

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

**Модернізація токарно-карусельного верстата 1516 для обробки
крупногабаритних деталей**

Виконав: студент 2-го курсу, групи 1ГМ-23м
спеціальності 133 – Галузеве
машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки)

Максим КОЛЧИН

(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., професор, зав. каф. ГМ

Леонід ПОЛІЩУК

(прізвище та ініціали)

« 12 » 2024 р.

Опонент: к.т.н., доцент кафедри АТМ

Віталій ОГНЕВИЙ

(прізвище та ініціали)

« 12 » 12 2024 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., проф. Поліщук Л. К.

(прізвище та ініціали)

« 12 » грудня 2024 р.

Вінниця ВНТУ - 2024 рік

Вінницький національний технічний університет
 Факультет машинобудування та транспорту
 Кафедра галузевого машинобудування
 Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
 Галузь знань – 13 Механічна інженерія
 Спеціальність – 133 Галузеве машинобудування
 Освітньо-професійна програма – Галузеве машинобудування
 (шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор Поліщук Л.К.

« 18 » вересня 2024р.

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Колчину Максиму Андрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

- Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Модернізація токарно-карусельного верстата 1516 для обробки крупногабаритних деталей», керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Поліщук Леонід Клавдійович д.т.н., професор

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “17” вересня 2024 року № 310

- Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 12.12.2024р.

- Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: технічна характеристика та кінематична схема токарно-карусельного верстата моделі 1516; габаритні розміри дошки трубної вакуум-випарної установки: діаметр – 1598 мм, висота – 25 мм; маса дошки трубної – 204 кг.;

- Зміст текстової частини: постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування теми роботи; аналіз існуючої кінематичної схеми та формування пропозицій по модернізації; розрахунково-конструкторський розділ; математична модель механізму повороту стола верстата; економічний розділ.

- Перелік графічної та ілюстративної частини (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 5.1 Механізм повороту стола токарно-карусельного верстата 1516 (1 лист ф. А1).

5.2 Поворотний стіл токарно-карусельного верстата 1516 (1 лист ф. А1).

5.3 Фланець верхній (камера горюча) (1 листа ф. А1).

5.4 Фланець верхній ДУ1600 (1 лист ф. А1).

5.5 Дошка трубна верхня (1 лист ф. А1).

5.6 Дошка трубна нижня (1 лист ф. А1).

5.7 Зовнішній вигляд та кінематична схема токарно-карусельного верстата 1516 (1 плакат ф. А1).

5.8. Кінематична схема модернізованого механізму повороту стола (1 лист А1).

5.9 Математична модель механізму повороту стола верстата 1516 (2 плакати А1)

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Спеціальна частина	Поліщук Леонід Клавдійович. д.т.н., професор	19.09.2024 <i>Л.К. Поліщук</i>	02.12.2024 <i>Л.К. Поліщук</i>
Економічна частина	Ратушняк Ольга Георгіївна к.т.н., доцент	16.10.2024 <i>О.Г. Ратушняк</i>	04.12.2024 <i>О.Г. Ратушняк</i>

7. Дата видачі завдання 18.09.24 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назви етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР
1.	Вибір та узгодження теми МКР. Огляд літературних джерел.	04.09.2024-11.09.2024
2	Аналіз літературних джерел. Попередня розробка основних розділів	12.09.2024-16.09.2024
3.	Затвердження теми. Розробка технічного завдання	18.09.2024-25.09.2024
4.	Техніко-економічне обґрунтування теми роботи. Аналіз вирішення поставленої задачі.	19.09.2024-07.10.2024
5.	Розрахунково-конструкторський розділ	08.10.2024-06.11.2024
6	Розробка модернізованої конструкції приводу механізму повороту	07.11.2024-24.11.2024
7.	Побудова математичної моделі механізму повороту верстата	14.11.2024-29.11.2024
8.	Економічний розділ.	16.10.2024-04.11.2024
9.	Оформлення пояснювальної записки та графічної частини роботи	02.12.2024
10.	Нормоконтроль	11.12.2024
11.	Попередній захист МКР, доопрацювання, рецензування МКР	12.12.2024
12.	Захист МКР на ДЕК	20.12.2024, 23.12.2024

Студент *М.А. Колчин* (підпис) Колчин М. А. (прізвище та ініціали)

Керівник роботи *Л.К. Поліщук* (підпис) Поліщук Л. К. (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

УДК 621.9.06

Колчин М.А. Модернізація токарно-карусельного верстата 1516 для обробки крупногабаритних деталей. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма - галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2024. 95 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 22 назв; рис.: 9; табл. 13.

У магістерській кваліфікаційній роботі проведено аналіз механізму повороту стола одностійкового токарно-карусельного верстата 1516 щодо його функціональних можливостей обробки крупногабаритних деталей.

Запропоновано шляхи модернізації механізму повороту стола верстата у напрямку заміни асинхронного електродвигуна на більш потужний з тиристорним керуванням частоти обертання, а також збільшення розмірів стола для можливості обробки крупногабаритних деталей.

Проведено кінематичний розрахунок модернізованого механізму повороту стола верстата.

На основі розробленої кінематичної схеми модернізованого механізму повороту стола верстата розроблена дев'ятимасова динамічна модель. Яку було спрощено до двохмасової моделі.

Користуючись принципом Д'Аламбера, побудована математична модель динаміки механізму повороту стола верстата.

Розроблено складальні креслення механізму повороту стола.

Графічна та ілюстративна частина складається з 10 плакатів та складальних і робочих креслень із отриманими результатами досліджень та проєктування.

Ключові слова: токарно-карусельний верстат, механізм повороту, стіл, математична модель, модернізація.

ABSTRACT

Kolchin M.A. Modernization of rotary lathe 1516 for processing large-sized parts. Master's qualification in specialty 133 – Galuzev mechanical engineering, lighting program - Galuzev mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2024. 95 p.
In Ukrainian movie Bibliography: 22 titles; Fig.: 9; table 13.

The master's qualified robot analyzed the table rotation mechanism of a single-column rotary lathe 1516 for its functional capabilities of processing large-sized parts.

It was proposed to modernize the mechanism of rotating the bench table to directly replace the asynchronous electric motor with a stronger one with thyristor winding frequencies, as well as to increase the dimensions of the table for the possibility of processing large-sized parts.

A kinematic development of the modernized rotating mechanism of the benchtop table was carried out.

Based on the detailed kinematic diagram of the modernized mechanism for rotating the workbench table, a nine-mass dynamic model was developed. Yaku was reduced to a two-mass model.

Based on D'Alembert's principle, a mathematical model of the dynamics of the rotation mechanism of the bench table was developed.

The folding chair for the table turning mechanism has been dismantled.

The graphic and illustrative part consists of 10 posters and folding and working chairs from the results of the follow-up and design.

Key words: rotary turning bench, turning mechanism, table, mathematical model, modernization.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕМИ РОБОТИ.....	11
1.1 Суть технічної проблеми.....	11
1.2 Технічні показники аналога та нового технічного рішення.....	12
1.3 Співставлення аналога новому технічному рішенню.....	13
1.4 Техніко економічне обґрунтування розробки нової конструкції.....	14
1.5 Економічна доцільність нової розробки.....	16
1.6 Висновки до першого розділу.....	19
2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТОЛА ОДНОСТІЙКОВОГО ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА 1516.....	21
2.1 Призначення та область застосування.....	21
2.2 Заходи щодо модернізації механізму повороту стола верстата	30
2.3 Висновки до другого розділу.....	32
3 РОЗРАХУНКОВО–КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	34
3.1 Кінематичний розрахунок приводу.....	34
3.2. Розрахунок механічних передач.....	38
3.3 Висновки до третього розділу.....	61
4 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТОЛА ВЕРСТАТА.....	62
4.1 Розробка динамічної моделі механізму повороту верстата.....	62
4.2 Побудова математичної моделі механізму повороту стола верстата.....	67
4.3 Висновки до четвертого розділу.....	72
5 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	73
5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки.....	73
5.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи	79
5.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки	86
5.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності..	88

5.5 Висновки до економічного розділу.....	90
ВИСНОВКИ.....	91
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЖЖЕРЕЛ.....	93
Додаток А (обов'язковий). Технічне завдання.....	96
Додаток Б (обов'язковий). Графічна частина.....	101
Додаток В (обов'язковий). Специфікації	108
Додаток Г (обов'язковий). Ілюстративна частина.....	111
Додаток Д (обов'язковий). Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень.....	116
Додаток Е (довідниковий). Акт впровадження.....	118

ВСТУП

В історії становлення української державності важливе місце займає ефективний розвиток національної економіки, чільне місце в якій належить продовольчій безпеці. Значним викликом для підприємств харчової галузі виробництва стали пандемія Covid-19 та повномасштабна війна, яка почалася у 2022 році, що створило суттєві перешкоди для виконання продовольчої програми, метою якої є забезпечення необхідними видами харчової продукції населення України. Тому підприємства галузі намагаються збільшити випуск продукції не лише за рахунок збільшення виробничих потужностей, але й за рахунок удосконалення машин та апаратів шляхом підвищення їх продуктивності.

Одним з лідерів виробництва молочної продукції в Україні є Тернопільський молокозавод, який випускає свою продукцію під торговою маркою «Молокія», що реалізується не лише в Україні, але і в Німеччину, Голландію, Латвію, США, Грузію, Марокко. Для випуску згущеного незбираного і знежиреного молока ним використовуються вакуум-випарні установки виробництва Німеччини. З метою удосконалення цього обладнання в напрямку підвищення їх продуктивності підприємство уклало договір з ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод», відомим на теренах України виробником продукції для харчової та переробної промисловості, зокрема, буртоукладників для цукрових заводів [1]. За вимогою замовника, необхідно було збільшити діаметр колони та кількість розміщених в ній пучка труб-теплообмінників, які строго зорієнтовані в колоні за допомогою отворів, створених на дошці трубній. Для того, щоб розмістити, базувати, закріпити таку крупногабаритну деталь на токарно-карусельному верстаті, за розрахунками фахівців необхідний стіл (план-шайба) діаметром понад 2500 мм. Токарно-карусельний верстат моделі 1516, який установлений у механічному цеху ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод», оснащений столом діаметром 1600 мм, що не дозволяє виконувати обробку таких деталей.

Верстати такого типу в Україні не випускаються, а новий закордонного виробництва, наприклад, фірми TOS з системою керування фірми SIMENS має вартість 10 млн 570 тис грн [2]. Якщо виготовляти таку деталь по кооперації, то затрати на транспортування такої крупногабаритної деталі суттєво збільшать собівартість всієї вакуум-випарної установки. Тому, проведення модернізації існуючого токарно-карусельного верстата 1516 в напрямку розробки нового стола із заміною електромеханічних приводів на електродвигуни з тиристорним перетворювачем є актуальною задачею.

Метою магістерської кваліфікаційної роботи є розширення функціональних можливостей токарно-револьверного верстата шляхом модернізації стола механізму повороту.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

- проаналізувати конструкцію токарно-карусельного верстата 1516 та механізму повороту і визначити напрямки модернізації існуючого верстата;
- запропонувати комплекс рішень щодо модернізації верстата;
- розробити конструкцію стола та виконати необхідні перевіірочні розрахунки у зв'язку із запропонованою модернізацією механізму повороту;
- побудувати математичну модель динамічних процесів пуску електромеханічного приводу механізму повороту верстата;
- виконати необхідні економічні дослідження та розрахунки для підтвердження доцільності розроблення та впровадження у виробництво модернізованого верстата;

Об'єкт дослідження – технологічний процес виготовлення комплектуючих деталей вакуум-випарної установки.

Предмет дослідження – механізм повороту токарно-карусельного верстата 1516

Методи дослідження: порівняльний аналіз елементів конструкцій та економічних показників робочого обладнання для виготовлення вакуум-випарної установки

- Новизна одержаних результатів:

- обґрунтовано напрямок модернізації токарно-карусельного верстата 1516 і механізму повороту для ефективної обробки крупногабаритних деталей;
- розроблено нові схемні рішення для кінематичної схеми токарно-карусельного верстата 1516.

Публікації – тези доповіді на тему «Модернізація токарно-карусельного верстата 1516 для обробки крупногабаритних деталей» на Всеукраїнську науково-практичну інтернет-конференцію студентів, аспірантів та молодих науковців «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи» (МН-2025 р.).

1 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕМИ РОБОТИ

1.1 Суть технічної проблеми

Для випуску згущеного незбираного і знежиреного молока ним використовуються вакуум-випарні установки виробництва Німеччини. З метою удосконалення цього обладнання в напрямку підвищення їх продуктивності підприємство уклало договір з ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод», відомим на теренах України виробником продукції для харчової та переробної промисловості, зокрема, буртоукладників для цукрових заводів. За вимогою замовника, необхідно було збільшити діаметр колони та кількість розміщених в ній пучка труб-теплообмінників, які строго зорієнтовані в колоні за допомогою отворів, створених на дошці трубній. Для того, щоб розмістити, базувати, закріпити таку крупногабаритну деталь на токарно-карусельному верстаті, за розрахунками фахівців необхідний стіл (план-шайба) діаметром понад 2500 мм. Токарно-карусельний верстат моделі 1516, який установлений у механічному цеху ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод», оснащений столом діаметром 1600 мм, що не дозволяє виконувати обробку таких деталей. Верстати такого типу в Україні не випускаються, а новий закордонного виробництва, наприклад, фірми TOS з системою керування фірми SIMENS має вартість 10 млн 570 тис грн. Якщо виготовляти таку деталь по кооперації, то затрати на транспортування такої крупногабаритної деталі суттєво збільшать собівартість всієї вакуум-випарної установки. Тому, проведення модернізації існуючого токарно-карусельного верстата 1516 в напрямку розробки нового стола із заміною електромеханічних приводів на електродвигуни з тиристорним перетворювачем є актуальною задачею.

Розв'язками даної проблеми може бути модернізація існуючих конструкцій верстатів на території України, взявши за основу європейські зразки, і які не будуть поступатися аналогам по своїх характеристиках.

1.2 Технічні показники аналога та нового технічного рішення

На рисунку 1.1 показаний токарно-карусельний верстат 1516, який прийнято для порівняння з новою модернізованою конструкцією. Недоліком такої конструкції з врахуванням можливості обробки крупногабаритної деталі, якою є дошка трубна, що застосовується в конструкції вакуум-випарної установки, є недостатній діаметральний розмір стола.

Використання модернізованої конструкції стола механізму повороту та удосконалення кінематичної схеми шляхом введення електроприводів виконавчих ланок з тиристорним перетворювачем дозволяє підвищити техніко-економічні показники верстата, шляхом зміни габаритних розмірів стола, безступеневого регулювання його частоти обертання та зекономити на необхідності придбання нового вартісного верстата закордонного виробництва.

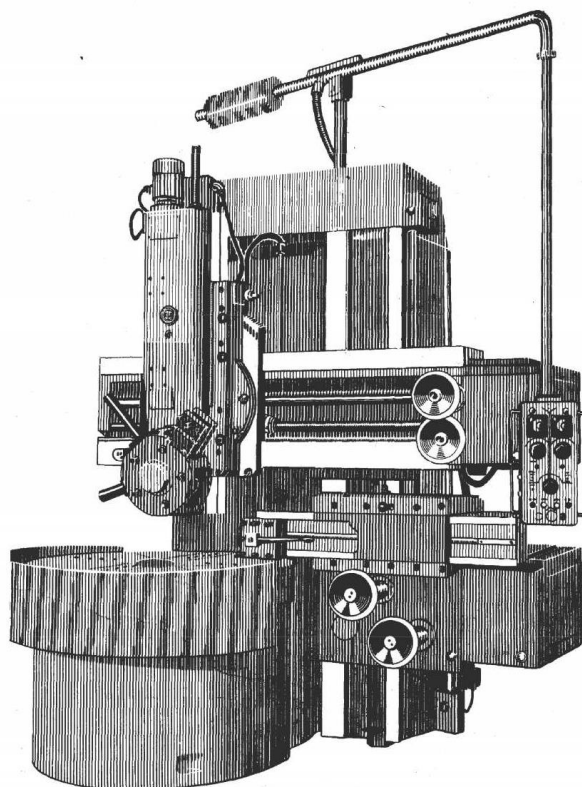


Рисунок 1.1 – Токарно-карусельний верстат 1516

В таблиці 1.1 порівняємо технічні показники аналогу та модернізованої конструкції конструкції.

Таблиця 1.1 – Порівняння технічних характеристик аналога та нової конструкції привода

Показники (параметри)	TOS з СК SIMENS	Модернізований верстат 1516
Потужність, кВт	50	55
Найбільший діаметр оброблюваної деталі, мм	1850	2000
Тип електродвигуна головного руху	Кроковий постійного струму	Асинхронний з тиристорним керуванням
Спосіб регулювання частоти обертання	Коробкою швидкостей	Тиристорним перетворювачем
Діапазон частот, об/хв	4...200 (безступінчасто)	0...127 (безступінчасто)
Діаметр стола, мм	1600	2560
Вага верстата, кг	28000	20000
Ціна для підприємства, грн	10 млн 570 тис	Залишкова +197 тис.

1.3 Співставлення аналога новому технічному рішенню

Як було вище зазначено, використання стола з діаметральним розміром 1600 мм є недоцільним. Розробка нової конструкції стола є досить затратним процесом і обійшлося заводу у 197 тис. грн, але це набагато дешевше ніж купувати новий верстат, наприклад, фірми TOS з системою керування фірми SIMENS, що має вартість 10 млн 570 тис грн.

Наслідком розробки нової конструкції буде підвищення техніко-економічних показників вакуум-випарної установки, зокрема її вартості, розширення його функціональних можливостей щодо обробки великогабаритних деталей, удосконалення кінематичної схеми, яка дозволяє застосувати безступінчасте регулювання частоти обертання столу. Також це дозволить зменшити суму витрат на виготовлення комплектуючих деталей.

1.4 Техніко економічне обґрунтування розробки нової конструкції

1.4.1 Собівартість одиниці нової розробки

Собівартість одиниці нової розробки може бути розрахована методом питомої ваги. Цей метод застосовується тоді, коли є можливість розрахувати одну з прямих витрат і установити питому вагу даної статі в собівартості аналога.

Собівартість одиниці нової розробки розраховується за формулою [3]:

$$S = \frac{B_n \cdot K_n \cdot 100\%}{\Pi\%} \quad (1.1)$$

де $B_n = 197000 : 20000 = 98,5$ – величина певної статті прямих витрат для нової розробки, яка вибрана за основу, грн/кг; Π – питома вага цієї статті витрат в собівартості аналога, %; K_n – коефіцієнт, який урахує конструктивні та технологічні особливості нової розробки, $K_n = 1 \dots 1,2$;

$$S = \frac{98,5 \cdot 1,1 \cdot 100}{26} = 379, \text{ грн}$$

1.4.2 Розрахунок величини капітальних вкладень

Величина капітальних вкладень K розраховується за формулою:

$$K = B \cdot A \cdot S = B \cdot \text{Ц грн}, \quad (1.2)$$

де B – коефіцієнт, який урахує витрати на розробку, придбання, транспортування, монтаж, налагодження нової розробки тощо, $B = 1,2 \dots 2,0$;

A – коефіцієнт, який урахує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, $A \sim 1,7...2,3$; S – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом, грн.; C – ціна реалізації нової розробки, якщо вона була відома або визначена:

$$K = 1,2 \cdot 1,7 \cdot 197000 = 378240 \text{ грн}$$

Тут ціна реалізації становить

$$C = K \cdot S = 197000 \cdot 1,7 = 334900 \text{ грн}$$

1.4.3 Розрахунок величин експлуатаційних витрат для одиниці нової розробки

Експлуатаційними витратами є такі витрати, які забезпечують нормальне функціонування певного технічного рішення в період його експлуатації в розрахунку за рік. Величина експлуатаційних витрат E за рік становить $E_1 = 45000$ грн/рік.

1.4.4 Розрахунок питомих капітальних вкладень та питомих експлуатаційних витрат

Так, питомі капітальні вкладення складуть:

а) для аналога:

$$\frac{K_1}{Q_1} = \frac{10570000}{22} = 480454 \text{ грн/кВт}; \quad K_1 = 1115200 \quad (1.3)$$

б) для нового варіанта:

$$\frac{K_1}{Q_1} = \frac{378240}{22} = 17193 \text{ грн/кВт}; \quad (1.4)$$

Питомі експлуатаційні витрати складуть:

а) для аналога:

$$\frac{E_1}{Q_1} = \frac{45000}{22} = 2045,45 \text{ грн/рік} \cdot \%; \quad (1.5)$$

б) для нового варіанта:

$$\frac{E_1}{Q_1} = \frac{42000}{22} = 1909 \text{ грн/рік} \cdot \%. \quad (1.6)$$

Аналіз отриманих результатів дає змогу зробити висновок про те, що використання нової конструкції є вигідним.

1.5 Економічна доцільність нової розробки

1.5.1 Розрахунок економічної доцільності

Економічну доцільність нової розробки можна розрахувати шляхом порівняння капітальних та експлуатаційних витрат для неї та аналога.

