

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана
Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: *«Розробка проєктних рішень багатошпиндельного токарного
верстату побудованого на агрегатно-модульному принципі»*

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МВм-61
спеціальності

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)

Назар ГРЕБЕНІЮК

(підпис)

Керівник

Руслан СКЛЯРОВ

(підпис)

Нормоконтроль

Володимир КОБЕЛЬНИК

(підпис)

Завідувач кафедри

Володимир КРУПА

(підпис)

Рецензент

(підпис)

Тернопіль 2025

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Володимир КРУПА

(підпис)

« » _____ 20__ р.

З А В Д А Н Н Я НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)

студенту Гребенюк Назар Володимирович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Розробка проєктних рішень багатошпиндельного токарного верстату побудованого на агрегатно-модульному принципі»

Керівник роботи Склярів Руслан Анатолійович, к.т.н., доц.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «15» серпня 2025 року № 4/7-756.

2. Термін подання студентом завершеної роботи 19.12.2025

3. Вихідні дані до роботи паспорти багатошпиндельних токарних верстатів з ЧПК

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити) Аналітичний розділ. Огляд та аналіз проблематики кваліфікаційної роботи. Інформаційно-патентний пошук. Постановка мети та задач дослідження. Проектний розрахунок хрестового супорту. Науково-дослідна частина. Формування моделі, що дозволяє здійснити формалізований опис шпиндельного блоку, побудова морфологічної матриці для формування компоновки багатошпиндельних токарних верстатів. Заходи з охорони праці та безпеки в НС.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
Тема, мета та завдання дослідження - 1 арк. ф.А1; Конструкція мотор-шпинделя - 2 арк. ф.А1;
Конструкція хрестового супорту модульного виконання – 1 арк. ф.А1;
Презентація до роботи (до 20 слайдів).

7. Дата видачі завдання

18 серпня 2025 року

[illegible]

(підпис)

Руслан СКЛЯРОВ

(підпис)

Анотація

Гребенюк Н. В. Розробка проектних рішень багатошпиндельного токарного верстату побудованого на агрегатно-модульному принципі // Гребенюк Назар Володимирович : кваліфікаційна робота магістра : 133 галузеве машинобудування / кер. Р. А. Складаров. Тернопіль : факультет інженерії машин, споруд та технологій, кафедра конструювання верстатів інструментів та машин, група МВм-61 : ТНТУ, 2025.

Ключові слова: багатошпиндельний токарний верстат, агрегатно-модульний принцип, шпиндельний блок, формалізований опис, револьверна головка, компонування верстату.

Метою роботи є розробка проектних рішень багатошпиндельних токарних верстатів з числовим програмним керуванням, побудованих на агрегатно модульному принципі, з орієнтацією на підвищення технологічної гнучкості, комплексності обробки та безпечності експлуатації.

В представлений кваліфікаційній роботі проведено патентно-інформаційні дослідження щодо компонувальних схем багатошпиндельних токарних верстатів побудованих на агрегатно-модульного принципі. Запропоновано конструкцію хрестового супорту модульного виконання. Запропоновано формалізований опис, який дозволяє визначити просторове положення шпиндельних блоків верстатів. Розроблено морфологічну матрицю, на основі якої запропоновані варіанти компонувань верстатів з використанням одношпиндельних та двошпиндельних блоків. Висвітлено питання, що стосуються системи моніторингу небезпечних чинників виробничих систем, навчання та підготовки населення до дій в умовах надзвичайних ситуацій, а також управління стружкоутворенням на токарних верстатах.

Annotation

Hrebeniuk N. V. Development of design solutions for a multispindle lathe built on an aggregate-modular principle // Hrebeniuk Nazar Volodymyrovych: Master's Qualification Thesis: 133 Industrial Mechanical Engineering / Supervisor R. A. Skliarov. Ternopil: Faculty of Mechanical Engineering of Machines, Structures and Technologies, Department of Machine Tool, Instrument and Machine Design, group MVm-61: TNTU, 2025.

Keywords: multi-spindle lathe, aggregate-module principle, spindle block, formalized description, turret head, machine layout.

The aim of the thesis is to develop design solutions for multi-spindle lathes with numerical control, built on the aggregate-module principle, with a focus on increasing technological flexibility, processing complexity, and operational safety.

In this qualification work, patent and information research was carried out regarding layout schemes of multi-spindle lathes built on the aggregate-module principle. A design of a modular cross-slide was proposed. A formalized description was introduced, which makes it possible to determine the spatial position of spindle blocks of lathes. A morphological matrix was developed, on the basis of which layout variants of lathes using single-spindle and double-spindle blocks were proposed. Issues related to monitoring systems of hazardous factors in production systems, training and preparation of the population for actions in emergency situations, as well as chip formation management in lathes were highlighted.

ЗМІСТ

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ.....	8
ВСТУП	9
1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ.....	12
1.1 Огляд та аналіз проблематики кваліфікаційної роботи	12
1.2 Інформаційно-патентний пошук	13
1.2.1 Аналіз робіт за тематикою дослідження	13
1.2.2 Аналіз конструкцій та компоновальних схем багатошпиндельних токарних верстатів	18
1.3 Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження	28
2 ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ.....	30
2.1 Фактори, що впливають на вибір типорозмірів модульних елементів проектованого багатошпиндельного токарного верстата	30
2.2 Структурно-функціональні особливості модульних вузлів	31
2.2.1 Особливості конструктивного виконання шпиндельних вузлів.....	31
2.2.2 Особливості конструктивного виконання супортів верстату ...	35
2.2.3 Узагальнені кінематичні схеми приводів столів	37
2.3 Розрахунок конструкції хрестового супорту	41
2.3.1 Кінематична схема та розрахунок приводу подачі	41
2.3.2 Розрахунок і вибір електродвигуна.....	43
2.3.3 Характеристика передачі гвинт-гайка кочення	47
2.3.4 Автоматизований геометричний розрахунок кулькової гвинтової передачі	49
2.3.5 Створення натягу в передачі.....	55
2.4 Опис конструкції сильфонної муфти	56
2.5 Висновки до проєктного розділу.....	57
3 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	59
3.1 Методика та план проведення наукових досліджень.....	59
3.2 Основні теоретичні передумови.....	60
3.3 Розробка моделі об'єкта досліджень	62

3.3.1 Геометричні засади та постановка системи координат	62
3.3.2 Формалізований запис конфігурації блока і його перетворень	64
3.3.3 Схеми розміщення шпindelьних блоків у просторі.....	68
3.4 Стратегія автоматизованого проєктування БТВ.....	72
3.5 Використання агрегатно-модульного принципу при проєктуванні компоновок БТВ.....	75
3.6 Розробка альтернатив компонувань із морфологічної матриці	77
3.7 Обговорення та аналіз отриманих результатів* (*опубліковані результати досліджень подані в додатках).....	81
3.8 Висновки до дослідного розділу	82
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	83
4.1 Системи моніторингу небезпечних чинників виробничих систем..	83
4.2 Навчання та підготовка населення до дій в умовах надзвичайних ситуацій	84
4.3 Управління стружкоутворенням як елемент виробничої безпеки...	86
4.4 Висновки до 4 розділу	87
ВИСНОВКИ.....	89
ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ.....	91
ДОДАТКИ.....	98

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

БТВ – багатошпиндельний токарний верстат;

ГВС – гнучка виробнича система;

Д – давач;

ДСНС – Державна служба з надзвичайних ситуацій

ККД – коефіцієнт корисної дії;

М – електродвигун;

РГ – револьверна головка;

ЧПК – числове програмне керування;

ШБ – шпиндельний блок.

ВСТУП

Підвищення продуктивності праці в умовах сучасного машинобудування дедалі більше пов'язується не лише з інтенсифікацією технологічних процесів, а й із забезпеченням структурної гнучкості виробництва. Виробничі системи мають бути здатні оперативно адаптуватися до змін номенклатури, безбитково припиняючи випуск освоєної продукції та у стислі терміни переходячи до виготовлення нових виробів, навіть за умов суттєвих відмінностей у їх геометрії, матеріалі чи технології обробки.

Найбільш уразливими до таких змін залишаються високопродуктивні спеціалізовані комплекси, зокрема верстати-автомати, автоматичні лінії та агрегатні установки, які, попри високу ефективність, практично не піддаються переналагодженню. Це створює певну технологічну дилему. З одного боку, крупносерійне і масове виробництво потребує гнучкості без втрати рівня автоматизації. З іншого - дрібносерійне має бути автоматизоване таким чином, щоб наблизитися до ритмічності та стабільності, властивих виробництву масового типу.

Розв'язання цієї дилеми можливе на основі гнучких виробничих систем (ГВС) механічної обробки, які поєднують адаптивність, багатофункціональність і автоматизацію. Ключовими елементами таких систем виступають багатошпиндельні токарні верстати з числовим програмним керуванням (ЧПК), здатні забезпечити одночасну обробку на двох і більше шпинделях. Це суттєво підвищує темп виробництва, скорочує тривалість технологічного циклу та дозволяє реалізувати принцип комплектної обробки.

Застосування ЧПК забезпечує автоматизацію процесів позиціювання, синхронізації шпинделів, адаптацію режимів обробки та інтеграцію з системами технічного контролю. Такий тип обладнання дозволяє реалізувати високоточну обробку, гнучке переналаштування та цифрову інтеграцію у виробниче середовище.

Для ефективного включення багатошпиндельних токарних верстатів до складу ГВС необхідно забезпечити уніфікацію їх конструктивних елементів, автоматизацію допоміжних процесів, зокрема подачі, позиціонування та контролю, а також модульність компоновки, яка дозволяє масштабувати систему відповідно до конкретних виробничих задач. Такий підхід сприяє адаптації обладнання до змін технологічного середовища, підвищує рівень технічної сумісності та забезпечує ефективне використання ресурсів у межах інтегрованих виробничих комплексів.

У цьому контексті особливу актуальність набуває розробка багатошпиндельних токарних верстатів, побудованих на агрегатно модульному принципі. Дослідження спрямоване на формування проєктних рішень, які поєднують гнучкість архітектури з високою продуктивністю, технологічною універсальністю та здатністю до інтеграції в цифрові виробничі середовища. Запропоновані конструкції мають забезпечити стабільність технологічного процесу, скорочення тривалості обробки та розширення функціональних можливостей системи в умовах змінної номенклатури.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є розробка проєктних рішень багатошпиндельних токарних верстатів з числовим програмним керуванням, побудованих на агрегатно модульному принципі, з орієнтацією на підвищення технологічної гнучкості, комплексності обробки та безпечності експлуатації.

Для досягнення поставленої мети передбачено вирішення таких дослідницьких задач:

- здійснити аналіз типових компоновальних схем багатошпиндельних токарних верстатів у контексті їх промислового застосування;
- визначити актуальні тенденції розвитку багатошпиндельних конструкцій, орієнтованих на підвищення функціональної адаптивності та комплексності обробки;

- сформувати методичні засади формалізованого опису компоновок шпиндельних вузлів, що дозволяють описати проєктовані технічні рішення;
- розробити варіанти компоновок багатошпиндельних токарних верстатів на основі агрегатно-модульного принципу.
- запропонувати комплекс заходів з охорони праці та безпеки щодо використання багатошпиндельних токарних верстатів на виробництві.

Об’єктом дослідження є багатошпиндельні токарні верстати з числовим програмним керуванням, призначені для комплектної обробки деталей.

Предметом дослідження виступають конструктивні параметри, компоновочні схеми та функціональні взаємозв’язки агрегатів багатошпиндельних токарних верстатів, побудованих на агрегатно-модульному принципі.

У дослідженні використано системний підхід, що дозволяє розглядати багатошпиндельний токарний верстат як цілісну технічну систему з узгодженими структурними та функціональними елементами. Для оцінки рівня новизни та визначення технічних аналогів проведено патентно-інформаційний аналіз конструкцій багатошпиндельних верстатів. Морфологічний аналіз застосовано як інструмент формалізованої генерації компоновок, що відповідають заданим параметрам, а також для пошуку альтернативних варіантів із урахуванням вимог адаптивності та модульності.

Структура і обсяг роботи. Кваліфікаційна робота магістра виконана згідно затвердженої структури та складається із вступу, чотирьох розділів і основних висновків, які розміщені на 90 сторінках, 35 рисунків та 2 таблиць на 18 сторінках, переліку використаної літератури з 51 найменувань на 7 сторінках, додатків на 12 сторінках, всього 109 сторінки.

1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Огляд та аналіз проблематики кваліфікаційної роботи

У межах сучасного машинобудування багатошпиндельні токарні верстати залишаються одним із ключових інструментів високопродуктивної обробки, особливо в умовах серійного виробництва. Їх здатність забезпечувати паралельну обробку деталей на кількох шпинделях дозволяє суттєво скоротити тривалість технологічного циклу та підвищити темп виготовлення. Водночас, більшість існуючих конструкцій таких верстатів орієнтовані на стабільну номенклатуру, що обмежує їх застосування в гнучких виробничих системах, де необхідна швидка адаптація до змін геометрії, матеріалу або технології обробки.

Аналіз технічної літератури та патентних джерел свідчить про наявність кількох типових компоновочних схем, серед яких переважають лінійні, радіальні та блокові конфігурації. Кожна з них має свої переваги, проте в умовах змінної номенклатури та цифрової інтеграції виявляються суттєві обмеження. Лінійні компоновки ускладнюють синхронізацію шпинделів, радіальні будуть обмежувати масштабованість, а блокові, як правило, не мають уніфікованих вузлів, що ускладнює технічне обслуговування та переналагодження.

Особливу складність становить опис таких компоновок у рамках існуючих методик. Більшість з них розроблені для одношпиндельних або симетричних конструкцій і не враховують просторову розбіжність шпинделів, що характерна для сучасних багатошпиндельних верстатів. У випадках, коли шпинделі розміщені в різних площинах, класичні підходи до опису компоновки втрачають точність і не дозволяють адекватно представити функціональну взаємодію вузлів. Це ускладнює порівняння технічних рішень, стримує розвиток уніфікованих модульних систем і обмежує можливість цифрового моделювання.

Проблематика кваліфікаційної роботи полягає в необхідності розробки нових компонувальних рішень багатошпиндельних токарних верстатів з числовим програмним керуванням, які базуються на агрегатно модульному принципі. Такий підхід дозволяє забезпечити технологічну гнучкість, функціональну адаптивність, уніфікацію конструктивних елементів та інтеграцію в цифрові виробничі середовища. Водночас важливо враховувати аспекти охорони праці, ергономіки та технічної безпеки, що супроводжують експлуатацію багатошпиндельного обладнання в умовах змінної номенклатури.

1.2 Інформаційно-патентний пошук

1.2.1 Аналіз робіт за тематикою дослідження

У науково-технічній літературі останніх десятиліть простежується стійка тенденція до переосмислення конструктивних принципів побудови верстатного обладнання, зокрема в контексті автоматизованого та гнучкого виробництва. Значна увага приділяється вдосконаленню структур верстатів, розробці нових компонувальних схем, а також підвищенню рівня адаптивності технологічних систем до змінної номенклатури виробів.

В роботі [18] систематизовано підходи до побудови обладнання автоматизованого виробництва, зокрема розглянуто типові архітектури верстатних систем, їх функціональну взаємодію та обмеження при переналагодженні. Автори акцентують на тому, що традиційні верстати-автомати та автоматичні лінії, хоча й забезпечують високу продуктивність, мають низьку гнучкість, оскільки їх конструкція орієнтована на обробку конкретного типу заготовки. Це створює суттєві труднощі при переході на нову продукцію, особливо в умовах дрібносерійного виробництва.

В іншій праці українських фахівців [29] розглянуто технологічне обладнання з паралельною кінематикою як перспективний напрямок розвитку

верстатобудування. Автори обґрунтовують переваги модульного підходу до побудови верстатів, зокрема можливість масштабування, уніфікації вузлів та адаптації до різних виробничих сценаріїв. Паралельна кінематика дозволяє реалізувати складні конфігурації з рознесеними шпинделями, що не вкладаються в класичні методики опису.

Змістовною є робота [3], яка присвячена роботизованим технологічним комплексам, у складі яких верстатне обладнання розглядається як елемент інтегрованої виробничої системи. У роботі проаналізовано вимоги до гнучкості, цифрової керованості та безпеки експлуатації, що висуваються до сучасних верстатів.

У сучасному машинобудуванні БТВ доцільно розглядати не лише як сукупність механічних вузлів, а як складні технічні системи з багаторівневою структурою та внутрішньою взаємодією. Такий підхід дозволяє виявити системні закономірності їх побудови, оцінити функціональну цілісність конструкції та сформулювати методичну основу для її вдосконалення.

Саме тому більш детального опрацювання вимагають праці [30, 32], в яких технічна система розглядається як організована сукупність елементів, що взаємодіють у межах заданої функціональної мети. Згідно з цими концепціями, верстат не є ізольованим механізмом, а виступає як структурно-функціональний об'єкт, здатний до адаптації, переналагодження та розвитку.

У роботі [48] системний підхід обґрунтовано як ключова методологія для автоматизації проектування токарного верстатного обладнання, що дозволяє розглядати верстат як складну багаторівневу технічну систему з ієрархічною структурою, варіативними ознаками та функціональною взаємодією елементів. Автори демонструють переваги цілісного моделювання над фрагментарним фізичним аналізом, описують процедури синтезу, аналізу та ухвалення рішень у контексті автоматизованого пошуку конструктивних варіантів верстатів.

Формування технічного завдання на проектування верстатного обладнання потребує чіткого визначення цільових параметрів, які не лише

відповідають сучасним вимогам, а й перевищують рівень провідних світових аналогів. Для цього на початкових етапах проєктування необхідно здійснювати обґрунтоване прогнозування технічних характеристик, з урахуванням потенціалу розвитку системи, її функціональної структури та варіативності конфігурацій. У роботі [36] розглянуто методи прогнозування розвитку технічних систем, що базуються на морфологічному аналізі, системній декомпозиції та моделюванні сценаріїв еволюції.

Практична реалізація зазначених методів можлива за допомогою багатофункціонального пакету MathCad, що продемонстровано у дослідженні [19, 51]. У роботі показано застосування математичного апарату для оцінки параметрів металорізальних верстатів. Такий підхід дозволяє формалізувати вимоги до проєктованого об'єкта та забезпечити їх відповідність очікуваним параметрам наступного покоління верстатного обладнання.

У статті [49] розглянуто застосування статистичного моделювання для прогнозування технічних характеристик металорізальних верстатів. Показано, що частота обертання шпинделя, крутний момент і ефективна потужність можуть бути описані лог-нормальними розподілами. Це дає змогу враховувати вплив випадкових факторів і забезпечити точність прогнозу навіть за обмеженого обсягу вхідних даних. Методика дозволяє формувати узагальнені математичні моделі, придатні для автоматизованого синтезу конструктивних рішень і оптимізації режимів обробки.

У працях [33, 34] розглянуто використання морфологічного аналізу для синтезу компоновок металорізального обладнання. Запропоновано модель, яка охоплює функціонально-технологічний, кінематичний і конструктивно-компоновочний рівні. Такий підхід дозволяє формалізувати варіативний синтез, охопити простір технічних рішень і забезпечити узгодженість між структурними рівнями конструкції. Методика придатна для побудови адаптивних і модульних систем з уніфікованими ознаками.

У праці [42] розглянуто можливості використання різних типів моделей у процесі проєктування металорізальних верстатів. Зокрема, акцент зроблено

на критеріальних, морфологічних і поведінкових моделях, які дозволяють формалізувати вибір технічних рішень, враховуючи як структурні, так і функціональні характеристики майбутнього обладнання. Застосування таких моделей сприяє підвищенню обґрунтованості проєктних рішень, забезпечує варіативність компоновок і дозволяє адаптувати конструкцію до заданих експлуатаційних умов.

У публікації [27] обґрунтовано застосування фасетного методу класифікації як інструменту структурного опису та кодування конструкцій верстатів з паралельною кінематикою. Запропонована система дозволяє формалізувати ознаки конструктивних елементів у вигляді кодів, що забезпечує автоматизовану обробку, варіативність компоновок і можливість реконфігурації виробничих систем. Такий підхід дозволяє пов'язати структуру механізму з його функціональними параметрами, що є важливим для багатоміністерного виробництва.

У публікації [23] запропоновано метод первинної генерації координатних кодів металорізальних верстатів на основі геометрії відтворюючих ліній оброблюваних поверхонь. Використання матриць перетворення координат дозволяє формалізувати функції формоутворення і пов'язати їх зі структурою виконавчих вузлів. Такий підхід забезпечує синтез компоновок з заданими формоутворюючими властивостями, розмежування рухів між інструментом і верстатом, а також побудову математичних моделей для різних схем обробки. Отримані коди можуть бути використані як основа для подальшого автоматизованого синтезу конструктивних рішень.

У дослідженні [21] представлено підхід до структурно-компоновочного синтезу багатоміністерних агрегатних верстатів, зосереджений на автоматизованому формуванні компоновок установочно-затискних пристроїв. Запропонована система охоплює три етапи: побудову структурної формули пристрою, генерацію альтернативних конструктивних варіантів на рівні компоновки та подальшу багатокритеріальну оптимізацію. Структурна формула містить дев'ять полів, згрупованих за функціональними ознаками:

елементи установки, елементи затиску та тип корпусу. Синтез здійснюється з урахуванням цільових функцій, що враховують параметри конструкції, а оптимізація реалізується методом послідовних поступок.

У роботі [41] розглянуто моделювання ефективних компоновочних рішень для агрегатних верстатів середнього розміру. Автором запропоновано використання збіжного графа, який поєднує властивості технологічного процесу з параметрами конструктивної реалізації. Структура верстата описується інформаційним кодом, що має блочну організацію та дозволяє деталізувати компоновку на різних етапах проєктування. Такий підхід забезпечує узгодженість між технологічними вимогами і конструктивними рішеннями, сприяючи формуванню адаптивних конфігурацій обладнання.

У роботі [25] запропоновано алгоритм спрямованого синтезу структур оброблювальних систем у межах автоматизованого технологічного проєктування. Введено поняття елементарної оброблюваної поверхні як конструктивно узгодженої ділянки, що формується одним інструментом, та відповідного елементарного технологічного переходу. Деталь розглядається як сукупність таких поверхонь, кожна з яких потребує індивідуального методу обробки. Формоутворення описується за допомогою матриць перетворення координат, що дозволяє генерувати координатні коди верстатів і формалізувати структуру обробки на рівні мінімальних функціональних одиниць.

У роботах [15, 16] розглянуто формалізовані підходи до опису компоновки металорізальних верстатів, що базуються на стандартизованих позначеннях кінематичних функцій і структурних елементів. У дослідженні [16] точка взаємодії інструмента з заготовкою позначається як WP, а переміщення виконавчих вузлів описуються згідно з нормативами VDI 3255. Рухи заготовки маркуються штрихованими символами, а орієнтація осей обертання та напрямних площин уточнюється індексами h , v , s відповідно до їх просторового розміщення. У роботі [15] акцент зроблено на послідовному описі кінематичних функцій верстата у тій логіці, яка відповідає передачі

енергії від приводів через станину до інструмента. Для цього застосовуються символи X, Y, Z для лінійних переміщень та A, B, C для обертальних рухів згідно зі стандартом JIS B6310. Такий підхід дозволяє формалізувати кінематичну структуру з урахуванням функціонального навантаження та забезпечує узгодженість між технологічними вимогами і конструктивними рішеннями. Система опису створює основу для подальшої автоматизації процесів проектування та синтезу компоновочних рішень.

У публікаціях [44, 45] розглянуто застосування методів штучного інтелекту, зокрема нейронних мереж, для прогнозування технічних характеристик металорізальних верстатів. Запропоновано підхід, за якого вхідні параметри конструкції або експлуатаційні умови використовуються як вхідні ознаки для навчання моделей, здатних передбачати вихідні технічні показники верстатів. Такий підхід дозволяє враховувати складні нелінійні залежності між структурними ознаками та функціональними властивостями обладнання.

У дисертаціях [26, 50] розроблено методи багатокритеріального вибору оптимальних компоновок верстатних пристроїв для верстатів з ЧПК. Обидва автори обґрунтували доцільність створення універсально-збірних переналагоджуваних систем, що поєднують гнучкість, точність і економічність. Запропоновані моделі враховують конструктивно-технологічні параметри, а результати досліджень підтверджені впровадженням у виробництво.

1.2.2 Аналіз конструкцій та компоновальних схем багатошпиндельних токарних верстатів

Металорізальні верстати повинні забезпечувати комплексну обробку деталей з однієї установки, що дозволяє поєднувати високу точність із продуктивністю. Концентрація технологічних операцій на одному обладнанні мінімізує ризик браку, усуває похибки від повторного перезакріплення та

гарантує стабільність геометричних параметрів без додаткових витрат. Такий підхід формує універсальність верстатів, оскільки вони здатні охоплювати широкий спектр деталей у межах єдиного технологічного процесу.

Послідовність переходів також визначає економічну ефективність. Після токарних операцій свердлувальні та фрезерні процеси займають відносно короткий час, тому їх інтеграція в межах одного обладнання є доцільною. Це забезпечує оптимальне співвідношення продуктивності та якості, відповідає вимогам сучасного серійного й масового виробництва та підкреслює значення багатошпиндельних токарних систем у розвитку машинобудування.

Попит на сучасні металорізальні верстати з ЧПК зумовлений економічними чинниками: використання уніфікованого технологічного оснащення дає змогу виконувати комплексну обробку та оперативно реагувати на вимоги замовників. Розширення функціональних можливостей такого обладнання забезпечує повний цикл механічної обробки лезовим інструментом на єдиній технологічній базі, що підвищує точність і скорочує витрати.

На сучасному етапі розвитку верстатобудування найбільш ефективними вважаються багатошпиндельні токарні верстати, побудовані за модульним принципом. Модульна конструкція дозволяє формувати різні конфігурації в межах однієї серії, забезпечуючи гнучкість виробництва та максимальну рентабельність процесу для замовника.

Верстати TMXMY/TMXMYS з ЧПК (див. рис. 1.1) вирізняються раціональним компонуванням, орієнтованим на комплексну обробку [12]. Основу конструкції становить корпус із чавуну Meehanite, що забезпечує термічну стабільність і демпфування. Напрявні збільшеного перерізу розташовані з урахуванням навантажень, що підвищує жорсткість поперечного переміщення. Револьверна головка Diplomatic з 12 приводними позиціями дозволяє гнучко комбінувати інструменти для внутрішньої та зовнішньої обробки. Компонування шпиндельного вузла та протишпинделя забезпечує синхронну обробку з можливістю передачі заготовки між осями. Вбудована система охолодження та термоізоляції сприяє стабільності розмірів при тривалих циклах.

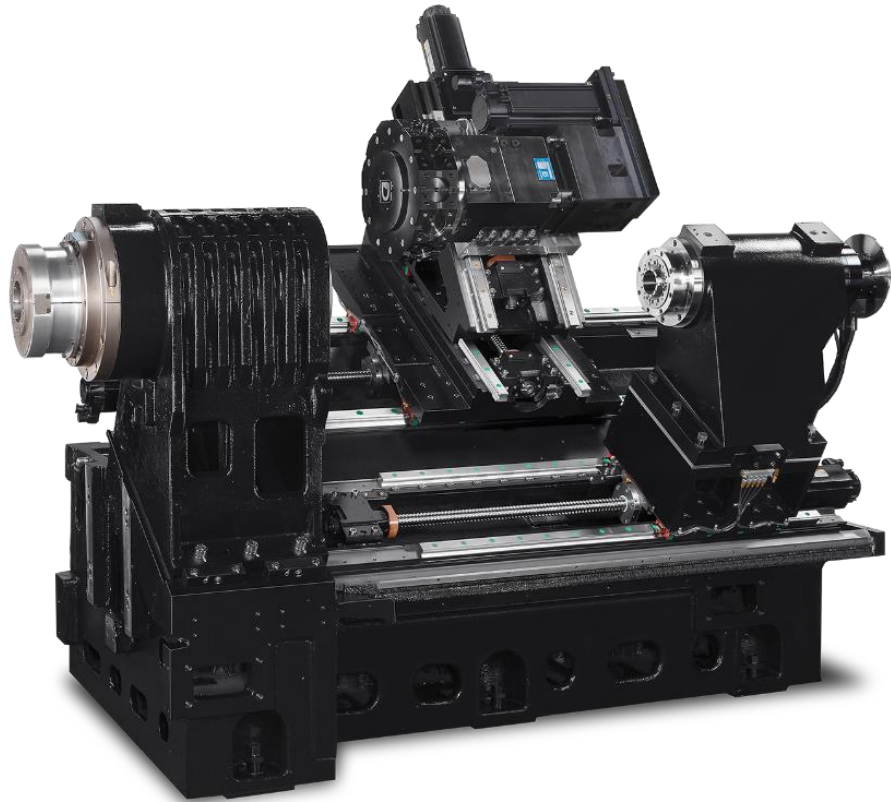


Рисунок 1.1 – Компонування багатошпindelного токарного верстата з ЧПК
TMXMY/MYS

Верстат із двома робочими шпинделями та трьома револьверними головками (див. рис. 1.2) має прогресивне компонування, орієнтоване на багатосторонню обробку в межах однієї технологічної бази [3]. Модульна структура забезпечує гнучке конфігурування зон обробки відповідно до технологічного маршруту, що особливо важливо при зменшенні серійності та переході до концепції гнучкого та ресурсо-ефективного виробництва.

Головний і протишпindel синхронізуються електронно, що дозволяє узгодити їх обертання під час операції відрізання. Завдяки цьому заготовка розділяється чисто, без залишкового виступу на торці. Три револьверні головки, розташовані у різних зонах, забезпечують одночасне виконання кількох операцій, включаючи обробку торцевої частини з боку відрізу. Таке компонування гарантує високу точність, термічну стабільність і продуктивність при обробці складних деталей.

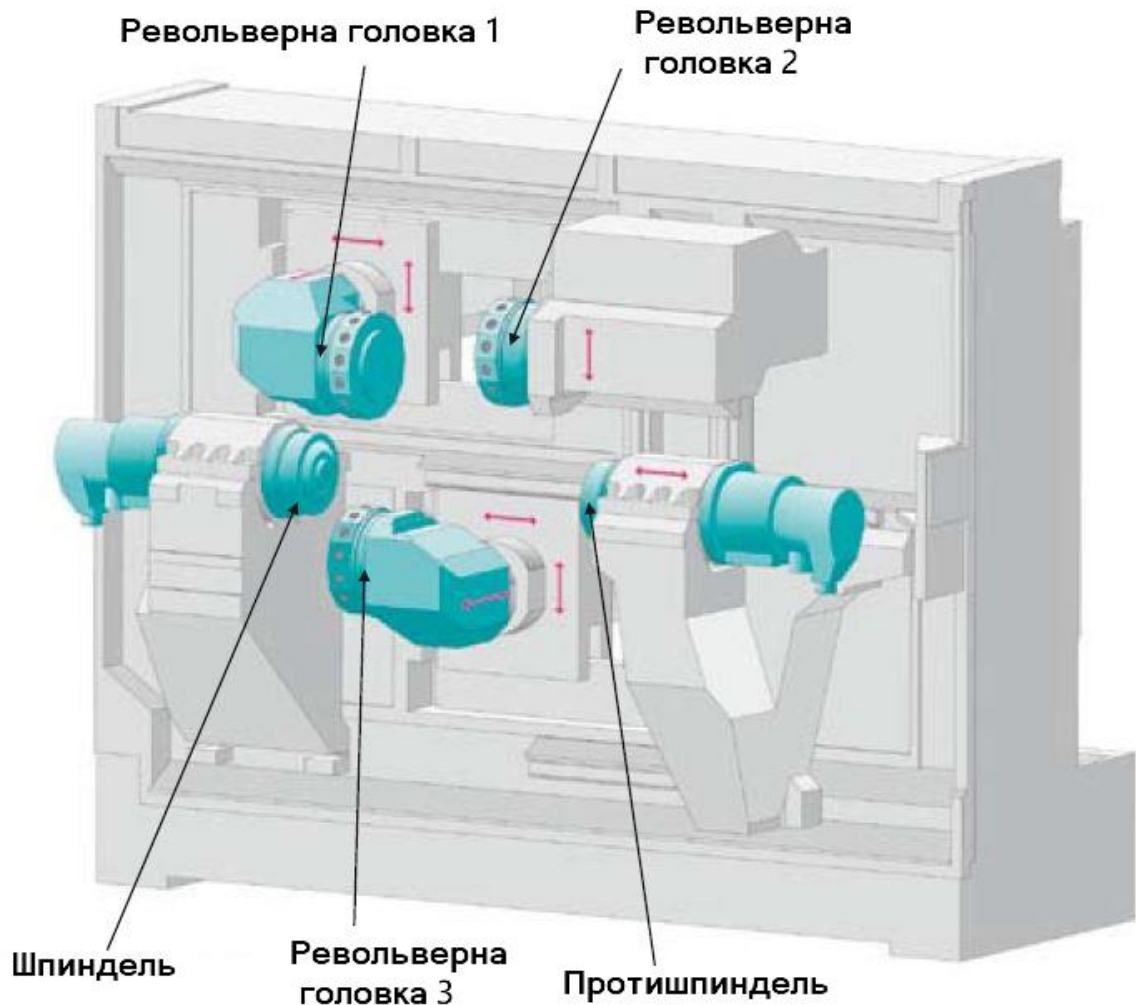


Рисунок 1.2 – Компонування багатшпиндельного токарного верстата з ЧПК INDEX C100

Верстат TRAUB TNL32 (рис. 1.3) має дев'ятиосьову кінематику, два шпинделі та десятипозиційний револьвер із системою Dual Drive. Протишпиндель розміщено на автономному каретковому вузлі з осями X і Z, що забезпечує обробку з боку відрізу та транспортування довгих деталей. Револьвер із незалежними приводами дозволяє паралельне прискорення інструментів, скорочуючи допоміжний час. Система Kompaktschaft забезпечує жорстке кріплення інструментів, а керування TX8i підтримує симуляцію, діалогове програмування та контроль зношування. Компактне компонування, розширений робочий простір і можливість швидкої переналагодження роблять TNL32 придатним для обробки складних деталей у межах одного циклу.

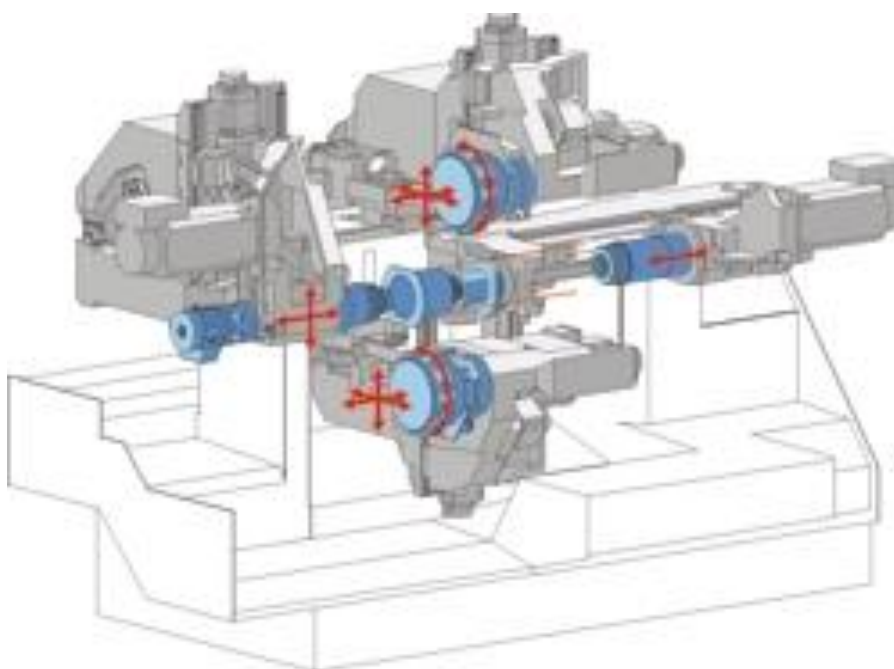


Рисунок 1.3 – Компонування токарного верстата з ЧПК TRAUB TNL32

Заслуговує уваги верстат NC36S1 (див. рис. 1.4), який належить до серії повністю автоматичних двошпиндельних токарних центрів з ЧПК, розроблених компанією HAISHU Machinery [6]. Конструкція базується на подвійних нахилених напрямних, що забезпечують підвищену жорсткість і точність при симетричній обробці. Два горизонтальні шпинделі та дві вертикальні револьверні головки дозволяють одночасну обробку з обох боків.

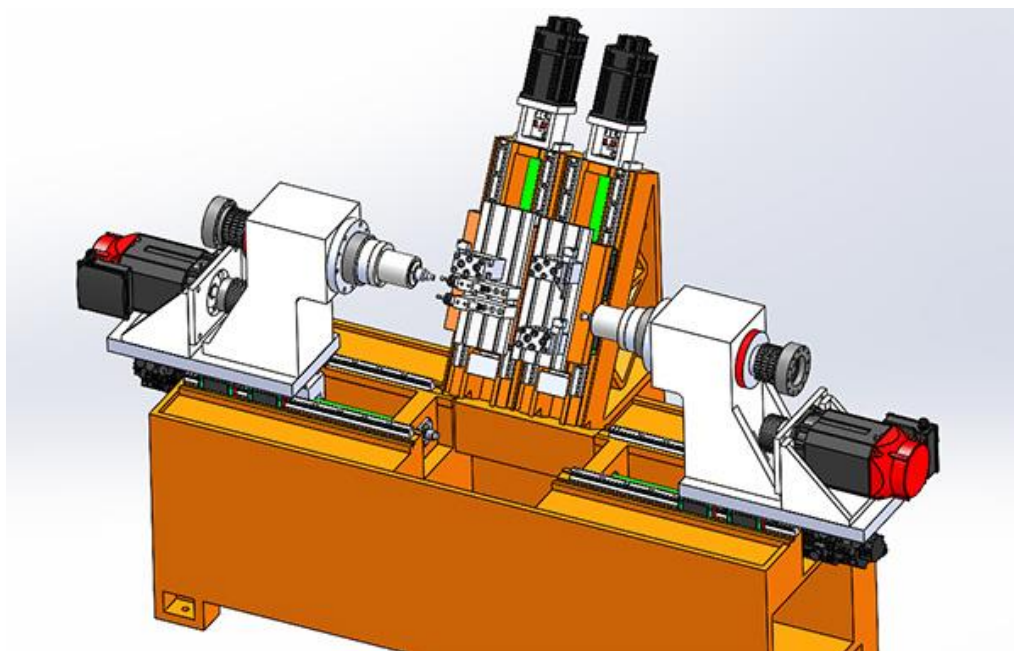


Рисунок 1.4 – Компонування токарного верстата з ЧПК моделі NC36S1

Інтегроване компонування охоплює механічну, електричну та пневматичну частини, з можливістю автоматичного завантаження. Компактна структура, вибір комплектуючих від міжнародних виробників і орієнтація на масову обробку обертових деталей роблять NC36S1 ефективним рішенням для автомобільної, електронної та легкої промисловості. Особливістю є скорочення часу переналагодження та передачі заготовки між шпинделями, що сприяє підвищенню продуктивності та точності обробки.

Модель CTX Alpha 500 від DMG MORI (див. рис. 1.5) представляє класичне компонування горизонтального токарного центру з одним головним шпинделем і можливістю встановлення протишпинделя. Верстат оснащено револьверною головкою з приводними інструментами, лінійними напрямними та гвинтовими парами по осях X/Z, що забезпечує високу точність позиціонування та стабільність при обробці. Компактна станина з литої конструкції, інтегрована система охолодження та ергономічний доступ до робочої зони роблять CTX Alpha 500 придатним для серійної обробки деталей середньої складності.

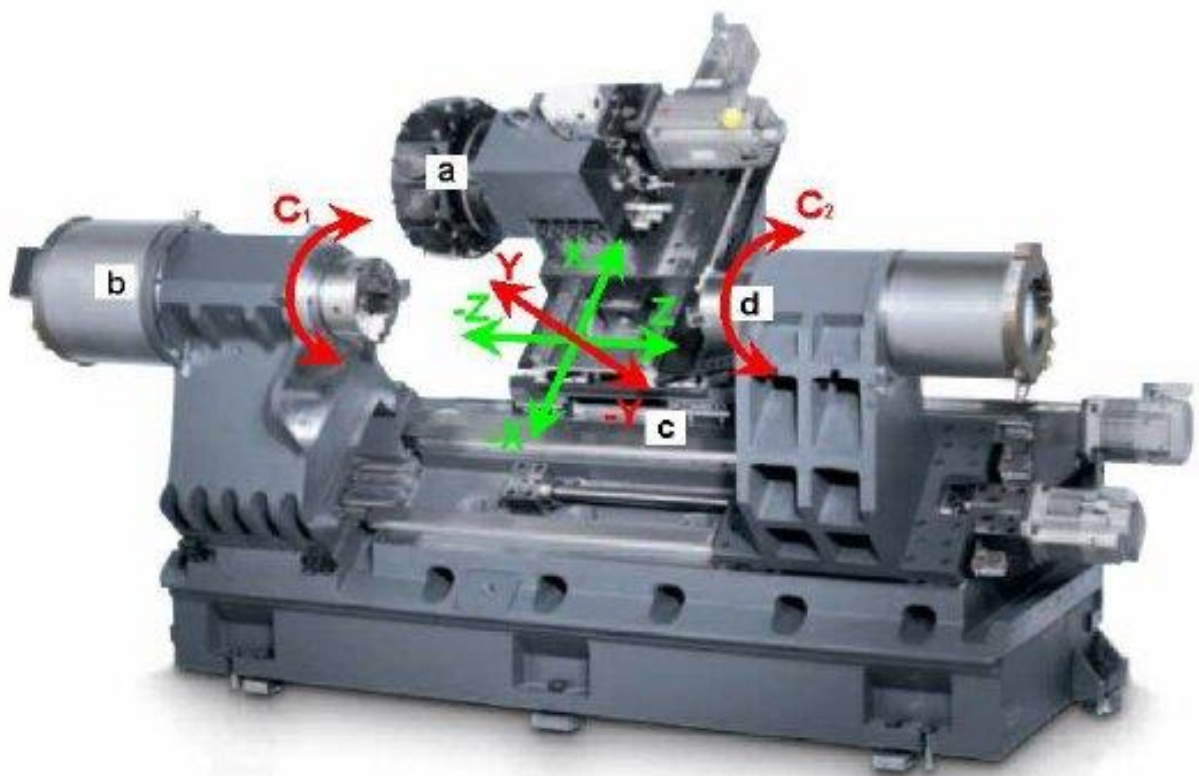


Рисунок 1.4 – Компонування токарного верстата з ЧПК CTX Alpha 500

Конструкція реалізована за агрегатно-модульним принципом, що дозволяє адаптувати конфігурацію до конкретних виробничих завдань: від базової одношпindelної схеми до розширеної двошпindelної з автоматизованим транспортуванням заготовок. Такий підхід забезпечує гнучкість, масштабованість і технологічну адаптивність, роблячи CTH Alpha 500 універсальним рішенням для сучасного машинобудування.

Серед сучасних фронтальних токарних автоматів з ЧПК особливе місце займає серія верстатів фірми EMAG, побудована на основі агрегатно-модульного принципу компонування. Така архітектура дозволяє формувати конфігурації з різною кількістю шпинделів, від одношпindelної моделі USC11 до багатошпindelних систем із двома, трьома, чотирма або шістьма робочими осями, що забезпечує поетапне нарощування виробничих можливостей.

Уніфіковані конструктивні елементи, зокрема нахилена станина, шпindelні бабки, супорти та завантажувальні механізми, оптимізовані для інтеграції з автоматизованими системами маніпулювання виробами. У цьому контексті модель MSC 5 DUO (див. рис. 1.5) демонструє розвиток концепції двошпindelної архітектури з роздільною станинною конструкцією та двома револьверними головками, що забезпечує стабільність обробки та високу продуктивність у серійному виробництві [4].

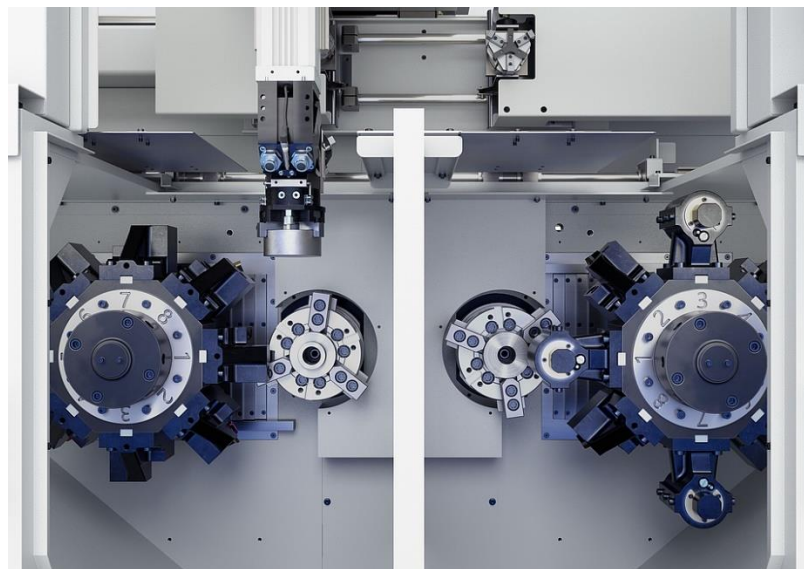


Рисунок 1.5 – Робоча зона токарного верстата з ЧПК MSC 5 DUO

Серед сучасних рішень у галузі токарних центрів із ЧПК модель DS-4636DY компанії Smartlathe демонструє розвиток концепції двошпindelної архітектури з двома револьверними головками [2]. Конструкція базується на жорсткій литій станині зі скошеним розташуванням, що забезпечує стабільність процесу та ефективне гасіння вібрацій. У робочій зоні розміщено два незалежні шпинделі та дві револьверні головки системи BMT40, оснащені приводними інструментами та кінематикою по осі Y. Така конфігурація дозволяє поєднувати токарні й фрезерні операції в межах одного циклу без втрати базування (див. рис. 1.6). Синхронна робота шпинделів і револьверів забезпечує комплексну обробку заготовки з двох сторін, що скорочує час виробничого циклу та підвищує точність. Відсутність потреби у додаткових маніпуляторах чи переналагодженні робить DS-4636DY прикладом ефективної реалізації агрегатно-модульного принципу.

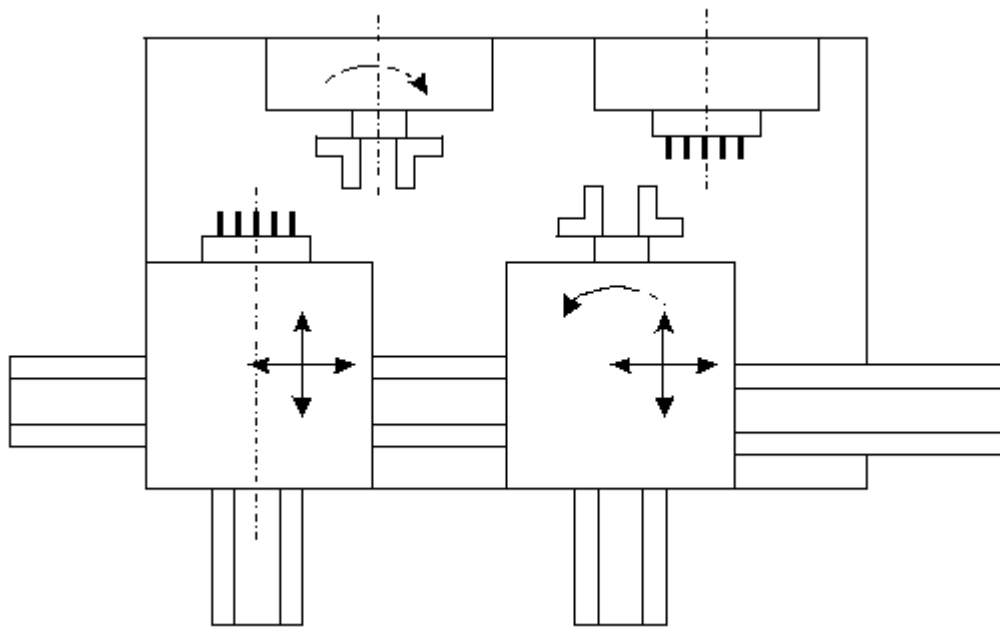


Рисунок 1.6 – Компонувальна схема токарного верстата з ЧПК DS-4636DY

Класичні багатошпindelні токарні верстати з барабанним розташуванням шпинделів реалізують послідовну обробку заготовки на кількох позиціях, використовуючи механізм повороту барабана. Така архітектура дозволяє організувати безперервний технологічний процес із

високим ступенем автоматизації, що особливо ефективно в умовах масового виробництва. Основною перевагою є можливість одночасної роботи кількох шпинделів, що забезпечує скорочення часу циклу та стабільну якість обробки. Водночас складність конструкції, обмежена гнучкість при переході на нові типи деталей та високі вимоги до синхронізації механізмів обмежують адаптивність таких систем.

Сучасна модель INDEX MS40-8 (див. рис. 1.7) демонструє еволюцію барабанної компонуванняльної схеми у напрямку високоточної та динамічно керованої обробки [9]. У конструкції верстата реалізовано компактний шпиндельний барабан із вісьмома моторизованими шпинделями, інтегрованими через трикомпонентну муфту. Кожен шпиндель має рідинне охолодження та підтримує незалежне програмування швидкості обертання, включно з її зміною під час різання та індексування. Це дозволяє оптимізувати режими обробки для кожної ріжучої кромки, покращити якість поверхні, скоротити час виготовлення та збільшити ресурс інструменту. Завдяки застосуванню синхронного приводу нового покоління та відсутності потреби в обслуговуванні, MS40-8 забезпечує високу точність і технологічну стабільність навіть при обробці високоміцних матеріалів, які раніше вважалися непридатними для багатошпиндельної обробки.



Рисунок 1.7 – Багатошпиндельного токарний автомат INDEX MS40-8

Багатошпindelна система з числовим програмним керуванням, реалізована у конфігурації STL1516-3S3 (див. рис. 1.8), демонструє можливість застосування копіювально-токарної компоновальної схеми для високоточних операцій з деревиною [11]. За умови відповідного конструктивного посилення та адаптації кінематики до технологічних навантажень, така компоновальна схема може бути використана при токарній обробці деталей нескладного профілю або копіювальній обробці металевих заготовок. Реалізація агрегатно-модульного принципу дозволяє масштабувати функціональні вузли відповідно до вимог виробництва, забезпечуючи гнучкість у конфігурації шпинделів, інструментальних супортів та керуючих систем.



Рисунок 1.8 – Багатошпindelного токарний автомат STL1516-3S3

Модульний принцип побудови забезпечує можливість формування багатошпindelних токарних систем на основі уніфікованих конструктивних вузлів та функціональних блоків, що можуть комбінуватися відповідно до конкретних виробничих завдань. Така архітектура дозволяє створювати верстати різного технологічного призначення з варіативними можливостями, які визначаються типом виробництва, характеристиками заготовки, складом операцій, вимогами до точності та рівнем продуктивності. Ключовим

елементом у керуванні процесами виступає система числового програмного керування, яка забезпечує узгодженість роботи агрегатів та гнучке налаштування технологічних режимів.

1.3 Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження

Аналіз сучасного стану машинобудування засвідчив, що багатошпиндельні токарні верстати з числовим програмним керуванням залишаються ключовим інструментом високопродуктивної обробки, проте їх класичні конструкції характеризуються обмеженою гнучкістю та складністю переналаштування в умовах змінної номенклатури.

Інформаційно-патентний пошук підтвердив наявність широкого спектра досліджень, спрямованих на вдосконалення компоновочних схем, формалізацію опису кінематичних структур та застосування інтелектуальних методів прогнозування, що формує методичну основу для створення адаптивних і модульних систем нового покоління.

Аналіз конструкцій багатошпиндельних верстатів показав два провідні напрями їх розвитку: удосконалення класичних барабанних компоновок для масового виробництва та впровадження модульних дво- і багатошпиндельних систем, орієнтованих на гнучкість і цифрову інтеграцію.

Встановлено, що агрегатно-модульний принцип побудови є найбільш перспективним для створення багатошпиндельних токарних верстатів нового покоління, оскільки він забезпечує уніфікацію вузлів, масштабованість конфігурацій та узгодженість роботи системи під керуванням ЧПК.

Метою дослідження є розробка проектних рішень багатошпиндельних токарних верстатів з числовим програмним керуванням, побудованих на агрегатно модульному принципі, з орієнтацією на підвищення технологічної гнучкості, комплектності обробки та безпечності експлуатації в умовах гнучких виробничих систем.

Для досягнення поставленої мети передбачено вирішення таких дослідницьких задач:

- здійснити аналізу компоновочних схем багатошпиндельних токарних верстатів у контексті їх застосування в гнучких виробничих системах;
- визначити актуальні тенденції розвитку багатошпиндельних конструкцій, орієнтованих на підвищення функціональної адаптивності та комплектності обробки;
- сформулювати методичні засади формалізованого опису компоновок шпиндельних вузлів, що дозволяють описати проєктовані технічні рішення;
- розробити варіанти компоновок багатошпиндельних токарних верстатів на основі агрегатно-модульного принципу.
- запропонувати комплекс заходів з охорони праці та безпеки щодо використання багатошпиндельних токарних верстатів на виробництві.

2 ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Фактори, що впливають на вибір типорозмірів модульних елементів проєктованого багатошпиндельного токарного верстата

Проєктування багатошпиндельного токарного верстата на основі агрегатно-модульного принципу передбачає вибір оптимальних типорозмірів модульних елементів, які визначають його компоновальну схему та функціональні можливості. Від правильності цього вибору залежить точність обробки [20, 28], стабільність роботи та здатність обладнання адаптуватися до різних виробничих умов [31].

Першим чинником виступають технологічні вимоги [22], що визначають параметри робочої зони верстата. Вони формуються габаритами заготовки та інструментів, а також вимогами до точності й режимів різання [39]. Робоча зона задає просторові та силові умови взаємодії вузлів. Від цих вимог залежить вибір шпиндельних модулів, супортів та револьверних головок. Обрані модулі визначають допустимі навантаження, величину ходу подач [24] та конструкцію інструментальної частини супорта.

Другим чинником є компонування, яке визначається кількістю шпинделів, розташуванням супортів та револьверних головок, а також можливістю паралельної роботи кількох вузлів. Воно впливає на продуктивність, швидкість зміни інструмента та узгодженість робочих процесів.

Третім чинником виступають кінематичні та силові характеристики, що визначають діапазон обертів, величину крутного моменту, швидкість і точність подач. Вони зумовлюють доцільність застосування мотор-шпинделів або шпинделів з різними варіантами виконання приводу (пасовим, зубчастим, муфтовим чи комбінованим), а також визначають конструкцію хрестових супортів.

Конструктивні обмеження визначаються жорсткістю станини [8], демпфуючими властивостями корпусних елементів та довговічністю базових деталей. Вони впливають на стабільність процесів різання, ресурс обладнання та точність взаємного розташування базових поверхонь.

Енергетичне обладнання та системи охолодження, що використовуються у верстаті, визначають тепловий баланс і стабільність температурного режиму. Вони впливають на точність роботи шпиндельних вузлів, ресурс підшипникових систем та загальну надійність обладнання.