Капітальні вкладення (K) та експлуатаційні затрати (E) визначаються приблизно, спрощеним способом. Для аналога ці показники будемо розраховувати з індексом 1, а для нового пристрою – 2.

Собівартість одиниці нової розробки можна спрогнозувати методом питомої ваги. В цьому випадку собівартість одиниці нової продукції розраховується за формулою [3]:

$$S = \frac{B_B \cdot K_H \cdot 100\%}{\Pi\%} [\text{грн}], \quad (1.7)$$

де B_{Π} – величина певної статті прямих витрат для нової розробки, яка вибрана за основу, грн.; Π – питома вага цієї статті витрат в собівартості аналога, % (приймаємо 85%); K_H – коефіцієнт, який враховує конструктивні та технологічні особливості нової розробки K_H приймаємо рівним 1,3 [3].

Визначимо згідно формули собівартість одиниці нової продукції:

$$S_2 = \frac{197000 \cdot 1,3 \cdot 100\%}{85\%} = 301294 \text{ (грн)}.$$

Величину капітальних вкладень можна спрогнозувати за формулою:

$$K = B \cdot A \cdot S = B \cdot Ц \text{ (грн)}, \quad (1.8)$$

де B – коефіцієнт, який враховує витрати на розробку, придбання, транспортування, монтаж нової розробки $B = 1,1$; A – коефіцієнт який враховує прогнозований дохід, податки, які повинен сплатити виробник, $A = 1,4$; S – собівартість нової розробки, грн., яка визначається приблизним способом.

Капітальні вкладення для нового приводу верстата:

$$K_2 = 1,1 \cdot 1,4 \cdot 301294 = 463993 \text{ (грн)}. \quad (1.9)$$

Оскільки нам відома приблизна ціна аналога, то розрахуємо за формулою капітальні вкладення аналога:

$$K_I = 1,4 \cdot 10570000 = 14798000 \text{ (грн)}. \quad (1.10)$$

Експлуатаційними витратами є такі витрати, які забезпечують нормальне функціонування в період експлуатації.

В найбільш спрощеному вигляді величина експлуатаційних витрат в розрахунку за один рік може бути прогнозована за формулою [4]:

$$E = k \cdot A \cdot S + B_e, \quad (1.11)$$

де k – коефіцієнт, який ураховує витрати на амортизацію, обслуговування, ремонти тощо, $k=0,20$; A – коефіцієнт, який ураховує прогнозований прибуток, податки, які повинен сплачувати виробник $A=1,4$; S – собівартість, оцінена приблизним способом, грн; B_e – вартість спожитої пристроєм енергії, $B_e = \text{грн}$: $B_1 = 50 \cdot 24 \cdot 8 \cdot 2,02 = 19392 \text{ грн}$; $B_2 = 55 \cdot 24 \cdot 8 \cdot 2,02 = 21331 \text{ грн}$.

Підставивши дані в формулу розрахуємо експлуатаційні витрати для аналога:

$$E_1 = 0,2 \cdot 10570000 + 19392 = 2133392 \text{ (грн/рік)}.$$

Аналогічно для нового приводу верстата:

$$E_2 = 0,2 \cdot 301294 + 21331 = 81590 \text{ (грн/рік)}.$$

Для наглядного відображення капітальних та експлуатаційних витрат аналога та нового приводу ці показники зведемо в таблицю 1.2.

Таблиця 1.2 - Показники аналогу та розроблюваного приладів

Показники	Одиниці виміру	Аналог	Нова розробка
Капітальні вкладення	Грн.	14798000	463993
Експлуатаційні витрати	Грн./рік	2133392	81590

1.5.2. Порівняння капітальних та експлуатаційних витрат

При розробці нових конструкторських рішень (удосконалення, розробка нового виробу або конструкції, машини чи механізму), обґрунтування доцільності здійснення розробки може бути проведене шляхом зіставлення капітальних та експлуатаційних витрат нової розробки з капітальними та експлуатаційними витратами аналога.

В якості основного технічного показника, який характеризує удосконалення приводу верстата з максимальною ефективністю, приймемо число основних вузлів приводу. В конструкції аналогу це 7 од., а в новій розробці – 6 од.

Для випадку, коли аналог, який позначається цифрою «1», та запропоноване нове технічне рішення, яке позначається цифрою «2», мають різні значення основного технічного показника Q , причому його зменшення в новому продукті, відповідає пропорційному зростанню якості об'єкта розробки розраховуються питомі капітальні вкладення та питомі експлуатаційні витрати [3].

Так питомі капітальні вкладення складуть:

для аналога

$$\frac{K_1}{Q_2} = \frac{14798000}{6} = 2466000 \text{ грн./од}, \quad (1.12)$$

для нової розробки

$$\frac{K_2}{Q_1} = \frac{463993}{7} = 66276 \text{ грн/од}. \quad (1.13)$$

Питомі експлуатаційні витрати складуть:

для аналога –

$$\frac{E_1}{Q_2} = \frac{2133392}{6} = 304770 \text{ грн./рік/од}, \quad (1.14)$$

для нової технічної розробки

$$\frac{E_2}{Q_1} = \frac{81590}{7} = 3907 \text{ грн./рік/од}. \quad (1.15)$$

Отже виникає ситуація, згідно з якою $\frac{K_1}{Q_2} > \frac{K_2}{Q_1}$ та $\frac{E_1}{Q_2} > \frac{E_2}{Q_1}$, що свідчить про переваги нової розробки над аналогом. Додатково необхідно розрахувати абсолютну економію на питомих капітальних вкладеннях та питомих експлуатаційних витратах:

$$K_{ek} = \frac{K_1}{Q_2} - \frac{K_2}{Q_1} = 2466000 - 66276 = 2399724 \text{ грн./од}. \quad (1.16)$$

та

$$E_{ek} = \frac{E_1}{Q_2} - \frac{E_2}{Q_1} = 304770 - 3907 = 300863 \text{ грн./рік/од}. \quad (1.17)$$

1.6 Висновки до першого розділу

Проаналізувавши переваги та недоліки нової конструкції та аналогу, можна зробити висновки:

- витрати на обслуговування нової конструкції менші за аналог за рахунок покращення технічних характеристик;
- простота в експлуатації, безпека в користуванні надають можливість широко використовувати нову конструкцію;
- невелика собівартість порівняно з аналогами на ринку.

Отже, проведений порівняльний аналіз техніко-економічних показників базової та нової конструкції дозволяє зробити висновок про доцільність розробки нового обладнання для механізму повороту стола існуючого верстата, яка швидко віднайде споживача завдяки сприятливій ціні та високим технічним та експлуатаційним показниками.

2. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТОЛА ОДНОСТІЙКОВОГО ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА 1516

2.1 Призначення та область застосування

Одностійкові токарно-карусельні верстати моделей 1516 (рис.2.1) є універсальними верстатами та призначені для обробки різноманітних виробів з чорних та кольорових металів в умовах дрібносерійного та серійного виробництва [4].

На верстатах можна виконувати такі операції:

- обточування циліндричних та конічних поверхонь;
- розточування циліндричних та конічних поверхонь;
- обточування плоских торцевих поверхонь вертикальним та бічним супортами. Крім того, вертикальним супортом можна проводити обточування плоских торцевих поверхонь з підтримкою ступінчасто-постійної швидкості різання на чистових та напівчистових режимах;
- свердління, зенкерування та розгортання;
- прорізання канавок, та відрізу.

При застосуванні спеціальних пристроїв та пристроїв, що поставляються разом із верстатами за особливим замовленням за окрему плату, на верстатах можна виготовляти:

- обробку деталей за заданими розмірами (за упорами);
- нарізування різьблення, обточування та розточування конічних поверхонь;
- обробку фасонних поверхонь тіл обертання за копіром (електрокопіювальний пристрій);
- обробку деталей з охолодженням.

в поєднанні з широким діапазоном регулювання чисел обертів планшайби та величини подач дозволяє проводити на верстатах високопродуктивну обробку.



Рисунок 2.1 – Одностійковий токарно-карусельний верстат моделі 1516

У звичайному виконанні верстати поставляються з вертикальним револьверним супортом, що має механічний поворот і револьверний затискач головки, і бічним супортом.

Крім цього, за особливим замовленням за окрему плату може бути поставлений верстат з планшайбою, що самоцентрує, з ручним затиском виробу.

На верстаті одночасно можуть бути змонтовані всі пристосування, за винятком охолодження, яке не може бути встановлено одночасно з самоцентруючою планшайбою.

У зв'язку з тим, що встановлення пристосувань потребує значних змін та доробок у верстаті, замовлення на виготовлення пристосувань до раніше поставлених верстатів не можуть бути виконані. Пристрої поставляються лише разом із верстатом.

Значна потужність електродвигуна головного приводу, висока жорсткість базових деталей і достатня міцність всіх елементів кінематичного ланцюга в поєднанні з широким діапазоном регулювання чисел обертів планшайби та величини подач дозволяє проводити на верстатах високопродуктивну роботу на швидкісних режимах різання.

Верстат складається з таких основних частин (рис.2.2) [5]:

- 1 – стіл;
- 2 – огороження планшайби;
- 3 – вертикальний супорт;
- 4 – підвісний пульт керування;
- 5 – підвіска пульта керування;
- 6 – поперечина;
- 7 – механізм переміщення поперечини;
- 8 – станина;
- 9 – механізм ручного переміщення вертикального супорта;
- 10 – коробка подач вертикального супорта;
- 11 – коробка швидкостей;
- 12 – кожух;
- 13 – механізм передачі руху на подачу;
- 14 – змащувальний пристрій;
- 15 – горизонтальний супорт (боковий)
- 16 – механізм подачі горизонтального супорта (бокового)

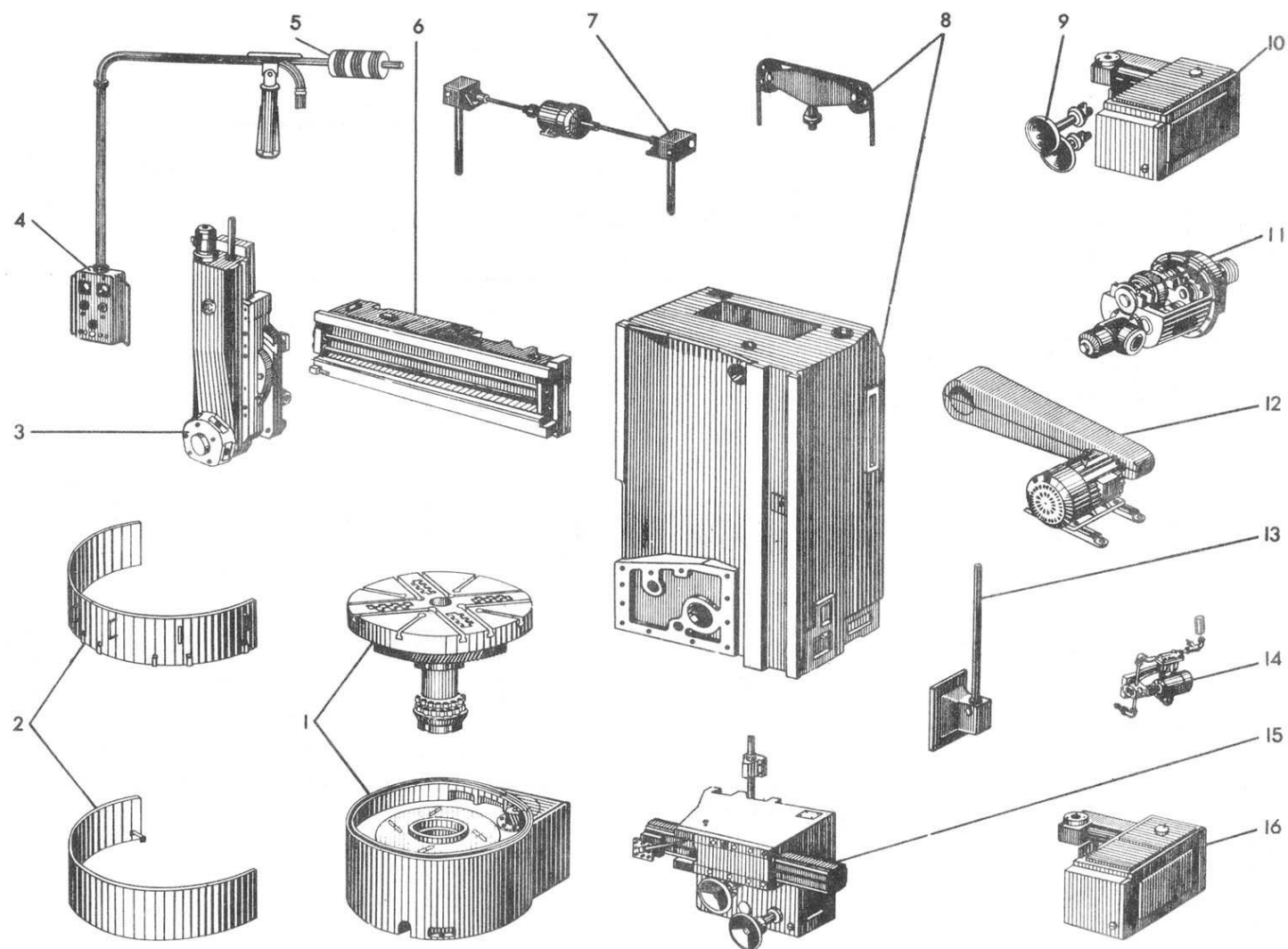


Рисунок 2.2 – Складові елементи токарно-карусельного верстата 1516

Верстат має два супорти :

- вертикальний з п'ятипозиційною револьверною головкою з автоматичним поворотом та фіксацією на кожній позиції;
- горизонтальний (бічний) з чотирьохпозиційним різцеутримувачем.

Технологічні можливості верстата значно розширюються за допомогою самоцентруючої планшайби, що поставляються за особливим замовленням, пристосувань (для різьбонарізання, обробки конічних поверхонь, обточування фасонних поверхонь тіл обертання по копіру, обробки деталей за упорами) і пристрої для обробки з охолодженням.

На верстатах можна виконувати такі операції:

- обточування циліндричних та конічних поверхонь;
- розточування циліндричних та конічних поверхонь;
- обточування плоских торцевих поверхонь вертикальним та бічним супортами.

Крім того, вертикальним супортом можна проводити обточування плоских торцевих поверхонь з підтримкою ступінчасто-постійної швидкості різання на чистових та напівчистових режимах; свердління, зенкерування та розгортання; прорізання канавок та відрізки.

При застосуванні спеціальних пристроїв та пристроїв, що поставляються разом із верстатами за особливим замовленням за окрему плату, на верстатах можна виготовляти:

- обробку деталей за заданими розмірами (упорами);
- нарізування різьблення, обточування та розточування конічних поверхонь;
- обробку фасонних поверхонь тіл обертання по копіру (електрокопіювальний пристрій);
- обробку деталей із охолодженням.

Технічна характеристика верстата 1516.

- Клас точності верстатів Н згідно з ГОСТ 8-77.
- Найбільший діаметр оброблюваної заготовки - Ø **1600** мм

- Найбільша висота оброблюваної заготовки - $\varnothing$ **1000** мм
- Діаметр план-шайби - $\varnothing$ **1400** мм
- Найбільша вага оброблюваної заготовки - **6300** мм .
- Частота обертання план-шайби - **4..200** об/хв, 18 ступенів
- Потужність електродвигуна – **30** кВт
- Вага верстата повна - **20** т

На рис. 2.3 представлена кінематична схема токарно-карусельного верстата 1516.

Коробка швидкостей призначена для забезпечення обертання планшайби, а також пуску, зупину і змінення чисел обертів. Обертання на вхідний вал коробки швидкостей передається від електродвигуна головного приводу за допомогою клинопасової передачі. Коробка швидкостей забезпечує 18 ступенів чисел обертів планшайбі.

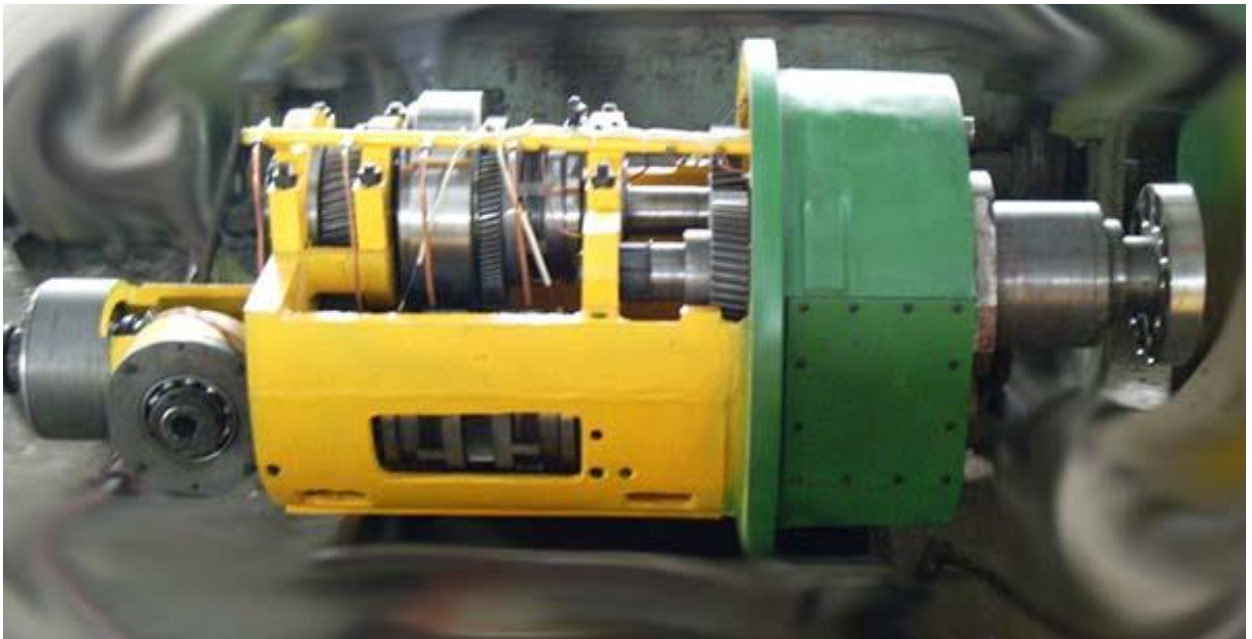


Рисунок 2.4 – Коробка швидкостей токарно-карусельного верстата 1516

Керування коробкою швидкостей здійснюється дистанційно з підвісного пульта.

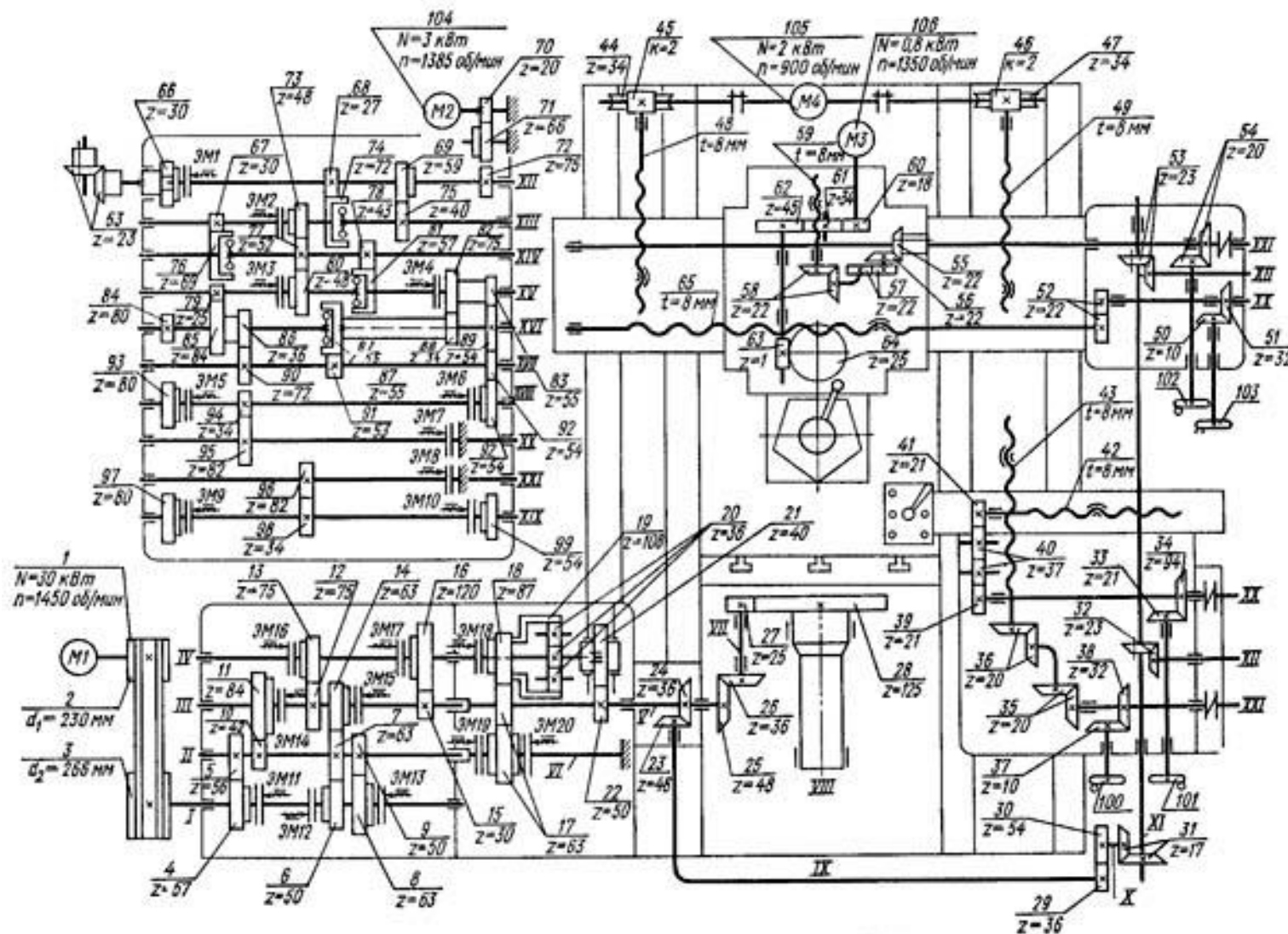


Рисунок 2.3 – Кінематична схема токарно-карусельного верстата 1516

Коробка швидкостей оснащена шістьма валами, які змонтовані на підшипниках кочення в корпусі, що має для зручності збирання площину роз'єму по осях валів.