Уніфікація модулів та стандартизація стикувальних поверхонь забезпечують можливість швидкої заміни вузлів, узгодженість напрямних і приводів. Це створює умови для зручної експлуатації, скорочує час переналагодження верстата на інший типорозмір деталей та підвищує його ремонтпридатність.

Врахування зазначених факторів забезпечує вибір оптимальних типорозмірів модульних елементів багатошпиндельного токарного верстата, що гарантує його точність, надійність і гнучкість та створює передумови для подальшої адаптації до нових виробничих завдань.

2.2 Структурно-функціональні особливості модульних вузлів

2.2.1 Особливості конструктивного виконання шпиндельних вузлів

Шпиндельні вузли формують основу багатошпиндельного токарного верстата, визначаючи його технологічні можливості, точність і стабільність роботи. Їхнє конструктивне виконання безпосередньо залежить від діаметра оброблюваних деталей, вимог до крутного моменту, швидкісних режимів, термостійкості та умов експлуатації. Саме ці параметри зумовлюють вибір конкретної схеми приводу, типу опор, способу охолодження та компоновки вузла, що забезпечують оптимальне поєднання жорсткості, довговічності та ремонтпридатності.

Для деталей невеликого діаметра найбільш доцільним є застосування моторшпинделів (див. рис. 2.1). Інтеграція електродвигуна безпосередньо у шпиндельний модуль дозволяє зменшити втрати на передачах, забезпечити широкий діапазон швидкостей та компактність конструкції [13]. Такі вузли особливо ефективні у високошвидкісній обробці, де критичною є точність позиціонування, мінімізація вібрацій і стабільність термобалансу. Водночас моторшпинделі мають обмеження щодо ремонтпридатності, складні в обслуговуванні та вимагають високої якості охолоджувальних систем, що накладає додаткові вимоги до енергетичної інфраструктури верстата. Типова конструкція мотор-шпинделя приведена в графічній частині кваліфікаційної роботи.

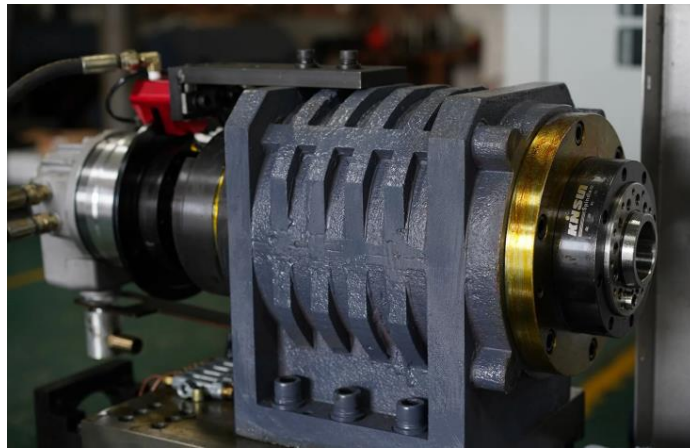


Рисунок 2.1 – Мотор-шпиндель у складі токарного верстата з ЧПК

Для середніх діаметрів застосовуються шпинделі з пасовим приводом. Їхня конструкція відзначається простотою, універсальністю та здатністю демпфувати ударні навантаження. Пасові передачі (див. рис. 2.2) забезпечують плавність роботи, дозволяють компенсувати незначні перекоси та знижують рівень вібрацій, що робить їх придатними для широкого спектра виробничих завдань [17]. Недоліком є зниження точності при високих швидкостях, а також обмежена жорсткість кінематичного зв'язку. Проте у багатошпиндельних системах вони залишаються оптимальним рішенням для універсальної обробки, де важлива гнучкість переналагодження та простота технічного обслуговування.

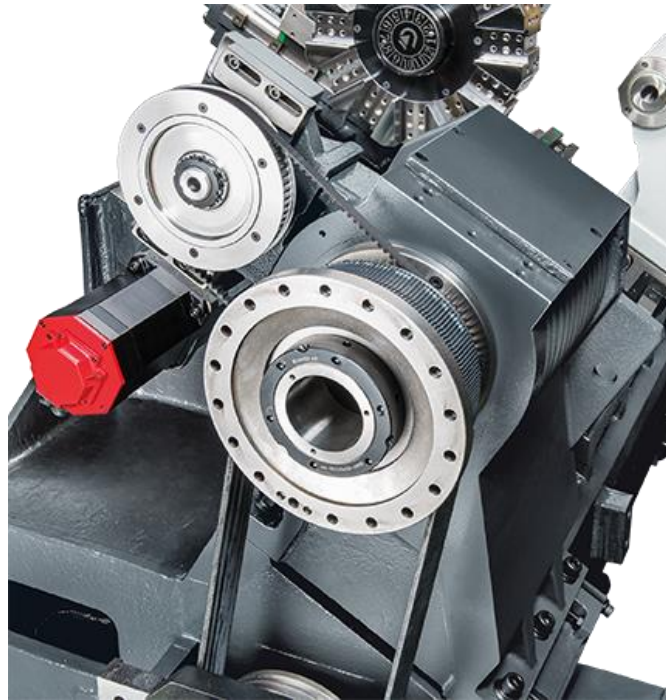


Рисунок 2.2 – Шпиндельний вузол з зубчасто-пасовою передачею

Для обробки деталей великого діаметра та важких режимів різання застосовуються шпинделі із зубчастим приводом [10]. Вони забезпечують жорсткий кінематичний зв'язок і високий крутний момент, що дозволяє виконувати чорнову обробку та витримувати значні навантаження. На рис. 2.3 показано класичну конструкцію шпиндельного вузла, де позначені його основні елементи: патрон (1) і витяжна трубка (2), що належать до системи закріплення заготовки; передній (3) та задній (6) підшипники, які формують опори шпинделя; вал шпинделя (4), шестерня (6), адаптер (8) та електродвигун (10), що забезпечують передачу крутного моменту; кільце енкодера (5) та зчитувальна головка (7), які реалізують систему контролю обертів; гідравлічний привод (9), що керує затиском; а також елементи охолодження, які підтримують термостабільність процесу. Така компоновка поєднує функції закріплення заготовки та передачі крутного моменту, забезпечуючи точність центрування, стабільність роботи та контроль швидкісних режимів. Недоліками залишаються шумність, тепловиділення та складність у налаштуванні, проте саме зубчасті передачі гарантують стабільність процесів різання при великих діаметрах.

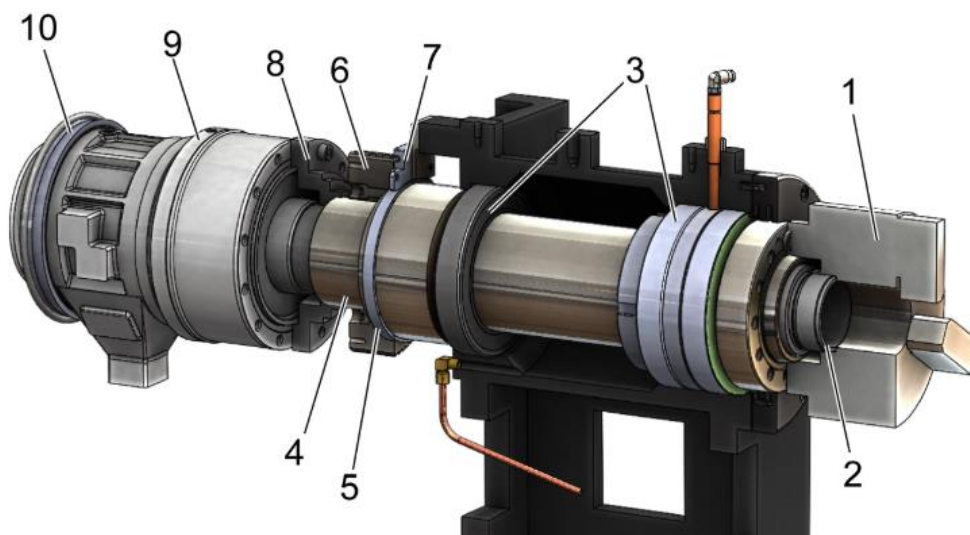


Рисунок 2.3 – Класичний шпиндельний вузол із зубчастим приводом

Шпинделі з муфтовими з'єднаннями застосовуються у випадках, коли необхідно компенсувати перекося між валами, знизити вібрації та забезпечити плавну передачу моменту [7]. На рис. 2.4 показано приклад з'єднання через еластичну муфту типу S-Flex, яка встановлюється між приводом і шпинделем.

Така компоновка дозволяє передавати крутний момент через муфту, зменшуючи навантаження на підшипники та підвищуючи ремонтпридатність вузла.

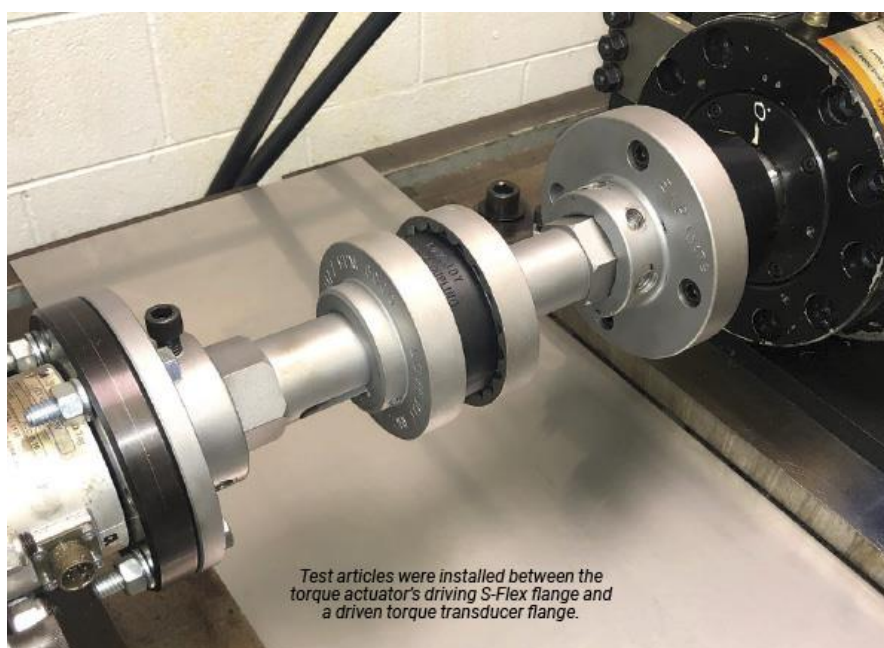


Рисунок 2.4 – Еластомерна муфта типу S-Flex у складі приводу шпинделя

Таким чином конструктивне виконання шпиндельного вузла визначається діаметром оброблюваних деталей, режимами навантаження та вимогами до точності. Мотор-шпинделі забезпечують компактність і високу швидкість для дрібних деталей, пасові передачі - універсальність і демпфування для середніх діаметрів, зубчасті приводи - жорсткість і потужність для важких режимів, а муфтові з'єднання - гнучкість, ремонтпридатність і компенсацію перекосів. Раціональний вибір типу шпиндельного вузла дозволяє забезпечити стабільність обробки, довговічність конструкції та адаптивність до виробничих умов у багатошпиндельних токарних системах.

2.2.2 Особливості конструктивного виконання супортів верстату

Супорти токарних верстатів призначені для забезпечення точного переміщення інструментального оснащення відносно заготовки відповідно до заданої траєкторії різання. Їхнє конструктивне виконання визначає жорсткість системи, точність позиціонування, швидкість переналагодження та рівень автоматизації. До основних вимог належать геометрична точність, стабільність під навантаженням, мінімальні люфти та здатність забезпечувати координатно-узгоджене переміщення у межах технологічного простору.

У класичних токарних верстатах застосовуються поздовжні та поперечні супорти, які реалізують базові переміщення інструмента. У багатошпиндельних системах використовуються супорти, на яких можуть встановлюватися револьверні головки, що дозволяє виконувати комплексні операції без переналагодження. Конструкція супорта включає напрямні, гвинтові пари або лінійні приводи, механізми фіксації та системи змащування, які забезпечують плавність руху, точність позиціонування та довговічність вузла.

У багатокоординатних системах супорти часто реалізуються у вигляді хрестових столів, що слугують базою для встановлення револьверних головок

або шпинделів. Це дозволяє розміщувати кілька інструментальних блоків у спільному робочому просторі та адаптувати верстат до різних технологічних завдань. Залежно від орієнтації, столи можуть бути горизонтальні, вертикальні або похилі. Горизонтальні реалізують класичну схему обробки, вертикальні переважно застосовуються при розточних операціях, а похилі створюють додаткову гнучкість у розташуванні інструментів і оптимізації траєкторій різання.

Електромеханічні приводи подач, що застосовуються у супортах і столах, у загальному випадку складаються з електродвигуна, редуктора, муфти, ходового гвинта та системи керування з датчиками положення і каналами зворотного зв'язку. У верстатах з числовим програмним керуванням широкого застосування набули безступінчасті електроприводи, які забезпечують плавне регулювання швидкості подач. Регульовані електродвигуни можуть з'єднуватися з ходовим гвинтом через силовий редуктор або безпосередньо через муфту, що дозволяє скоротити механічну частину приводу, зменшити момент інерції та підвищити коефіцієнт корисної дії.

На рис. 2.5 показано узагальнену конструкцію приводу подачі столу токарного верстата з ЧПК. Основним джерелом руху є кроковий електродвигун (1), який через муфту (3) з'єднаний із ходовим гвинтом передачі гвинт-гайка кочення (8). Положення ходового гвинта контролюється датчиком зворотного зв'язку (2), що забезпечує точність позиціонування столу. Ходовий гвинт встановлений у радіальному шарикопідшипнику (4) та комбінованих радіально-упорних роликів підшипниках (7, 11), що гарантують жорсткість і стабільність роботи вузла. Передача обертання здійснюється через зубчасту беззазорну передачу (5–6), де колесо (6) має два вінці для вибору зазору. Для захисту робочої зони використовується гофрований захист (10), який запобігає потраплянню стружки, пилу та мастильно-охолоджувальних рідин у зону направляючих і гвинтової пари. Стіл (9) та салазки (15) переміщуються по рельсових направляючих (14, 16) з

каретками з циркуляцією тіл кочення, що забезпечує плавність руху та високу точність. При наладці приводу передбачено ручне переміщення столу за допомогою маховика (12–13), при цьому колесо (13) автоматично відводиться у вихідне положення під дією пружини. Така компоновка поєднує електронне керування, механічну точність та захисні елементи, забезпечуючи стабільність роботи і можливість інтеграції у систему ЧПК.

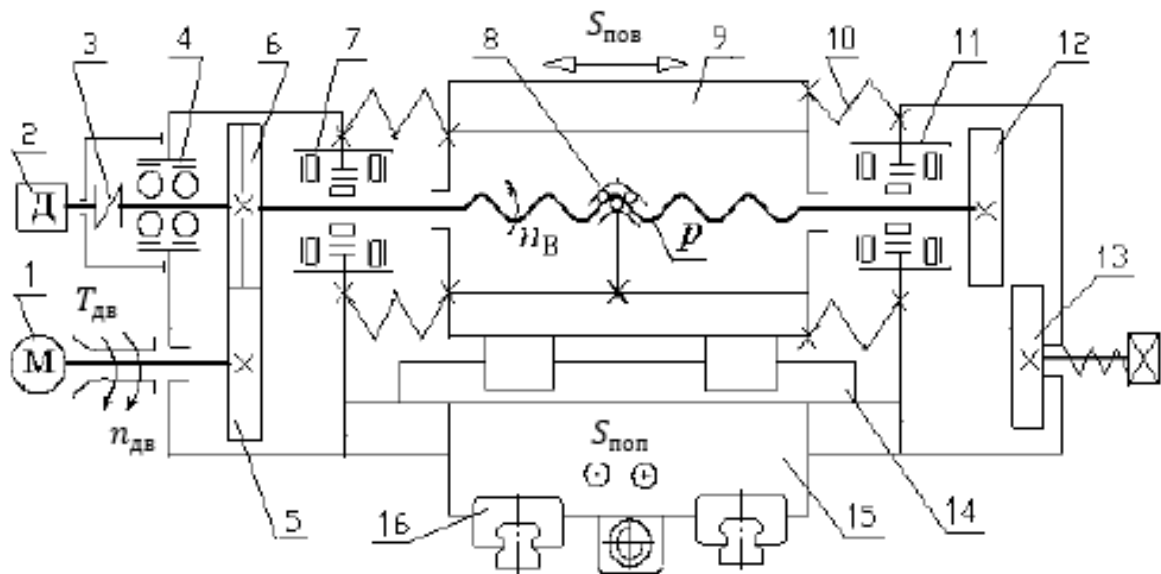


Рисунок 2.5 – Узагальнена конструкція приводу подачі столу токарного верстата з ЧПК

Сучасні супорти та хрестові столи оснащуються лінійними направляючими з роликовими елементами, серводвигунами з енкодерами та інтегрованими системами охолодження, що забезпечує високу точність, стабільність роботи та повну інтеграцію у цифрову систему керування.

2.2.3 Узагальнені кінематичні схеми приводів столів

На рис. 2.6 представлено кінематичну схему приводу хрестового супорта, який дозволяє реалізувати переміщення столу в поздовжньому та поперечному напрямках (привід поперечного переміщення не показаний на схемі).

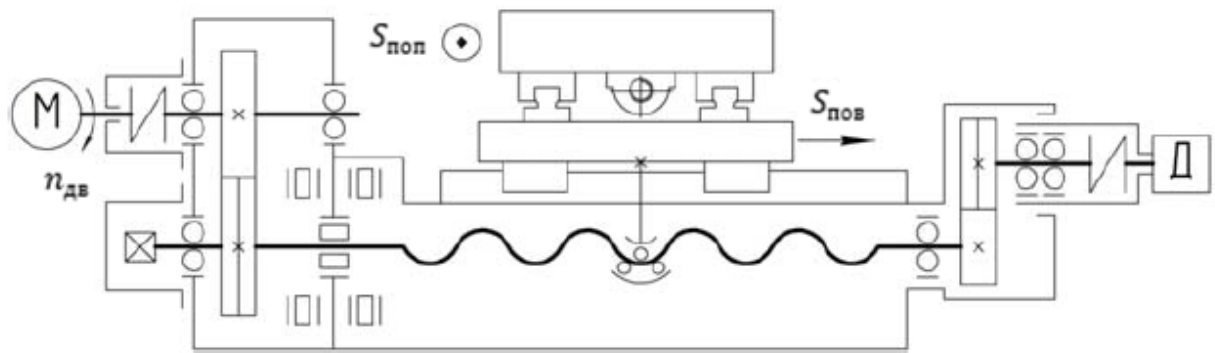


Рисунок 2.6 – Узагальнена кінематична схема хрестового супорту

Основним джерелом руху є електродвигун (М), який через зубчасту передачу передає обертання на ходовий гвинт. Гвинт взаємодіє з гайкою кочення, що забезпечує повздовжнє переміщення столу $S_{\text{пов}}$. Поперечне переміщення столу $S_{\text{поп}}$ здійснюється від другого електродвигуна за аналогічним кінематичним ланцюгом, який не наведено на рисунку.

У конструкції передбачено пружинні елементи для компенсації люфтів, а також механізм демпфування, що дозволяє знизити вібрації та покращити плавність подачі. Для контролю положення виконавчого органу застосовується давач (Д), який забезпечує зворотний зв'язок і високу точність позиціонування.

На рис. 2.7 показано кінематичну схему приводу вертикального супорта, який забезпечує лінійне вертикальне переміщення виконавчого органу у напрямку S_v . Джерелом руху є електродвигун (М), що обертається з частотою $n_{\text{дв}}$ і через зубчасту передачу приводить у дію ходовий гвинт. Гвинт взаємодіє з гайкою кочення, яка перетворює обертальний рух у вертикальне переміщення супорта.

Особливістю вертикального супорта є необхідність компенсації сили ваги вузла. Для цього застосовуються пружинні елементи та демпфуючі механізми, що знижують вібрації та забезпечують плавність руху. Додатково можуть використовуватися стопорні пристрої або гальма для утримання супорта у заданій позиції без навантаження на двигун.

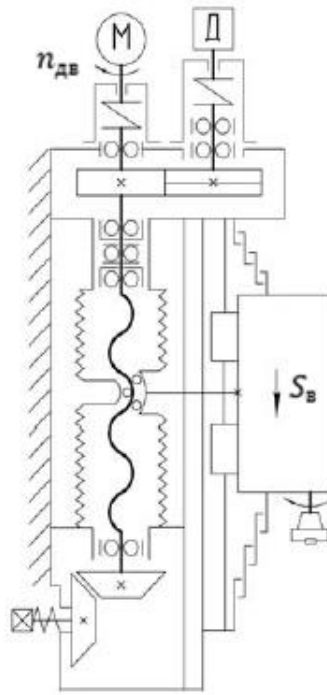


Рисунок 2.7 – Узагальнена кінематична схема вертикального супорту

Контроль положення здійснюється за допомогою давача (Д), який забезпечує зворотний зв'язок і точність позиціонування. У вертикальних схемах давач може також регулювати швидкість переміщення, щоб уникнути інерційних перевантажень при спуску або підйомі. Додатково встановлюється сенсор, що фіксує досягнення граничних положень супорту.

Така компоновка особливо ефективна при виконанні операцій свердління та розточування, де потрібна стабільність і точність вертикального руху. Вертикальний супорт розширює технологічні можливості верстата, дозволяючи працювати з інструментами, що діють зверху вниз, а також інтегруватися у багатошпіндельні системи для виконання комбінованих операцій.

На рис. 2.8 представлено кінематичну схему приводу супорта з похилим розташуванням виконавчого органа, який забезпечує переміщення у поздовжньому $S_{\text{пов}}$ та поперечному $S_{\text{поп}}$ напрямках. Така компоновка характерна для багатофункціональних токарних верстатів, де важливою є гнучкість у розміщенні інструментів та оптимізація траєкторій різання.

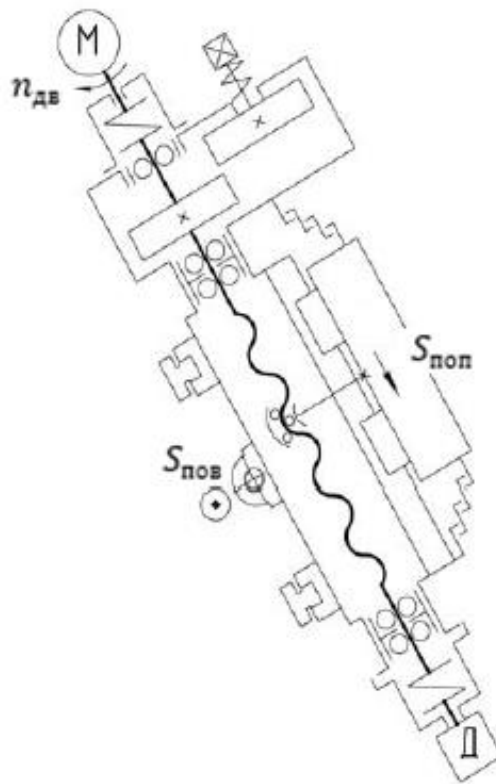


Рисунок 2.8 – Узагальнена кінематична схема похилого супорта

На схемі зображено електродвигун (М), що забезпечує поперечне переміщення супорта. Двигун для поздовжньої передачі не наведено, однак його наявність передбачається конструктивно - він реалізує аналогічний кінематичний ланцюг з гвинтовою парою. Оберти від двигунів передається через зубчасті передачі на гвинти, які взаємодіють з гайками кочення, забезпечуючи лінійне переміщення супорта по похилій осі та вздовж осі верстата.

Похиле компонування створює додаткові навантаження на вузли, тому в конструкції передбачено демпфуючі елементи, пружини та стабілізуючі механізми, які знижують вібрації, компенсують інерційні сили та забезпечують плавність руху. Це особливо важливо при реверсивному режимі, що реалізується у схемі.

Контроль положення виконавчого органу здійснюється за допомогою давача (Д), який забезпечує зворотний зв'язок у системі ЧПК та дозволяє точно позиціонувати інструмент у складному робочому просторі.

Похилий супорт поєднує переваги горизонтального і вертикального компонування, забезпечуючи комбіноване переміщення у двох напрямках, що лежать у різних площинах. Така кінематична побудова дозволяє оптимізувати траєкторії обробки, зменшити габарити конструкції та інтегрувати супорт у модульні багатошпиндельні системи для виконання складних технологічних операцій.

Розглянуті кінематичні схеми приводів столів демонструють різні варіанти реалізації переміщення виконавчих органів у токарних верстатах з ЧПК. Хрестовий супорт забезпечує універсальність завдяки поздовжньому та поперечному переміщенню, вертикальний супорт вирізняється необхідністю компенсації ваги та стабільністю при операціях свердління й розточування, а похилий супорт поєднує переваги двох попередніх компоновок, створюючи гнучкі умови для багатофункціональної обробки.

2.3 Розрахунок конструкції хрестового супорту

2.3.1 Кінематична схема та розрахунок приводу подачі

Хрестовий супорт у багатошпиндельних токарних верстатах виконує функцію переміщення як шпиндельного вузла, так і револьверної головки. Завдяки цьому він визначає компоновку обладнання, забезпечує синхронізацію рухів та інтеграцію різних інструментальних систем. Розрахунок його конструкції є вирішальним етапом, що впливає на точність, жорсткість і надійність роботи всього верстата.

У приводах подачі з числовим програмним керуванням широке застосування отримали передачі гвинт-гайка кочення. Їхні переваги полягають у високому коефіцієнті корисної дії, стабільних характеристиках тертя та відсутності залежності сили тертя від швидкості переміщення. Попередній натяг забезпечує беззорову роботу та високу осьову жорсткість, що є необхідною умовою для прецизійної обробки.

Привід подачі хрестового супорта реалізується у вигляді гвинт-гайкової пари кочення, яка отримує рух через зубчато-пасову передачу від асинхронного двигуна з підвищеним моментом. Така схема дозволяє здійснювати поздовжні та поперечні переміщення вузлів верстата, знижує динамічні навантаження та забезпечує додаткове демпфування завдяки еластичності пасової ланки. Розрахункова схема приводу наведена на рис. 2.9.

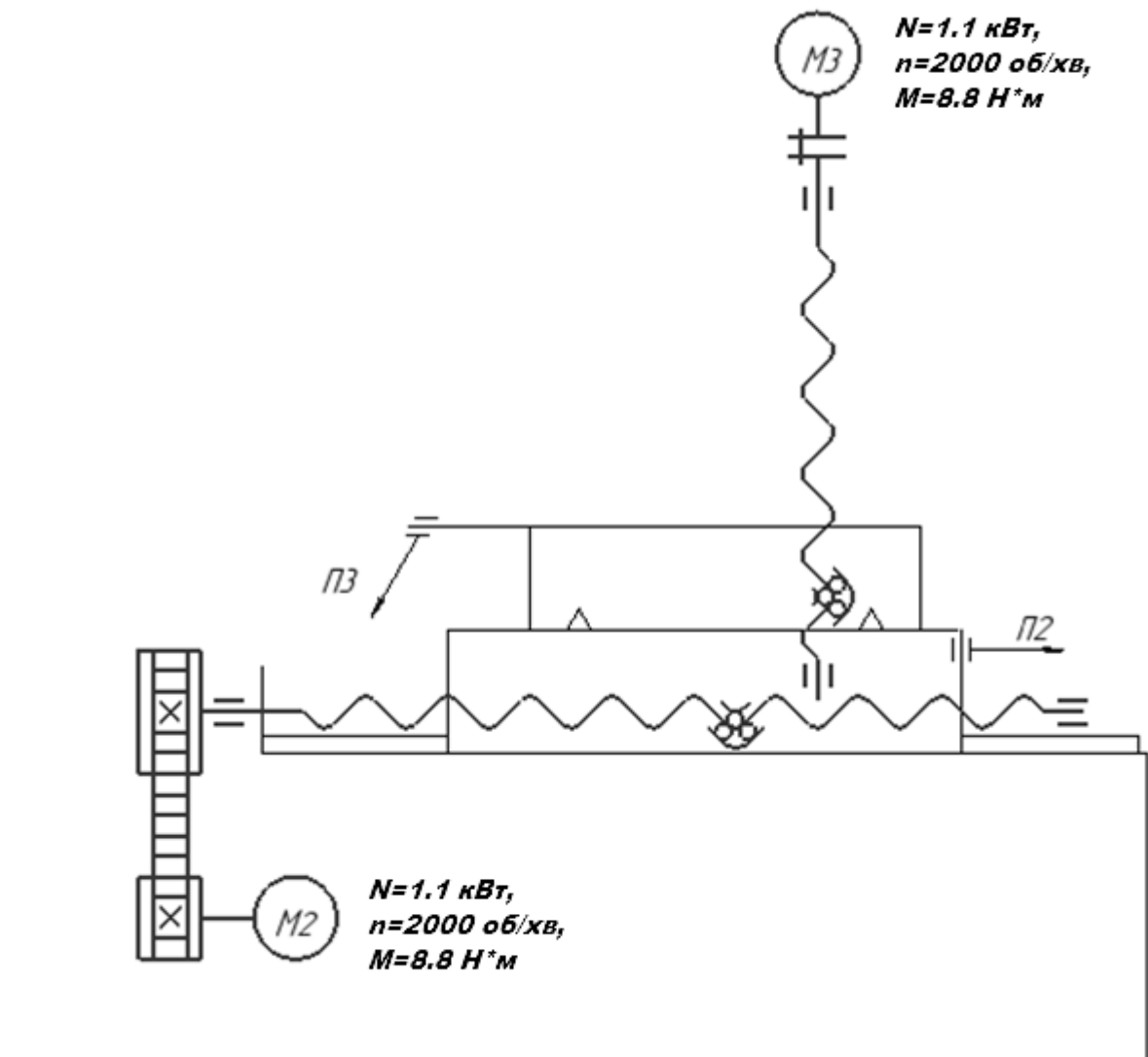


Рисунок 2.9 - Розрахункова схема приводу хрестового супорта

Розрахунок конструкції включає визначення осьової жорсткості, моменту, необхідного для переміщення, а також перевірку стійкості гвинта до вигину при обертанні. Враховується вплив температурних деформацій, які компенсуються відповідною компоновкою та корекцією керуючої програми.

Узгодженість жорсткісних характеристик гвинта, гайки, напрямних і каркаса є обов'язковою для забезпечення допустимих значень переміщення під навантаженням.

Застосування гвинт-гайкових пар кочення у приводах подачі хрестового супорта забезпечує високу точність, повторюваність та надійність роботи, що визначає ефективність багатошпindelних токарних верстатів.

2.3.2 Розрахунок і вибір електродвигуна

Для забезпечення роботи приводу подачі хрестового супорта необхідно визначити діапазон частот обертання гвинта, моменти інерції елементів механічної схеми та статичні навантаження, що діють на двигун.

Частота обертання гвинта. Максимальна частота обертання визначається за швидкістю швидкого ходу $v_{ш.х.}$ та кроком гвинта p :

$$n_{ш.х.} = \frac{v_{ш.х.}}{t_{\Gamma}} \quad (2.1)$$

де $v_{ш.х.}$ - швидкість швидкого ходу, $v_{ш.х.} = 10000 \frac{\text{мм}}{\text{хв}}$;

t_{Γ} - крок гвинта, $t_{\Gamma} = 10$ мм.

Після підстановки числових значень отримаємо:

$$n_{ш.х.} = \frac{10000}{10} = 1000 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

Максимальна робоча частота обертання. Визначається за максимальною швидкістю робочого ходу $v_{р.мах}$:

$$n_{р.мах} = \frac{v_{р.мах}}{t_{\Gamma}} \quad (2.2)$$

де $v_{р.мах}$ – максимальна швидкість робочого ходу, мм/хв.

При значеннях $v_{р.мах} = 5000$ мм/хв та $t_{\Gamma} = 10$ мм отримаємо:

$$n_{p.max} = \frac{5000}{10} = 500 \text{ об/хв.}$$

Мінімальна робоча частота обертання. Визначається за мінімальною швидкістю робочого ходу $v_{p.min}$:

$$n_{p.min} = \frac{v_{p.min}}{t_{\Gamma}} \quad (2.3)$$

де $v_{p.min}$ – мінімальна швидкість робочого ходу, мм/хв.

При підстановці $v_{роб.min} = 4$ мм/хв та $t_{\Gamma} = 10$ мм отримаємо значення:

$$n_{p.min} = \frac{4}{10} = 0.4 \text{ об/хв.}$$

Таким чином, діапазон частот обертання гвинта для приводу подачі хрестового супорта становить від 0.4 до $1000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$, що визначає вимоги до вибору електродвигуна та системи керування.

Для коректного вибору електродвигуна необхідно визначити приведені моменти інерції всіх елементів механічної схеми. Це дозволяє оцінити динамічні навантаження та забезпечити узгодженість роботи приводу з системою керування.

Приведений момент інерції поступально рухомого вузла буде визначатись за виразом:

$$I_{\text{мех}} = m_{\text{вуз.}} \cdot \left(\frac{t_{\Gamma}}{2 \cdot \pi} \right)^2 \quad (2.4)$$

де $m_{\text{вуз.}}$ - маса рухомої частини верстата, кг, $m_{\text{вуз.}} = 200$ кг;

t_{Γ} – крок гвинта, м.

Цей вираз враховує перехід від поступального руху до обертального, що забезпечує коректне приведення маси до валу двигуна.

$$I_{\text{мех}} = 200 \cdot \left(\frac{0.01}{2 \cdot 3.14} \right)^2 = 0.507 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

Приведений момент інерції ходового гвинта:

$$I_{\Gamma} = 7.7 \cdot 10^2 \cdot l_{\Gamma} \cdot D_{\text{гв}}^4 \quad (2.5)$$

де $l_{\Gamma} = 1.0$ м - довжина гвинта; $D_{\text{гв}} = 0.04$ м - діаметр гвинта.

Після підстановки отримаємо:

$$I_{\Gamma} = 7.7 \cdot 10^2 \cdot 1.0 \cdot (0.04)^4 = 7.7 \cdot 10^2 \cdot 2.56 \cdot 10^{-6} = 1.97 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Тоді значення сумарного приведенного моменту інерції механічної схеми приводу буде визначатись:

$$I_{\Sigma} = I_{\text{мех}} + I_{\Gamma} \quad (2.6)$$

за наявного значення $I_{\text{мех}} = 0.507 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ сумарне значення буде становити:

$$I_{\Sigma} = 0.507 \cdot 10^{-3} + 1.97 \cdot 10^{-3} = 2.48 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Для оцінки навантаження на електродвигун необхідно визначити моменти, що виникають від сил різання та тертя в напрямних, а також статичний момент при обробці.

Момент від сили різання. Осьова складова сили різання P_x створює навантаження на гвинтову пару. Приведений момент визначається за формулою:

$$M_{\text{різ}} = \frac{P_x \cdot t_{\Gamma}}{2\pi \cdot \eta_1^4 \cdot \eta_2} \quad (2.7)$$

де $P_x = 12000$ Н; $t_{\Gamma} = 0.01$ м - крок гвинта;

$\eta_1 = 0.995$ - ККД пари підшипників; $\eta_2 = 0.9$ - ККД гвинтової пари.

Після підстановки отримаємо:

$$M_{\text{різ}} = \frac{2000 \cdot 0.01}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.995^4 \cdot 0.9} = 3.609 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент від сили тертя в напрямних. Вплив маси вузла $m_{\text{вуз.}}$ та коефіцієнта тертя $f_{\text{тр}}$ враховується виразом:

$$M_{\text{тр}} = \frac{m_{\text{вuz.}} \cdot g \cdot f_{\text{тер}} \cdot t_{\Gamma}}{2\pi \cdot \eta_1^4 \cdot \eta_2} \quad (2.8)$$

де $m_{\text{вuz.}} = 200$ кг; $g = 9.81$ м/с²; $f_{\text{тер}} = 0.02$.

Після підстановки отримаємо наступне значення:

$$M_{\text{тр}} = \frac{200 \cdot 9.81 \cdot 0.02 \cdot 0.01}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.995^4 \cdot 0.9} = 0.0708 \text{ Н/м.}$$

Величину статичного моменту при обробці можна визначити як сумарний момент, що діє на двигун у процесі різання:

$$M_{\text{ст}} = M_{\text{різ}} + M_{\text{тр}} \quad (2.9)$$

В результаті підстановки отримаємо:

$$M_{\text{ст}} = 3.609 + 0.0708 = 3.6798 \text{ Н/м.}$$

З урахуванням коефіцієнта тривалості включення (ПВ = 80%):

$$M'_{\text{ст}} = \frac{M_{\text{ст}} \cdot \text{ПВ}}{100\%} \quad (2.10)$$

Тоді ми отримаємо:

$$M'_{\text{ст}} = \frac{3.6798 \cdot 80}{100} = 2.943 \text{ Н/м.}$$

Перейдемо до вибору електродвигуна, за каталогом обираємо двигун постійного струму FANUC αiS8/2000, параметри якого задовольняють розрахункові вимоги [5]:

- номінальний момент двигуна $M_{\text{н}} = 9.0$ Н/м;
- номінальна потужність двигуна $P_{\text{н}} = 1.1$ кВт;
- максимальний момент двигуна $M_{\text{max}} = 18$ Н/м;
- номінальна швидкість обертання двигуна $n_{\text{ном}} = 2000$ об/хв;
- максимальна швидкість обертання двигуна $n_{\text{max}} = 4000 - 5000$ об/хв;
- момент інерції ротора $I \approx 0.005$ кг/м².

2.3.3 Характеристика передачі гвинт-гайка кочення

Передача типу гвинт–гайка кочення являє собою конструктивно узгоджену систему, що складається з гвинта та двох півгайок, функціонально об'єднаних для забезпечення беззazorного контакту. Регулювання зазору та створення попереднього натягу здійснюється шляхом контрольованого провертання однієї півгайки відносно іншої при фіксованій міжосьовій відстані. Надійність позиціонування забезпечується дрібномодульним з'єднанням між півгайкою та корпусом, що виключає самовільне зміщення під навантаженням.

Зовнішнє ущільнення півгайок реалізовано за допомогою пластмасових кришок, які запобігають проникненню стружки та пилу в робочу зону. Для точного налаштування натягу в комплекті передбачено тонкостінну регулювальну трубку, що дозволяє здійснювати корекцію без демонтажу вузла.

Передачі гвинт–гайка кочення набули широкого застосування в приводах подачі верстатів з числовим програмним керуванням, що пояснюється їх конструктивними та експлуатаційними перевагами над гвинтовими парами ковзання. Зокрема, вони характеризуються високим коефіцієнтом корисної дії, мінімальною різницею між тертям спокою та тертям руху, а також стабільністю сили тертя незалежно від швидкості переміщення. Це забезпечує плавність ходу, точність позиціонування та повторюваність переміщень.

Конструктивне виконання передачі гвинт-гайка кочення наведено на рисунку 2.10.

У разі вибору оптимального зазору формується беззazorна передача з високою осьовою жорсткістю, що критично важливо для прецизійної обробки.

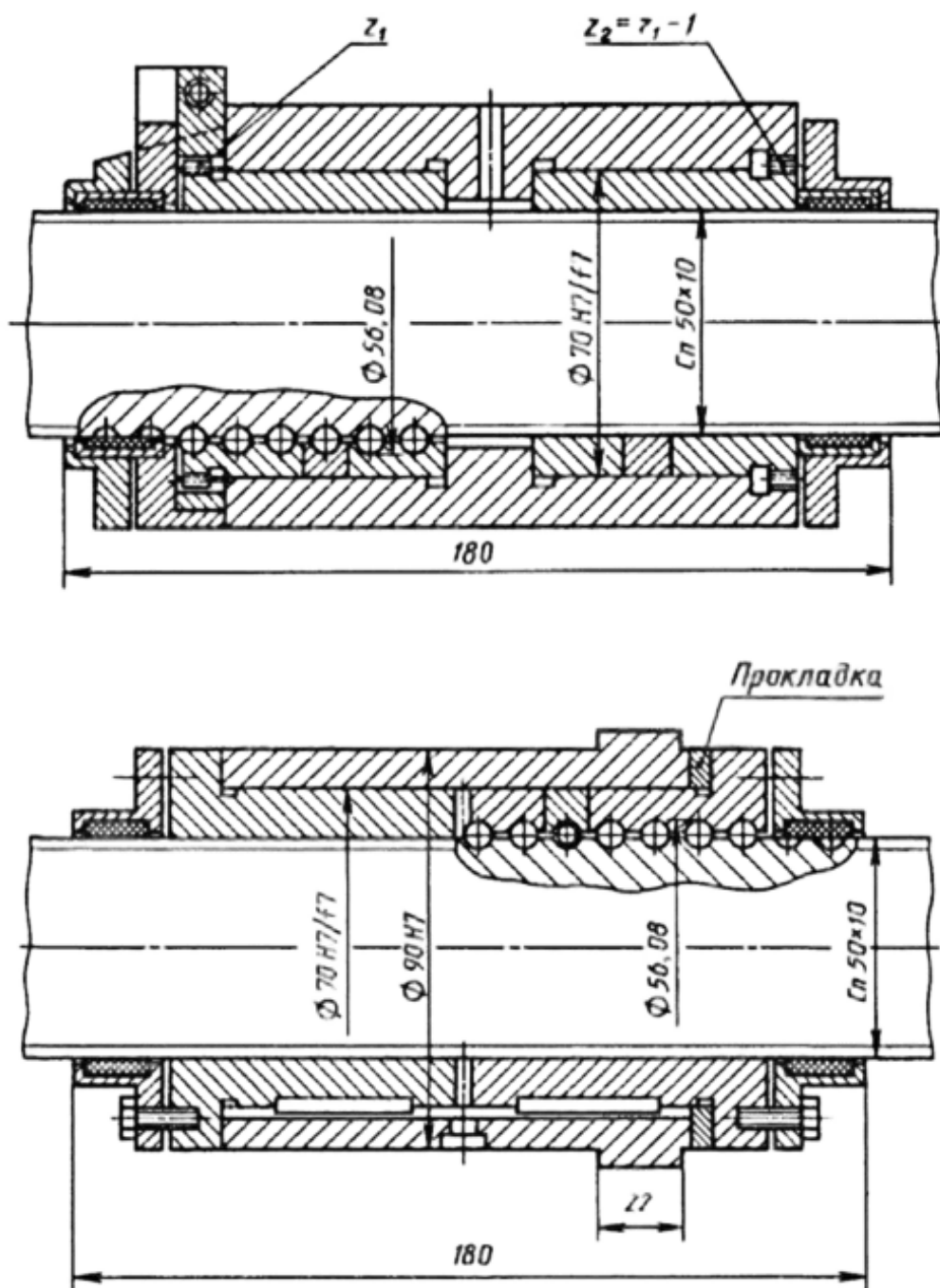


Рисунок 2.10 - Передача гвинт-гайка кочення

Основні параметри типового вузла:

- номінальний діаметр гвинта $d_0 = 50$ мм;
- крок гвинта $P = 10$ мм;
- діаметр кульки $d_m = 6$ мм;
- кількість робочих кульок у витку $z = 21$;
- максимальна довжина гвинта $L_{\max} = 1500$ мм.

2.3.4 Автоматизований геометричний розрахунок кулькової гвинтової передачі

Автоматизований розрахунок кулькової гвинтової передачі виконується за допомогою онлайн-сервісу *Bornemann Screw Dimensioning Tool* [1]. Програма дозволяє здійснювати обчислення у багатомовному режимі: підтримується англійська, німецька та ще низка мов (загалом 18). Водночас українська мова у стандартному наборі відсутня.

Оскільки сервіс функціонує онлайн, користувач має можливість застосувати автоматичний переклад інтерфейсу та результатів розрахунку на українську мову. Це забезпечує доступність інструменту для україномовних інженерів без втрати точності та повноти даних.

На рис. 2.11 приведено вікно із сформованими вихідними даними для розрахунку.

Вхідні параметри гвинтової пари

Одиниця базового профілю та діаметра	☒ mm ☐ inch
Тип навантаження	Змінне навантаження ▼
Максимальне осьове навантаження*	2 kN Діапазон значень більше 0,001
Загальна довжина ходового гвинта*	1500 mm Діапазон значень від 100 до 10 000
Вид установки ходового гвинта на опори	Нерухомий підшипник / Підшипник, що плаває
Відстань між опорами*	1400 mm Значення менше, ніж загальна довжина
Довжина різьблення ходового гвинта*	1200 mm Значення менше, ніж відстань між опорами
Матеріал ходового гвинта	Сталь C45 (1.0503) ▼
Матеріал різьбової гайки	Ливарна олов'яно-цинкова бронза CuSn7ZnPb (2.10) ▼
Змащення	☒ Так ☐ Ні
Коефіцієнт запасу міцності	1.25 Діапазон значень більший/рівний 1
Тип різьблення	Метричне трапецеїдальне різьблення ▼
Розраховане різьблення відповідає наступним стандартам	ISO 2901:2016, ISO 2903:2016 DIN 103-1:1977, DIN 103-3:1977

Рисунок 2.11 - Вікно введення параметрів для автоматизованого розрахунку гвинтової пари в онлайн-сервісі Bornemann Screw Dimensioning Tool

Всі вихідні дані введено відповідно до попередньо виконаних розрахунків, що забезпечує узгодженість між ручною та автоматизованою частинами методики.

Після введення вихідних параметрів у *Bornemann Screw Dimensioning Tool* система сформувала оптимальні геометричні характеристики гвинтової пари. Розрахунок підтвердив відповідність конструкції умовам навантаження та забезпечив самоблокування при запуску, що є критично важливим для стабільної роботи приводу подачі (див. рис. 2.12).

Розміри різьби

Номінальний розмір	50 мм
Крок	1 мм
Кількість запусків	10
Свинець	10 мм
Ліва різьба	☐ Так ☒ Ні

Кут випередження	3° 40' 45"
Різьба самофіксується в русі	Ні
Різьба самоблокується при запуску	Так

Рисунок 2.12 - Вікно введення параметрів для автоматизованого розрахунку гвинтової пари в онлайн-сервісі Bornemann Screw Dimensioning Tool

Після визначення геометрії гвинта та параметрів різьби було виконано автоматизований розрахунок характеристик різьбової гайки (див. рис. 2.13). Сервіс дозволяє оцінити допустиме поверхневе стиснення, форму гайки, її довжину та зовнішній діаметр, що критично важливо для забезпечення ресурсу та надійності вузла.

Обрана довжина гайки значно перевищує мінімально допустиму, що забезпечує низьке поверхневе навантаження та високий коефіцієнт запасу

міцності. Це позитивно впливає на термін служби вузла, дозволяє працювати на підвищених швидкостях та знижує ризик локального зносу.

Параметри гайки гвинта

Мінімальна довжина різьби гайки	3.22 мм
Вибрана довжина різьби гайки	180 Значення більше за мінімальну довжину, мм
Бажана зовнішня форма гайки	Круглий
Бажаний зовнішній діаметр гайки	70 мм
Бажана загальна довжина гайки	160 мм

 Оновити розрахунок

Контроль поверхневого стиснення

Допустиме поверхнєве стиснення	10.00 Н/мм ²
Існуюче поверхнєве стиснення	0,14 Н/мм ² ✓
Коефіцієнт запасу міцності для поверхневого стиску	69,98 ✓

Рисунок 2.12 – Фрагмент вибору параметрів гайки гвинта

В процесі розрахунку було визначено також робочі швидкісні параметри (див. рис. 2.13). Максимальна швидкість ковзання становить $2099.37 \frac{\text{м}}{\text{хв}}$, а гранична частота обертання – $3081,02 \text{ хв}^{-1}$. При цьому максимальна швидкість подачі досягає $30,81 \frac{\text{м}}{\text{хв}}$.

Вибір робочої швидкості обертання

Максимальна швидкість ковзання	2 099,37 м/хв
Максимальна швидкість обертання	3 081,02 хв ⁻¹
Максимальна швидкість подачі	30,81 м/хв
Вибрана робоча швидкість обертання	1 170 хв ⁻¹ Значення менше за максимальну швидкість обертання

 Оновити розрахунок

Швидкість подачі 11.70 хв.⁻¹

Рисунок 2.13 – Фрагмент вікна із вибору робочої швидкості обертання гвинта

На наступному етапі розрахунку було здійснено перевірку міцності різьбової частини ходового гвинта з урахуванням дії осевого навантаження

та крутного моменту (див. рис. 2.14). Розрахунок охоплює оцінку допустимих та фактичних напружень, що виникають у матеріалі гвинта, а також визначення коефіцієнта запасу міцності за еквівалентним напруженням.

Перевірка міцності різьової частини гвинта

Огляд щодо вигулювання

Максимально допустиме зусилля стиску	953,39 кН ✓
Максимально допустима швидкість шпинделя	3 081,02 хв ⁻¹ ✓

КОНТРОЛЬ СИЛИ

Допустимі розтягувальні та стискаючі напруження	142,50 Н/мм ²
Допустиме крутильне напруження	105,00 Н/мм ²
Існуючі розтягувальні та стискаючі напруження	1,07 Н/мм ² ✓
Існуюче крутильне напруження	0,37 Н/мм ² ✓
Існуюче еквівалентне напруження	1,25 Н/мм ² ✓
Коефіцієнт запасу міцності для еквівалентного напруження	114,06 ✓

Рисунок 2.14 - Вікно перевірки міцності різьбової частини гвинта

Максимально допустиме зусилля стиску становить 953.39 кН, що значно перевищує робоче навантаження, задане на попередніх етапах. Гранична частота обертання, визначена в межах кінематичних обмежень, дорівнює 3081.02 хв⁻¹, що узгоджується з обраним режимом роботи.

Коефіцієнт запасу міцності за еквівалентним напруженням становить 114.06, що свідчить про високу резерв міцність конструкції. Такий результат підтверджує, що обраний матеріал, геометрія та режим навантаження забезпечують надійність вузла в умовах експлуатації, виключаючи ризик пластичної деформації або втрати працездатності.

Наступний блок розрахунку (див. рис. 2.15) охоплює два режими: перетворення обертального руху в лінійний та момент утримання, що виникає під дією осьового навантаження. У першому випадку ефективність становить 0.47, необхідний крутний момент – 8.36 Н · м, потужність приводу – 1.02 кВт. У другому – ефективність 0.19, момент утримання – 0.62 Н · м. Параметри узгоджені з навантаженням і підтверджують працездатність приводу.

Ефективність, крутний момент, потужність приводу

ПЕРЕТВОРЕННЯ ОБЕРТАЛЬНОГО РУХУ В ЛІНІЙНИЙ

Ефективність	0,47
Необхідний крутний момент	8.36 Нм
Необхідна потужність приводу	1.02 кВт

КРУТНИЙ МОМЕНТ, ЩО СТВОРЮЄТЬСЯ ОСЬОВИМ НАВАНТАЖЕННЯМ

Ефективність	0,19
Крутний момент утримання	0,62 Нм

Рисунок 2.15 – Вікно розрахунку ефективності, крутного моменту та потужності приводу

У межах розрахунку було визначено класи допусків різьбових поверхонь гвинта та гайки, що забезпечують необхідну точність виготовлення та експлуатаційну надійність (див. рис. 2.16). Прийнята комбінація полів допусків (4h/4H для основних діаметрів та 7h для малого діаметра гвинта) відповідає вимогам високоточних передач, де критичною є стабільність контакту ниток, мінімізація втрат на тертя та зниження концентрації напружень у корені профілю.

Класи допусків

ШПИНДЕЛЬ

Клас допуску для основного діаметра

Клас допуску для діаметра ділильної головки 4h

Клас допуску для малого діаметра 7h

ГВИНТ ГАЙКА

Клас допуску для основного діаметра

Клас допуску для малого діаметра 4H

Рисунок 2.16 - Вікно вибору класів допусків різьбових поверхонь гвинта та гайки для високоточної передачі

У межах геометричного узгодження елементів гвинтової пари було розраховано базовий профіль різьби та номінальні діаметри гвинта та гайки, вони приведені на рис. 2.17. Як видно із проведених розрахунків, передача

належить до класу високоточних трапецеїдальних передач, що передбачає жорсткі вимоги до точності профілю та посадки.

Основний профіль та діаметри

БАЗОВИЙ ПРОФІЛЬ

Крок	1.000 мм
Свинець	10.000 мм
Кут різьби	30°
Кути флангів	15°
Радіальний зазор	0,150 мм

ШПИНДЕЛЬ

Позначення різьби	Тр 50 x 10 P1
Основний діаметр	50.000 мм
Діаметр кроку	49.500 мм
малий діаметр	48.700 мм

ГВИНТ ГАЙКА

Позначення різьби	Тр 50 x 10 P1
Основний діаметр	50.300 мм
Діаметр кроку	49.500 мм
малий діаметр	49.000 мм

Рисунок 2.17 - Вікно параметрів базового профілю та діаметрів різьби пари гвинт–гайка кочення

Отже, на основі проведених розрахунків, вибору електродвигуна, уточнення кінематичних параметрів та геометричного узгодження різьбових елементів, сформовано повну технічну модель високоточної гвинтової передачі. Прийняті конструктивні рішення забезпечують необхідний рівень точності, надійності та енергоефективності, що відповідає вимогам до сучасних приводних систем.

2.3.5 Створення натягу в передачі

Для усунення осьового зазору та формування внутрішнього натягу у високоточних гвинтових передачах застосовують конструкції з подвійними гайками, які зміщуються одна відносно іншої за допомогою спеціальних механізмів (див. рис. 2.18). Найбільш поширеним рішенням є використання гайок із фланцями, що мають зовнішні зубчасті вінці. Вони входять у зачеплення з відповідними внутрішніми вінцями корпуса (1).

Різниця в один зуб між вінцями ($z_1 \neq z_2$) забезпечує можливість надточного регулювання: при одночасному повороті обох гайок (3) на однакове число зубів виникає невелике осьове зміщення їхніх різьбових профілів. Це зміщення створює попередній натяг, який усуває люфт і підвищує жорсткість вузла. Передача руху здійснюється через гвинтовий вал (2), а кульки (5) у системі рециркуляції (4) забезпечують плавність ходу та мінімальні втрати на тертя.