При більш високих числах обертів пуск здійснюється східчасто у два, три чи чотири етапи. Кількість східців розгону зростає зі збільшенням числа обертів планшайби.

Перемикання муфт під час виконання ступінчастого розгону здійснюється автоматично.

Зміна чисел обертів з 1 по 12 ступінь здійснюється включенням відповідних комбінацій електромагнітних муфт.

Для включення поштовхового режиму роботи планшайби, який застосовується під час установки та вивірці деталі, необхідно на підвісному пульті поставити перемикач у положення "Товчковий пуск" планшайби і натиснути на кнопку "Пуск" планшайби.

У коробці швидкостей спеціальні гальмівні пристрої відсутні і гальмування безпосередньо планшайби здійснюється одночасним вмиканням трьох електромагнітних муфт.

Стіл токарно-карусельного верстата 1516 (рис.2.5) містить корпус (рис.2.5, б), в якому улаштовані кругові напрямні, планшайби зі шпинделем та привід планшайби.

Корпус стола виготовлений з чавунного виливка, у якому розвинена система ребер, які надають йому велику жорсткість.

У верхній частині корпусу столу є кільцеві виступи, що входять у кільцеві канавки планшайби, таким чином утворюючи лабіринт. Це перешкоджає розбризкуванню мастила та захищає від потрапляння всередину столу стружки, чавунного пилу, емульсії та інших забруднюючих елементів.

Рух планшайби здійснюється від електродвигуна через коробку швидкостей і далі через пару конічних зубчастих коліс з круговим зубом коробки швидкостей і столу (рис. 2.4, б), далі через косозубу циліндричну пару: шестерня і вінцеве зубчасте колесо (рис. 2.5, а), яке жорстко зв'язане з планшайбою.



a – стіл верстата; *б* – корпус стола верстата.

Рисунок 2.5 – Механізм повороту стола токарно-карусельного верстата 1516

Для забезпечення плавності роботи при значній швидкохідності верстатів зубчасті колеса приводу планшайби проєктуються косозубими, а конічні шестерні – з круговим зубом.

Планшайба є порожнистим диском з рядом внутрішніх радіальних і кільцевих ребер. На верхній площині улаштовані Т-подібні верстатні пази, які служать для закріплення затискних кулачків, різних пристосувань або для безпосереднього закріплення оброблюваних виробів.

Для точної установки по центру планшайби деталей або настановних пристосувань у планшайбі виконано центрувальний отвір, що захищається від вибоїн спеціальною заглушкою.

Для сприйняття вертикальних зусиль від маси виробів, що обробляються, і планшайби, а також від вертикальних складових сил різання застосовуються плоскі кільцеві напрямні з текстолітовими накладками 154.

Шпиндель, який жорстко зв'язаний з планшайбою, має в якості опор дворядні роликові підшипники, внутрішні кільця яких містять конічні посадкові отвори. Ці підшипники відзначаються високою точністю, довговічністю, жорсткістю, малим коефіцієнтом тертя, можливістю регулювання радіального зазору, що дозволяє цей радіальний зазор доводити до дуже малих величин або навіть створювати натяг, що в свою чергу забезпечує необхідну точність і плавність обертання планшайби.

Верстат в основному виконанні поставляється з чотирма кулачками для кріплення оброблюваних виробів, при цьому кожен кулачок має незалежне переміщення. Для упередження скидання незакріплених кулачків з планшайби при випадковому вмиканні її обертання, а також для надійного кріплення кулачків, що сприймають зусилля різання, в корпус кулачка вставляється планка з шипом, який входить у глухий паз планшайби.

2.2 Заходи щодо модернізації механізму повороту стола верстата

Однією з важливих складових конструкції колони вакуум-випарної установки є дошка трубна, за допомогою якої здійснюється орієнтація пучка великої кількості труб-теплообмінників в середині колони (Лист 08-62.МКР.004.01.004). Труби-

теплообмінники встановлюються у отвори, які виконані в дошці трубній, що має діаметральний розмір $d = 1598$ мм. Майже таким співрозмірним є і розмір стола у токарно-карусельному верстаті 1516. Його діаметральних розмірів не вистачає для базування та закріплення цієї деталі для обробки на верстаті. Такого типу верстати не виготовляються на верстатобудівних підприємствах України. Закуповувати новий верстат закордоном з необхідними розмірами стола є економічно недоречним, адже вартість такого сучасного верстата, наприклад, фірми TOS SKIQ 16 – ID 15535, що оснащений системою керування виробництва фірми SIMENS, становить 10 млн 570 тис грн. Виконані економічні розрахунки довели доцільність проведення модернізації існуючого токарно-карусельного верстата 1516 шляхом улаштування в приводі механізму повороту стола електродвигуна з тиристорною системою регулювання частоти обертання вихідного вала та заміною самого стола зі збільшеним діаметральним розміром [5].

На листі 08–62.МКР.04.01.100 СК представлена розроблена конструкція модернізованого стола. Основними складовими його зварної конструкції є планшайба, що виготовляється з сталевого листа товщиною 30 мм, та 16 ребер жорсткості, виготовлених з полосової сталі. В конструкції стола збережено приєднувальний розмір спряжених поверхонь планшайби та корпусу, який становить $\varnothing 1200 H9$, що забезпечить улаштування його на існуючі базові поверхні верстата.

На рис. 2.6 наведена змінена у зв'язку з улаштуванням електродвигуна з тиристорним керуванням кінематична схема механізму повороту модернізованого токарно-карусельного верстата. Вона містить електродвигун 1 типу СЕ 355, що має номінальну частоту обертання $n = 990 \text{ хв}^{-1}$, виробництва Румунії, на валу якого розміщено ведучий шків клинопасової передачі 2, ведений шків якої консольно улаштовано на швидкохідному валу приводу. Між опорами цього вала встановлена ведуча шестірня циліндричної косозубої передачі 3, а зубчасте колесо цієї передачі закріплено між опорами проміжного вала. На вихідному кінці цього вала розміщена шестірня конічної передачі 4 з коловими зубцями, зубчасте колесо якої встановлено на вертикальному тихохідному валу приводу. У верхній частині

цього вала улаштована шестірня відкритої косозубої циліндричної передачі 5, зубчастий вінець колеса якої закріплено на обертовій частині стола 6.

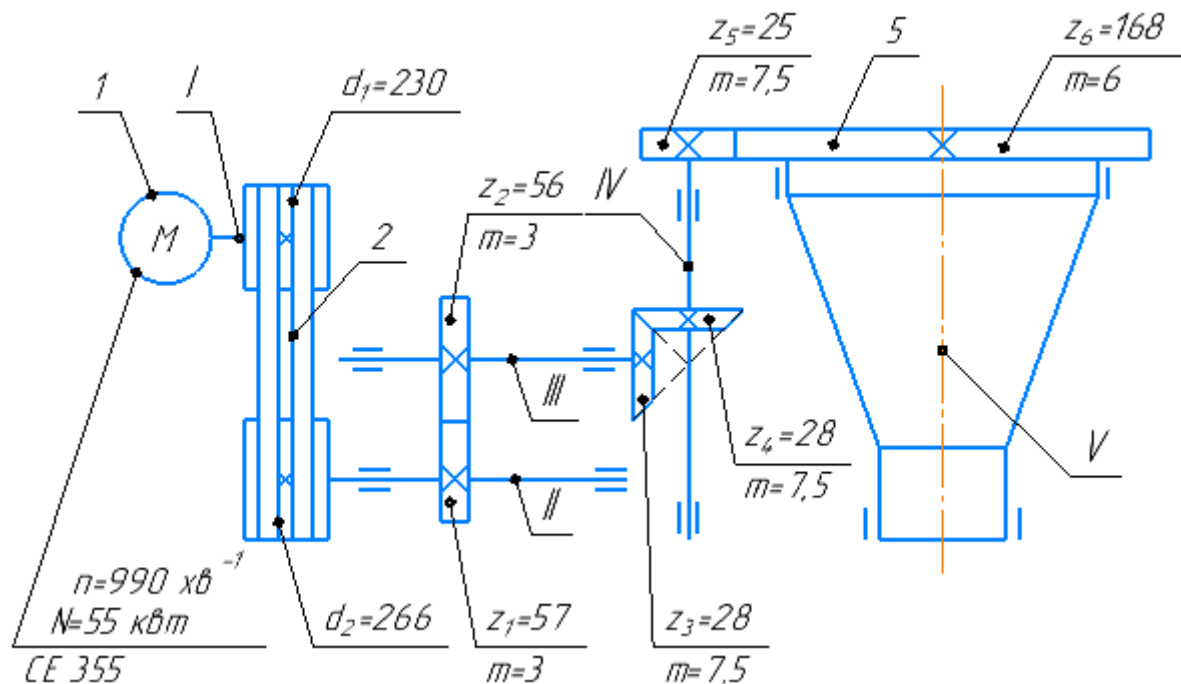


Рисунок 2.6 – Кінематична схема модернізованого механізму повороту токарно-карусельного верстата 1516

Запропонована зміна кінематичної схеми верстата та модернізація механізму повороту стола, який через значне збільшення діаметральних розмірів збільшив свою вагу, а отже і силу опору, вимагає проведення необхідних перевірочних розрахунків елементів механічних передач з існуючими геометричними розмірами та розробку математичної моделі динамічних процесів пуску електромеханічної системи механізму. Вирішенню цих задач присвячені наступні розділи кваліфікаційної роботи.

2.3 Висновки до другого розділу

Проведений аналіз механізму повороту стола одностійкового токарно-карусельного верстата 1516 щодо його функціональних можливостей обробки

крупногабаритних деталей, зокрема деталей для колони вакуум-випарної установки, на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» показав, що обробка їх є неможливою без модернізації цього верстата.

Запропоновано шляхи модернізації механізму повороту стола верстата у напрямку заміни асинхронного електродвигуна на більш потужний з тиристорним керуванням частоти обертання, а також збільшення розмірів стола для можливості обробки крупногабаритних деталей за їх габаритними розмірами.

Зазначена модернізація призведе до значного збільшення діаметральних розмірів, а отже ваги і сили опору, тому вимагає проведення необхідних перевірочних розрахунків елементів механічних передач приводу з існуючими геометричними розмірами та розробку математичної моделі динамічних процесів пуску електромеханічної системи механізму.

3 РОЗРАХУНКОВО–КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

Запропонована модернізація механізму повороту стола токарно-карусельного верстата 1516 стосується змін в кінематиці цього механізму верстата через застосування асинхронного електродвигуна збільшеної потужності з тиристорним керуванням частоти обертання вихідного вала та в діаметральному розмірі планшайби стола, що збільшило його вагу, а отже і сили опору на вихідній ланці привідного механізму. Оскільки геометричні розміри елементів механічних передач не були змінені, то задачею цього розділу є виконання перевірочних розрахунків цих передач.

3.1 Кінематичний розрахунок приводу

Визначення вихідної потужності та вибір електродвигуна [7].

Вихідні дані:

$n = n_5$ – максимальна частота обертання робочого

вала привода, хв^{-1} 127

D_c – діаметр стола, мм 2560

К.К.Д. клинопасової передачі, 0,93

К.К.Д. відкритої зубчастої косозубої передачі, $\eta_{кз}$ 0,94

К.К.Д. пари підшипників, $\eta_{пш}$ 0,99

К.К.Д. відкритої конічної передачі з коловими зубцями, $\eta_{к.п.}$ 0,97

Маса оброблюваної деталі, кг 204

Маса стола, кг 600

Для виконання кінематичного розрахунку скористаємося кінематичною схемою механізму повороту стола верстата, що наведена в розділі 2 (рис. 2.1).

Розраховуємо потужність передачі на виході:

$$P_{\text{вих}} = P_5 = k_3 \cdot M \cdot \omega, \quad (3.1)$$

де $k_3 = 1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу;

M – момент на валу верстата разом із закріпленою на ньому деталлю, Нм;

ω – максимальна кутова швидкість стола верстата, с^{-1} ;

P_5 – потужність на виході.

Для визначення потужності необхідно визначити складові фізичні величини, за яким його можна визначити – це момент інерції стола із закріпленою на ньому деталлю та кутове прискорення.

Момент інерції стола із закріпленою на ньому деталлю визначиться з виразу:

$$J = 0,5mR^2, \quad (3.2)$$

де

$$m = m_1 + m_2,$$

тут $m_1 = 1269$ кг – маса стола механізму повороту;

$m_2 = 204$ кг – маса оброблюваної деталі,

тому

$$m = m_1 + m_2 = 600 + 204 = 804 \text{ кг};$$

$$R = D/2 = 2560/2 = 1280 \text{ мм} = 1,28 \text{ м} – \text{радіус стола.}$$

Тоді момент інерції із закріпленою на ньому деталлю за (3.2) рівний

$$J = 0,5mR^2 = 0,5 \cdot 804 \cdot 1,28^2 = 658 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Визначаємо кутову швидкість обертання стола

$$\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 127 / 30 = 13,3 \text{ с}^{-1}.$$

Враховуючи тривалість перехідних процесів пуску, визначаємо кутове прискорення обертання столу:

$$\varepsilon = \omega/t = 13,3/6 = 2,24 \text{ с}^{-2}.$$

Тоді момент на валу верстата разом із закріпленою на ньому деталлю рівний:

$$M = J \cdot \varepsilon = 658 \cdot 2,24 = 1474 \text{ Нм}.$$

Підставимо отримані результати у (3.1) і визначимо потужність на валу повороту стола:

$$P_{\text{вих}} = P_5 = k_3 \cdot M \cdot \omega = 1 \cdot 1474 \cdot 31,4 = 46\,283 \text{ Вт} = 46,3 \text{ кВт}.$$

Визначаємо загальний ККД приводу:

$$\eta_z = \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{кк}} \cdot \eta_{\text{цк}} = 0,94 \cdot 0,99^4 \cdot 0,98^2 \cdot 0,97 = 0,841.$$

Визначаємо вхідну потужність P_1 :

$$P_1 = \frac{P_5}{\eta_{\text{заг.}}} = \frac{46,255}{0,841} = 55 \text{ кВт}. \quad (3.3)$$

Приймаємо потужність двигуна $P_1 = 55 \text{ кВт}$ типу СЕ 355 (Румунія) частотою обертання $n = 990 \text{ хв}^{-1}$.

Визначаємо загальне передатне число існуючого приводу за максимальної частоти обертання столу

$$u = u_{\text{кп}} u_{\text{цп}} u_{\text{кк}} u_{\text{цк}} = 1,157 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 6,72 = 7,78,$$

де $u_{кп} = 1,157$ – передатне відношення клинопасової передачі;

$u_{цп} = 1$ – передатне число прямозубої циліндричної передачі;

$u_{кк} = 1$ – передатне число конічної передачі з коловими зубцями;

$u_{цк} = 6,72$ – передатне число відкритої косозубої циліндричної передачі;

Визначаємо число обертів на всіх валах приводу:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{кп.п.}} = \frac{990}{1.157} = 856 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{пц}} = \frac{856}{1} = 856 \text{ хв}^{-1}.$$

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{кк}} = \frac{856}{1} = 856 \text{ хв}^{-1}.$$

$$n_5 = \frac{n_4}{u_{цк}} = \frac{856}{6,72} = 127 \text{ хв}^{-1}. \quad (3.4)$$

Розраховуємо потужності на всіх валах приводу:

$$P_5 = 46,3 \text{ кВт}$$

$$P_4 = \frac{P_5}{\eta_{цк} \cdot \eta_{п.}} = \frac{46,3}{0,97 \cdot 0,99} = 48,2 \text{ кВт};$$

$$P_3 = \frac{P_4}{\eta_{п.} \cdot \eta_{кк.}} = \frac{48,2}{0,99 \cdot 0,98} = 49,7 \text{ кВт} \quad (3.5)$$

$$P_2 = \frac{P_3}{\eta_{ц.п.} \cdot \eta_{п.}} = \frac{49,7}{0,98 \cdot 0,99} = 51,2 \text{ кВт};$$

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_{п.} \cdot \eta_{к.п.}} = \frac{51,2}{0,99 \cdot 0,94} = 55 \text{ кВт};$$

Розраховуємо обертальні моменти на всіх валах приводу:

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{55}{990} = 530 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{51,2}{856} = 570 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \frac{49,7}{856} = 555 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_4 = 9550 \frac{P_4}{n_4} = 9550 \frac{48,2}{856} = 538 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_5 = 9550 \frac{P_5}{n_5} = 9550 \frac{46,3}{127} = 3480 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.6)$$

Отримані результати кінематичного та силового розрахунку модернізованої кінематичної схеми верстата застосовуємо під час виконання перевірочних розрахунків механічних передач приводу.

3.2. Розрахунок механічних передач

3.2.1 Розрахунок клинопасової передачі

Проводимо за методикою, викладеною в праці [8].

Вихідні дані:

- обертальний момент на ведучому шківі, Н·м.....530;
- передатне число пасової передачі.....1,157
- частота обертання на валу ведучого шківів, хв⁻¹.....990.

Призначаємо за моментом вид і розмір паса :

Вид паса – Г (D):

- площа перерізу – 476 мм² ;
- погона маса – 0,6 кг/м;
- розрахунковий діаметр шківa, не менше, – 200 мм.

Вибираємо d_{p1} – так як нема обмежень по габаритах, то візьмемо після d_{pmin} наступне в стандартному ряду значення $d_{p1} = 230$ мм.

Розраховуємо діаметр більшого шківa:

$$d_{p2} = d_{p1} \cdot U_{\text{кп}} \cdot (1 - \varepsilon) = 230 \cdot 1.157 \cdot (1 - 0.002) = 260,8 \text{ мм}, \quad (3.7)$$

де ε – коефіцієнт пружного ковзання, $\varepsilon = 0,02$.

Вибираємо найближчий діаметр зі стандартного ряду:

$$d_{p2} = 266 \text{ мм.}$$

Розраховуємо швидкість паса:

$$v = \frac{3,14 \cdot d_{p1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 230 \cdot 990}{60 \cdot 1000} = 11,9 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (3.8)$$

Визначаємо розрахункове передаточне число:

$$U_p = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1-\varepsilon)} = \frac{266}{230 \cdot 0,98} = 1,18. \quad (3.9)$$

Визначаємо частоту обертання другого вала:

$$n_2 = \frac{d_{p1} \cdot n_1 \cdot (1-\varepsilon)}{d_{p2}} = \frac{100 \cdot 975 \cdot 0,98}{200} = 487 \text{ хв}^{-1}. \quad (3.10)$$

Розраховуємо міжосьову відстань:

$$a = K_a \cdot d_{p2} = 0,95 \cdot 266 = 252,7 \text{ мм}; \quad (3.11)$$

$$K_a = 0,95.$$

Визначаємо розрахункову довжину паса:

$$L = 2 \cdot a + \frac{3,14}{2} \cdot (d_{p2} + d_{p1}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4 \cdot a}; \quad (3.12)$$

$$L = 2 \cdot 252,7 + \frac{3,14}{2} (266 + 230) + \frac{(266 - 230)^2}{4 \cdot 252,7} = 888,6 \text{ мм};$$

Округляємо до стандартного значення $L = 900$ мм.

За стандартною довжиною L уточнюємо дійсну міжосьову відстань:

$$a_{yt} = \frac{2 \cdot L - 3,14 \cdot (d_{p1} + d_{p2}) + \sqrt{(2 \cdot L - 3,14 \cdot (d_{p1} + d_{p2}))^2 - 8 \cdot (d_{p2} - d_{p1})^2}}{8} \quad (3.13)$$

$$a_{yt} = \frac{2 \cdot 900 - 3,14 \cdot (496) + \sqrt{(2 \cdot 900 - 3,14 \cdot (496))^2 - 8 \cdot (36)}}{8} = 308,4 \text{ мм}.$$

Визначаємо мінімальну міжосьову відстань:

$$a_{\min} = 0,55(d_{p2} + d_{p1}) + T_0 = 0,55(266 + 230) + 19 = 275,3 \text{ мм} \quad (3.14)$$

Визначаємо максимальну міжосьову відстань:

$$a_{\max} = 2(d_{p2} + d_{p1}) = 2(266 + 230) = 932 \text{ мм}. \quad (3.15)$$

Розраховуємо кут обхвату на меншому шківі:

$$\alpha_1^\circ = 180 - 60 \cdot \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} > [\alpha_1^\circ]; \quad (3.16)$$

$$\alpha_1^* = 180 - 60 \cdot \frac{266 - 230}{308,4} = 173^\circ.$$

Отже, $\alpha_1^\circ = 173 > [\alpha_1^\circ] = 110^\circ$ – умова виконується.