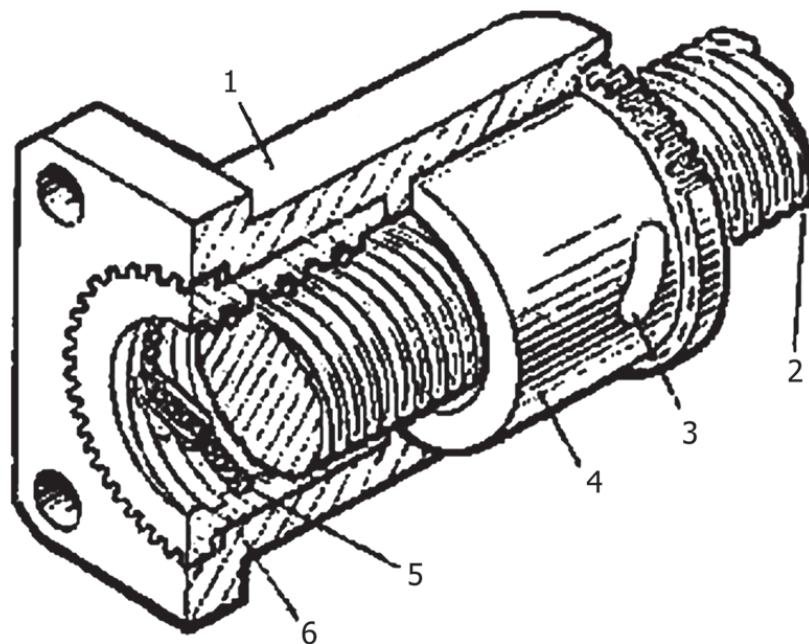


Рисунок 2.18 - Конструкція кулькової гвинтової пари з подвійною гайкою та зубчастими вінцями для регулювання попереднього натягу

У конструкціях з напівкруглим профілем різі (пари кочення) регулювання здійснюється аналогічно: зубчасті вінці гайок виводяться із

зачеплення, після чого обидві гайки повертаються на один зуб у той самий бік і знову зчіплюються з корпусом. Невелика різниця у кутах повороту викликає мінімальне осьове зміщення профілів різі, що дозволяє точно встановити величину натягу.

Таким чином, застосування подвійних гайок із різницею в один зуб у вінцях забезпечує високоточне регулювання попереднього натягу, підвищує жорсткість вузла та гарантує стабільність роботи гвинтової передачі в умовах тривалих навантажень.

На основі проведених розрахунків розроблено конструкцію хрестового столу, його представлено в графічній частині кваліфікаційної роботи.

2.4 Опис конструкції сильфонної муфти

У системах головного руху, приводах подач і вузлах зворотного зв'язку застосовуються пружні муфти, призначені для погашення крутильних коливань, що виникають у динамічних режимах роботи, а також для компенсації похибок взаємного розташування двох номінально співвісних валів.

У приводах подач ключовим критерієм є здатність муфти компенсувати неспіввісність і кутові зміщення з'єднаних валів. При цьому її крутильна жорсткість повинна бути максимальною, оскільки недостатня жорсткість призводить до похибок у відліку переміщень. Водночас конструкція має забезпечувати обмежену кутову еластичність, що знижує динамічне навантаження на ведучі елементи при різкому пуску.

На рис. 2.19 представлено габаритно-посадкову схему сильфонної муфти. Центральним елементом є гофрований сильфон, який забезпечує еластичність у радіальному, осьовому та кутовому напрямках. Обидва кінці муфти мають циліндричні посадочні отвори з гвинтами фіксації, що дозволяє точно з'єднувати вали без люфту.

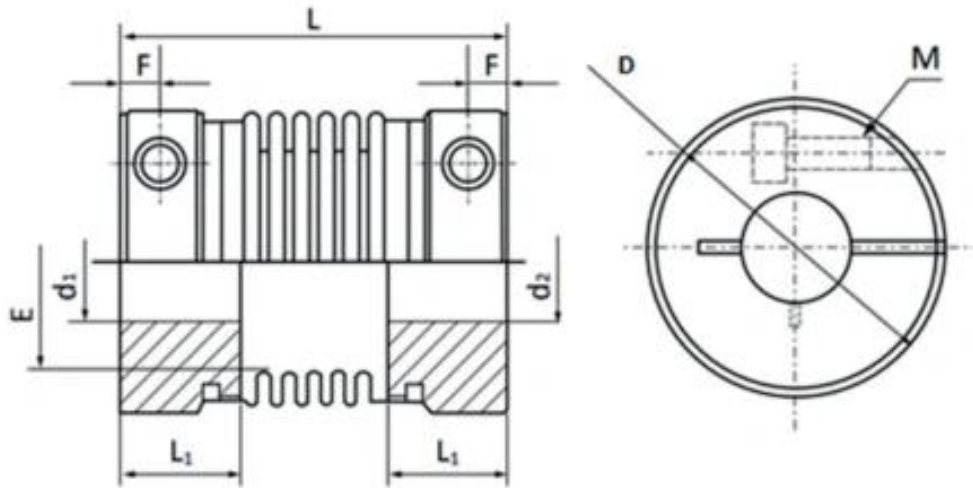


Рисунок 2.19 – Габаритно-посадкова схема сильфонної муфти з гофрованим елементом та фіксуючими гвинтами

Геометричні параметри, такі як довжина муфти, діаметри посадочних зон, положення фіксуючих гвинтів, визначаються відповідно до вимог конкретного вузла. Конструкція забезпечує високу точність передавання моменту, знижує вплив вібрацій і компенсує монтажні похибки без втрати жорсткості. Завдяки сильфону муфта зберігає стабільність роботи навіть при змінних навантаженнях, що робить її придатною для високоточних приводів.

2.5 Висновки до проєктного розділу

Розділ 2 показав, що ефективність багатошпиндельного токарного верстата визначається комплексним урахуванням технологічних вимог, компоновання, кінематичних і силових характеристик, конструктивних обмежень та стандартизації модульних вузлів. Вибір оптимальних типорозмірів забезпечує точність, стабільність і гнучкість роботи обладнання.

Аналіз конструкцій шпиндельних вузлів засвідчив доцільність застосування моторшпинделів для дрібних деталей і високих швидкостей, пасових передач для універсальної обробки середніх діаметрів, зубчастих

приводів для потужних режимів різання, а муфтових з'єднань для компенсації перекосів і підвищення ремонтпридатності.

Супорти та кінематичні схеми приводів столів визначають координатну гнучкість і точність позиціонування інструмента. Хрестові столи забезпечують універсальність завдяки поздовжньому та поперечному переміщенню, вертикальні супорти гарантують стабільність при свердлінні та розточуванні, похилі створюють додаткові можливості для оптимізації траєкторій різання. Використання електроприводів подач із системами зворотного зв'язку інтегрує механічну точність у цифрове керування.

У межах дослідження проведено розрахунок передачі гвинт–гайка кочення, що входить до складу хрестового супорта. Розрахунок підтвердив відповідність конструкції умовам навантаження, високий запас міцності та точність геометрії, що забезпечує надійність вузла в експлуатації.

Механізми створення попереднього натягу на основі подвійних гайок із зубчастими вінцями забезпечують беззazorність і жорсткість передачі. Сильфонні муфти поєднують жорсткість із еластичністю, компенсують похибки монтажу та знижують вібрації, що гарантує стабільність роботи приводів.

3 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1 Методика та план проведення наукових досліджень

Науково-дослідний етап роботи спрямований на формування теоретичних і методичних основ, необхідних для розробки проєктних рішень багатошпиндельного токарного верстата, побудованого за агрегатно-модульним принципом. Такий підхід дозволяє розглядати верстат як складну технічну систему, що складається з уніфікованих елементів, здатних до взаємозаміни та нарощування. Основною метою дослідження є створення формалізованих моделей компоновки шпиндельних вузлів, які забезпечують узгодженість конструктивних рішень, підвищують точність позиціонування та розширюють гнучкість виробничих процесів.

План дослідження передбачає поетапне формування математичної моделі положення шпиндельного блоку у вибраній системі координат, побудову рівнянь для опису нормалі до площини торця шпинделя та визначення координат центру. На основі цього розробляються узагальнені формули, що враховують переміщення й повороти блоків, а також їх симетричне чи дзеркальне нарощування у складі багатошпиндельних верстатів. Синтез узагальненої моделі дозволяє врахувати порядок розташування блоків, можливість їх автоматичної заміни та інтеграцію у гнучкі виробничі комплекси.

У межах цього розділу також планується створення морфологічної матриці, яка систематизує можливі варіанти побудови багатошпиндельних токарних верстатів. На її основі будуть запропоновані компоновки, що відповідають сучасним вимогам до точності, надійності та гнучкості виробничих систем.

3.2 Основні теоретичні передумови

У межах системного підходу токарний верстат розглядається як багаторівнева технічна система, що складається з уніфікованих елементів, які взаємодіють між собою у визначений спосіб. Його можна описати на різних ієрархічних рівнях, починаючи від загальної структури і завершуючи окремими блоками та вузлами. Поділ на підсистеми, серед яких виділяють обробки, маніпулювання, керування, контролю та обслуговування, дозволяє простежити вплив кожного компонента на загальні технічні характеристики обладнання [36].

Структурний аналіз виступає ключовим інструментом дослідження, оскільки він визначає відношення між елементами системи. Технічна система описується трьома базовими складовими: елементами, відношеннями та властивостями. Сукупність елементів E і відношень F формує множину властивостей P , що реалізуються на цих елементах і зв'язках. Таким чином, система може бути представлена як декартовий добуток множин, що визначає її повну структуру, а саме $TS = E \times F \times P$. Вона є визначеною лише тоді, коли задані підмножини елементів, відношень і властивостей, які піддаються інформаційному опису та мають певний рівень деталізації [36].

З цього випливають дві основні задачі. Перша полягає у встановленні того, чи існують підмножини елементів і відношень, що забезпечують реалізацію потрібних властивостей. Друга пов'язана з вибором оптимальної структури системи з множини можливих варіантів, які відповідають заданим вимогам. Перша задача має дослідницький характер і стосується прогнозування проектно-конструкторських рішень, тоді як друга є проектною і передбачає багатоваріантний процес технічного проєктування з подальшою розробкою конструкторської документації.

Якість токарного верстата визначається конструктивними, технологічними та експлуатаційними параметрами. Важливим критерієм є компоновка [23], яка являє собою систему розміщення вузлів і направляючих

та характеризується структурою, пропорціями і розмірами. Розрізняють технологічну, координатну, базову та конструкційну компоновки. Порівняльний аналіз їх якості доцільно проводити на ранніх етапах проєктування [48], оскільки помилки у виборі компоновки практично неможливо виправити на наступних стадіях.

Мова системи проєктування виступає важливим інструментом вибору раціонального варіанту компоновки. Код компоновки має містити всю інформацію, необхідну для побудови та аналізу верстата, відображати його головні функціональні частини. При цьому розрізняють кодування верстатів і кодування їх компоновок. У код верстата можуть входити інформаційні, технологічні, загальні, компоновочні та вузлові блоки. Код компоновки забезпечує можливість аналізу структури та функцій системи.

Формалізований опис компоновки дозволяє здійснювати системний аналіз і пошук оптимальної конструкції з урахуванням багатьох факторів. Проте відомі математичні моделі здебільшого відображають лише взаємозв'язки між блоками і дають відносну інформацію про їх розташування. Вони враховують порядок розміщення та можливі переміщення у вибраній системі координат, але не визначають конкретне положення блоків у просторі чи їх максимальні зміщення. Це створює неоднозначність у трактуванні компоновки, ускладнює аналіз і вибір оптимального варіанту.

Існуючі методи формалізованого опису не враховують взаємне розташування кількох блоків однакового або різного функціонального призначення, наприклад супортів одно- чи двошпіндельних фронтальних верстатів або шпіндельних блоків багатошпіндельних токарних верстатів. Це підтверджує необхідність уточнення та розвитку методики формалізованого опису компоновок, що стане основою для подальших досліджень у межах даної роботи.

3.3 Розробка моделі об'єкта досліджень

3.3.1 Геометричні засади та постановка системи координат

Для того, щоб вивести рівняння площини торця шпинделя та формальний запис положення блоку, спочатку зафіксуємо систему координат і базові геометричні об'єкти. Центр площини торця позначимо як точку з координатами (a, b, c) у декартовому просторі. Нормаль до цієї площини позначимо вектором n , який утворює кути α, β, γ з осями Ox, Oy, Oz відповідно. Напрямні косинуси нормалі задаються трійкою $(\cos \alpha, \cos \beta, \cos \gamma)$. У початковому положенні, що використовується як базова конфігурація, площина торця лежить у площині XOZ , а вісь Z спрямована в напрямку шпинделя, вісь X горизонтальна, а кути нормалі приймають значення $\alpha = \frac{\pi}{2}, \beta = \frac{\pi}{2}, \gamma = 0$, що відповідає нормалі, колінеарній осі Z (див. рис. 3.1).

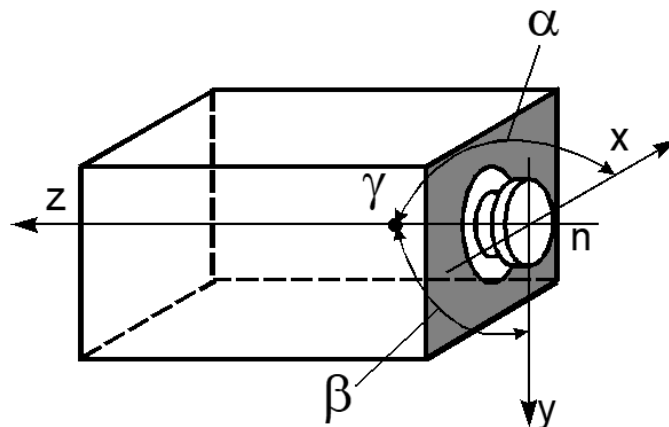


Рисунок 3.1 - Початкове положення шпиндельного блоку та орієнтація нормалі

Рівняння площини у тривимірному просторі можна задати через скалярний добуток нормалі на радіус-вектор довільної точки цієї площини. Нехай n - одиничний вектор нормалі, а $r = (x, y, z)$ - радіус-вектор точки площини. Тоді рівняння в класичному вигляді може бути записаним через вираз:

$$n \cdot r = p \quad (3.1)$$

де p — орієнтована відстань від початку координат до площини, відкладена по нормалі. Розписуючи скалярний добуток у координатній формі та враховуючи, що компоненти одиничної нормалі дорівнюють її напрямним косинусам, отримуємо:

$$x \cdot \cos \alpha + y \cdot \cos \beta + z \cdot \cos \gamma = p. \quad (3.2)$$

Якщо ж ми підставляємо координати конкретної точки площини, наприклад центра (a, b, c) , то рівняння записуємо у формі:

$$a \cdot \cos \alpha + b \cdot \cos \beta + c \cdot \cos \gamma - p = 0 \quad (3.3)$$

Це і є аналітична форма запису рівняння площини торця шпинделя через напрямні косинуси нормалі та координати вибраної реперної точки площини. Для роботи з довільною точкою (x, y, z) на площині зручно використовувати форму:

$$x \cdot \cos \alpha + y \cdot \cos \beta + z \cdot \cos \gamma - p = 0, \quad (3.4)$$

яка тотожно описує ту саму геометричну множину.

Отримане рівняння площини легко узгодити з класичною канонічною формою запису рівняння площини:

$$Ax + By + Cz + D = 0. \quad (3.5)$$

Якщо нормаль n має довільну довжину, то її координати можна записати як (A, B, C) . У випадку використання напрямних косинусів ми працюємо з одиничною нормаллю $n = (\cos \alpha, \cos \beta, \cos \gamma)$, тоді коефіцієнти рівняння площини набувають значень $A = \cos \alpha, B = \cos \beta, C = \cos \gamma$, а параметр $D = -p$. При цьому параметр p має безпосередній геометричний зміст, він визначає відстань від початку координат до площини, відкладену по нормалі.

3.3.2 Формалізований запис конфігурації блока і його перетворень

Щоб не тільки задати площину, а й формалізувати стан шпіндельного блоку в системі компоновки, вводиться запис:

$$N_{(\alpha,\beta,\gamma)}^p R(X, Y, Z, a, b, c) \quad (3.6)$$

де приведені позначення мають наступний зміст:

N - номер (ідентифікатор) блока в системі компоновки;

(α, β, γ) – стосується нижнього індексу, визначає орієнтацію нормалі до площини торця відносно координатних осей;

p - верхній індекс, визначає відстань по нормалі (позиція площини відносно початку координат);

$R(X, Y, Z, a, b, c)$ - опорні параметри: базові осі та координати центра площини, що використовуються для фіксації початкової конфігурації та відслідковування зміни стану.

У базовому положенні, коли площина співпадає з XOZ , а центр площини в початку координат, запис має вигляд:

$$N_{\left(\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}, 0\right)}^0 \equiv N_n \quad (3.7)$$

де n – де n - індекс, що сигналізує про «нульову» конфігурацію, тобто нормаль збігається з напрямом осі Z ;

$p = 0$ - параметр, який визначає відстань від початку координат до площини, відкладену по нормалі. У нульовій конфігурації ця відстань дорівнює нулю, оскільки площина проходить через початок координат, а центр розташований у точці $(0,0,0)$.

Для опису зміни положення шпіндельного блоку в просторі застосовується операторна форма, яка відображає як лінійні, так і кутові переміщення. Загальний запис має вигляд:

$$N_{(\alpha,\beta,\gamma)}^p X_\alpha^a Y_\beta^b Z_\gamma^c \quad (3.8)$$

де верхні індекси a, b, c інтерпретуються як параметри лінійних переміщень уздовж відповідних координатних осей, а нижні індекси α, β, γ - як параметри кутових змін, що визначають нову орієнтацію нормалі після зміни положення блока.

У випадку базової конфігурації цей запис спрощується до форми:

$$N_n X_\alpha^a Y_\beta^b Z_\gamma^c. \quad (3.9)$$

Це означає, що шпindel'ний блок має лише лінійні переміщення уздовж осей без зміни орієнтації нормалі. Відсутність нижніх індексів означає незмінність орієнтації, яка збігається з початком координат, при цьому ($\alpha = \frac{\pi}{2}$, $\beta = \frac{\pi}{2}$, $\gamma = 0$).

Для зручності інтерпретації операторного запису у табл. 3.1 наведено пояснення значення індексів та параметрів.

Таблиця 3.1 – Операторний запис шпindel'ного блока

Елемент	Позначення	Значення	Геометричний зміст
Ідентифікатор блока	N	Номер системи компоновки у	Вказує на конкретний шпindel'ний блок
Орієнтація нормалі	Нижній індекс (α, β, γ)	Кутові параметри	Орієнтація нормалі до площини торця після зміни положення блока
Відстань по нормалі	Верхній індекс p	Лінійний параметр	Відстань від початку координат до площини, відкладена по нормалі
Лінійні переміщення	X^a, Y^b, Z^c	Верхні індекси a, b, c	Зсув центра площини уздовж відповідних координатних осей
Кутові переміщення	Нижні індекси при $X_\alpha^a, Y_\beta^b, Z_\gamma^c$	Кутові параметри	Вказують на зміну орієнтації нормалі при виконанні переміщення
Відсутність нижніх індексів	—	Орієнтація незмінна	Нормаль збігається з базовою: $\alpha = \frac{\pi}{2}$, $\beta = \frac{\pi}{2}$, $\gamma = 0$

Як видно з таблиці 3.1, операторний запис дозволяє одночасно враховувати як лінійні переміщення центра площини уздовж координатних осей, так і кутові зміни орієнтації нормалі. У базовій конфігурації нижні індекси відсутні, що означає незмінність орієнтації, яка збігається з напрямом осі Z . Таким чином, таблиця узагальнює правила інтерпретації індексів та параметрів, забезпечуючи однозначність формалізованого опису положення шпиндельного блоку.

Наприклад, чисте переміщення уздовж осі Z без зміни орієнтації записується як:

$$N_n Z^c. \quad (3.10)$$

Такий запис дозволяє стисло відобразити послідовність операцій над блоком. Так спочатку задається вихідна орієнтація нормалі та положення площини, а далі накладаються лінійні та кутові переміщення, які оновлюють параметри положення (a, b, c) та орієнтації (α, β, γ) . На рисунку 3.2 показано приклади таких перетворень, зокрема послідовне переміщення центра площини та зміни орієнтації нормалі у тривимірному просторі.

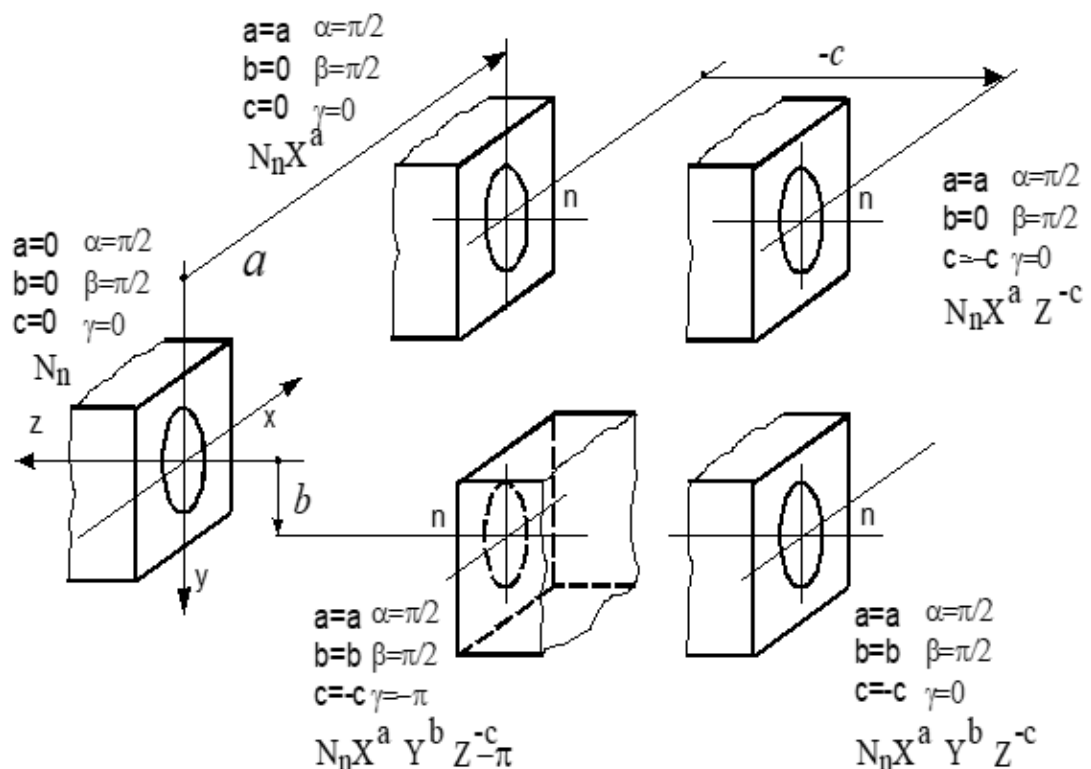


Рисунок 3.2 - Послідовність переміщень і поворотів шпиндельного блоку у формалізованому записі

Узгодження операторного запису з геометричним рівнянням площини:

$$x \cdot \cos \alpha + y \cdot \cos \beta + z \cdot \cos \gamma - p = 0$$

забезпечується тим, що після кожного переміщення або повороту оновлюються відповідні параметри, а саме орієнтація нормалі (α, β, γ) , координати центра площини (a, b, c) , а також відстань по нормалі p .

Якщо застосовано лише переміщення уздовж осі Z на величину c , то параметр p змінюється за правилом:

$$p_{\text{нове}} = p + c \cdot \cos \gamma, \quad (3.11)$$

оскільки відстань по нормалі зростає пропорційно проєкції переміщення на напрям нормалі. У випадку додавання обертання змінюються самі напрямні косинуси $(\cos \alpha, \cos \beta, \cos \gamma)$ відповідно до нової орієнтації, і рівняння площини перезаписується з оновленими кутами.

У загальному випадку для кожного проміжного стану має виконуватись:

$$a' \cdot \cos \alpha' + b' \cdot \cos \beta' + c' \cdot \cos \gamma' - p' = 0, \quad (3.12)$$

де штриховані параметри позначають оновлені значення після перетворень, а саме:

a', b', c' - нові координати центра площини;

α', β', γ' - нові кутові параметри, що визначають орієнтацію нормалі;

p' - оновлена відстань від початку координат до площини, відкладена по нормалі.

Таким чином, кожне застосоване переміщення чи поворот змінює відповідні параметри, і рівняння площини перезаписується з урахуванням нових значень. Це забезпечує узгодженість між операторним записом та геометричним описом положення шпиндельного блоку у просторі.

3.3.3 Схеми розміщення шпиндельних блоків у просторі

У процесі проєктування багатошпиндельних систем важливо враховувати не лише базові варіанти (див. рис. 3.3) розміщення шпиндельних блоків, але й розширені конфігурації, що забезпечують більшу гнучкість у технологічних процесах. Кожна схема визначає початкову геометрію системи та може бути подана у вигляді формалізованого виразу, який відображає взаємну орієнтацію блоків і параметри їх зміщення.

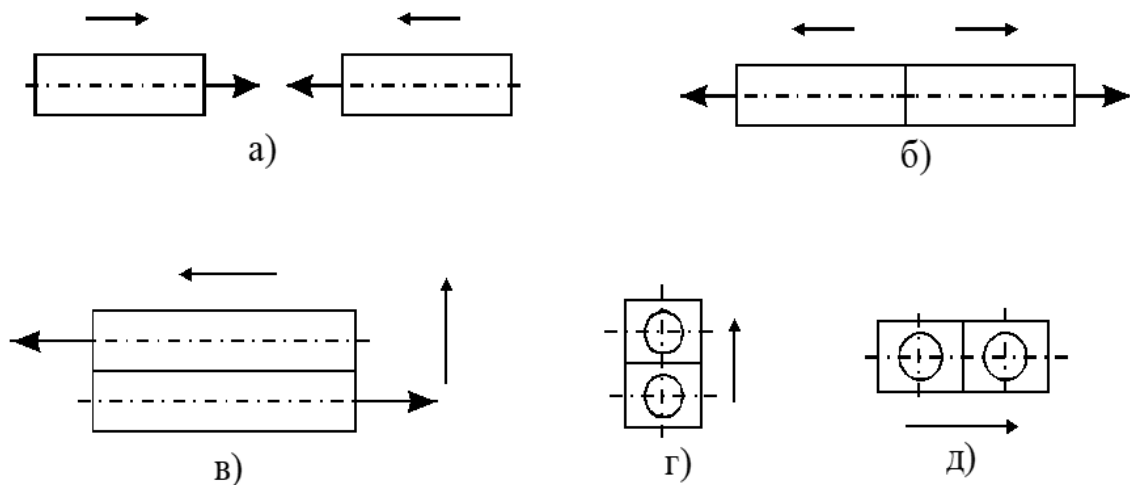


Рисунок 3.3 – Схеми розміщення шпиндельних блоків у просторі:
 а) співвісно-зустрічна; б) співвісно-розвернута; в) паралельно-розвернута;
 г) вертикальна; д) горизонтальна.

У процесі аналізу відомих методів формалізованого опису компоновок металорізальних верстатів, зокрема підходу, викладеного у роботі [35], було виявлено певну двозначність у трактуванні позначень, що стосуються одношпиндельних та двошпиндельних блоків. У згаданій публікації було запропоновано формалізований опис положення шпиндельного блока через рівняння площини торця та операторну форму, що включає орієнтацію нормалі, координати центра та параметри переміщення. Однак у позначеннях типу $1Ch$, $2Ch$ виникає певна неоднозначність. Так числовий префікс може інтерпретуватись як множник, номер блока або кількість шпинделів, що ускладнює подальшу систематизацію.

Як зазначалось раніше, за основу формалізованого опису положення шпindelних блоків, що входять у загальну компоновку верстата, прийнято плоску поверхню торця переднього кінця шпинделя та точку перетину цієї площини з віссю шпинделя. Положення площини в просторі описується рівнянням через напрямні косинуси нормалі та координати центра, а формалізований запис дозволяє узгодити геометричну модель із операторною формою.

Для ілюстрації відмінностей між одношпindelним та двошпindelним блоками на рис. 3.4 наведено їх схеми та відповідні формули формалізованого опису.