Початкова довжина паса $L_0 = 2500$ мм.

Відносна довжина:

$$\frac{L}{L_0} = 0,36. \quad (3.17)$$

Визначаємо коефіцієнт довжини:

$$C_L = 0,83.$$

Вибираємо з таблиці номінальну вихідну потужність передачі з одним пасом, враховуючи d_{pl} і u :

$$P_0 = 11,79 \text{ кВт.}$$

Вибираємо коефіцієнт обхвату кута:

$$C_\alpha = 0,98.$$

Визначаємо поправку до крутного моменту на передатне число:

$$\Delta T_U = 2,9 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Визначаємо поправку до потужності:

$$\Delta P_U = 0,0001 \cdot \Delta T_U \cdot n_1 = 0.683 \text{ кВт.} \quad (3.18)$$

Коефіцієнт режиму роботи:

$$C_p = 1.$$

Допустима потужність на один пас:

$$[P] = (P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta P_U) / C_p; \quad (3.19)$$

$$[P] = \frac{11,79 \cdot 0,98 \cdot 0,83 + 0,683}{1} = 10,273 \text{ кВт.}$$

Визначаємо розрахункове число пасів:

$$z = \frac{P_1}{[P]} = \frac{55}{10,273} = 4,58. \quad (3.20)$$

Визначаємо коефіцієнт, який враховує нерівномірність навантаження:

$$C_Z = 0,95.$$

Визначаємо дійсне число пасів в передачі:

$$z' = \frac{P}{[P] \cdot C_Z} = \frac{55}{10,273 \cdot 0,95} = 4,8 \quad (3.21)$$

Приймаємо $z' = 4$.

Розраховуємо силу попереднього натягу F_0 і силу тиску на вали F :

$$F_0 = \frac{780 \cdot N}{v \cdot C_\alpha \cdot C_p} + q \cdot z' \cdot v^2; \quad (3.22)$$

$$F = 2 \cdot F_0 \cdot z' \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1^0}{2}\right) \quad (3.23)$$

$$F_0 = \frac{780 \cdot 55}{11,9 \cdot 0,98 \cdot 1} + 0,12 \cdot 4 \cdot 11,9^2 = 3746 \text{ Н};$$

$$F = 2 \cdot 3746 \cdot 4 \cdot \sin\left(\frac{171^\circ}{2}\right) = 26\,971 \text{ Н.}$$

Визначаємо розміри обода шківа:

$$l_p = 27 \text{ мм}, h = 19 \text{ мм}, b = 3 \text{ мм}, e = 15, f = 10, r = 1.$$

Розраховуємо зовнішні діаметри шківів:

$$d_{e1} = d_{p1} + 2 \cdot b = 230 + 2 \cdot 3 = 236; \quad (3.24)$$

$$d_{e2} = d_{p2} + 2 \cdot b = 266 + 2 \cdot 3 = 272. \quad (3.25)$$

Розраховуємо ширину обода шківа

$$M = (z' - 1) \cdot e + 2 \cdot f = (4 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 65 \text{ мм.} \quad (3.26)$$

3.2.2 Перевірочний розрахунок циліндричної передачі

Перевірочний розрахунок виконуємо за методикою, що викладена у праці [9].

Вихідні дані:

Швидкохідний вал: потужність P_1 , кВт — 51,2;

 крутний момент T_1 , Н·м: — 570;

 частота обертів n_1 , хв⁻¹ — 856.

Тихохідний вал : потужність P_2 , кВт — 49,7;

 крутний момент T_2 , Н·м: — 555;

 частота обертів n_2 , хв⁻¹ — 856.

Передатне число $U=1$.

Спочатку виконуємо перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість

Для цього за даними, що є на кінематичній схемі, виконуємо геометричний розрахунок шестерні та зубчастого колеса, враховуючи, що $z_1 = 57$ та $z_2 = 57$, а модуль зачеплення $m = 3$ мм.

Вибір матеріалу та допустимих напруг

Матеріал для шестерні - сталь 40ХН (поковка); термообробка: поліпшення.

Для шестерні при радіусі заготовки до 100 мм:

$\sigma_B = 900$ МПа; $\sigma_T = 750$ МПа; HB₁ 269...302; приймаємо HB₁ = 300 МПа

для колеса - сталь 40Х при радіусі заготовки до 300 мм:

$\sigma_B = 850$ МПа; $\sigma_T = 630$ МПа; HB₂ 230...280; приймаємо HB₁ = 280 МПа

Допустима контактна напруга для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = 490 \text{ МПа};$$

Допустима контактна напруга для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = 466 \text{ МПа};$$

Допустима контактна напруга при розрахунку на дію максимального навантаження для шестерні:

$$[\sigma_{HM1}] = 2,8 \sigma_T, \quad (2.28)$$

$$[\sigma_{HM1}] = 2,8 \cdot 600 = 1680 \text{ МПа};$$

За стандартним значенням модуля розраховуємо початкові діаметри шестерень:

$$d_{w1} = m \cdot z_1 / \cos \beta, \quad (3.27)$$

$$d_{w1} = 3 \cdot 57 / \cos 12^\circ = 174,85 \text{ мм}.$$

Визначаємо розрахункову колову швидкість при початковому діаметрі шестерні :

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000}, \quad (3.28)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 174,85 \cdot 856}{60000} = 7,83 \text{ м/с};$$

При даній швидкості приймаємо ступінь точності передачі - 8-а.

Коефіцієнт, що враховує колову швидкість передачі, $Z'_v = 1,01$. Уточнюємо коефіцієнт динамічного навантаження $K'_{Hv} = 1,06$. Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями $K'_{H\alpha} = 1,15$

Початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = d_{w1} \sqrt[3]{\frac{K'_{Hv} \cdot K'_{H\alpha} \cdot (Z'_v)^2}{K_{Hv} \cdot K_{H\alpha} \cdot Z_v^2}}, \quad (3.29)$$

$$d_{w1} = 46,93 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,06 \cdot 1,15 \cdot (1,01)^2}{1,05 \cdot 1,13 \cdot 1,0^2}} = 175,52 \text{ мм};$$

Ще раз знаходимо модуль:

$$m' = \frac{d'_{w1}}{z_1} \cos \beta = \frac{175,52}{57} \cdot \cos 12^\circ = 3,1 \text{ мм};$$

Отриманий модуль округляємо до стандартного:

$$m = 3 \text{ мм};$$

Діаметр початкового кола:

$$1) d_{w1} = 175,52 \text{ мм};$$

Ширина зубчатого вінця:

$$b_w = \psi_d \cdot d_{w1}, \quad (3.30)$$

$$b_W = 0,8 \cdot 175,52 = 140,42 \text{ мм},$$

приймаємо $b_W = 140 \text{ мм}$.

Виконуємо перевірочний розрахунок зубців на контактну міцність при дії максимального навантаження.

Розрахункова напруга від максимального навантаження:

$$\sigma_{\text{HM}} = \sigma_{\text{H}} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{M}}}{T_1}} \leq [\sigma_{\text{HM}}], \quad (3.31)$$

де діюча напруга при розрахунку на контактну витривалість:

$$\sigma_{\text{H}} = Z_{\text{H}} \cdot Z_{\text{M}} \cdot Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{2 \cdot T_{\text{H1}} \cdot K_{\text{H}\alpha} \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot K_{\text{H}\gamma} \cdot \frac{u+1}{u}}{b_W \cdot d_{\text{W1}}^2}}, \quad (3.32)$$

$$\sigma_{\text{H}} = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 570 \cdot 10^3 \cdot 1,15 \cdot 1,08 \cdot 1,06}{140 \cdot 175,52^2} \cdot \frac{1+1}{1}} = 402 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{H}} = 402 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{H}}] = 536 \text{ МПа}.$$

Розрахункова контактна напруга від максимального навантаження:

$$\sigma_{\text{HM}} = 402 \cdot \sqrt{2} = 568 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{HM}}] = 1680 \text{ МПа};$$

Перевірочний розрахунок зубців на згинальну витривалість.

Розрахункова напруга згину:

$$\sigma_{\text{F1}} = Y_{\text{F1}} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{W_{\text{Ft}}}{m} \leq [\sigma_{\text{F1}}], \quad (3.33)$$

Попередньо знаходимо величини для розрахунку.

Знаходимо еквівалентне число зубців шестерні та колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}, \quad (3.34)$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}, \quad (3.35)$$

Тоді :

$$z_{v1} = \frac{57}{0,9612^3} = 64,4;$$

$$z_{v2} = \frac{57}{0,9612^3} = 64,4.$$

Коефіцієнт, що враховує форму зуба шестерні та колеса : $Y_{F1} = 4,0$; $Y_{F2} = 4,0$.

Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба:

$$Y_{\beta} = 1 - \beta^0/140, \quad (3.36)$$

$$Y_{\beta} = 1 - 12/140 = 0,89$$

Розрахункове питоме навантаження:

$$W_{Ft} = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} \cdot \frac{2T_{F1}}{d_{w1} b_w}, \quad (3.37)$$

де коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_{\alpha}}, \quad (3.38)$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (1,6 - 1)(8 - 5)}{4 \cdot 1,6} = 1,0;$$

$$T_F = \mu'_F \cdot T_{max}, \quad (3.39)$$

де μ'_F – коефіцієнт інтенсивності навантаження, $\mu'_F = 0,63$ – для графіка навантаження №3.

Отже,

$$T_{F1} = 0,63 \cdot 116 = 74 \text{ Нм};$$

коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця:

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,72;$$

коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження $K_{Fv} = 1,03$.

Тоді

$$W_{Ft} = 1,0 \cdot 1,72 \cdot 1,03 \cdot \frac{2 \cdot 570 \cdot 10^3}{175,52 \cdot 140} = 82,2 \text{ Н/мм};$$

Напруга згину в зубцях шестерні:

$$\sigma_{F1} = 4,0 \cdot 0,89 \cdot \frac{82,2}{3} = 98,6 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 288 \text{ МПа};$$

в зубцях колеса буде такою меншою, адже крутний момент через втрати енергії за передатного числа $u = 1$ буде меншим.

Перевірочний розрахунок при згині за максимальним навантаженням.

Напруга згину при розрахунку на витривалість:

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \cdot \frac{T_M}{T_1} \leq [\sigma_{FM}], \quad (3.40)$$

для зубців шестерні:

$$\sigma_{F1} = 98,6 \text{ МПа};$$

для зубців колеса приймемо такою ж:

$$\sigma_{F2} = 98,6 \text{ МПа};$$

Розрахункова напруга згину від максимального навантаження:

для зубців шестерні:

$$\sigma_{FM1} = 98,6 \cdot 2 = 197,2 \text{ МПа} < [\sigma_{FM1}] = 768 \text{ МПа};$$

для зубців колеса:

$$\sigma_{FM2} = 98,6 \cdot 2 = 197,2 \text{ МПа} < [\sigma_{FM2}] = 768 \text{ МПа};$$

Розрахунки показали, що геометричні параметри передачі, вибраний матеріал та термообробка забезпечують її міцність за дії контактних та згинних напружень. Тому приймаємо остаточно параметри передачі:

$$z_1 = 57; z_2 = 57; m = 3 \text{ мм}; d_{W1} = 172,52; b_W = 140 \text{ мм};$$

Знаходимо міжосьову відстань:

$$a_W = \frac{0,5m(z_1 + z_2)}{\cos \beta}, \quad (3.41)$$

$$a_W = \frac{0,5 \cdot 3 \cdot (57 + 57)}{\cos 12^\circ} = 174,52 \text{ мм};$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a_W = \frac{d_{W1} + d_{W2}}{2}, \quad (3.42)$$

$$a_W = \frac{175,52 + 175,52}{2} = 175,52 \text{ мм};$$

Силовий розрахунок.

Силовий розрахунок складається зі знаходження колової та радіальної сил, що діють в зачепленні (для косозубої передачі):

колова сила $F_t = \frac{2T_2}{d_{W2}}, \quad (3.43)$

$$F_t = \frac{2 \cdot 550 \cdot 10^3}{175,52} = 6267 \text{ Н};$$

радіальна сила $F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta, \quad (3.44)$

$$F_r = 6267 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 12^\circ = 2231 \text{ Н};$$

осьова сила $F_a = F_t \cdot \tan \beta, \quad (3.45)$

$$F_a = 6267 \cdot \tan 12^\circ = 1328 \text{ Н};$$

3.2.3 Перевірочний розрахунок конічної передачі з кововими зубцями

Вихідні дані:

Швидкохідний вал:	потужність	P_1 , кВт:	49,7;
	крутний момент	T_1 , Н·м:	555;
	частота обертів	n_1 , хв ⁻¹ :	856;
	число зубців шестірні	z_1	28.
Тихохідний вал :	потужність	P_2 , кВт	48,2;
	крутний момент	T_2 , Н·м:	538;

частота обертів $n_2, \text{хв}^{-1}$:	856;
число зубців колеса z_2	28.
Модуль зовнішній коловий m_e	7,5
Передатне число $U = 1$.	

Керуючись рекомендаціями [10], можна виконати проектування конічної передачі із круговими зубами. Зовнішній ділительний діаметр колеса визначається з умови опору контактної втоми робочих $\sigma_{H \lim 1} = \sigma_{H \lim 2} = \sigma_{H \lim}$ поверхонь зубів визначаємо для чого знаходять значення параметрів, що входять до розрахункової формули.

Для отримання порівняно невеликих габаритів передачі, припускаючи, що діаметр шестерні $d < 125$ мм та ширина вінця колеса $b < 80$ мм, для виготовлення шестерні та колеса приймає згідно з табл. 4.2 сталь 40Х (поковка). Призначаємо для шестерні та колеса одну і ту ж твердість робочих поверхонь зубів 48 НКС, термічна обробка - поліпшення з наступним загартуванням ТВЧ.

Межі контактної та згинальної витривалості зубів шестерні та колеса:

$$\sigma_{H \lim} = 17 \cdot 48 + 200 = 1016 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F \lim 1} = \sigma_{F \lim 2}$$

$$\sigma_{F \lim} = 650 \text{ МПа.}$$

Допустиму контактну напругу знаходимо за формулою (4.1), приймаючи $S_{H \min} = 1,2$ для зубчастих коліс з поверхневим зміцненням зубів і $Z_N = 1$ для ресурсу передачі до 36000ч:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{H \min}} Z_N$$

$$\sigma_{HP} = 848 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги згину при розрахунку на втомну міцність визначаємо за формулою (4.7), приймаючи $S_{Fmin} = 1$ для коліс, що виготовлені з поковок і штамповок, $Y_\alpha = 1$ при односторонньому прикладанні навантаження і $Y_N = 1$ при тривало працюючій передачі

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} Y_\alpha Y_N$$

$$\sigma_{FP} = 371 \text{ МПа.}$$

Визначаємо геометричні параметри конічної передачі з коловими зубцями:
кути ділительних конусів

колеса –

$$\delta_2 = \arctg u$$

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 1 = 45^\circ,$$

шестерні –

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$$

$$\delta_1 = 45^\circ.$$

Визначимо середній коловий модуль

$$m_{te} = m_e \cdot \cos \beta_n = 7,5 \cdot \cos 35^\circ = 6,78$$

Зовнішня конусна відстань

$$R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$$

$$R_e = 0,5 \cdot 6,78 \cdot \sqrt{28^2 + 28^2} = 134,24 \text{ мм.}$$

Зовнішній ділительний діаметр шестерні

$$d_e = m_{te} z_1 = 6,78 \cdot 28 = 189,84 \text{ мм.}$$

Зовнішні діаметри вершин зубців шестерні та колеса

$$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64m_{te} \cos \delta_1$$

$$d_{ae1} = 189,84 + 1,64 \cdot \cos 45^\circ = 190,7 \text{ мм.}$$

$$d_{ae2} = 190,7 \text{ мм.}$$

Середні ділильні діаметри шестерні та колеса:

$$d_1 = d_{e1} (1 - 0,5K_{be})$$

тут коефіцієнт ширини зубчастого вінця

$$K_{be} = \frac{b}{R_e}$$

ширина шестерні та колеса

$$b = \psi_{bd} \cdot d_e = 0,24 \cdot 189,84 = 45,6 \text{ мм,}$$

де

$$\psi_{bd} = 0,166\sqrt{u^2 + 1} = 0,166\sqrt{1^2 + 1} = 0,24;$$

тоді

$$K_{be} = \frac{45,6}{134,24} = 0,34;$$

$$d_1 = 190,7 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,34) = 158,3 \text{ мм,}$$

$$d_2 = 158,3 \text{ мм.}$$

Порівнюючи габаритні розміри коліс спроектованої передачі з рекомендаціями табл. 4.2, засвідчуємо, що призначена на початку розрахунку марка сталі 40Х і термічна обробка не потребує змін.

Визначаємо сили, що діють на вали від зубчастих коліс (див. рис. 4.5) за середнього кута нахилу зуба ($\beta = 35^\circ$):

колова сила на середньому діаметрі (без урахування енергії в зачепленні) [див. формулу (4.45)]

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = \frac{2T_2}{d_2}$$

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot 538}{0,1583} = 1999,8 \text{ Н}$$

осьова сила на шестірні при правому напрямку лінії зуба та обертанні по ходу годинникової стрілки, що дорівнює радіальній силі на колесі [див. формулу (4.46 а)]

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t(0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = 1999,8(0,44 \cdot \sin 45^\circ + 0,7 \cdot \cos 45^\circ) = 1484,1 \text{ Н.}$$

радіальна сила на шестірні, що дорівнює осьовій силі на колесі [див. формулу (4.47а)]:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t(0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1)$$

$$F_{r1} = F_{a2} = 1999,8(0,44 \cdot \cos 45^\circ - 0,7 \cdot \sin 45^\circ) = 1653,4 \text{ Н}$$

Проведемо перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість за формулою (4.49). Для цього визначаємо:

параметр $\psi_{bd} = 0,24$;

за табл.4.3 коефіцієнт $K_{H\beta}^0 = 1,63$;

по формуле (4.12) коефіцієнт $K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta}^0} = \sqrt{1,63} = 1,28$

середню колову швидкість коліс за формулою (4.48):

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{9 \cdot 158,3}{2 \cdot 1000} = 7,1$$

призначаємо 9-й ступінь точності (див. табл. 4.6);

за рис. 4.1 коефіцієнт $K_{H\alpha} = 1,14$;

за табл. 4.7 коефіцієнт $K_{Hv} = 1,02$;

коефіцієнт навантаження $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = 1,14 \cdot 1,28 \cdot 1,02 = 1,49$.

Обчислюємо робоче контактне напруження:

$$\sigma_H = \frac{1900}{d_{e2}} \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_H u}{d_{e2} \nu_H}}$$

$$\sigma_H = \frac{1900}{190,7} \sqrt{\frac{10^3 \cdot 538 \cdot 1,49 \cdot 1}{190,7 \cdot 7,1}} = 242,4 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H < \sigma_{HP} = 847 \text{ МПа}$$

Недовантаження складає

$$\Delta\sigma_H = \frac{847 - 242,4}{847} \cdot 100\% = 73,7\%$$

Проводимо перевірочний розрахунок на витривалість при згинанні коліс за формулою (4.50). Для цього визначаємо:

коефіцієнт $K_{F\alpha} = 1$;

за табл.4.5 коефіцієнт $K_{F\beta}^0 = 1,47$;

по формуле (4.12) коефіцієнт $K_{F\beta} = \sqrt{K_{F\beta}^0} = \sqrt{1,47} = 1,21$

коефіцієнт навантаження $K_{Fv} = 1,04$;

по формуле (4.12) коефіцієнт $K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}^0 \cdot K_{Fv} = 1,26$

за формулою (4.52) визначаємо біеквівалентне число зубців колеса

$$z_{vn2} = \frac{z_2}{0,55 \cos \delta_2}$$

$$z_{vn2} = \frac{28}{0,55 \cdot \cos 45^\circ} = 72$$

коефіцієнт $Y_{F2} = 3,69$ (див. табл. 4.13);

за табл. 4.15 коефіцієнт виду зубців

$$\nu_F = 0,65 + 0,11u$$

$$\vartheta_F = 0,65 + 0,11 \cdot 1 = 0,76$$

Знаходимо робочу напругу зубів колеса за формулою (4.50):

$$\sigma_{F2} = \frac{2330 T_2 K_F Y_{F2}}{d_{e2} b m_{te} \nu_F}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2330 \cdot 538 \cdot 1,26 \cdot 3,69}{189,84 \cdot 45,6 \cdot 6,78 \cdot 0,76} = 130,7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = 130,7 \text{ МПа} < \sigma_{FP} = 371 \text{ МПа}$$

Перевірочний рахунок зубців шестерні на витривалість при згині виконуємо за формулою (4.53). Визначаємо біеквівалентне число зубців шестерні

$$z_{vn1} = \frac{z_1}{0,55 \cos \delta_1}$$

$$z_{vn1} = \frac{28}{0,55 \cdot \cos 45^\circ} = 72$$

і за цим значенням визначаємо величину коефіцієнта $Y_{F1} = 3,69$. Тоді

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}}$$

$$\sigma_{F1} = 130,7 \frac{3,69}{3,69} = 130,7$$

$$\sigma_{F1} = 130,7 \text{ МПа} < \sigma_{FP} = 371 \text{ МПа}$$

Таким чином, перевірочні розрахунки на міцність за контактними напруженнями та напруженнями згину показали, що при діючих навантаженнях в модернізованому приводі конічна передача з коловими зубцями буде працювати без перевантаження.

3.2.4 Розрахунок відкритої циліндричної передачі

Перевірочний розрахунок відкритої циліндричної передачі виконуємо за методикою, що викладена у праці [11].

Вихідні дані:

Швидкохідний вал:	потужність P_1 , кВт:	48,2;
	крутний момент T_1 , Н·м:	538;
	частота обертів n_1 , хв ⁻¹ :	856;
	число зубців шестірні z_1	27.
Тихохідний вал :	потужність P_2 , кВт	46,3
	крутний момент T_2 , Н·м:	3480;
	частота обертів n_2 , хв ⁻¹ :	127;
	число зубців колеса z_2	168.

Модуль передачі приймаємо таким, як у існуючій передачі в механізмі повороту верстата $m = 6$ мм.

Визначаємо геометричні параметри передачі.

Ділильний діаметр шестірні та колеса:

$$d = m z$$

$$d_1 = 6 \cdot 27 = 42 \text{ мм};$$

$$d_2 = 6 \cdot 168 = 1008 \text{ мм};$$

Ширина коліс:

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_w = 1 \cdot 42 = 42 \text{ мм}.$$

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{42 + 1008}{2} = 525 \text{ мм}$$

Перевіряємо передачу на умову міцності при згині.

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b_w \cdot m} \cdot Y_{FS} \leq [\sigma_F],$$

де σ_F – максимальна напруження в небезпечному перерізі зуба;

$[\sigma_F]$ – допустиме напруження згину для матеріалу зуба;

Y_{FS} – форми зуба. За таблицями приймаємо

$$Y_{FS1} = 4,08, Y_{FS2} = 3,6.$$

Визначаємо коефіцієнт нерівномірності навантаження

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv},$$

де коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження між зубцями, $K_{F\alpha} = 1$;

коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців $K_{F\beta} = 1,22$;

коефіцієнт динамічного навантаження $K_{Fv} = 1,03$,

тоді

$$K_F = 1 \cdot 1,22 \cdot 1,03 = 1,185;$$

Визначаємо колову силу в зачепленні коліс

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \cdot 189,45}{0,42} = 983,9 \text{ Н};$$

Тоді напруга згину на шестірні

$$\sigma_{F1} = \frac{983,9 \cdot 1,185}{44 \cdot 2} \cdot 4,08 = 54,1 \text{ МПа};$$

напруга згину на колесі

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} = 54,1 \cdot \frac{3,6}{4,08} = 47,6 \text{ МПа};$$

Визначаємо допустиме напруження згину

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\limb}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_\delta \cdot Y_X ;$$

$$\sigma_{F\limb} = \sigma_{F\limb}^0$$

Коефіцієнт безпеки

$$S_{Fi} = 1,5;$$

Коефіцієнти, що враховують особливості експлуатації відкритої прямозубої циліндричної передачі

$$Y_{\delta} = 1,082 - 0,172 \cdot \lg(m) = 1,082 - 0,172 \cdot \lg(6) = 1,03;$$

$$Y_R = 1.22;$$

$$Y_{X1} = 1.05 - 1.25 \cdot 10^{-4} \cdot d = 1.05 - 1.25 \cdot 10^{-4} \cdot 0.11 = 1.05;$$

$$Y_{X2} = 1.05 - 1.25 \cdot 10^{-4} \cdot d = 1.05 - 1.25 \cdot 10^{-4} \cdot 0.44 = 1.05;$$

Значення допустимих напружень згину шестерні та колеса:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{800}{1,5} \cdot 0,85 \cdot 1.22 \cdot 1,03 \cdot 1.05 = 598.3 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{600}{1,5} \cdot 1,07 \cdot 1.22 \cdot 1,03 \cdot 1.05 = 564.72 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = 54.1 < [\sigma_{F1}] = 598.3;$$

$$\sigma_{F2} = 47.6 < [\sigma_{F2}] = 564.72. \quad - \text{ умови виконуються.}$$

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість.

Визначаємо дійсні контактні напруження в передачі:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{b_{\omega} \cdot a_{\omega}} \cdot \frac{U+1}{U}} \leq [\sigma_H];$$

Підставляємо в формулу:

$$Z_E = \sqrt{\frac{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^5}{3,14 \cdot [2 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,3^2) + 2 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,3^2)]}} = 265;$$

Знаходимо значення з таблиць величин, що входять в розрахункову формулу:

$$Z_H = 1.76;$$

Коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{44} + \frac{1}{88} \right) \right] \cdot \cos \beta = 1,7;$$

Тоді

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{1,63}} = 1,19.$$

$$K_{H\alpha} = 1, K_{H\beta} = 1,18, K_{H\gamma} = 1,03.$$

Підставляємо в формулу і знаходимо коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження:

$$K_H = 1 \cdot 1,18 \cdot 1,03 = 1,22;$$

За отриманими даними знаходимо дійсне діюче контактне напруження:

$$\sigma_H = 265 \cdot 1,76 \cdot 1,19 \cdot \sqrt{\frac{983,9 \cdot 1,22}{44 \cdot 275} \cdot \frac{4+1}{4}} = 349,6 \text{ МПа};$$

Визначаємо допустиме контактне напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_I \cdot Z_X \cdot Z_v,$$

Коефіцієнт безпеки

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,2,$$

Межеві значення напружень:

$$\sigma_{Hlimb1} = 23 \cdot HRC = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 23 \cdot HRC = 23 \cdot 55 = 1265 \text{ МПа};$$

Базове число зміни навантажень:

$$N_{HE1} = 0,18 \cdot N_1 = 30,3 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 0,18 \cdot N_2 = 7,6 \cdot 10^6;$$

Знаходимо коефіцієнт довговічності:

$$Z_{N_i} = \sqrt[q_F]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{HEi}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{30,3 \cdot 10^6}} = 0,71;$$

$$Z_{N_i} = \sqrt[q_F]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{HEi}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{7,6 \cdot 10^6}} = 0,9;$$

Коефіцієнт шорсткості:

$$Z_R = Z_l = Z_X = 1;$$

Коефіцієнт динамічності:

$$Z_v = 0,925 \cdot V^{0,05} = 0,925 \cdot 0,95^{0,05} = 0,88;$$

Допустимі значення контактних напружень шестерні та колеса:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{1380}{1,2} \cdot 0,71 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,88 = 718.52 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{1265}{1,2} \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,88 = 834.9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 394 < [\sigma_H] = 718.52 \text{ — умова виконується.}$$

3.3 Висновки до третього розділу

Проведено кінематичний розрахунок модернізованого механізму повороту стола верстата. За існуючими геометричними параметрами механічних передач та зміненими силовими й кінематичними характеристиками виконана перевірка їх на міцність, яка показала працездатність передач у модернізованому приводі.

4 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТОЛА ВЕРСТАТА

4.1 Розробка динамічної моделі механізму повороту верстата

Процес математичного моделювання передбачає перехід від реальної механічної системи (фізичної моделі машини) до її динамічної моделі нехтують певними фізичними факторами, які є несуттєвими для відповідного розрахунку або дослідження. Загалом під час складання динамічної моделі механічної системи необхідно враховувати зосереджені маси, розподілені параметри по довжині елементів, пружність або податливість елементів, залежності рушійних сил та сил під час гальмівання двигунів від частоти обертання ротора, зміну зведених мас тощо. Безпосередньо у будь-якому конкретному випадку одні фізичні чинники є головними, а інші – другорядними. Динамічна модель повинна задовольняти дві головні вимоги [12]:

- 1) бути в необхідній мірі адекватною реальній механічній системі й, наскільки це можливо, відображати основні її фізичні властивості;
- 2) бути не дуже складною, щоб розв'язування не було досить трудомістким.

Ускладнення розрахункової схеми чи надмірна її деталізація повинно бути виправдане метою досліджень – одержанням більш точного розв'язку. У той же час спрощення розрахункової схеми не повинно приводити до викривлення реального фізичного процесу.

Критерієм відповідності запропонованої розрахункової схеми (динамічної моделі) є збіг результатів, які отримані в результаті теоретичних та експериментальних досліджень. Слід зазначити, що сам експеримент повинен бути поставлений правильно, тобто відображати відповідні умови роботи машини, які досліджуються й порівнюються з результатами теоретичних розрахунків.

Розглянемо процес розробки динамічної моделі механізму повороту токарно-карусельного верстата 1516 [13].

Під час розробки динамічної або розрахункової моделі за окремі маси механізму приймаємо ротор електродвигуна 1 з моментом інерції J_1 , ведучий та ведений шків клинопасової передачі, з моментами інерції J_2 та J_3 , відповідно, шестірню та зубчасте колесо циліндричної косозубої передачі 3 з моментами інерції J_4 та J_5 , відповідно, шестірню та зубчасте колесо конічної передачі з коловими зубцями 4 з моментами інерції J_6 та J_7 , відповідно, та шестірню і зубчасте колесо циліндричної косозубої передачі 5 з моментами інерції J_8 та J_9 , відповідно. Тут не враховані окремі маси валів та інших елементів приводу, оскільки їх маси приводяться до відповідних елементів, які на них закріплено. Наприклад, маси вхідного вала зміненої коробки швидкостей приведена до маси шестірні циліндричної косозубої передачі 3, а маса стола – до зубчастого колеса циліндричної косозубої передачі 5. У цьому механізмі всі інерційні маси здійснюють обертальний рух.

Складемо з цих мас динамічну модель механізму повороту цього верстата, з'єднавши їх між собою інерційними пружними елементами і приклавши діючі навантаження до мас, що розглядаються (рис. 4.1).

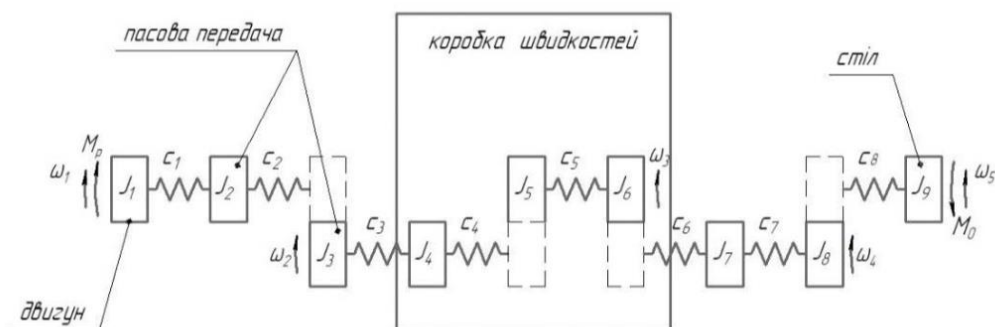


Рисунок 4.1 – Динамічна модель механізму повороту токарно-карусельного верстата 1516

Модель складається з п'яти ділянок безінерційного вала, кожна з яких обертається з кутовими швидкостями ω_1 , ω_2 , ω_3 , ω_4 та ω_5 . Маса елементів двигуна 1, пасової передачі 2, зміненої коробки швидкостей 3, вертикального вала 4 і відкритої циліндричної косозубої передачі 5 механізму повороту верстата показані на рис. 4.1 у вигляді умовних дисків з моментами інерції $J_1 \dots J_9$. Умовні диски зв'язані між собою пружними безінерційними ділянками валів із коефіцієнтами крутильної жорсткості $c_1 \dots c_8$.

Кутові швидкості валів із шківками пасової передачі і зубчастими колесами циліндричних передач зв'язані між собою передавальним відношенням $u_1 = \omega_1 / \omega_2$, $u_2 = \omega_2 / \omega_3$, $u_3 = \omega_3 / \omega_4$, $u_4 = \omega_4 / \omega_5$, M_p та M_o – рушійний момент на валу двигуна та зведений момент опору на столі механізму повороту.

Натурні експерименти досліджень механічних систем свідчать про те, що не складні кінематичні схеми механізмів таких систем можна приводити до найбільш простих двомасових моделей з точністю розрахунків у допустимих межах [14]. Таке представлення механізмів необхідне для проведення динамічного аналізу руху цих машин, що дає можливість оцінити величину та характер зміни динамічних навантажень у їх ланках. Це, зокрема, дозволяє розрахувати елементи машини чи механізму за реальними діючими навантаженнями. Тому дев'яти масову систему з вісьмома пружними зв'язками приведемо до двомасової з одним пружним зв'язком. Вибір раціональних шляхів зміни зовнішніх впливів від приводного механізму є дуже важливим, оскільки дозволяє значно зменшити динамічні навантаження у ланках машини, що, зокрема, підвищує її надійність та довговічність. Для зменшення динамічних навантажень у механізмах машин доцільно використати потужний математичний апарат оптимального керування [15].

Зведення мас та моментів інерції тіл системи здійснюється за умови рівності кінетичної енергії заданої й ланки зведення; зведення сил і моментів

сил – на рівності робіт (потужностей), що виконують ці сили й моменти та їх зведені величини; зведення жорсткостей – на рівності потенціальних енергій, якими володіють пружні елементи заданої і зведеної систем. Оскільки виникає потреба визначення динамічних навантажень у електроприводі та столу механізму повороту верстата, то зведення здійснюється з двох боків, до електродвигуна, а до столу – механічні передачі з їх валами.

Тому за ланку зведення вибираємо стіл механізму повороту токарно-карусельного верстата. Тоді зведення інерційних моментів та механічних передач з валами до столу здійснимо за допомогою рівняння, які зв'язують їх кінетичні енергії і кінетичну енергію ланки зведення, яке має вигляд:

$$\frac{J_1 \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{J_2 \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{J_3 \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{J_4 \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{J_5 \cdot \omega_3^2}{2} + \frac{J_6 \cdot \omega_3^2}{2} + \frac{J_7 \cdot \omega_4^2}{2} + \frac{J_8 \cdot \omega_5^2}{2} + \frac{J_9 \cdot \omega_5^2}{2} = \frac{J_{зв} \cdot \omega_5^2}{2} \quad (4.1)$$

Виразимо кутові швидкості ланок через кутову швидкість ланки зведення за допомогою передатних чисел:

$$\omega_1 = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot u_4 \cdot \omega_5;$$

$$\omega_2 = u_2 \cdot u_3 \cdot u_4 \cdot \omega_5;$$

$$\omega_3 = u_3 \cdot u_4 \cdot \omega_5;$$

$$\omega_4 = u_4 \cdot \omega_5; \quad (4.2)$$

де u_1, u_2, u_3, u_4 – передатні відношення механічних передач приводу механізму повороту, відповідно.

Позначимо передатні відношення між відповідними ланками кінематичного ланцюга таким чином:

$$u_3 = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot u_4;$$

$$u_{25} = u_2 \cdot u_3 \cdot u_4;$$

$$u_{35} = u_3 \cdot u_4;$$

$$u_{45} = u_4;$$

Підставимо (4.2) в (4.1) і після перетворень отримаємо вираз для визначення зведеного моменту інерції:

$$J_{зв} = (J_1 + J_2) \cdot u_3^2 + (J_3 + J_4) \cdot u_{25}^2 + (J_5 + J_6) \cdot u_{35}^2 + J_7 \cdot u_{45}^2 + (J_8 + j_9); \quad (4.3)$$

Зведена крутильна жорсткість механічної системи визначиться з умови рівності потенційних енергій ланок системи:

$$\frac{C_{12} \cdot \varphi_1^2}{2} + \frac{C_{34} \cdot \varphi_2^2}{2} + \frac{C_5 \cdot \varphi_3^2}{2} + \frac{C_{67} \cdot \varphi_4^2}{2} + \frac{C_8 \cdot \varphi_5^2}{2} = \frac{C_{зв} \cdot \varphi_5^2}{2}, \quad (4.4)$$

Тут

$$C_{12} = \frac{C_1 \cdot C_2}{C_1 + C_2};$$

$$C_{34} = \frac{C_3 \cdot C_4}{C_3 + C_4};$$

$$C_{67} = \frac{C_6 \cdot C_7}{C_6 + C_7}.$$

Враховуючи, що

$$\varphi_1 = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot u_4 \cdot \varphi_5;$$

$$\varphi_2 = u_2 \cdot u_3 \cdot u_4 \cdot \varphi_5;$$

$$\varphi_3 = u_3 \cdot u_4 \cdot \varphi_5;$$

$$\varphi_4 = u_4 \cdot \varphi_5,$$

то вираз для визначення зведеної жорсткості досліджуваної механічної системи матиме вид:

$$C_{зв} = C_{12} \cdot u_3^2 + C_{34} \cdot u_{25}^2 + C_5 \cdot u_{35}^2 + C_{67} \cdot u_{45}^2 + C_8; \quad (4.5)$$

Моменти інерції та крутильні жорсткості ланок механічної системи механізму повороту верстата знаходять з формулами, наведеними в праці [16].

Таким чином, за допомогою енергетичного підходу початкову дев'ятимасову модель механічної системи зведено до двомасової, яку показано на рис. 4.2, з моментами інерції J_M та $J_{зв}$.

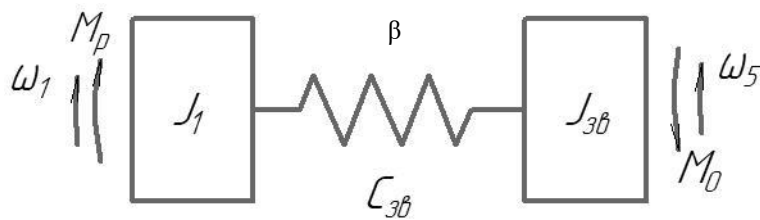


Рисунок 4.2 – Зведена двомасова динамічна модель механізму повороту верстата

4.2 Побудова математичної моделі механізму повороту стола верстата

Користуючись принципом Д'Аламбера, для розглянутої двомасової моделі (рис. 4.2) записуємо диференціальні рівняння її руху:

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = M_p - \beta \frac{d(\varphi_1 - u_3 \varphi_5)}{dt} - C \cdot \varphi_{зв} \cdot (\varphi_1 - u_3 \varphi_5) - M_{T_1}; \quad (4.6)$$

$$J_{3B} \frac{d^2 \varphi_5}{dt^2} = C_{\varphi_{3B}} (\varphi_1 - u_3 \varphi_5) + \beta \frac{d(\varphi_1 - u_3 \varphi_5)}{dt} + M_{T_2} - M_0;$$

В математичній моделі також врахований коефіцієнт дисипації β в ланках привідного механізму.

Для більш точного розв'язку рівнянь математичної моделі динаміки механізму повороту стола верстата необхідно коректно задати момент рушійних сил M_p .

Існує два представлення диференціальних рівнянь асинхронного двигуна: у нерухомій та рухомій (відносно статора) системах координат.

Для першого випадку система диференціальних рівнянь асинхронного двигуна характеризується наявністю змінних (періодичних) коефіцієнтів, що обумовлені зміною взаємної індуктивності між обмотками статора та обертового ротора

Для другого випадку при визначенні електромагнітного моменту двигуна необхідно врахувати співвідношення, що описують його електромагнітний стан. Скористаємося методикою побудови математичної моделі асинхронного електродвигуна, що викладена в праці [17].

Електромагнітні явища в асинхронному двигуні з урахуванням насичення магнітопроводу описуються рівняннями:

$$\begin{aligned} \frac{di_s}{dt} &= A_s (u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s (\Omega_r \Psi_r - R_i i_i); \\ \frac{di_r}{dt} &= A_r (\Omega_r \Psi_r - R_i i_i) + B_r (u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \end{aligned} \quad (4.7)$$

де i_s, i_r, u_s – матриці-колони струмів і напруг; A_r, B_r, A_s, B_s – матриці зв'язків; Ω_s, Ω_r – матриці частот обертання; Ψ_s, Ψ_r – матриці-колони потокозчеплень; R_s, R_r – активні опори. Індекс s вказує на приналежність величини до обмотки статора,

r – ротора.

Матриці-колони i_s, i_r, u_s визначаються рівностями:

$$\begin{aligned} i_j(j=s,r) &= \text{col}(i_{jx}, i_{jy}); \\ U_s &= \text{col}(U_m, 0), \end{aligned} \quad (4.8)$$

де i_{jx}, i_{jy} – проекції струмів на координатні осі x, y ; U_m – амплітуда напруги мережі живлення.