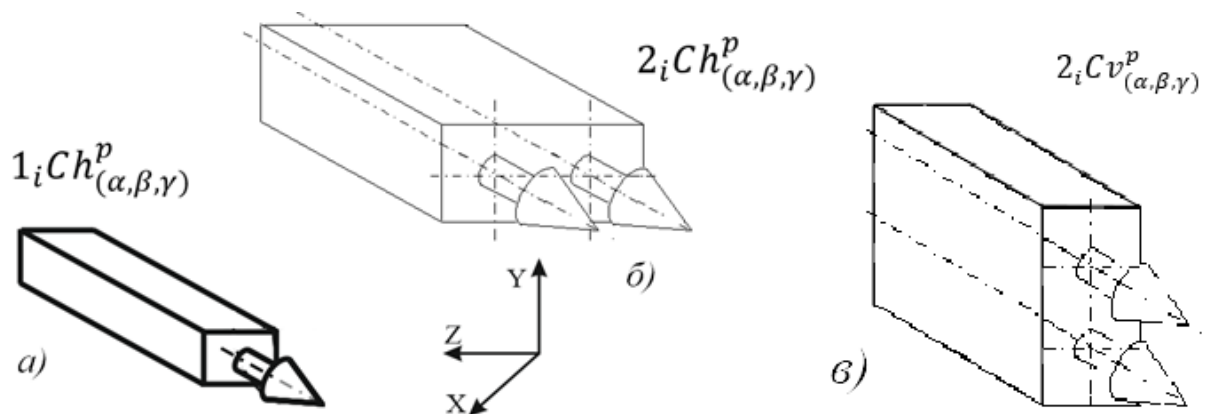


Рисунок 3.4 – Схематичне зіставлення типів шпindelних блоків:

а) одношпindelний блок $1_iCh^p_{(\alpha,\beta,\gamma)}$; б) двошпindelний горизонтальний блок $2_iCh^p_{(\alpha,\beta,\gamma)}$; в) двошпindelний вертикальний блок $2_iCv^p_{(\alpha,\beta,\gamma)}$

Для усунення двозначності у позначеннях запропоновано уточнену систему. Одношпindelний блок позначається як:

$$1_iCh^p_{(\alpha,\beta,\gamma)}, \quad (3.12)$$

де, i – індекс, що відповідає номеру блока в компоновці;

(α, β, γ) - нижні індекси, що визначають кутові параметри орієнтації нормалі до площини торця;

p - верхній індекс, який задає відстань по нормалі від початку координат до площини.

Двошпиндельний блок позначається як:

$$2_i Ch_{(\alpha,\beta,\gamma)}^p, \quad (3.13)$$

або

$$2_i Cv_{(\alpha,\beta,\gamma)}^p, \quad (3.14)$$

де, i – індекс, що вказує на номер двошпиндельного вузла, який містить два шпинделі з фіксованою геометрією та спільною базовою площиною;

Ch – горизонтальний двошпиндельний блок, у якому вісь шпинделів орієнтована вздовж осі X ;

Cv – вертикальний двошпиндельний блок, у якому вісь шпинделів орієнтована вздовж осі Z .

У цьому випадку шпинделі мають однакову орієнтацію нормалі, а їх взаємне розташування визначається конструктивними параметрами блока.

Оператори X^a, Y^b, Z^c не входять до базової форми запису блока, оскільки вони описують лінійні переміщення центра площини після фіксації початкової конфігурації. Таким чином, вирази:

$$1_i Ch_{(\alpha,\beta,\gamma)}^p X^a Y^b Z^c \quad (3.15)$$

$$2_i Ch_{(\alpha,\beta,\gamma)}^p X^a Y^b Z^c \quad (3.16)$$

$$2_i Cv_{(\alpha,\beta,\gamma)}^p X^a Y^b Z^c \quad (3.17)$$

є вже динамічною операторною формою, яка відображає зміни положення шпиндельного блока у просторі. Відсутність нижніх індексів у цих операторах означає незмінність орієнтації нормалі, яка залишається базовою.

Уточнена система позначень забезпечує однозначне трактування як одношпиндельних, так і двошпиндельних блоків, дозволяє відобразити їх початкове положення та можливі переміщення, і є узгодженою з геометричним рівнянням площини торця шпинделя.

Для подальшої систематизації використано 22 базові схеми, що охоплюють співвісні, паралельні, кутові та комбіновані варіанти

розташування шпиндельних блоків. Їх графічні зображення наведено у Додатку А, а стислий опис із формулами та геометричними інтерпретаціями подано в таблиці 3.2. Такий підхід дозволяє узгодити геометричні моделі з операторним записом і забезпечує зручність при виборі оптимальної конфігурації для конкретних умов обробки.

Таблиця 3.2 – Компоновки шпиндельних блоків БТВ

№	Назва конфігурації	Формалізований запис	Геометрична інтерпретація та рисунок
1	2	3	4
На базі одношпиндельних блоків			
1	Співвісно зустрічна	$1_1 Ch_{\frac{\pi}{2},0} + 1_2 Ch_{-\pi}^c$	Спільна вісь Z, нормалі дзеркальні, зустрічна подача (рис. А.1)
2	Співвісно розвернута	$1_1 Ch_{\frac{\pi}{2},0} + 1_2 Ch_{-\pi}^c$	Спільна вісь Z, нормалі співнаправлені, осьове зміщення (рис. А.2)
3	Паралельно розвернута	$1_1 Ch_{\frac{\pi}{2},0} + 1_2 Ch_{-\pi}^b$	Паралельні осі, нормалі протилежні (рис. А.3)
4	Кутова розвернута	$1_1 Ch_{\frac{\pi}{2},0} + 1_2 Cv^c$	Блоки під кутом, нормалі протилежні (рис. А.4)
5	Кутова зустрічна	$1_1 Ch_{\frac{\pi}{2},0} + 1_2 Cv_{-\pi}$	Під кутом, нормалі спрямовані одна до одної (рис. А.5)
6	Вертикальна	$1_1 Ch_{\frac{\pi}{2},0} + 1_2 Ch^b$	Уздовж осі Y, нормалі співнаправлені (рис. А.6)
7	Горизонтальна	$1_1 Ch_{\frac{\pi}{2},0} + 1_2 Ch^{-a}$	Уздовж осі X, нормалі співнаправлені (рис. А.7)
8	Конусоподібна	$1_1 Ch_{\frac{\pi}{2},0} + 1_2 Ch_{-\alpha}^c$	Радіальне розміщення з кутом α (рис. А.8)
9	Тангенціальна	$1_1 Ch_{\frac{\pi}{2},-\pi} + 1_2 Cv_{\pi}^c$	Дотичне розміщення, нормалі перпендикулярні (рис. А.9)
10	Вертикально-горизонтальна	$1_1 Ch_{\frac{\pi}{2},0} + 1_2 Ch^{-a} + 1_3 Ch^b$	Комбіноване розміщення у двох площинах (рис. А.10)
11	Хрестоподібна	$1_1 Ch_{\frac{\pi}{2},0} + 1_2 Ch_{\frac{\pi}{2}}^c$	Перпендикулярні напрямки, утворюють «хрест» (рис. А.11)

продовження таблиці 3.2

1	2	3	4
12	Циліндрична двостороння	$1_1 Ch_{\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}, 0} + 1_2 Ch_{\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}, -\pi}^{-a,b}$	Охоплення деталі з протилежних боків (рис. А.12)
13	Циліндрична одностороння	$1_1 Ch_{\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}, 0} + 1_2 Ch^{-a,b}$	Робота з одного боку циліндричної деталі (рис. А.13)
14	Похила	$1_1 Ch_{\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}, 0} + 1_2 Ch_{\alpha}^{-a}$	Блоки під кутом α (рис. А.14)
На базі двошпиндельних блоків			
15	Вертикальна	$2_1 Cv_n^b + 2_2 CvY^b$	Два блоки вздовж осі Y, рознесені по висоті (рис. А.15)
16	Горизонтальна	$2_1 Ch_n^a + 2_2 ChY^a$	Два блоки вздовж осі X, рознесені по горизонталі (рис. А.16)
17	Співвісно-зустрічна	$2_1 Ch^a + 2_2 Ch^a Z_{-\pi}^c$	Спільна вісь Z, нормалі зустрічні (рис. А.17)
18	Співвісно-розвернута	$2_1 Ch^a + 2_2 Ch^a Z_{-\pi}^{-c}$	Спільна вісь Z, інверсна орієнтація (рис. А.18)
19	Похила	$2_1 Ch_{\alpha}^a + 2_2 Ch_{\alpha}^a X^a$	Похилисть задана через α ; переміщення по осі X (рис. А.19)
20	Похила випукла	$2_1 Ch_{\alpha}^a + 2_2 Ch_{\alpha}^a X_{-\alpha}^a$	Похила компоновка з додатковим зсувом (рис. А.20)
21	Похила вгнута	$2_1 Ch_{\alpha}^a + 2_2 ChX_{\alpha}^a$	Похила компоновка з дотичним зсувом (рис. А.21)
22	Вертикально-горизонтальна	$2_1 Ch^a + 2_2 Ch^a Y^b;$ $2_3 Cv^b + 2_4 Cv^b X^a$	Комбінація вертикальної та горизонтальної пар (рис. А.22)

3.4 Стратегія автоматизованого проєктування БТВ

Стратегія автоматизованого проєктування багатошпиндельних токарних верстата ґрунтується на поетапному узгодженні технологічних вимог із конструктивними можливостями, що реалізується через адаптацію існуючих методичних підходів [42], доповнених прогностичними процедурами [36, 45, 44].

Вихідною точкою є технологічний процес, який задає функціональне призначення верстата, визначає вимоги до обробки, креслення деталі та заготовки, а також цільові показники продуктивності й собівартості.

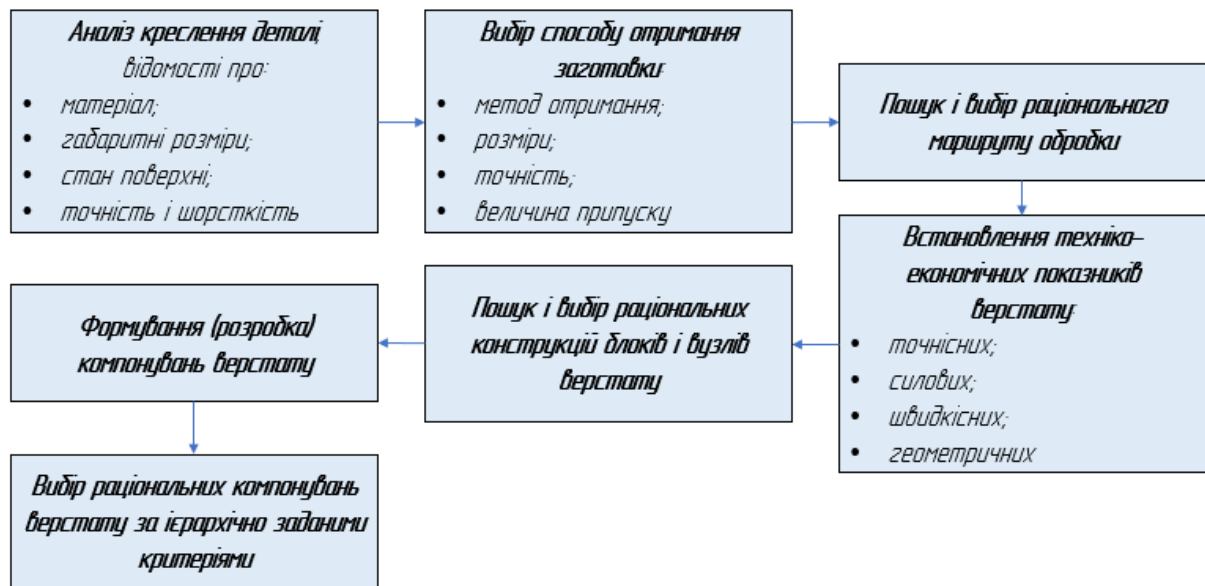


Рисунок 3.5 – Узагальнений алгоритм проєктування верстатів

Перший етап передбачає аналіз технічного завдання та креслення деталі з уточненням матеріалу, геометричних параметрів, стану поверхонь, допусків на точність і шорсткість. Матеріал деталі впливає на вибір способу отримання заготовки, режимів різання та типу інструменту. Для кожного матеріалу застосовуються відповідні формули з поправочними коефіцієнтами, що враховують умови обробки. Габаритні параметри дозволяють класифікувати деталь за типом тіл обертання, що визначає спосіб базування та послідовність обробки. При виборі методу отримання заготовки враховуються сучасні тенденції машинобудування, зокрема перенесення формоутворення на заготівельну стадію з метою зниження витрат на механічну обробку.

Деталь розглядається як сукупність оброблюваних модулів поверхонь, що дозволяє застосувати методи направленого синтезу структур оброблюючих систем. У типовому випадку використовуються стандартні технологічні процеси, які враховують матеріал, розміри та вимоги до якості. У складніших випадках деталь подається як набір елементарних поверхонь, кожна з яких потребує індивідуального технологічного переходу [36]. На

основі групування елементарних маршрутів за конструкторсько-технологічними ознаками здійснюється розрахунок міжпереходних припусків, режимів різання, нормування, вибір типу заготовки, її габаритів, а також призначення ріжучого та вимірювального інструменту.

Після формування маршруту обробки визначаються основні параметри верстата: геометрична точність, потужність приводів, максимальна швидкість різання. Потужність обирається відповідно до режимів, які мають бути реалізовані в процесі експлуатації. Аналогічно оцінюється необхідна швидкість різання. Особливу увагу приділяють точності шпиндельного вузла, яка залежить від його конструктивної схеми та повинна забезпечувати максимальну жорсткість. У традиційному підході жорсткість оцінюється емпірично, що обмежує точність прогнозування.

Сучасні методи дозволяють перейти від емпіричних оцінок до чисельного моделювання. Використання CAD/CAE-систем, зокрема SolidWorks Simulation [39], ANSYS або NX, забезпечує створення тривимірної моделі шпиндельного вузла, постановку граничних умов і навантажень та проведення аналізу напружено-деформованого стану методом скінченних елементів. Це дає змогу кількісно оцінити жорсткість, виявити критичні зони, оптимізувати геометрію й матеріал вузла. У ряді випадків застосовується топологічна оптимізація, що дозволяє зменшити масу конструкції при збереженні її функціональної здатності. Валідація результатів здійснюється через порівняння з експериментальними даними або цифровими двійниками, які моделюють поведінку вузла в реальних умовах.

Раціональний вибір конструкцій блоків здійснюється за принципом необхідної достатності, коли встановлюються відповідності між елементарними поверхнями та вузлами, здатними забезпечити їх обробку. Для цього формуються таблиці прийняття рішень, що пов'язують тип заготовки з оптимальними блоками. На основі обраних вузлів створюється компоновка верстата, яка проходить фінальну оптимізацію за критеріями точності, продуктивності, жорсткості, вартості та надійності. Застосування CAE-аналізу

на цьому етапі дозволяє не лише перевірити відповідність конструкції заданим параметрам, а й адаптувати її до змін технологічного процесу без втрати працездатності.

3.5 Використання агрегатно-модульного принципу при проектуванні компоновок БТВ

Зростання вимог до точності та надійності верстатів, необхідність обробки деталей із важкооброблюваних матеріалів, підвищення швидкостей різання, концентрація технологічних операцій, а також інтеграція нетрадиційних для токарних процесів функцій у поєднанні з розвитком систем числового програмного керування зумовлюють потребу у нових підходах до формування компоновок багатошпиндельних токарних верстатів.

Компоновка верстата визначається як впорядкована система розміщення його вузлів і направляючих, що характеризується структурними взаємозв'язками, пропорціями та габаритами [23]. Традиційні схеми розташування вузлів, попри їхню різноманітність, часто дублюють функції та не забезпечують оптимального використання ресурсів. Для вирішення конкретної технологічної задачі доцільно застосовувати обмежений набір компоновок, адаптованих до виробничих умов. Усунення дублювання дозволяє скоротити типаж вузлів і досягти економії матеріальних та енергетичних ресурсів.

На основі агрегатно-модульного принципу формується базова модель БТВ, у якій виконавчі модульні вузли поєднуються у цілісну систему, що охоплює станину, органи керування та засоби контролю. До складу такої системи входять хрестові супорти, системи ЧПК, револьверні головки, роботизовані маніпулятори та різноманітне технологічне оснащення. Проектуванню підлягають лише ті модулі, які відсутні у банку типових рішень, що означає використання наявних стандартизованих вузлів під час створення компоновки та розробку нових лише у випадку, коли існуючі не

забезпечують виконання конкретної технологічної функції. Такий підхід забезпечує раціональність процесу проектування, скорочує дублювання конструкцій і гарантує економічну доцільність модернізації обладнання.

Маючи банк типізованих модульних вузлів, можна оперативно сформувати компоновку будь-якого БТВ з ЧПК відповідно до типу оброблюваної деталі. Застосування системно-морфологічного підходу у поєднанні з блочно-модульним принципом проектування забезпечує побудову морфологічної матриці типових вузлів компоновок багатошпиндельних токарних верстатів, яка слугує інструментом для систематизації та генерації широкого спектра можливих структур. Подальший вибір оптимального рішення здійснюється шляхом багатокритеріального аналізу отриманих варіантів за показниками точності, продуктивності, жорсткості та економічної ефективності.

При побудові морфологічної матриці для аналізу можливих конструктивних рішень токарного верстата було свідомо виділено п'ять основних елементів: станина, шпиндельний блок (ШБ), револьверна головка (РГ) та модульні механізми їх переміщення. Такий підхід дозволяє охопити всі ключові вузли системи без надмірної деталізації, зберігаючи логічну цілісність конструктивної моделі.

Станина визначає просторову компоновку та жорсткість, формує базу для реалізації інших рухів і взаємодій, задає геометричні параметри системи та забезпечує стабільність процесу обробки.

ШБ забезпечує головний рух і формує кінематичну основу процесу різання. Кількість та орієнтація шпинделів безпосередньо впливають на продуктивність, точність та можливість паралельної обробки.

РГ відповідає за швидку зміну інструментів і розширення технологічних можливостей. Її орієнтація та конструктивне виконання визначають спектр можливих конфігурацій, що дозволяє адаптувати систему до різних технологічних завдань.

Модульні механізми переміщення ШБ та РГ реалізують подачу у відповідних координатах. Їхнє виконання може бути лінійним, комбінованим або з поворотом, що визначає ступінь універсальності системи. Модульність забезпечує гнучкість при проектуванні та дозволяє адаптувати кінематику до конкретних технологічних маршрутів.

Сукупність цих елементів утворює замкнену функціональну структуру, яка визначає конструктивні й технологічні властивості верстата. Морфологічна матриця відображає всі можливі варіанти реалізації кожного блоку. Кожна колонка відповідає окремому вузлу системи, а рядки варіантам його виконання. Така форма подання дозволяє систематизувати наявні рішення, виявити дублювання та сформувати нові комбінації шляхом комбінаторного аналізу.

1. Станина	2. Шпіндельний блок (ШБ)	3. Переміщення ШБ	4. Револьверні головки	5. Переміщення РГ
1.1 Горизонтальна	2.1 одинарний	3.1 Лінійне по (X)	4.1 Горизонтальна нерухома	5.1 Лінійне по (X)
1.2 Вертикальна	2.2 Подвійний вертикальний	3.2 Лінійне по (Z)	4.2 Горизонтальна рухома	5.2 Лінійне по (Z)
1.3 Похила одностороння	2.3 Подвійний горизонтальний	3.3 Лінійне по (Y)	4.3 Горизонтальна комбінована	5.3 Лінійне по (Y)
1.4 Двостороння V-подібна	2.4 Потрійний вертикальний	3.4 Комбіноване (X+Z)	4.4 Вертикальна нерухома	5.4 Комбіноване (X+Z)
1.5 Двостороння Λ - подібна	2.5 Потрійний горизонтальний	3.5 Комбіноване (X+Y+Z)	4.5 Вертикальна рухома	5.5 Комбіноване (X+Y) або (Z+Y)
1.6 Портальна	2.6 Кілька по горизонталі	3.6 Комбіноване (X+Y+Z)+поворот	4.6 Вертикальна комбінована	5.6 Комбіноване (X+Y+Z)
1.7 Комбінована	2.7 Кілька по вертикалі	3.7 Комбіноване (X+Z)+поворот	4.7 Двобічна комбінована	5.7 Комбіноване (X+Y+Z)+поворот
1.8 Складна (просторова)	2.8 По колу, в барабані	3.8 Будь-яке лінійне (X,Y,Z) + поворот	4.8 Спарена (2 головки на одному супорті)	5.8 Будь-яке лінійне (X,Y,Z) + поворот
	2.9 Опозиційно	3.9 Відсутнє	4.9 Багатоярусна	5.9 Відсутнє
	2.10 Кілька опозиційно	3.10 Поворотний стіл	4.10 Багаторядна	5.10 Поворотний стіл

Рисунок 3.3 - Морфологічна матриця конструктивних елементів БТВ

3.6 Розробка альтернатив компоновань із морфологічної матриці

Морфологічна матриця є системним інструментом для пошуку та формування можливих варіантів компоновань технологічних систем. Завдяки комбінації вузлів верстата утворюється велика кількість альтернатив. У нашому випадку кількість можливих варіантів сягає близько 80 000, що

свідчить про високу гнучкість та універсальність методики. Проте для практичного використання доцільно виділити лише ті конфігурації, які є конструктивно досяжними та придатними для виробництва.

Нижче наведено кілька прикладів альтернативних варіантів компоновань, отриманих із морфологічної матриці. При розробці конкретної компоновки ми будемо обирати визначену кількість ШБ та РГ, виходячи з вимог до технологічного процесу.

Варіант 1: 1.8 – 2.10 – 3.1 – 4.3 – 5.10;

Варіант 2: 1.1 – 2.6 – 3.9 – 4.10 – 5.8;

Варіант 3: 1.1 – 2.7 – 3.9 – 4.9 – 5.8;

Варіант 4: 1.1 – 2.8 – 3.9 – 4.10 – 5.4;

Варіант 5: 1.1 – 2.2 – 3.9 – 4.8 + 4.10 – 5.5.

Варіант 1 (1.8-2.10-3.1-4.3-5.10) знайшов відображення на рис. 3.4. Він характеризується складною просторовою станиною та чотирма опозиційними шпинделями. Лінійні переміщення шпиндельних блоків реалізуються по координатах X та Z , що забезпечує базові подачі. Револьверна головка має можливість обертання навколо вертикальної осі, а інструменти в ній виконані комбіновано, частина з них нерухомі, а інші обертові. Така компоновка призначена для одночасної обробки чотирьох однотипних деталей, що дозволяє підвищити продуктивність при збереженні точності та жорсткості системи.

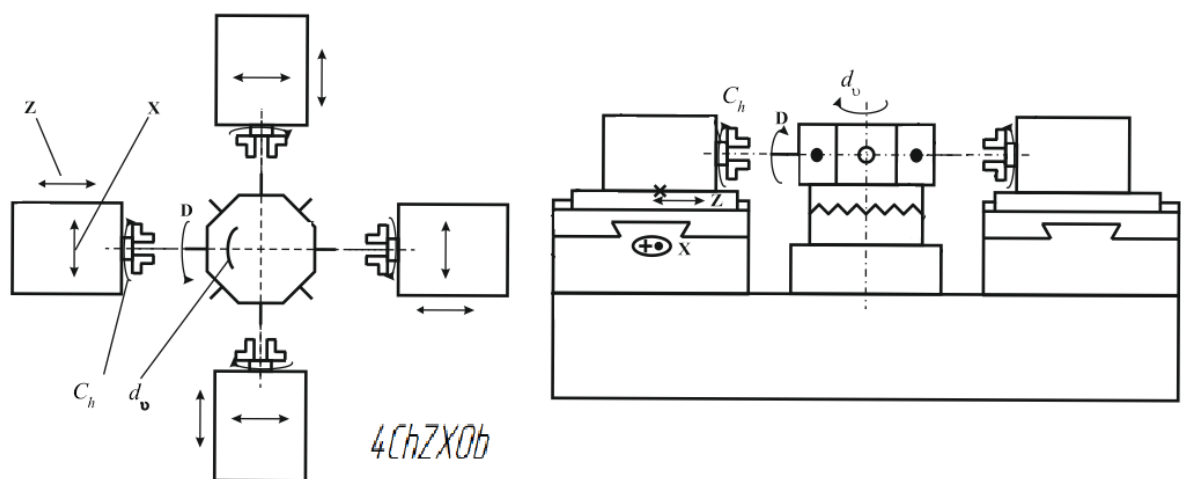


Рисунок 3.4 - Реалізація компоновання за 1 варіантом

Варіант 2 (1.1-2.6-3.9-4.10-5.8) представлений на рис. 3.5. Компонівка базується на горизонтальній станині, на якій послідовно розташовані чотири шпинделі для закріплення пруткових заготовок. Вище кожного шпиндельного блоку встановлений відрізний супорт, що забезпечує відділення готової деталі від прутка. Навпроти кожного шпинделя розміщена револьверна головка з віссю обертання X , які формують багаторядну систему та встановлені на супортах із переміщенням уздовж осі Z .

Відсутність переміщення шпиндельного блоку компенсується можливістю реалізації повздовжніх переміщень супорта з револьверною головкою. Остання може бути оснащена як рухомих, так і нерухомих інструментом, що забезпечує гнучкість технологічних операцій. Така компоновка орієнтована на масове виробництво, де важливими є безперервність процесу, швидка зміна інструментів та висока продуктивність при обробці однотипних деталей.

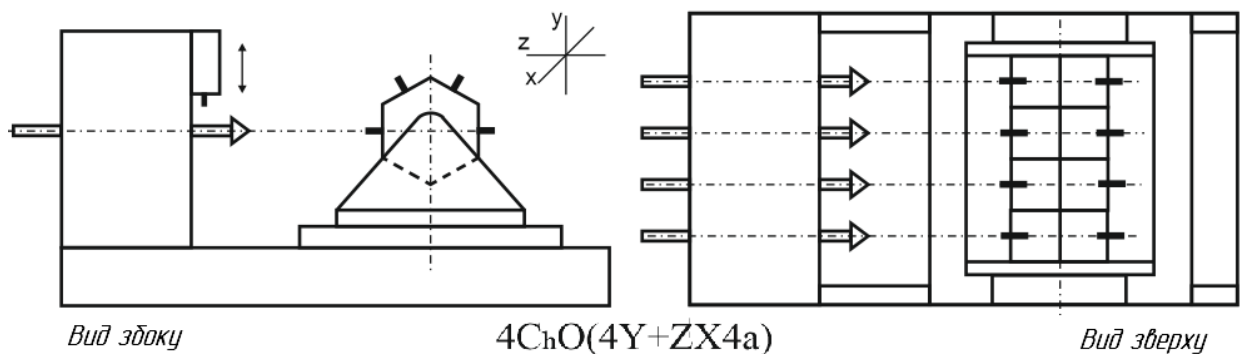


Рисунок 3.5 - Реалізація компонування за 2 варіантом

Варіант 3 (1.1-2.7-3.9-4.9-5.8) показаний на рис. 3.6. Компонівка передбачає нарощування трьох шпинделів по вертикальній осі та відповідне використання багоярусної револьверної головки. Відсутність переміщення шпиндельного блоку компенсується можливістю реалізації лінійного переміщення супорта з револьверною головкою вздовж осі Z , що забезпечує необхідні подачі.

Основна перевага такої схеми полягає у паралельній обробці кількома інструментами одночасно, що істотно скорочує тактовий час і підвищує продуктивність. Завдяки багоярусній револьверній головці забезпечується

швидка зміна інструментів та можливість комплексної обробки. Така компоновка може ефективно застосовуватись у масовому виробництві, де важливими є безперервність процесу та висока інтенсивність роботи.

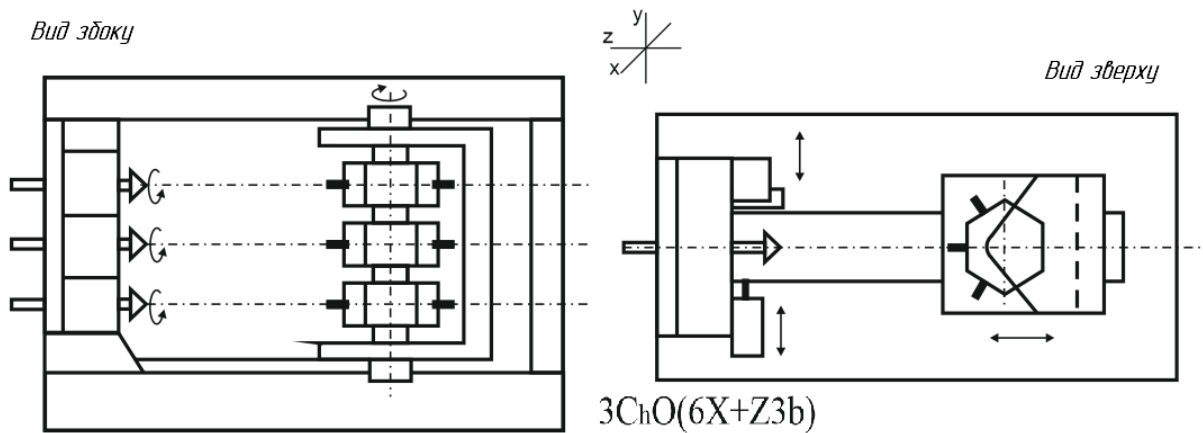


Рисунок 3.6 - Реалізація компоновання за 3 варіантом

Варіант 4 (1.1-2.8-3.9-4.10-5.4) наведений на рис. 3.7. Конструкція передбачає колове розташування чотирьох шпинделів, які виконані без можливості переміщення. Для обробки застосовуються дві двоярусні револьверні головки, встановлені на хрестових супортах, що забезпечує радіально-осьову обробку заготовок.

У револьверних головках може бути закріплено до шести інструментів — як рухомих, так і нерухомих, що розширює технологічні можливості компоновки. Така схема оптимальна для багатопозиційних операцій, де потрібна висока точність та стабільність процесу при одночасній роботі кількох інструментів.

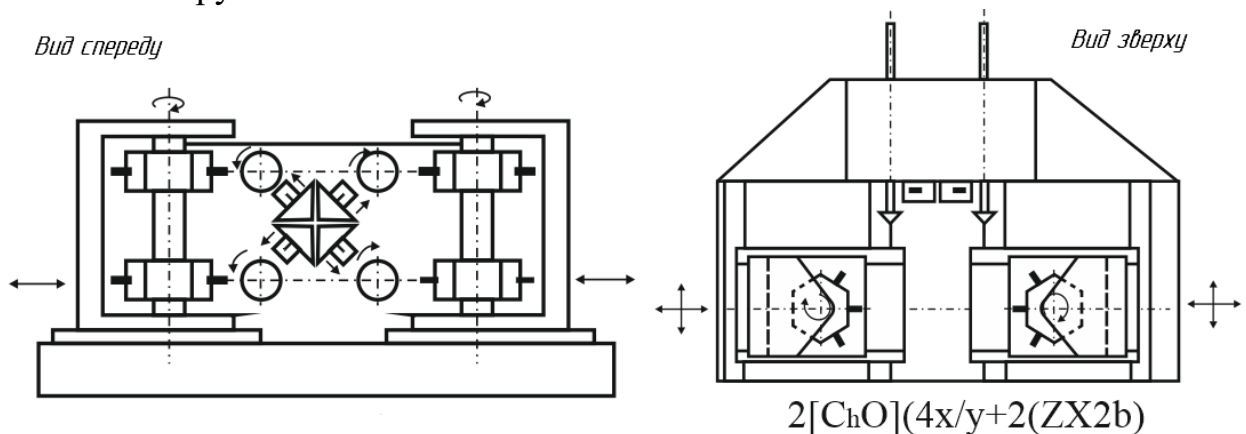


Рисунок 3.7 - Реалізація компоновання за 4 варіантом

Варіант 5 (1.1-2.2-3.9-4.8+4.10-5.5) відображений на рис. 3.8. Компонування поєднує подвійний вертикальний шпиндельний блок зі спареною багатоярусною револьверною головкою. Останні встановлені на хрестовому супорті, що забезпечує реалізацію як поперечних, так і повздовжніх подач.

Оскільки верстат призначений для обробки пруткових заготовок, конструкція передбачає наявність чотирьох відрізних супортів, які здійснюють відділення готових деталей від прутка. Така організація робочих зон дозволяє забезпечити безперервність процесу та високу тактову швидкість. Завдяки поєднанню подвійного шпиндельного блоку та спарених револьверних головок верстат може ефективно застосовуватись у масовому виробництві, де ключовими є продуктивність і стабільність технологічного циклу.

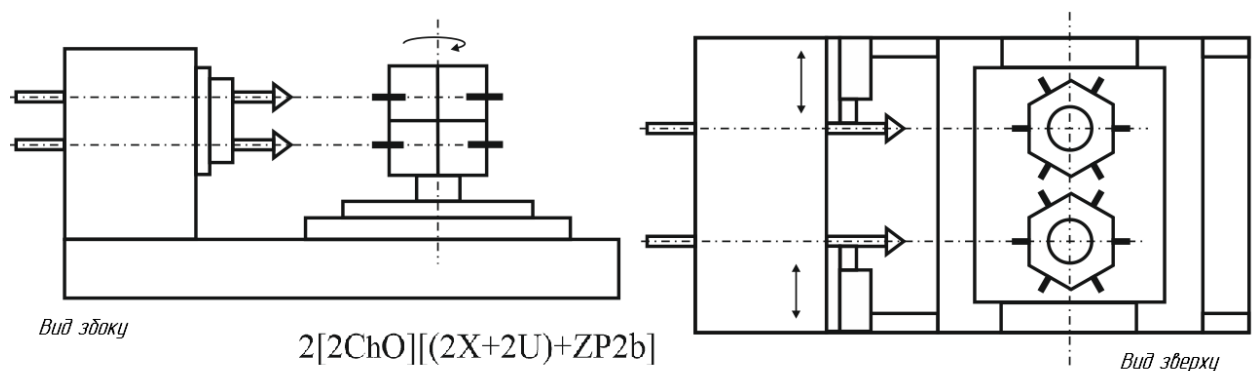


Рисунок 3.8 - Реалізація компонування за 5 варіантом

3.7 Обговорення та аналіз отриманих результатів* (*опубліковані результати досліджень подані в додатках)

Результати проведених досліджень були опубліковані та представлені на XIV Міжнародній науково-практичній конференції молодих учених і студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» [43]. Текст опублікованих тез наведено у Додатку Б до даної роботи.

3.8 Висновки до дослідного розділу

Розділ 3 показав, що проєктування багатошпindelних токарних верстатів потребує системного підходу, який поєднує теоретичні моделі, геометричні засади та операторний опис конфігурацій із сучасними методами автоматизованого проєктування. Формалізований запис положення шпindelних блоків забезпечує узгодженість між математичними рівняннями площини та реальними просторовими перетвореннями, що створює основу для точного моделювання компоновок.

Агрегатно-модульний принцип у поєднанні з морфологічною матрицею забезпечує систематизацію та генерацію широкого спектра альтернативних рішень, що підвищує гнучкість і економічну доцільність проєктування. Виділення ключових елементів станини, шпindelних блоків, револьверних головок і модульних механізмів переміщення дозволяє уникнути дублювання, скоротити типаж вузлів і створити нові комбінації шляхом комбінаторного аналізу.

Розроблені варіанти компоновок демонструють різні можливості організації робочих зон від багатоярусних револьверних головок до опозиційних шпindelів. Кожна схема має власні переваги підвищення продуктивності, забезпечення багатопозиційної точності чи оптимізація тактового часу і підтверджує універсальність методики, здатної відповідати сучасним вимогам до точності, продуктивності та надійності верстатів.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Системи моніторингу небезпечних чинників виробничих систем

Аналіз причин виробничого травматизму свідчить, що найбільша кількість нещасних випадків та аварій виникає на підприємствах із порушеною структурою управління безпекою. Ефективність такої системи можлива лише за умови інтеграції концепції та єдиної стратегії у загальну систему промислової безпеки [46]. Тому першочерговим завданням сучасного виробництва є вдосконалення управлінських механізмів через створення дієвих систем моніторингу небезпечних чинників.

Стратегічним напрямом розвитку охорони праці виступає формування галузевої системи координованого управління ризиками, що функціонує в єдиному інформаційному просторі. Така система повинна ґрунтуватися на правових, економічних та адміністративних механізмах зниження ризиків, при цьому пріоритетом залишаються життя і здоров'я працівників.

Нещасні випадки у виробничих умовах мають багатфакторний характер і виникають під впливом комплексу обставин, у тому числі випадкових. Ефективна профілактика можлива лише за умови врахування всієї сукупності чинників, що формують виробниче середовище. Безпека виробництва забезпечується постійною оцінкою ризиків, своєчасним прийняттям управлінських рішень та використанням достовірної інформації для їх реалізації.

Перехід до інформаційних технологій висуває нові вимоги до підготовки та обробки даних. Це передбачає застосування аналітичних систем, формалізацію інформаційних потоків у єдиній системі відображення та аналізу, а також розробку алгоритмів взаємодії між підсистемами управління. Такий підхід дозволяє створити відкриту систему управління, здатну реалізовувати цільові функції охорони праці та промислової безпеки.

Різноманітність сучасних виробничих відносин зумовлює системний характер управління безпекою. Основною вимогою до побудови системи є усунення неповноти у взаємозв'язках між інформаційними потоками та завданнями управління. Це забезпечує цілісність процесу та підвищує ефективність реалізації профілактичних заходів.

Технічні, організаційні та психологічні причини травматизму у штатних умовах здебільшого пов'язані з порушенням правил безпеки та недотриманням нормативних документів, що регламентують діяльність працівників. Усунення цих порушень є ключовим чинником у зниженні рівня виробничих ризиків та формуванні безпечного середовища праці.

4.2 Навчання та підготовка населення до дій в умовах надзвичайних ситуацій

Система підготовки населення з питань цивільного захисту в Україні має диференційований характер і здійснюється відповідно до чинних нормативно-правових актів. Вона охоплює всі категорії громадян і реалізується за місцем роботи, навчання або проживання. Такий підхід забезпечує охоплення як працюючого, так і непрацюючого населення, а також здобувачів освіти різних рівнів. Організація навчання покладається на Державну службу України з надзвичайних ситуацій (ДСНС), органи виконавчої влади та місцевого самоврядування, а для дітей і студентів - на Міністерство освіти і науки [47].

Навчально-методичне забезпечення здійснюється спільно ДСНС та МОН, що гарантує єдність програм і узгодженість вимог. Підготовка включає кілька форм: навчання безпосередньо на підприємствах і в установах, спеціальні об'єктові навчання та тренування, освітні дисципліни у закладах освіти, а також самостійне опрацювання інформаційних матеріалів. Практична складова реалізується через проведення об'єктових тренувань, які відпрацьовують дії персоналу у випадку загрози чи виникнення надзвичайних ситуацій, а також ліквідації наслідків аварій на об'єктах підвищеної небезпеки.

Для працюючого населення навчання проводиться у робочий час за рахунок коштів підприємств та організацій. Програми підготовки розробляються на основі методичних рекомендацій ДСНС і передбачають загальну, спеціальну та додаткову підготовку, включаючи пожежно-технічний мінімум і прискорені курси для особливих періодів. Навчання може здійснюватися у формі курсів, індивідуальних занять або інструктажів, залежно від чисельності працівників та специфіки виробництва.

Організація навчання дітей дошкільного віку, учнів і студентів здійснюється через освітні програми, що інтегрують дисципліни «Безпека життєдіяльності», «Цивільний захист», «Основи здоров'я» та «Захист України». Практичні навички закріплюються під час проведення Дня цивільного захисту, тижнів безпеки дитини та щорічних об'єктових тренувань. Такий підхід формує у молоді культуру безпеки та готовність до дій у кризових ситуаціях.

Непрацююче населення охоплюється інформаційно-просвітницькою роботою за місцем проживання. Консультаційні пункти, засоби масової інформації та сучасні комунікаційні технології забезпечують доступ до знань про правила поведінки, методи самозахисту та надання першої допомоги. Важливим напрямом є використання інноваційних технологій, зокрема віртуальної реальності, для моделювання дій у громадських місцях під час надзвичайних ситуацій.

Особливе значення має навчання керівного складу та фахівців, діяльність яких пов'язана з організацією заходів цивільного захисту. Воно здійснюється у навчально-методичних центрах ДСНС і включає функціональне навчання та практичну підготовку. Керівники та спеціалісти зобов'язані періодично проходити перевірку знань і відпрацьовувати навички під час командно-штабних та спеціальних навчань. Це забезпечує готовність органів управління та підприємств до реалізації планів реагування і ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій.

4.3 Управління стружкоутворенням як елемент виробничої безпеки

У процесах точіння в'язких металів виникає проблема утворення довгої безперервної стружки, яка ускладнює транспортування, створює ризики травмування персоналу та призводить до втрат матеріалу. Накопичення стружки у зоні обробки, її неконтрольований рух і окислення можуть спричинити аварійні ситуації, порушення технологічного циклу та пошкодження обладнання [37].

Забезпечення безпечних умов праці в зоні різання потребує впровадження ефективних засобів управління стружкоутворенням. До таких засобів належать пристрої, що змінюють форму стружки, забезпечують її дроблення, завивання або примусове відведення. Вони класифікуються за способом дії (механічні, термічні, електричні, комбіновані), способом монтажу (інтегровані в інструмент, станок, технологічну оснастку), характером впливу (неперервний або періодичний) та рівнем автоматизації (ручні, напівавтоматичні, автоматичні).

Особливу увагу слід приділяти засобам, що не змінюють форму стружки, але забезпечують її контрольований відвід. До них належать стружкоспрямовувачі, стружкозбирачі, ручні інструменти та спеціальні конструкції супортів. На рисунку 4.1 наведено приклад конструкції верстата з похилою станиною, яка сприяє організованому відведенню стружки у спеціальний стружкозбірник. Така компоновка дозволяє знизити ризик потрапляння стружки у зону оператора та зменшити потребу у ручному втручанні.

У випадках, коли використання високоміцного інструменту є економічно недоцільним, застосовуються стружколоми, що забезпечують дроблення стружки до довжини 5–45 мм. Це дозволяє знизити ризик обриву інструмента, підвищити жорсткість конструкції та зменшити небезпеку для оператора. На автоматичних лініях і верстатах з ЧПК ефективними є системи, що формують стружку довжиною до 600 мм, з подальшим її подрібненням.

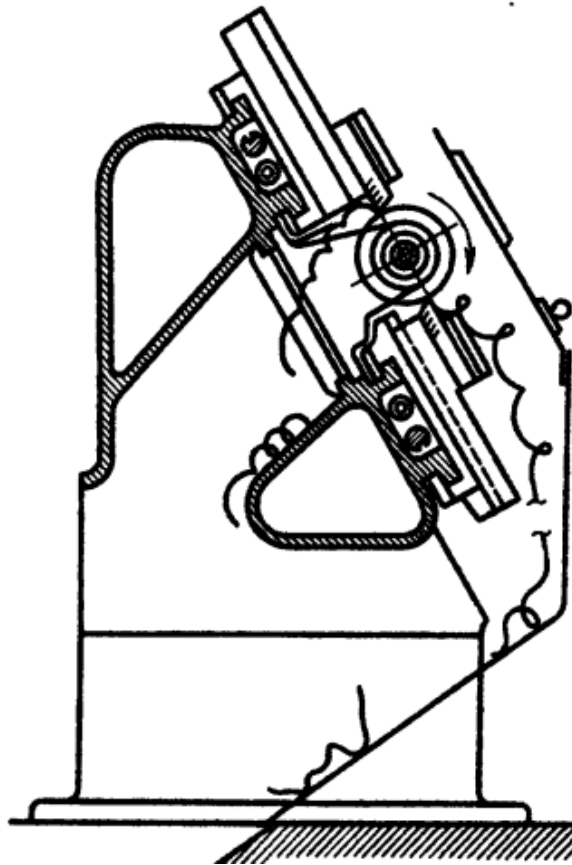


Рисунок 4.1 - Компонування верстата з похилою станиною, що сприяє організованому відведенню стружки

Таким чином, управління стружкоутворенням є не лише технологічним, а й безпековим завданням. Раціональне застосування засобів контролю стружки дозволяє знизити ризики травматизму, забезпечити стабільність виробничого процесу та підвищити загальний рівень промислової безпеки.

4.4 Висновки до 4 розділу

Розділ 4 засвідчив, що ефективна система охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях ґрунтується на комплексному управлінні ризиками, постійному моніторингу небезпечних чинників та інтеграції інформаційних технологій у процес прийняття рішень. Вона потребує узгодженості правових, економічних та організаційних механізмів із пріоритетом збереження життя і здоров'я працівників.

Важливим елементом є навчання та підготовка населення, яке здійснюється диференційовано за місцем роботи, навчання чи проживання. Такий підхід формує культуру безпеки, забезпечує готовність громадян до дій у кризових умовах та підвищує ефективність реагування на надзвичайні ситуації.

У виробничих процесах особливу роль відіграє управління стружкоутворенням, що має не лише технологічне, а й безпекове значення. Використання стружколомів, стружкозбирачів та конструкцій із похилою станиною дозволяє знизити ризики травматизму, забезпечити стабільність роботи обладнання та створити безпечне виробниче середовище.

ВИСНОВКИ

У першому розділі проведено аналітичний огляд сучасних багатошпиндельних токарних верстатів та їхніх компоновочних схем. Встановлено, що традиційні лінійні, радіальні та блокові конфігурації мають обмеження у випадках змінної номенклатури та цифрової інтеграції. Це підтвердило необхідність пошуку нових рішень, здатних забезпечити гнучкість і адаптивність у виробничих системах.

Виявлено, що існуючі методики опису компоновок не враховують просторову розбіжність шпинделів, що ускладнює систематизацію та порівняння технічних рішень.

У другому розділі визначено фактори, які впливають на вибір типорозмірів модульних елементів багатошпиндельного токарного верстата. Показано, що технологічні вимоги, кінематичні характеристики, конструктивні обмеження та стандартизація стикувальних поверхонь формують основу для створення гнучкої та ремонтпридатної системи.

Розглянуто конструктивні особливості шпиндельних вузлів і супортів, а також узагальнені кінематичні схеми приводів.

Виконано розрахунки гвинтового механізму подачі, які підтвердили його працездатність та відповідність експлуатаційним вимогам. Це дозволило оцінити точність і надійність роботи окремих вузлів, що є важливим для практичної реалізації проєктних рішень.

У третьому розділі сформовано методичну основу для проєктування багатошпиндельних систем. Запропоновано формалізований геометричний опис положення шпиндельного блоку через рівняння площини та операторну форму, що забезпечує узгодженість між математичною моделлю та просторовими перетвореннями.

Створено морфологічну матрицю, яка систематизує можливі варіанти компоновок і дозволяє генерувати альтернативні рішення відповідно до вимог точності, продуктивності та гнучкості.

У межах дослідження синтезовано компоновки багатошпindelних токарних верстатів, які демонструють можливість комбінаторного формування конструкцій, здатних адаптуватися до змінної номенклатури та інтегруватися у цифрові виробничі комплекси.

У четвертому розділі показано, що ефективність виробничих систем визначається не лише технічними параметрами, а й рівнем організації безпеки. Системи моніторингу небезпечних чинників дозволяють своєчасно виявляти ризики та приймати управлінські рішення, що знижує ймовірність аварій та формує цілісну систему промислової безпеки.

Розглянуто диференційовану систему навчання населення діям у надзвичайних ситуаціях, яка охоплює працююче, непрацююче населення та здобувачів освіти. Такий підхід формує культуру безпеки, забезпечує готовність громадян до реагування та практичні навички захисту.

Розглянуто питання щодо управління процесом стружкоутворення, як одного із елементів виробничої безпеки. Використання стружколомів, стружкозбирачів та конструкцій із похилою станиною дозволяє знизити ризики травматизму, забезпечити стабільність технологічного процесу та підвищити надійність роботи обладнання.

ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ

1. Bornemann Gewindetechnik. Screw Dimensioning Tool [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.bornemann-gewindetechnik.de/en/screw-dimensioning-tool/> (дата звернення: 23.11.2025).
2. Dual Spindle CNC Lathe DS-4636DY [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.smartlathe.com/products/ds-4636dy>. – Назва з екрана. – Дата звернення: 16.11.2025.
3. Ein- und Mehrspindel-Drehautomaten [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.werkstatt-betrieb.de/a/grundlagenartikel/ein-und-mehrspindel-drehautomaten-242136>. – Назва з екрана. – Дата звернення: 16.11.2025.
4. EMAG. MSC 5 DUO: High Speed Twin-Spindle CNC Lathe [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.emag.com/products-services/machines/turning-machines/classic-chucked-components-msc/msc-5-duo/>, – Назва з екрана. – Дата звернення: 16.11.2025.
5. FANUC Europe Corporation. *Drive Systems. Product overview*. – Luxembourg: FANUC Europe, 2023. – 52 с. – Режим доступу: https://www.fanuc.eu/~media/files/pdf/products/cnc/brochures/mbr-00546-fa_drives%20product%20overview-v5/drive-system-product-overview-en.pdf?la=it – Дата звернення: 23.11.2025.
6. Fully Automatic Double Spindle CNC Lathe Series [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.supercncmachine.com/product/fully-automatic-double-spindle-cnc-lathe-series/>, – Назва з екрана. – Дата звернення: 16.11.2025.
7. Gurauskas K. *The Reinvention of the Shear Type Coupling* [Електронний ресурс] // Fluid Power Journal. – 2019. – Режим доступу: <https://fluidpowerjournal.com/reinvention-shear-type-coupling/> (дата звернення: 18.11.2025).
8. Nahalyuk A., Krupa V. Modeling of a lathe bed using the method of topological optimization. Scientific journal of the Ternopil national technical

university. 2023. Vol. 111, no. 3. P. 67–75.

URL: https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2023.03.067

9. INDEX CNC multi-spindle machines: More productive with 8 spindles! [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.index-group.com/en/products/multi-spindle-machines/index-ms40-8>. – Назва з екрана. – Дата звернення: 16.11.2025.

10. Lathe Spindle – Troubleshooting Guide [Електронний ресурс] / Haas Automation. – Режим доступу: <https://www.haascnc.com/service/troubleshooting-and-how-to/troubleshooting/Lathe-Spindle-Troubleshooting-Guide.html#gsc.tab=0> (дата звернення: 18.11.2025).

11. Multi-Spindle CNC Copy Lathe Machine for Wood Turning [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.stylecnc.com/wood-lathe/3-axis-cnc-wood-lathe.html>. – Назва з екрана. – Дата звернення: 16.11.2025.

12. MYS Series – CNC Turning Centers [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.hurco.com/en-us/products/lathes/Pages/MY-MYS-mill-turn.aspx> – Назва з екрана. – Дата звернення: 16.11.2025.

13. Overview of Electric Built-in Spindles Used in CNC Lathe Tools [Електронний ресурс] / Smartlathe. – Режим доступу: <https://www.smartlathe.com/blogs/overview-of-electric-built-in-spindles-used-in-cnc-lathe-tools> (дата звернення: 18.11.2025).

14. PETERKA J. 5-axis machining on lathe with counter spindle [Електронний ресурс] // Materials Science and Technology. – 2010. – Vol. 2, No. 10. – ISSN 1335-9053. – Режим доступу: https://www.mtf.stuba.sk/buxus/docs/internetovy_casopis/2010/2/peterka.pdf, – Назва з екрана. – Дата звернення: 16.11.2025.

15. Saito J., Ito J., Ohtsyka T. Automatisierte Darstellung und Entwurfszeichnungen für Werkzeugmaschinen // Konstruktionen. – 1980. – Nr. 10.

16. Salje E., Redeher W. Konzipieren von Drehmaschinen. Ein Beispiel für das methodische Konstruieren spanender Werkzeugmaschinen // Konstruktionen. – 1975. – Nr. 6. – S. 240–245.

17. YAMA SEIKI. *TURNING CENTER GLS-1500 series* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.yamaseiki.com/yama_en/turning/horizontal/gls-1500/spindle.htm (дата звернення: 18.11.2025).

18. Бочков В. М., Сілін Р. І. Обладнання автоматизованого виробництва. Навчальний посібник / За ред. Сіліна Р. І. – Львів: Видавництво Державного університету “Львівська політехніка”, 2000. – 380с.

19. Використання багатофункціонального пакету MathCad при прогнозуванні параметрів металорізальних верстатів / Р. Скляров, В. Шанайда // Збірник тез доповідей XVI наукової конференції ТНТУ ім. Ів. Пулюя, 5-6 грудня 2012 року - Т. : ТНТУ, 2012 - Том II: Матеріалознавство та машинобудування. - С. 69.

20. Використання методу ітерацій для дослідження точності подач металорізальних верстатів / Кобельник В. Р, Крупа В. В., Тимошенко Н. М. Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво: тези допов. – Краматорськ: ДДМА, 2018. С. 78-80.

21. Гаврилюк С. Р. Структурно-компоновочний синтез багатомономенклатурних агрегатних верстатів : автореф. дис. ... канд. техн. наук / С. Р. Гаврилюк. – Харків, 1998. – 16 с.

22. Гагалюк А. В., Паливода Ю. Є. Процеси виготовлення машин. Частина 1: технологічні основи машинобудування : навчальний посібник Тернопіль: Осадца Ю. В., 2025. – 308 с.

23. Данильченко Ю. М., Кривошея А. В., Карська А. О., Сторчак М. Г., Пастернак С. І. Первинна генерація координатних кодів металорізальних верстатів // *Сучасні технології в машинобудуванні*. – 2011. – № 6. – С. 22–27.

24. Дослідження розсіювання величин подач токарних верстатів в імовірнісному аспекті / В. В. Крупа та ін. Вісник Херсонського національного технічного університету. 2023. № 4(83). С. 16–28.
URL: <https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2022.4.2>

25. Жданов Б. І. Концепція та інженерна методологія проектування віртуального техпроцесу механообробки в машинобудуванні : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Б. І. Жданов. – Київ, 1997. – 25 с.

26. Іванов В. О. Вибір оптимальних компоновок верстатних пристроїв для верстатів з ЧПК : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. О. Іванов. – Харків : НТУ «ХП», 2010. – 20 с.

27. Ковалевський С. В., Ковалевська О. С. Кодування інформації як основа створення інноваційних виробничих систем // *Вісник Національного технічного університету «ХП»*. Серія: *Технології в машинобудуванні*. – 2018. – № 6 (1282). – С. 132–135.

28. Кривий П. Д., Крупа В. В. Геометричні та математичні моделі формування шорсткості циліндричних поверхонь при точінні та розточуванні. *Вісник ЖДТУ*. Серія "Технічні науки". 2011. Т. 1, № 2(53). С. 44–55. URL: <http://vtn.ztu.edu.ua/article/view/70846>.

29. Крижанівський В. А., Кузнецов Ю. М., Валявський І. А., Скляр Р. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. Під ред. Ю. М. Кузнецова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.

30. Крупа В. В. Теорія технічних систем: особливості побудови створення та розвитку: навчальний посібник / Володимир Крупа. – Тернопіль : Осадца Ю. В., 2023. – 308 с.

31. Крупа В. В., Кобельник В. Р. Призначення режимів різання при точінні табличним методом : Навчальний посібник - практикум. Тернопіль : ФОП ПАЛЯНИЦЯ, 2025. 144 с

32. Кузнецов Ю. М. Теорія технічних систем / Ю. М. Кузнецов, І. В. Луців, С. А. Дубиняк. – К. – Тернопіль, 1997. – 310 с.