Квадратні матриці A_r, B_r, A_s, B_s визначаються залежностями:

$$\begin{aligned} A_s &= a_s(1 - a_s G); B_s = -a_s a_r G; \\ A_r &= a_r(1 - a_r G); B_r = B_s, \end{aligned} \quad (4.9)$$

де

$$G = \frac{1}{i_m^2} \begin{bmatrix} Ri + Ti(R - T)i_x i_y \\ (R - T)i_x i_y Ri + Ti \end{bmatrix}, \quad (4.10)$$

причому

$$R = \frac{1}{\rho + \alpha_s + \alpha_r}; \quad T = \frac{1}{\tau + \alpha_s + \alpha_r}. \quad (4.11)$$

Тут i_m, i_x, i_y – намагнічувальний струм і його складові за осями x, y ; τ, ρ – величини, що визначаються за кривою намагнічення, яка є функціональною залежністю робочого потокозчеплення Ψ_m від намагнічувального струму; α_s, α_r – величини, обернені до індуктивностей розсіяння обмоток статора і ротора.

Матриці кутових швидкостей:

$$\Omega_s = \begin{pmatrix} 0 & \omega_0 \\ -\omega_0 & 0 \end{pmatrix}; \quad \Omega_r = \begin{pmatrix} 0 & \omega_0 - \omega_1 \\ \omega_1 - \omega_0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (4.12)$$

де w_0, w_r – синхронна кутова швидкість двигуна і кутова швидкість ротора, виражені в електричних радіанах за секунду. Величини w_0, w_r мають значення

$$w_0 = 314; w_r = p_0 u w_1, \quad (4.13)$$

де p_0 – число пар магнітних полюсів; u – передавальне відношення привода.

Матриці-колонки повних потокозчеплень обмоток статора і ротора мають вигляд:

$$\begin{aligned} \Psi_s &= \frac{1}{a_s} i_s + \frac{1}{\tau} i; \\ \Psi_r &= \frac{1}{a_r} i_r + \frac{1}{\tau} i, \end{aligned} \quad (4.14)$$

де $i = \cos(i_x, i_y)$.

Величини I_x, I_y, I_m складають:

$$\begin{aligned} i_x &= i_{sx} + i_{rx}; \\ i_y &= i_{sy} + i_{ry}; \\ i_m &= \sqrt{i_x^2 + i_y^2}. \end{aligned} \quad (4.15)$$

Значення τ і ρ визначаються виразами:

$$\tau = \frac{i_m}{\Psi_m}; \rho = \frac{di_m}{d\Psi_m}. \quad (4.16)$$

Електромагнітний момент знаходимо за формулою:

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 u \frac{1}{\tau} (i_{rx} i_{sy} - i_{ry} i_{sx}). \quad (4.17)$$

Криву намагнічування подаємо у вигляді:

$$\begin{aligned} \psi_m &= a_1 i_m + a_2 i_m^3 + a_3 i_m^5, \rightarrow \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \psi_m &= a_1 i_m, \rightarrow \text{якщо } i_m \leq i_{mk}, \end{aligned} \quad (4.18)$$

де i_{mk} – критичне значення намагнічувального струму, за межею якого залежність $\psi_m(i_m)$ є нелінійною. Тоді τ і ρ , згідно з виразами (4.19), визначаються залежностями:

$$\begin{aligned} \tau &= (a_1 + a_2 i_m^2 + a_3 i_m^4)^{-1}, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \tau &= a_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}; \\ \rho &= (a_1 i_m + 3a_2 i_m^2 + 5a_3 i_m^4)^{-1}, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \rho &= a_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}. \end{aligned} \quad (4.19)$$

Для обчислення електромагнітного моменту двигуна M_e на кожному кроці числового інтегрування диференціальних рівнянь (4.15) і (4.16) одночасно з розв’язуванням рівнянь руху проводимо числове інтегрування рівнянь електромагнітного стану двигуна. Розрахунок перехідних процесів у привідній системі механізму повороту стола зводиться до інтегрування рівнянь (4.17) – (4.19) з урахуванням залежності (4.18).

4.3 Висновки до четвертого розділу

На основі розробленої кінематичної схеми модернізованого механізму повороту стола верстата розроблена дев'ятимасова динамічна модель. Враховуючи мету досліджень, запропоновано спростити її до двохмасової моделі, за наведеними залежностями для зведених параметрів цієї механічної системи.

Користуючись принципом Д'Аламбера, побудована математична модель динаміки механізму повороту стола верстата. Для більш точного задання рушійних сил від електродвигуна застосована уточнена математична модель, в якій враховано співвідношення, що описують його електромагнітний стан.

5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Комерційний та технологічний аудит проводиться з метою розробки розширення функціональних можливостей токарно-револьверного верстата шляхом модернізації стола механізму повороту.

Для проведення технологічного аудиту було залучено 3-х незалежних експертів Вінницького національного технічного університету кафедри галузевого машинобудування: Обертюх Роман Романович, професор кафедри; Слабкий Андрій Валентинович, доцент кафедри; Шенфельд Валерій Йосипович, доцент кафедри.

Для проведення технологічного аудиту було використано таблицю 4.1 [1] в якій за п'ятибальною шкалою використовуючи 12 критеріїв здійснено оцінку комерційного потенціалу.

Таблиця 5.1 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри-терій	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів

Продовження табл. 5.1

5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів
Ринкові перспективи					
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкурентів немає
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки пові-домлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Таблиця 5.2 – Рівні комерційного потенціалу розробки

Середньоарифметична сума балів СБ, розрахована на основі висновків експертів	Рівень комерційного потенціалу розробки
0-10	Низький
11-20	Нижче середнього
21-30	Середній
31-40	Вище середнього
41-48	Високий

В таблиці 5.4 наведено результати оцінювання експертами комерційного потенціалу розробки.

Таблиця 5.4 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	Прізвище, ініціали, посада експерта		
	Обертюх Роман Романович	Слабкий Андрій Валентинович	Шенфельд Валерій Йосипович
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	2	2
2	2	2	2
3	2	2	2
4	2	3	3
5	3	2	2
6	2	2	2
7	1	1	2
8	3	2	2
9	2	2	2
10	4	3	4
11	3	3	3
12	4	4	4
Сума балів	30	28	30
Середньоарифмети чна сума балів СБ	29,33		

Середньоарифметична оцінка, отримана на основі експертних висновків, становить 30 балів, і згідно з таблицею 4.3, це вказує на середньому рівні комерційного потенціалу результатів проведених досліджень.

Результатом виконання магістерської роботи є підвищення ефективності застосування верстатного обладнання під час виготовлення крупногабаритних деталей за рахунок модернізації механізму повороту стола токарно-револьверного верстата 1516Т1. Результати роботи будуть корисні науковцям, науково-дослідним установам та виробничникам, робота яких пов'язана з розробкою верстатного обладнання та механічною обробкою.

В якості аналога для розробки було обрано існуючий токарно-карусельний верстат 1516Т1, який експлуатується на ПрАТ Калинівський машинобудівний завод. Основними недоліками аналога є зменшені габарити стола механізму повороту верстата, що не дає змогу обробляти крупногабаритні деталі. Також до недоліків можна віднести можливий вихід верстата з ладу під час обробки крупногабаритних деталей. У розробці дана проблема вирішується розробкою нової конструкції стола механізму повороту існуючого верстата. Також система випереджає аналог за такими параметрами як збільшення габаритних розмірів оброблюваної деталі з діаметра 1600 мм до 2500 мм.

В таблиці 4.5 наведені основні техніко-економічні показники аналога і нової розробки.

Проведемо оцінку якості продукції, яка є найефективнішим засобом забезпечення вимог споживачів та порівняємо її з аналогом.

Таблиця 5.5 – Основні параметри нової розробки та товару-конкурента

Показник	Варіанти		Відносний показник якості	Коефіцієнт вагомості параметра
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)		
1	2	3	4	5
Діаметральні розміри стола, мм	1600	2560	1,6	60%
Потужність, кВт	30	30	1	40%

Визначимо відносні одиничні показники якості по кожному параметру за формулами (5.1) та (5.2) і занесемо їх у відповідну колонку табл. 4.6.

$$q_i = \frac{P_{Hi}}{P_{Bi}} \quad (5.1)$$

або

$$q_i = \frac{P_{Bi}}{P_{Hi}} \quad (5.2)$$

де P_{Hi} , P_{Bi} – числові значення i -го параметру відповідно нового і базового виробів.

$$q_1 = \frac{2560}{1600} = 1,6;$$

$$q_2 = \frac{30}{30} = 1.$$

Відносний рівень якості нової розробки визначаємо за формулою:

$$K_{\text{я.в.}} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i, \quad (5.3)$$

$$K_{\text{я.в.}} = 1,6 \cdot 0,6 + 1 \cdot 0,4 = 1,36$$

Відносний коефіцієнт показника якості нової розробки більший одиниці, отже нова розробка якісніший базового товару-конкурента.

Наступним кроком є визначення конкурентоспроможності товару. Конкурентоспроможність товару є головною умовою

конкурентоспроможності підприємства на ринку і важливою основою прибутковості його діяльності.

Однією із умов вибору товару споживачем є збіг основних ринкових характеристик виробу з умовними характеристиками конкретної потреби покупця. Такими характеристиками найчастіше вважають нормативні та технічні параметри, а також ціну придбання та вартість споживання товару.

В табл. 5.6 наведено технічні та економічні показники для розрахунку конкурентоспроможності нової розробки відносно товару-аналога, технічні дані взяті з попередніх розрахунків.

Таблиця 5.6 – Нормативні, технічні та економічні параметри нової розробки і товару-виробника

Показники	Варіанти	
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)
1	2	3
1. Нормативно-технічні показники		
Діаметральні розміри стола, мм	1600	2560
Потужність, кВт	30	30
2. Економічні показники		
Ціна придбання, грн.	10580000 (новий верстат)	197000 (ціна модернізації)

Загальний показник конкурентоспроможності інноваційного рішення (К) з урахуванням вищезазначених груп показників можна визначити за формулою:

$$K = \frac{I_{m.n.}}{I_{e.n.}}, \quad (5.4)$$

де $I_{m.n.}$ – індекс технічних параметрів; $I_{e.n.}$ – індекс економічних параметрів.

Індекс технічних параметрів є відносним рівнем якості інноваційного рішення. Індекс економічних параметрів визначається за формулою (4.5)

$$I_{e.n.} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{Hei}}{\sum_{i=1}^n P_{Bei}}, \quad (5.5)$$

де P_{Hei} , P_{Bei} – економічні параметри (ціна придбання та споживання товару) відповідно нового та базового товарів.

$$I_{e.n.} = \frac{197000}{10580000} = 0,02;$$

$$K = \frac{1,36}{0,02} = 68.$$

Зважаючи на розрахунки, можна зробити висновок, що нова розробка буде конкурентоспроможніше, ніж конкурентний товар.

4.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи

Витрати, пов'язані з проведенням науково-дослідної роботи групуються за такими статтями: витрати на оплату праці, витрати на соціальні заходи, матеріали, паливо та енергія для науково-виробничих цілей, витрати на службові відрядження, програмне забезпечення для наукових робіт, інші витрати, накладні витрати.

1. Основна заробітна плата кожного із дослідників Z_0 , якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери визначається за формулою:

$$Z_0 = \frac{M}{T_p} * t \text{ (грн)} \quad (5.6)$$

де M – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.;

T_p – число робочих днів в місяці; приблизно $T_p \approx 21...23$ дні;

t – число робочих днів роботи дослідника.

Зведемо сумарні розрахунки до таблиця 5.7.

Таблиця 5.7 – Заробітна плата дослідника в науковій установі бюджетної сфери

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату, грн.
Керівник	20000	952,4	5	4762
Інженер	18000	857,1	60	51429
Всього				56190

2. Витрати на основну заробітну плату робітників (Z_p) за відповідними найменуваннями робіт розраховують за формулою:

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (5.7)$$

де C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн/год;

t_i – час роботи робітника на виконання певної роботи, год.

Погодинну тарифну ставку робітника відповідного розряду C_i можна визначити за формулою:

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_c}{T_p \cdot t_{зм}}, \quad (5.8)$$

де M_M – розмір прожиткового мінімуму працездатної особи або мінімальної місячної заробітної плати (залежно від діючого законодавства), грн;

K_i – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду;

K_c – мінімальний коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників першого розряду з нормальними умовами праці виробничих

об'єднань і підприємств до законодавчо встановленого розміру мінімальної заробітної плати.

T_p – середня кількість робочих днів в місяці, приблизно $T_p = 21 \dots 23$ дні;

$t_{зм}$ – тривалість зміни, год.

Таблиця 5.8 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Тривалість роботи, год	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн	Величина оплати на робітника, грн
1.Підготовчі	15	2	52,4	785,7
2.Монтажні	4	3	64,3	257,1
3.Складальні	12	5	81,0	971,4
4.Налагоджувальні	6	2	52,4	314,3
5.Випробувальні	3	4	71,4	214,3
Всього				2542,9

3. Розрахунок додаткової заробітної плати робітників

Додаткова заробітна плата $З_d$ всіх розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення розраховується як 10 - 12 % від основної заробітної плати робітників.

На даному підприємстві додаткова заробітна плата начисляється в розмірі 11% від основної заробітної плати.

$$З_d = (З_o + З_p) * \frac{Н_{дод}}{100\%} \quad (5.9)$$

$$З_d = 0,11 * (56190 + 2542,9) = 6460,67 \text{ (грн)}$$

4. Нарахування на заробітну плату $Н_{зп}$ дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою (4.10):

$$Н_{зп} = (З_o + З_p + З_d) * \frac{\beta}{100} \text{ (грн)} \quad (5.10)$$

де Z_0 – основна заробітна плата розробників, грн.;

Z_d – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;

Z_p – основну заробітну плату робітників, грн.;

β – ставка єдиного внеску на загальнообов’язкове державне соціальне страхування, % .

Дана діяльність відноситься до бюджетної сфери, тому ставка єдиного внеску на загальнообов’язкове державне соціальне страхування буде складати 22%, тоді:

$$H_{3П} = (56190 + 2542,9 + 6460,67) \cdot \frac{22}{100} = 14342,68 \text{ (грн)}$$

5. Сировина та матеріали.

До статті «Сировина та матеріали» належать витрати на сировину, основні та допоміжні матеріали, інструменти, пристрої та інші засоби й предмети праці, які придбані у сторонніх підприємств, установ і організацій та витрачені на проведення досліджень за прямим призначенням згідно з нормами їх витрачання, а також витрачені придбані напівфабрикати, що підлягають монтажу або виготовленню й додатковій обробці в цій організації, чи дослідні зразки, що виготовляються виробниками за документацією наукової організації.

Витрати на матеріали (М) у вартісному вираженні розраховуються окремо для кожного виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{i=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j - \sum_{i=1}^n B_j \cdot C_{Bj}, \quad (5.11)$$

де H_j – норма витрат матеріалу j-го найменування, кг;

n – кількість видів матеріалів;

C_j – вартість матеріалу j-го найменування, грн/кг;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$);

B_j – маса відходів j-го найменування, кг;

Цв_j – вартість відходів j -го найменування, грн/кг.

Проведені розрахунки зведені в таблицю 5.9.

Таблиця 4.9 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1 кг, грн	Норма витрат, кг	Вартість витраченого матеріалу, грн
Лак ЕП-730	50	1	50
Припой ПОС-61	100	0,5	50
Флюс БС-2	150	0,45	67,5
Спиртобензин СВС-50	9	0,25	2,25
Дріт монтажний	16	1	16
З врахуванням коефіцієнта транспортування			204,325

6. Розрахунок витрат на комплектуючі

Витрати на комплектуючі вироби (K_{ϵ}), які використовують при дослідженні нового технічного рішення, розраховуються, згідно з їхньою номенклатурою, за формулою:

$$K_{\epsilon} = \sum_{j=1}^n H_j \cdot \text{Ц}_j \cdot K_j \quad (5.12)$$

де H_j – кількість комплектуючих j -го виду, шт.;

Ц_j – покупна ціна комплектуючих j -го виду, грн;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$).

Проведені розрахунки бажано звести до таблиці 5.10.

Таблиця 5.10 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість, шт.	Ціна за штуку, грн	Сума, грн
Гідромотор	1	30000	30000
Додатковий гідромоор	1	25000	25000
Розподільник	1	5500	5500

Гідронасос	1	4000	4000
Трубопровод	4	1500	6000
Всього			77550,00

7. Амортизація обладнання, програмних засобів та приміщень

В спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання, приміщень та програмному забезпеченню тощо, можуть бути розраховані з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою:

$$A_{обл} = \frac{Ц_{б}}{T_{г}} \cdot \frac{t_{вик}}{12}, \quad (5.13)$$

де $Ц_{б}$ – балансова вартість обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, які використовувались для проведення досліджень, грн;

$t_{вик}$ – термін використання обладнання, програмних засобів, приміщень під час досліджень, місяців;

$T_{г}$ – строк корисного використання обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, років.

Проведені розрахунки необхідно звести до таблиці 5.11.

Таблиця 5.11 – Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн
Комп'ютер	42000	2	2	3500,00
Всього				3500,00

8. До статті «Паливо та енергія для науково-виробничих цілей» відносяться витрати на всі види палива й енергії, що безпосередньо використовуються з технологічною метою на проведення досліджень.

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yt} \cdot t_i \cdot Ц_e \cdot K_{внi}}{\eta_i} \quad (5.14)$$

де W_{yt} – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки, кВт;

t_i – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

C_e – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн;

$K_{впi}$ – коефіцієнт, що враховує використання потужності, $K_{впi} < 1$;

η_i – коефіцієнт корисної дії обладнання, $\eta_i < 1$.

Для написання магістерської роботи використовується персональний комп'ютер для якого розрахуємо витрати на електроенергію.

$$B_e = \frac{0,5 \cdot 280 \cdot 10,5 \cdot 0,5}{0,8} = 918,75$$

9. Службові відрядження.

Витрати за статтею «Службові відрядження» розраховуються як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$B_{св} = (3_o + 3_p) \cdot \frac{H_{св}}{100\%}, \quad (5.15)$$

де $H_{св}$ – норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$B_{св} = 0,2 \cdot (56190 + 2542,9) = 11746,67$$

10. Накладні (загальновиробничі) витрати $B_{нзв}$ охоплюють: витрати на управління організацією, оплата службових відряджень, витрати на утримання, ремонт та експлуатацію основних засобів, витрати на опалення, освітлення, водопостачання, охорону праці тощо. Накладні (загальновиробничі) витрати $B_{нзв}$ можна прийняти як (100...150)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які виконували дану МКНР, тобто:

$$B_{нзв} = (3_o + 3_p) \cdot \frac{H_{нзв}}{100\%}, \quad (5.16)$$

де $H_{нзв}$ – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$B_{\text{нзв}} = (56190 + 2542,9) \cdot \frac{100}{100\%} = 58733,33 \text{ грн}$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати, які безпосередньо стосуються даного розділу МКНР

$$B = 56190 + 2542,9 + 6460,67 + 14342,68 + 204,33 + 77550 + 3500 + 918,75 + 11746,67 + 58733,33 = 232189,76 \text{ грн}$$

Прогнозування загальних втрат ЗВ на виконання та впровадження результатів виконаної МКНР здійснюється за формулою:

$$ЗВ = \frac{B}{\eta}, \quad (5.17)$$

де η – коефіцієнт, який характеризує стадію виконання даної НДР.

Оскільки, робота знаходиться на стадії науково-дослідних робіт, то коефіцієнт $\beta = 0,3$.

Звідси:

$$ЗВ = \frac{232189,76}{0,3} = 773965,85 \text{ грн.}$$

5.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки

У даному підрозділі кількісно спрогнозуємо, яку вигоду, зиск можна отримати у майбутньому від впровадження результатів виконаної наукової роботи. Розрахуємо збільшення чистого прибутку підприємства $\Delta\Pi_i$, для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки, за формулою

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta C_o \cdot N + C_o \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\nu}{100}\right) \quad (5.18)$$

де $\Delta\Pi_0$ – покращення основного оціночного показника від впровадження результатів розробки у даному році.

N – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

ΔN – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки:

Π_0 – основний оціночний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

n – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки:

l – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість. Ставка податку на додану вартість дорівнює 20%, а коефіцієнт $l = 0,8333$.

p – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту. $p = 0,25$;

x – ставка податку на прибуток. У 2024 році – 18%.

Припустимо, що ціна зросте на 2000 грн. Кількість одиниць реалізованої продукції також збільшиться: протягом першого року на 100 шт., протягом другого року – на 130 шт., протягом третього року на 150 шт. Реалізація продукції до впровадження розробки складала 1 шт., а її ціна до 240000 грн. Розрахуємо прибуток, яке отримає підприємство протягом трьох років.

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_1 &= [2000 \cdot 1 + (197000 + 2000) \cdot 70] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 2379954,8 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_2 &= [2000 \cdot 1 + (197000 + 2000) \cdot (70 + 90)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 5441115,8 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_3 &= [2000 \cdot 1 + (197000 + 2000) \cdot (70 + 90 + 100)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \\ &\cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) = 8840563,1 \text{ грн.}\end{aligned}$$

5.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Розрахуємо основні показники, які визначають доцільність фінансування наукової розробки певним інвестором, є абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Розрахуємо величину початкових інвестицій PV , які потенційний інвестор має вкласти для впровадження і комерціалізації науково-технічної розробки.

$$PV = k_{\text{інв}} \cdot 3B, \quad (5.19)$$

$k_{\text{інв}}$ – коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію. Це можуть бути витрати на підготовку приміщень, розробку технологій, навчання персоналу, маркетингові заходи тощо ($k_{\text{інв}} = 2 \dots 5$).

$$PV = 2 \cdot 773965,85 = 1547931,7$$

Розрахуємо абсолютну ефективність вкладених інвестицій $E_{\text{абс}}$ згідно наступної формули:

$$E_{\text{абс}} = (ПП - PV) \quad (5.20)$$

де $ПП$ – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство від реалізації результатів наукової розробки, грн.;

$$ПП = \sum_{i=1}^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1+\tau)^i}, \quad (5.21)$$

де $\Delta\Pi_i$ – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДЦКР, грн.;

T – період часу, протягом якого виявляються результати впровадженої НДДКР, роки;

τ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,2;

t – період часу (в роках).

$$ПП = \frac{2379954,8}{(1 + 0,2)^1} + \frac{5441115,8}{(1 + 0,2)^2} + \frac{8840563,1}{(1 + 0,2)^3} = 10901710,55 \text{ грн.}$$

$$E_{abc} = (10901710,55 - 1547931,7) = 9353778,85 \text{ грн.}$$

Оскільки $E_{abc} > 0$ то вкладання коштів на виконання та впровадження результатів НДДКР може бути доцільним.

Розрахуємо відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій E_{ϵ} . Для цього користуються формулою:

$$E_{\epsilon} = \sqrt[T_{жс}]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} - 1, \quad (5.22)$$

$T_{жс}$ – життєвий цикл наукової розробки, роки.

$$E_{\epsilon} = \sqrt[3]{1 + \frac{9353778,85}{1547931,7}} - 1 = 1,36 = 136\%$$

Визначимо мінімальну ставку дисконтування, яка у загальному вигляді визначається за формулою:

$$\tau = d + f, \quad (5.23)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2022 році в Україні $d = (0,14 \dots 0,2)$;

f – показник, що характеризує ризикованість вкладень; зазвичай, величина $f = (0,05 \dots 0,1)$.

$$\tau_{\min} = 0,18 + 0,05 = 0,23$$

Так як $E_g > \tau_{\min}$ то інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні даної наукової розробки.

Розрахуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій за формулою:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_g} \quad (5.24)$$

$$T_{ок} = \frac{1}{1,36} = 0,7 \text{ роки}$$

Так як $T_{ок} \leq 3 \dots 5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним.

5.5 Висновки до економічного розділу

Результати здійсненого технологічного аудиту вказують на середньому рівні комерційного потенціалу. У порівнянні з аналогічним виробом виявлено, що нова розробка вищої якості і більш конкурентоспроможна, як з технічних, так і економічних позначень.

Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 7 місяців. Загальні витрати складають 773965,85 грн.

ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз механізму повороту стола одностійкового токарно-карусельного верстата 1516 щодо його функціональних можливостей обробки крупногабаритних деталей, зокрема деталей для колони вакуум-випарної установки, на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» показав, що обробка їх є неможливою без модернізації цього верстата. Запропоновано шляхи модернізації механізму повороту стола верстата у напрямку заміни асинхронного електродвигуна на більш потужний з тиристорним керуванням частоти обертання, а також збільшення розмірів стола для можливості обробки крупногабаритних деталей за їх габаритними розмірами.

2. Зазначена модернізація вимагає проведення необхідних перевірочних розрахунків елементів механічних передач приводу з існуючими геометричними розмірами та розробку математичної моделі динамічних процесів пуску електромеханічної системи механізму.

3. Проведено кінематичний розрахунок модернізованого механізму повороту стола верстата. За існуючими геометричними параметрами механічних передач та зміненими силовими й кінематичними характеристиками виконана перевірка їх на міцність, яка показала працездатність передач у модернізованому приводі.

4. На основі розробленої кінематичної схеми модернізованого механізму повороту стола верстата розроблена дев'ятимасова динамічна модель. Враховуючи мету досліджень, запропоновано спростити її до двохмасової моделі, за наведеними залежностями для зведених параметрів цієї механічної системи.

5. Користуючись принципом Д'Аламбера, побудована математична модель динаміки механізму повороту стола верстата. Для більш точного задання рушійних сил від електродвигуна застосована уточнена математична

модель, в якій враховано співвідношення, що описують його електромагнітний стан.

6. Результати здійсненого технологічного аудиту вказують на середньому рівні комерційного потенціалу. У порівнянні з аналогічним виробом виявлено, що нова розробка вищої якості і більш конкурентоспроможна, як з технічних, так і економічних позначень. Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 7 місяців. Загальні витрати складають 773965,85 грн.

7. Розроблена конструкція модернізованого механізму повороту стола токарно-карусельного верстата 1516 введена у виробництво на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод». Акт впровадження в додатку Е.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. <https://www.kmbp.com.ua/produktsiya/rishennia-dlia-molochnoi-promyslovosti/vakuum-viparni-ustanovki/vakuum-vyparna-ustanovka>
2. <https://vitcompany.com.ua/stanki/tokarnye-stanki/tokarno-karuselnye-stanki/tokarno-karuselnyy-standok-s-chpu-tos-skiq-16-id15535.html>
3. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с.
4. <https://promstart.com.ua/ua/p1145730673-1516-1516f1-standok.html>
5. https://www.metalinstryment.com/sprav_1516.htm
6. Малярчук А. О. Конструювання та розрахунок металорізальних верстатів. Курсове проектування. Частина 1. Навчальний посібник / А. О. Малярчук – Вінниця; ВНТУ. 2004. 119 с.
7. Методичні вказівки до виконання практичних робіт «Аналіз кінематичних схем, та вибір двигуна до приводу» з дисциплін «Деталі машин» та «Основи конструювання» для студентів усіх спеціальностей / уклад. Г. Г. Кулик, Д. Ю. Бородін, В. В. Семенова-Куліш – Харків : НТУ «ХП», 2021.– 27 с.
8. Пасові та ланцюгові передачі в машинобудуванні: Навч. посібник/. М.Є.Іванов, В.С.Павленко, Б.Ф.Ліщинський. - К.: НМК ВО, 1991-160 с.
9. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин /. В. Т. Павлище. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
10. Чернілевський Д. В. Технічна механіка. кн. 4. Деталі машин : підручник / Чернілевський Д. В., Павленко В. С., Любін М. В. ; за ред. Д. В. Чернілевського. – К. : НМК ВО, 1992. – 360 с. 10.
11. Мархель І. І. Деталі машин : навч. посібник / І. І. Мархель – К. : Алерта, 2005. – 368 с

12. . Динаміка машин : навчальний посібник / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич. - К. : ЦП "Компринт", 2013. - 227 с.
13. Бабій А.В., Довбуш Т.А., Бабій М.В., Ткаченко О.І., Сташків М.Я. Динаміка машин. Навчальний посібник для студентів денної та заочної форм навчання спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування» та 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Магістр». Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2023. 246 с.
14. Моделювання динаміки механізмів вантажопідійомних машин /В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, С.І. Пастушенко – К.–Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
15. Haddad Y. M. Viscoelasticity of engineering materials / Yehia M. Haddad.–London Chapman & Hall, 1995. – 378 p.
16. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем / В.С. Ловейкін, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – К. - Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. –175 с.
17. Поліщук Л. К. Динаміка вмонтованого гідроприводу мобільних машин: монографія / Л. К. Поліщук. – Вінниця: ВНТУ, 2018. – 240 с.
18. Кубрак А. І. Комп'ютерне моделювання та ідентифікація автоматичних систем / А. І. Кубрак, А. І. Жученко, М. З. Кваско. – К. : Політехника, 2004. – 424 с.
19. Козловський В.О. Техніко-економічні обґрунтування та економічні розрахунки в дипломних проектах та роботах. Навчальний посібник. – Вінниця : ВДТУ, 2003. – 75с.
20. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні: навчальний посібник / В. В. Кавецький, В. О. Козловський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 100 с.
21. Положення про кваліфікаційну роботу у Вінницькому національному технічному університеті / Уклад. О. М. Васілевський, Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, Т. О. Савчук, Л. П. Громова – Вінниця : ВНТУ, 2019 – 32 с.

22. Положення про кваліфікаційні роботи / Уклад. А.О. Семенов –
Вінниця : ВНТУ, 2021 – 80 с.

Додаток А
(Обов'язковий)

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

МОДЕРНІЗАЦІЯ ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА 1516 ДЛЯ
ОБРОБКИ КРУПНОГАБАРИТНИХ ДЕТАЛЕЙ

Затверджую
Завідувач кафедри ГМ
д.т.н., проф. Л. К. Поліщук
«26» _____ 09 _____ 2024р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ
на магістерську кваліфікаційну роботу
МОДЕРНІЗАЦІЯ ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА 1516 ДЛЯ
ОБРОБКИ КРУПНОГАБАРИТНИХ ДЕТАЛЕЙ
08-62.МКР.004.00.000 ПЗ

Керівник роботи:

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор

Поліщук Л.К.

Розробив: ст. гр. 1ГМ-23м

Колчин М.А.

м. Вінниця 2024 р.

1 Найменування і область застосування

Найменування – Модернізація токарно-карусельного верстата 1516 для обробки крупногабаритних деталей стосується верстатного обладнання, яке експлуатується в механічному цеху ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» .

2 Підстава для виконання роботи

Індивідуальне завдання на магістерську кваліфікаційну роботи, затверджене наказом по ВНТУ № 310 від «17» вересня 2024 р.

3 Мета і призначення дослідження

Метою роботи є розширення функціональних можливостей токарно-револьверного верстата шляхом модернізації стола механізму повороту.

4 Джерела розробки

Список використаних джерел розробки

1. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с
2. Поліщук Л. К. Обладнання та транспорт механообробних цехів [Текст]. Частина 1. Кінематика верстатів / Л. К. Поліщук, Р. Д. Іскович-Лотоцький. - Вінниця : ВНТУ, 2006. - 154 с.
3. Патент України на корисну модель № 140258, м. кл. B02C 17/00, опубл. 10.02.2020, бюл. №3.
4. Технологія виробництва різних видів біопалива [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://bio.ukrbio.com/ua/articles/2344/> – Н екрана.
5. Industrial shredders & briquetting machines by WEIMA [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Режим доступу: <https://weima.com/> –

Назва з екрана.

6. Поліщук Л. К. Аналіз технологічних процесів та обладнання для переробки деревинних матеріалів [Текст] / Л. К. Поліщук, В. П. Міськов // Вісник машинобудування та транспорту. – 2017. – № 1. – С. 83.
7. Гідропривод сільськогосподарської техніки: Навчальне видання О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д.Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорільця. – К.: Вища освіта, 2004. 368 с.: іл
8. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропривод: Підручник / В.О. Федорець, М.Н. Педченко, О.О. Федорець та ін.; За ред. В.О. Федорця. – Житомир, ЖІТІ, 1998. – 412 с
9. Поліщук Л. К. Динаміка вмонтованого гідроприводу мобільних машин: монографія / Л. К. Поліщук. – Вінниця: ВНТУ, 2018. – 240 с.
10. Положення про кваліфікаційні роботи / Уклад. А.О. Семенов – Вінниця : ВНТУ, 2021 – 80 с.

5 Показники призначення:

- 1) частота обертання вихідної ланки, об/хв – 54,6;
- 2) номінальна потужність на вихідній ланці, кВт – 22;
- 3) навантаження – постійне;
- 4) тиск в гідросистемі, МПа – 16;
- 5) номінальна величина витрат, л/с – 1,6;
- 6) габаритні розміри: діаметр барабана, мм – 350, міжопорна відстань, мм - 695.

6 Етапи НДР і терміни їх виконання:

1. Вибір та узгодження теми МКР. Огляд літературних джерел.
2. Аналіз літературних джерел. Попередня розробка основних розділів
3. Затвердження теми. Розробка технічного завдання
4. Техніко-економічне обґрунтування теми роботи. Аналіз вирішення поставленої задачі.

5. Розрахунково-конструкторський розділ
6. Розробка експериментального стенда для дослідження робочих параметрів подрібнювачів
7. Економічний розділ.
8. Охорона праці і безпека у надзвичайних ситуаціях.
9. Оформлення пояснювальної записки та графічної частини роботи
10. Нормоконтроль
11. Попередній захист МКР, доопрацювання, рецензування МКР
12. Захист МКР на ДЕК

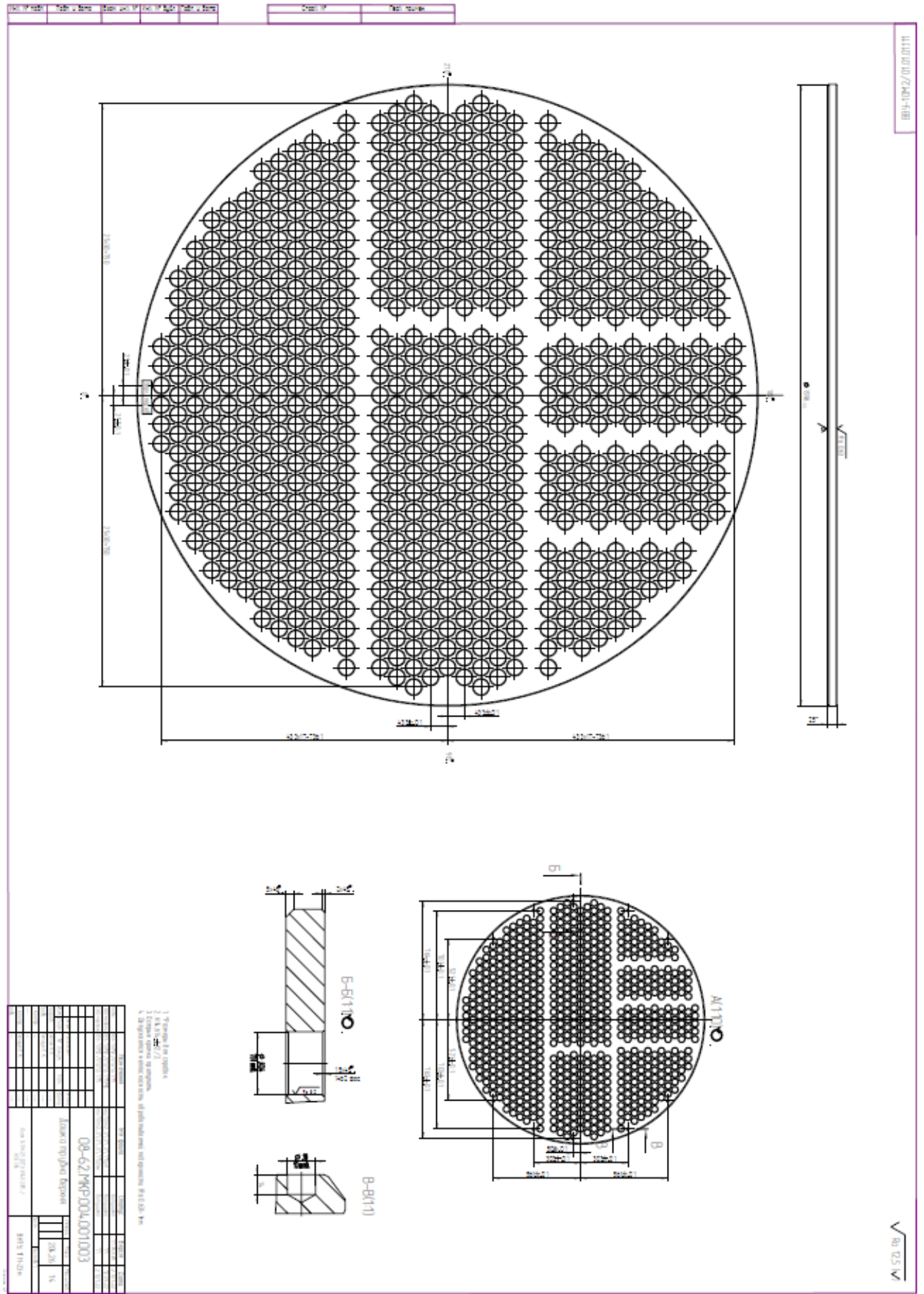
7 Порядок контролю і прийомки

- попередній захист БДР.
- захист БДР.

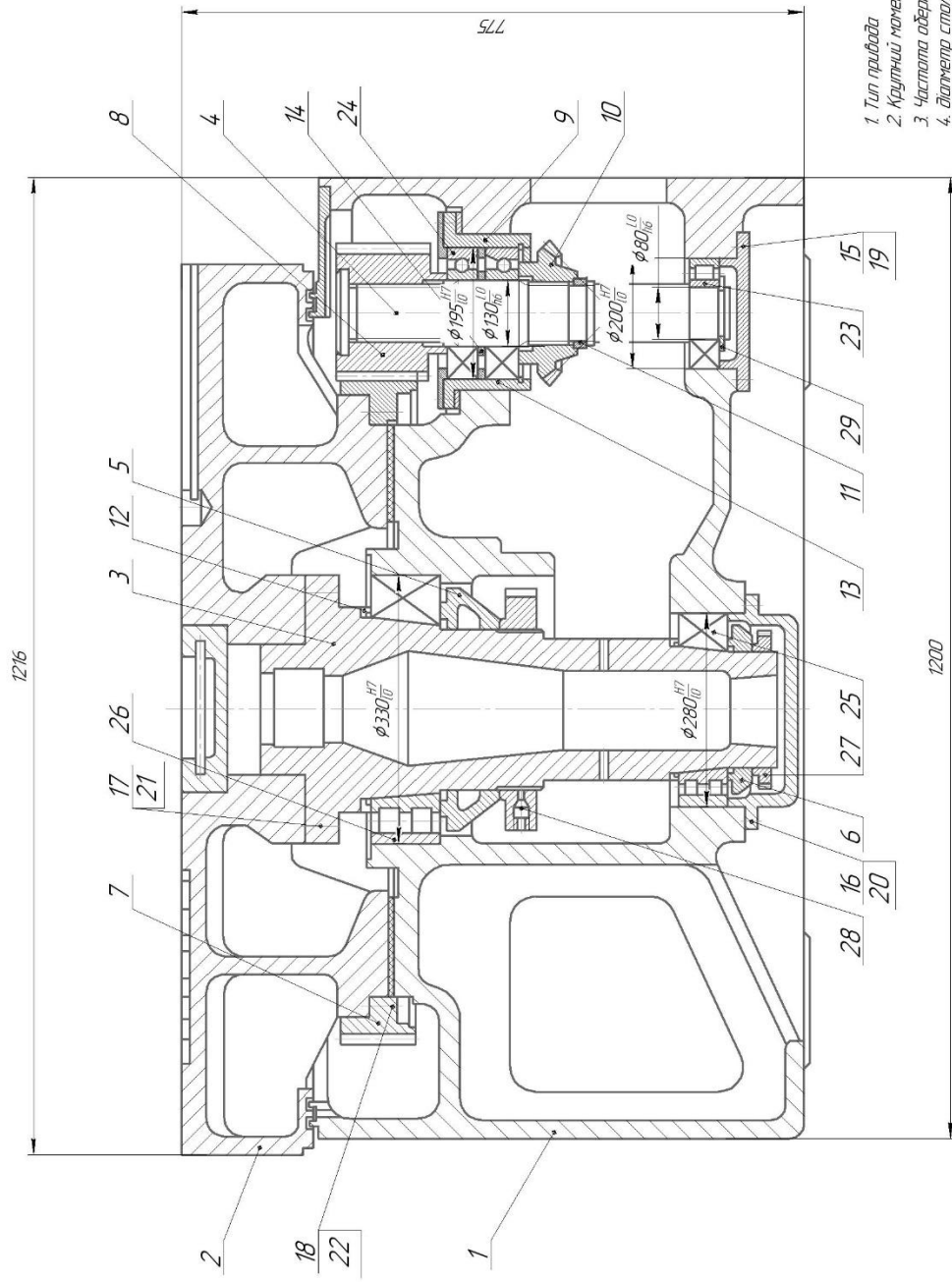
Додаток Б
(Обов'язковий)

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

МОДЕРНІЗАЦІЯ ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА 1516 ДЛЯ
ОБРОБКИ КРУПНОГАБАРИТНИХ ДЕТАЛЕЙ



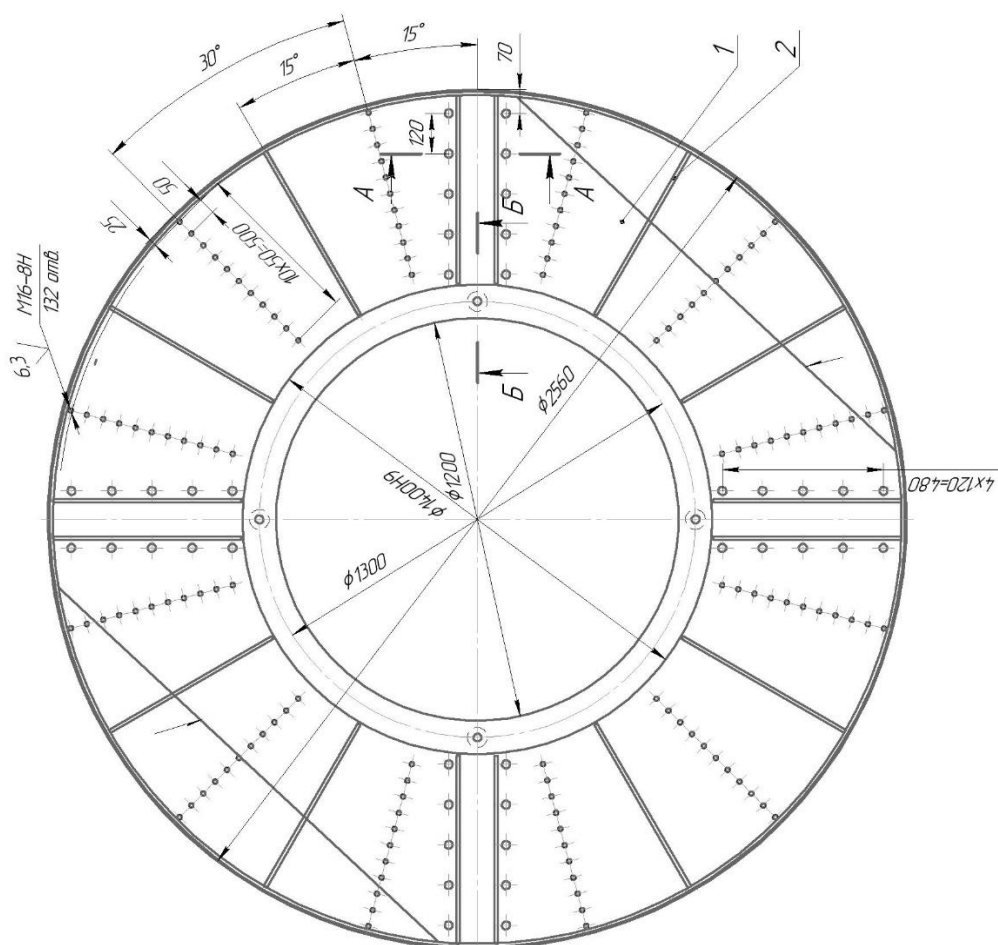
08-62 МКР.004.01.100 СК



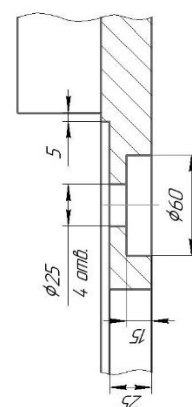
- 1. Тип прибора
- 2. Крутящий момент, Нм
- 3. Частота обертания, Хб⁻¹
- 4. Диаметр стола, мм

электромеханический с тиристорным устройством керфования
3480
0.127
2560

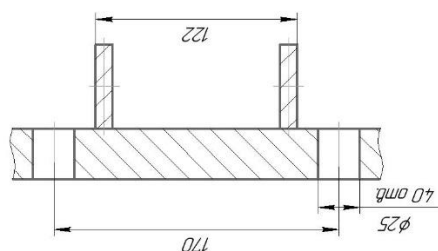
08-62 МКР.004.01.100 СК									



5-5(1:2)



A-A(1:2)


$$1 H^{14}, h^{14}, \pm \frac{17^{14}}{2}$$

Всего	103	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
1	08-62МКР.004.02.001	Плита	1		
2	08-62МКР.004.02.002	Полоса L=572 мм 10х50 ГОСТ 103-76 Полоса Ст3 ГОСТ 380-88	16		
08-62МКР.004.02.000.СК					
		Спл. модернизированной для пожаро-матчевой безопасности 156 (сварочные крепления)			
Лит	Масса	Материал			
Лист	Листов	Листов			
ВНТУ ЛМ-23м					

Додаток В
(Обов'язковий)

СПЕЦИФІКАЦІЇ

МОДЕРНІЗАЦІЯ ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА 1516 ДЛЯ
ОБРОБКИ КРУПНОГАБАРИТНИХ ДЕТАЛЕЙ

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
						Документація		
		A1			08-62.MKP.004.01.100CK	Складальне креслення	3	
						Деталі		
				1	08-62.MKP.004.01.101	Корпус	1	
				2	08-62.MKP.004.01.102	План-шайба	1	
				3	08-62.MKP.004.01.103	Вал	1	
				4	08-62.MKP.004.01.104	Вал	1	
				5	08-62.MKP.004.01.105	Кільце стопорне	1	
				6	08-62.MKP.004.01.106	Кільце стопорне	1	
				7	08-62.MKP.004.01.107	Зубчастий вінець	1	
				8	08-62.MKP.004.01.108	Шестірня циліндрична	1	
				9	08-62.MKP.004.01.109	Стакан	1	
				10	08-62.MKP.004.01.110	Шестірня конічна	1	
				11	08-62.MKP.004.01.111	Кільце розпірне	1	
				12	08-62.MKP.004.01.112	Кільце розпірне	1	
				13	08-62.MKP.004.01.113	Стакан	1	
				14	08-62.MKP.004.01.114	Кільце	1	
						Стандартні вироби		
						Болти ГОСТ 7798-90		
				15		M10-8gx40.58	6	
				16		M12-8gx60.58	6	
				17		M16-8gx100.58	12	
		08-62.MKP.004.01.100						
		Изм. / лист	№ докум.	Подп.	Дата			
		Разраб.	Колчин МА					
		Пров.	Поліщук ЛК					
		Н.контр.	Поліщук ЛК					
		Утв.	Поліщук ЛК					
						Лит.	Лист	Листов
						Н	1	2
						ВНТУ, зр. 1ГМ-23м		

Копіював

Формат А4

[illegible]

Копировал

Формат А4

Додаток Г
(Обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

МОДЕРНІЗАЦІЯ ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА 1516 ДЛЯ
ОБРОБКИ КРУПНОГАБАРИТНИХ ДЕТАЛЕЙ

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТОЛА ОДНОСТІЙКОВОГО ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА 1516

1

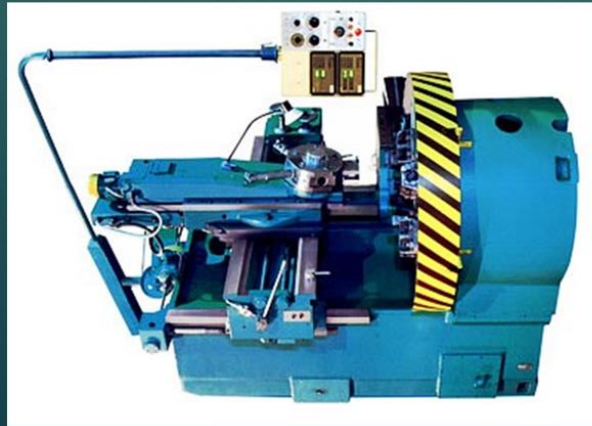


Рисунок 2.1 – Одностійковий
токарно-карусельний верстат
моделі 1516

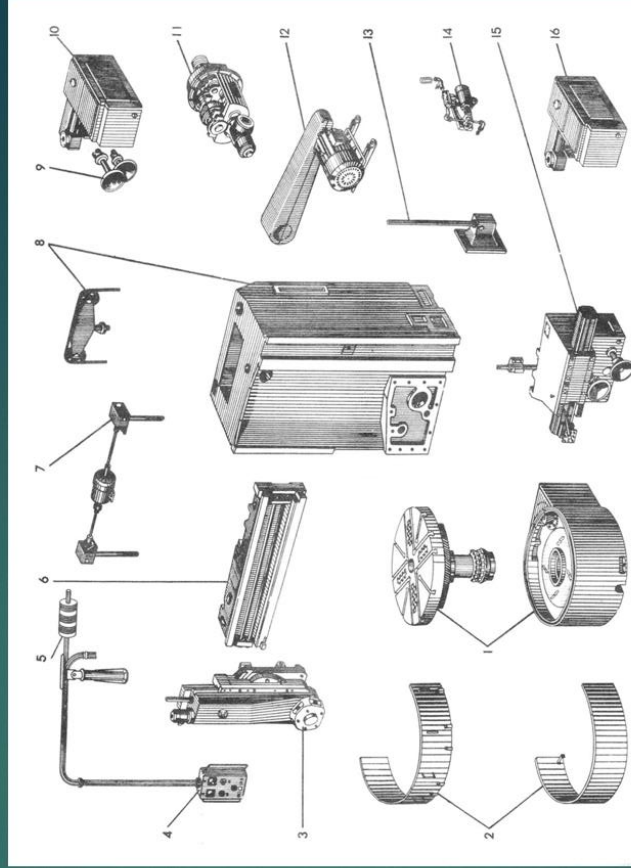


Рисунок 2.2 – Складові елементи токарно-карусельного верстата
1516

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТОЛА ОДНОСТІЙКОВОГО ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА 1516 (продовження)

4

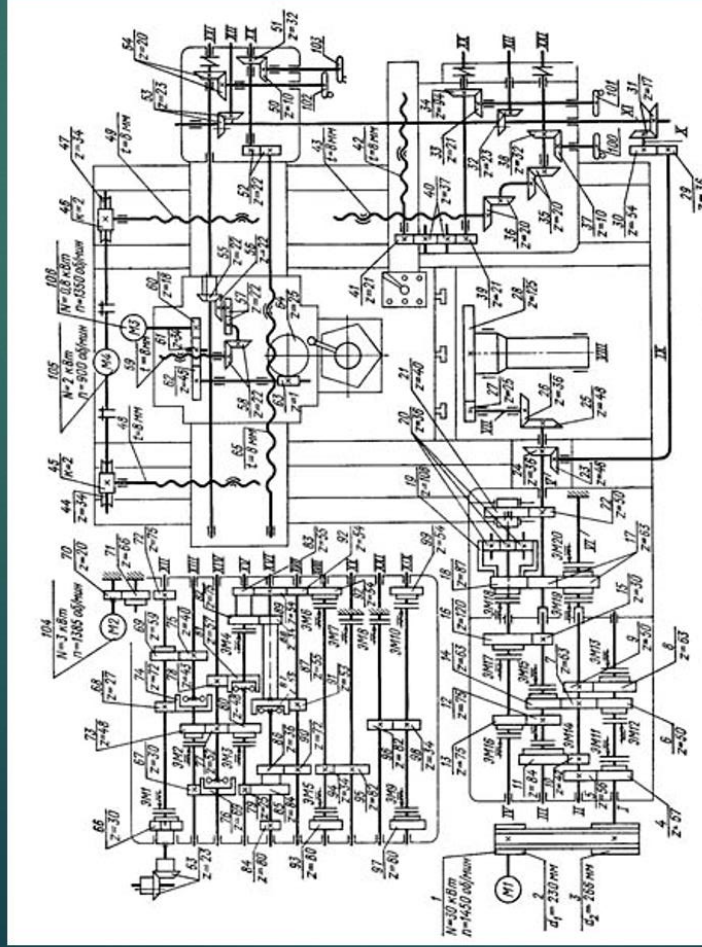


Рисунок 2.3 – Кінематична схема токарно-карусельного верстата 1516



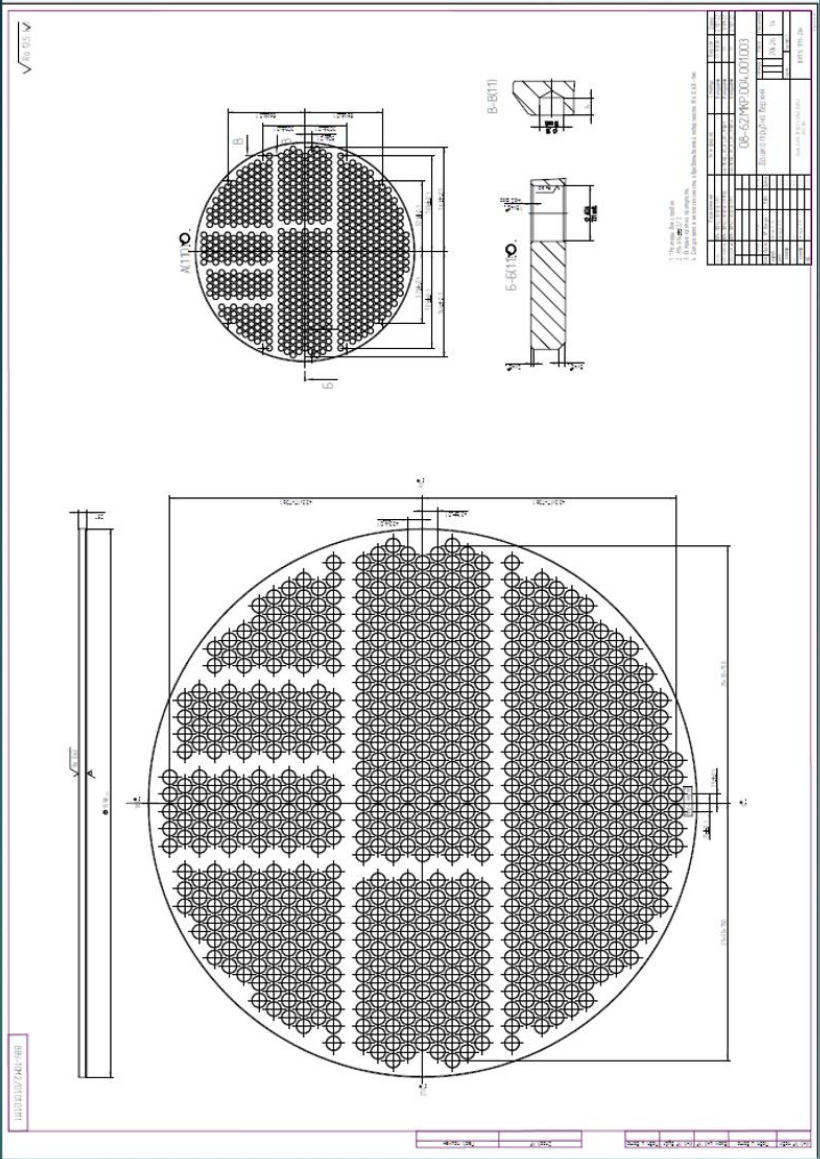
Рисунок 2.4 – Коробка швидкостей токарно-карусельного верстата 1516

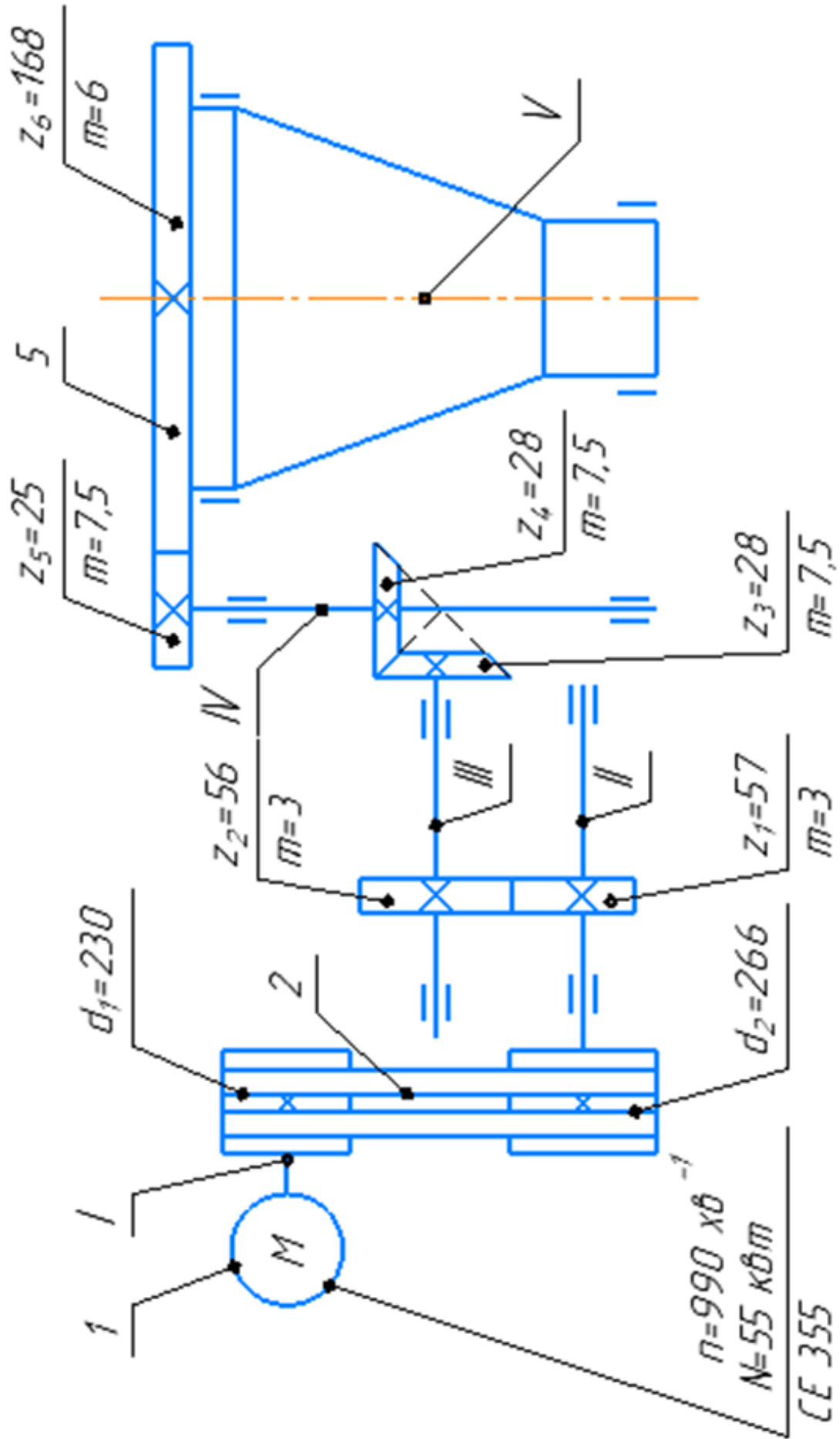
АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТОЛА ОДНОСТІЙКОВОГО ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА 1516 (продовження)

5



а – стіл верстата; б – корпус стола верстата.
Рисунок 2.5 – Механізм повороту стола токарно-карусельного верстата 1516





Додаток Д
(Обов'язковий)

**ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ**

МОДЕРНІЗАЦІЯ ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА 1516 ДЛЯ
ОБРОБКИ КРУПНОГАБАРИТНИХ ДЕТАЛЕЙ

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: «Модернізація токарно-карусельного верстата 1516 для обробки крупногабаритних деталей»

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ Кафедра «Галузевого машинобудування», ФМТ.
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Turnitin

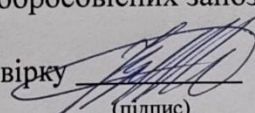
Оригінальність 89% Схожість 11%

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

✓ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.

2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її автора. Роботу направити на доопрацювання.

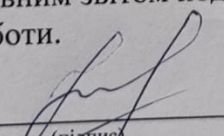
3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку 
(підпис)

Шенфельд В. Й.

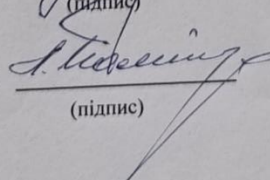
(прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Turnitin щодо роботи.

Автор роботи 
(підпис)

Колчин М. А.

(прізвище, ініціали)

Керівник роботи 
(підпис)

Поліщук Л. К.

(прізвище, ініціали)

Додаток Е
(Обов'язковий)

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

МОДЕРНІЗАЦІЯ ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА 1516 ДЛЯ
ОБРОБКИ КРУПНОГАБАРИТНИХ ДЕТАЛЕЙ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ПрАТ «Калинівський
Машинобудівний завод»

Остапенко А.В.

“песвітня” 2024 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів магістерської кваліфікаційної роботи Вінницького національного технічного університету ст.гр.ІГМ – 23м Колчина Максима Андрійовича на тему «Модернізація токарного-карусельного верстата 1516 для обробки крупногабаритних деталей».

Комісія у складі голови – головного інженера ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» Кармельщика Геннадія Анатолійовича, та членів комісії – технолога механічного цеху Денисенко Наталії Филімонівни та завідувача кафедри галузевого машинобудування Вінницького національного технічного університету Поліщука Леоніда Клавдійовича склали цей акт про впровадження результатів магістерської кваліфікаційної роботи ст.гр. ІГМ-23м Колчина Максима Андрійовича на тему «Модернізація токарно-карусельного верстату для обробки крупногабаритних деталей» (науковий керівник – д.т.н., професор Поліщук Л.К.) в механічному цеху ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» шляхом виконання робіт щодо модернізації привідного механізму повороту стола токарно-карусельного верстата 1516, який застосовується при виготовленні крупногабаритної деталі «Дошка трубна» для вакуум-випарної установки. Верстат успішно пройшов випробування на виробництві і застосовується для виконання вищезазначених робіт.

Від ВНТУ
завідувач кафедри ГМ
д.т.н., професор

Леонід ПОЛІЩУК

«3» «листопада» 2024 р.

Від ПрАТ «Калинівський машино-
будівний завод»
головний інженер

Геннадій КАРМЕЛЬЩИК

технолог механічного цеху

Наталія ДЕНИСЕНКО

«03» «листопада» 2024 р.