33. Кузнецов Ю. М., Хамуйела Жоакім А. Г., Хамуйела Т. О. Морфологічний синтез верстатів і їх механізмів: Монографія / За ред. Кузнецов Ю. М. - К. : ТОВ«Гнозис», 2012. - 416с.

34. Кузнецов Ю. М. Багаторівневий морфологічний синтез малогабаритних фрезерних верстатів з комп'ютерним управлінням / Ю. М.

Кузнєцов, О. О. Степаненко, Герра Ж. А. Хамуйєла // Scientific Journal Technological Complexes, No2 (8), Луцьк, ЛНТУ 2013, ISSN 2304-4519. - С.19 - 26.

35. Кузнєцов Ю. М., Склярів Р. А. Формалізований опис шпиндельного вузла як основної компоненти багатошпиндельного токарного автомата. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. - Краматорськ : ДДМА, 2009. - Вип. 25. – С. 139-146

36. Кузнєцов Ю. М., Склярів Р. А., Прогнозування розвитку технічних систем : навч. посібник / Ю. М. Кузнєцов, Р. А. Склярів; під ред. Ю. М. Кузнєцова. – К. : ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗІС», 2004. – 323 с.

37. Мезенцева І. О. Безпека виробничих процесів і устаткування : навчальний посібник для студентів спеціальності 263 – Цивільна безпека, освітня програма – Охорона праці. Частина І. Організаційні та технічні заходи безпеки трудового процесу / І. О. Мезенцева. – НТУ «ХПІ», Харків, 2022. – 246 с.

38. Павленко І. І., Мажара В. А. Роботизовані технологічні комплекси. Монографія – Кропивницький: Видавництво ТОВ «КОД». 2019. – 382 с.

39. Паливода Ю. Є. Інструментальні матеріали, режими різання, технічне нормування механічної обробки : навчально-методичний посібник / Паливода Ю. Є., Дячун А. Є., Лещук Р. Я. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. – 240 с.

40. Петров О. В., Піонткевич О. В., Буда А. Г., Коломієць В. С. Застосування CAD/CAE-системи Solidworks у задачах аналізу міцності деталей верстатних пристосувань. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2024. Вип. 19, № 1. С. 95–102. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2024-19-1-95-102>.

41. Приходько О. Ю. Моделювання ефективних компоновочних рішень при виборі структури та параметрів агрегатних верстатів середнього розміру : автореф. дис. ... канд. техн. наук / О. Ю. Приходько. – Харків, 1998. – 19 с.

42. Системи автоматизованого проектування верстатів. Навчальний посібник / О. Ф. Гордєєв, П. О. Захаров. – Луцьк : ЛП, 1997, 123 с.

43. Скляр Р. А., Гребенюк Н. В. Особливості опису положення шпиндельного вузла в компонованні токарних верстатів побудованих на агрегатно-модульному принципі // *Актуальні задачі сучасних технологій* : зб. тез доповідей XIV міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11–12 груд. 2025 р.) / М-во освіти і науки України, Терн. нац. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2025. – С. 122–124.

44. Скляр Р. А., Шанайда В. В. Прогнозування технічних характеристик металорізальних верстатів з використанням нейронних мереж // *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку* : матеріали XXIII Міжнародної науково-технічної конференції, 28–31 травня 2025 р. / за заг. ред. В. Д. Ковальова. – Краматорськ–Тернопіль–Свалява : ДДМА, 2025. – С. 252.

45. Скляр Р., Гагалюк А. Використання методу нейронних мереж для прогнозування металорізальних верстатів // *Матеріали XXI наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя (Машинознавство та машинобудування)*, 16–17 травня 2019 р., Тернопіль. – Тернопіль, 2019. – С. 34.

46. Цивільна безпека: магістерський курс / за загальною редакцією В. І. Федорчук-Мороз. Луцьк, ЛНТУ, 2024. 441 с.

47. Цивільний захист: підручник / [А. С. Беліков, В. С. Коротаєв, В. А. Шаломов, С. В. Подкопаєв та ін.]; під заг. ред. засл. діяча науки і техніки України, д.т.н., проф. А. С. Белікова. – Дніпро : Журфонд, 2024. – 516 с.

48. Четвержук Т. І., Полінкевич Р. М., Редько Р. Г., Скляр Р. А. Системний підхід як основа автоматизації проектування та модернізації токарного верстатного обладнання // *Прикладні науково-технічні дослідження* : матеріали V міжнар. наук.-прак. конф., 5-7 квіт. 2021 р. – Академія технічних наук України. – Івано-Франківськ : Видавець Кушнір Г. М. – 2021. – 436с, - С. 157-159

49. Четвержук Т. І., Статистичне моделювання технічних характеристик металорізальних верстатів / Четвержук Т. І., Полінкевич Р. М., Редько Р. Г., Залета О. М., Скляр Р. А. // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцьк, - 2021. Випуск No71, С. 322-329.

50. Чуприна В. М. Наукові основи оцінки динамічної якості верстатів і їх вузлів при агрегатно-модульному проектуванні : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.03.01 – процеси механічної обробки, верстати та інструменти / Чуприна Володимир Михайлович. – Київ, 2017. – 38 с.

51. Шанайда В. В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках. Тернопіль : Вид-во ТДТУ, 2001. 163 с.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Компоновки шпиндельних блоків багатшпиндельних токарних верстатів

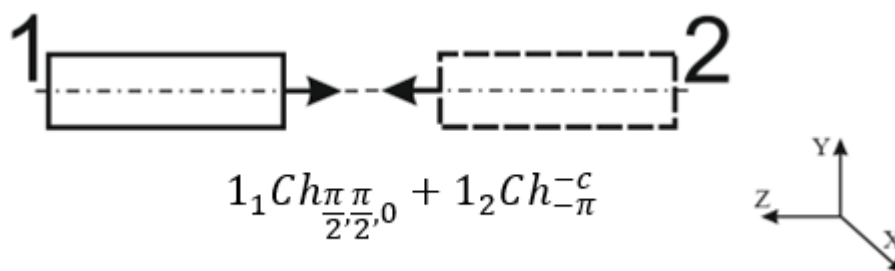


Рисунок А.1 - Співвісно зустрічна конфігурація розміщення шпинделів

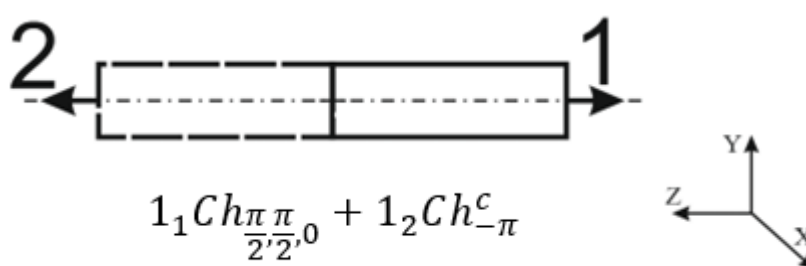


Рисунок А.2 - Співвісно розвернута конфігурація розміщення шпинделів

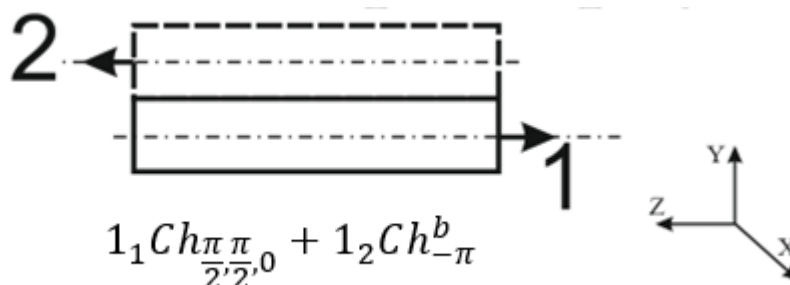


Рисунок А.3 - Паралельно розвернута конфігурація розміщення шпинделів

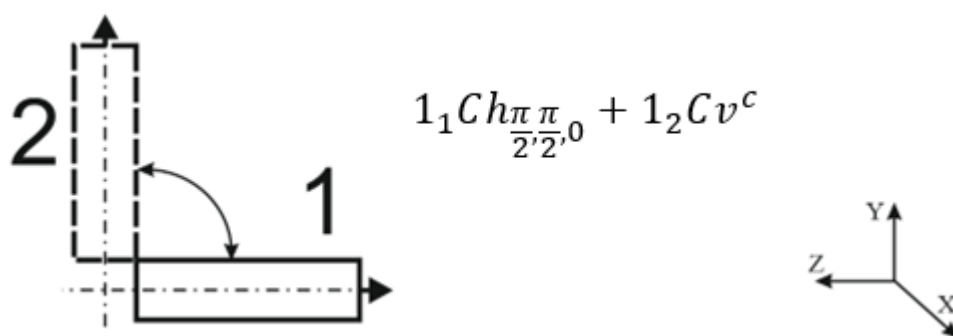


Рисунок А.4 - Кутова розвернута конфігурація розміщення шпинделів

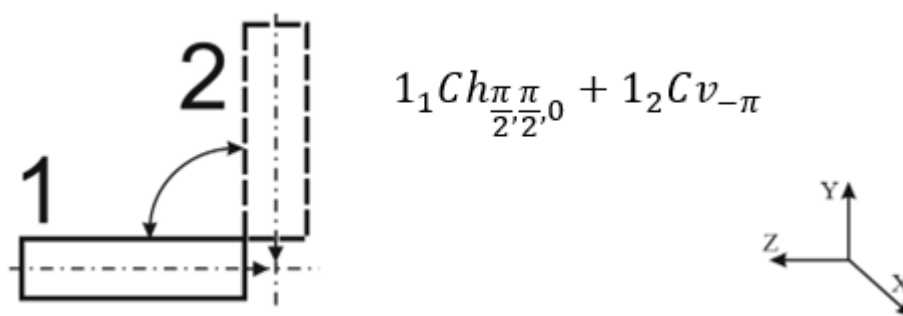


Рисунок А.5 - Кутова зустрічна конфігурація розміщення шпинделів

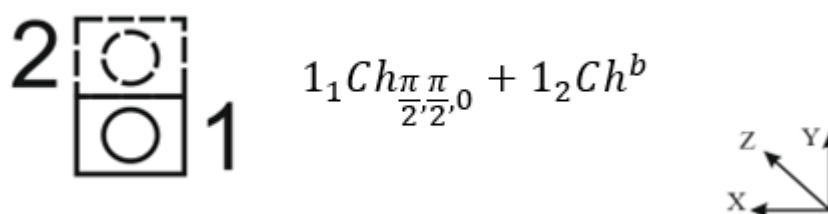


Рисунок А.6 - Вертикальна конфігурація розміщення шпинделів

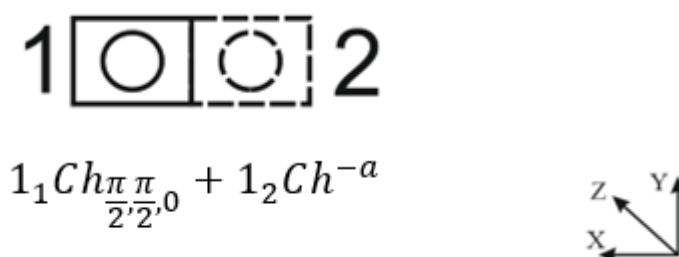


Рисунок А.7 - Горизонтальна конфігурація розміщення шпинделів

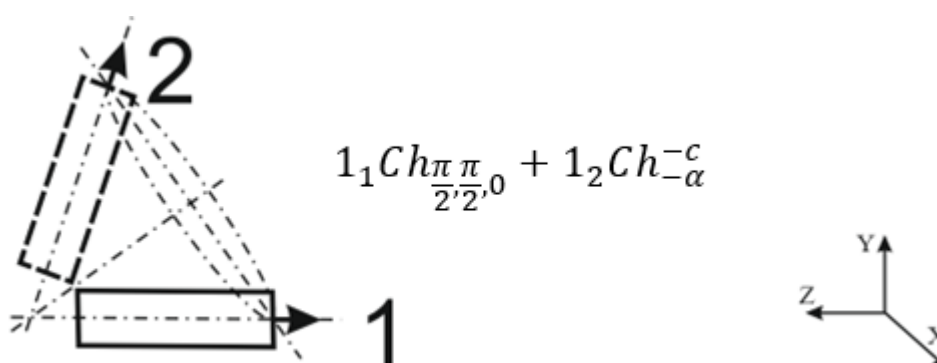


Рисунок А.8 - Конусоподібна конфігурація розміщення шпинделів

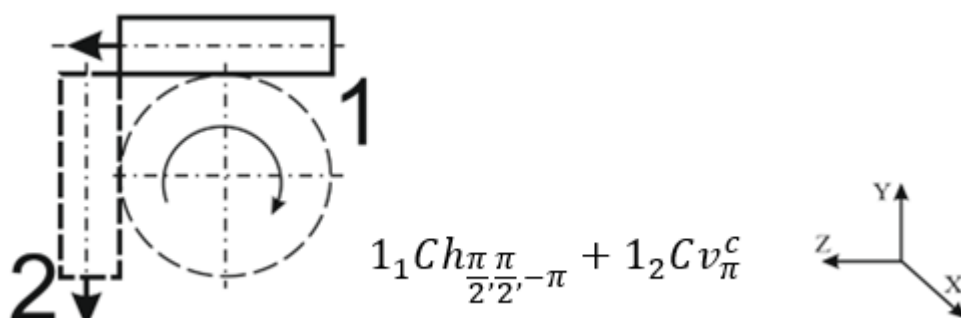


Рисунок А.9 - Тангенціальна конфігурація розміщення шпинделів

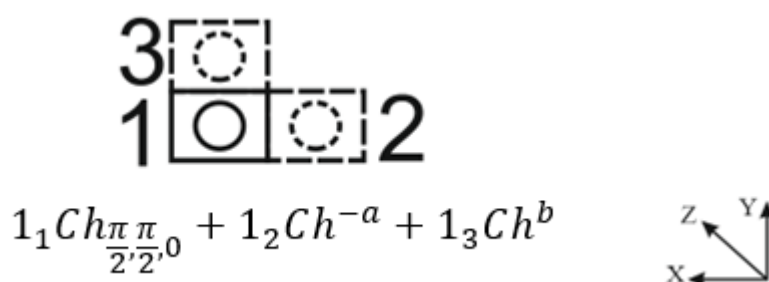


Рисунок А.10 - Вертикально-горизонтальна конфігурація розміщення шпинделів

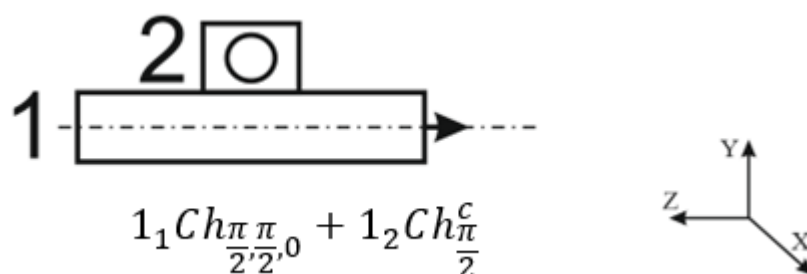


Рисунок А.11 - Хрестоподібна конфігурація розміщення шпинделів

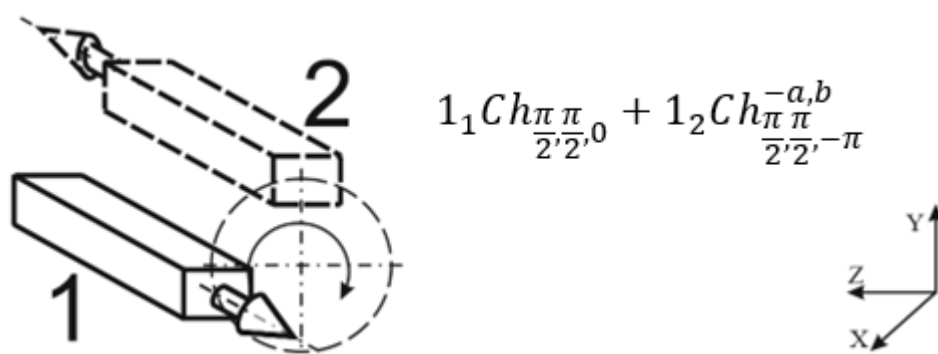


Рисунок А.12 - Циліндрична двостороння конфігурація розміщення шпинделів

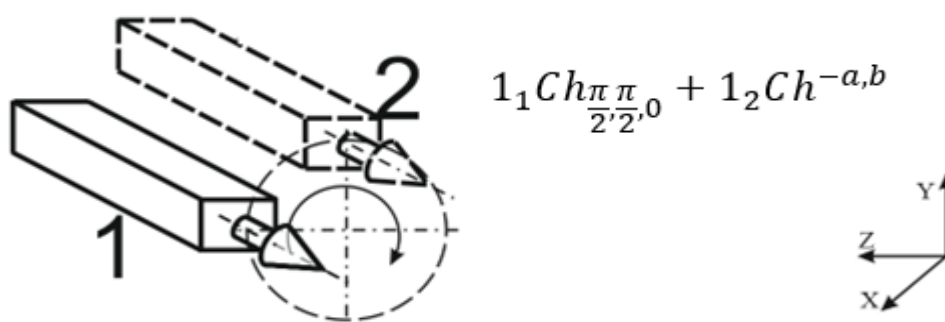


Рисунок А.13 - Циліндрична одностороння конфігурація розміщення шпинделів

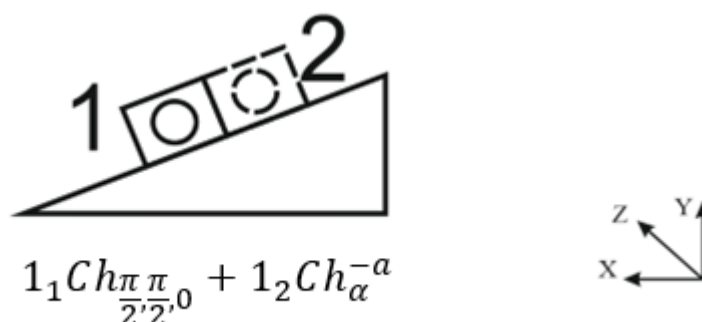


Рисунок А.14 - Похила конфігурація розміщення шпинделів

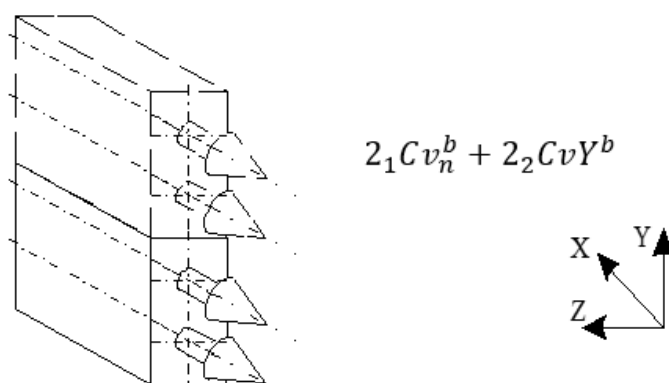


Рисунок А.15 - Вертикальна конфігурація розміщення здвоєних шпиндельних блоків

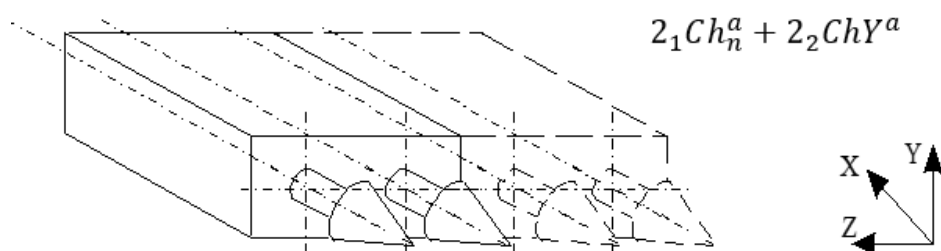


Рисунок А.16 – Горизонтальна конфігурація розміщення здвоєних шпиндельних блоків

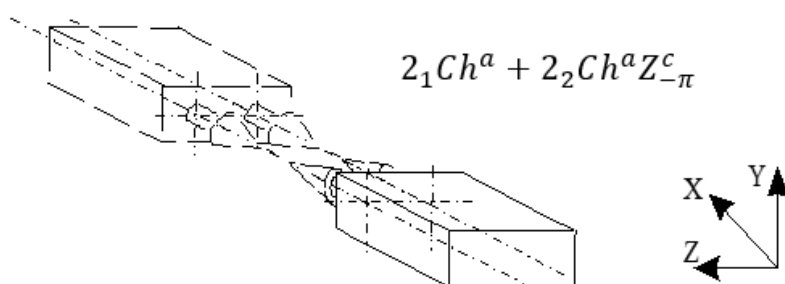


Рисунок А.17 – Співвісно-зустрічна конфігурація розміщення здвоєних шпindelьних блоків

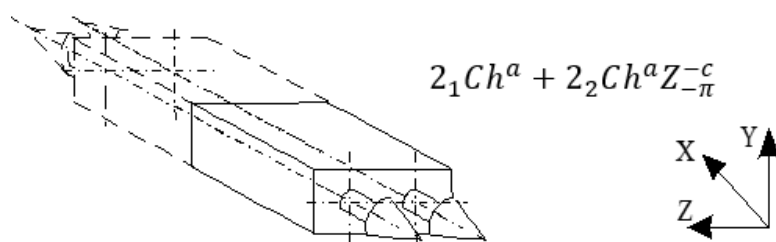


Рисунок А.18 – Співвісно-розвернута конфігурація розміщення здвоєних шпindelьних блоків

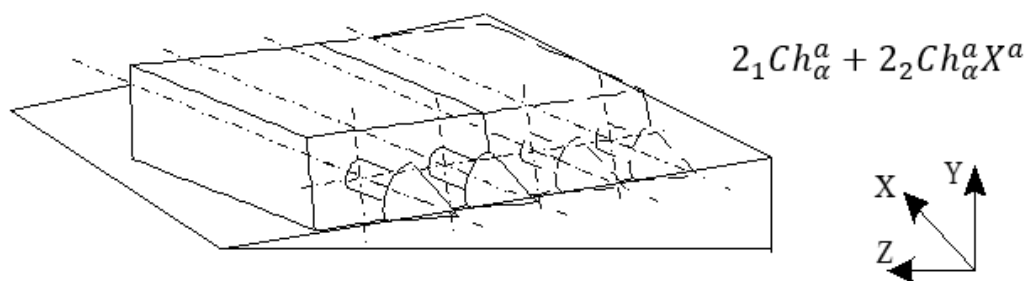


Рисунок А.19 – Похила конфігурація розміщення здвоєних шпindelьних блоків

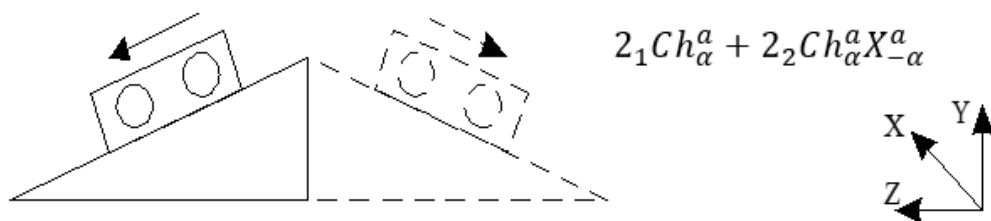


Рисунок А.20 – Похила конфігурація розміщення здвоєних шпindelьних блоків

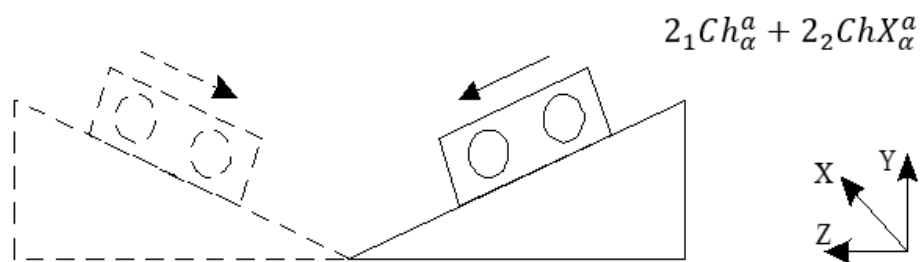


Рисунок А.21 - Похила випукла конфігурація розміщення здвоєних шпиндельних блоків

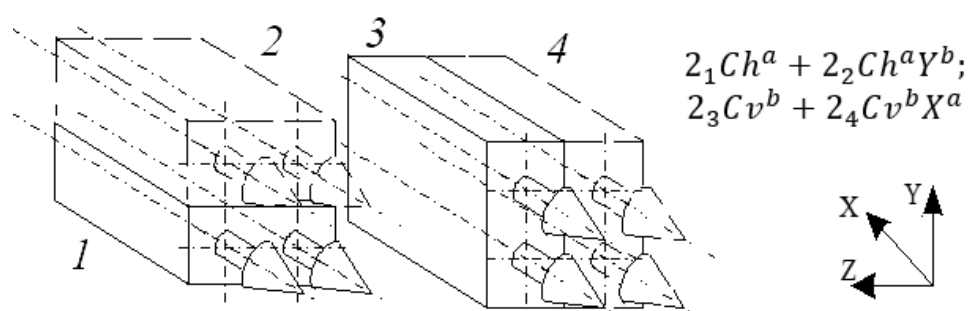


Рисунок А.22- Вертикально-горизонтальна конфігурація розміщення здвоєних шпиндельних блоків

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Маріборський університет (Словенія)
Технічний університет у Кошице (Словаччина)
Вільнюський технічний університет ім. Гедимінаса (Литва)
Краківський економічний університет (Польща)
Вроцлавський економічний університет (Польща)
Університет «Опольська Політехніка» (Польща)
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Вінницький національний аграрний університет
Львівський національний університет ім. І. Франка
Головне управління Пенсійного фонду в Тернопільській області
Наукове товариство ім. Шевченка
Тернопільський обласний комунальний інститут післядипломної педагогічної освіти
Сумський державний педагогічний університет
Запорізький національний університет

АКТУАЛЬНІ ЗАДАЧІ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Збірник

тез доповідей

**XIV Міжнародної науково-технічної
конференції молодих учених та студентів
11-12 грудня 2025 року**



**УКРАЇНА
ТЕРНОПІЛЬ – 2025**

45.	П.А. Сивітун, Р.В. Куп, Я.В. Метак ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ФОРМУВАННЯ КАНАВОК СПЕЦІАЛЬНИМ ІНСТРУМЕНТОМ		119
46.	М.М. Семькін, І.А. Трофименко, В.А. Москаленко ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ АРХІТЕКТУРНО-КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ У ПРОЕКТАХ РЕКОНСТРУКЦІ ТА НОВОГО БУДІВНИЦТВА		120
47.	Б. Р. Сатін КЛАСИФІКАЦІЯ ПЛЯШОК ДЛЯ РОЗЛИВУ МІНЕРАЛЬНОЇ ВОДИ		121
48.	Р.А. Скарнов, Н.В. Гребенюк ОСОБЛИВОСТІ ОПИСУ ПОЛОЖЕННЯ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА В КОМПОНУВАННІ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ ПОБУДОВАНИХ НА АГРЕГАТНО-МОДУЛЬНОМУ ПРИНЦИПІ		122
49.	Р.А. Скарнов, Б.І. Штук РОЗРОБКА СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ ТА МОДЕЛЮВАННЯ СЛІДКУЮЧОЇ СИСТЕМИ МЕХАНІЗМУ ЖИВЛЕННЯ БАГАТОЦІЛЬОВИХ ВЕРСТАТІВ		124
50.	О.А. Юр'єв, Л.М. Слободян, О.П. Цюнь ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ НАПРУЖЕНЬ ШІНЕКА ПРИ ПЕРЕХОДІ ЧЕРЕЗ РЕЗОНАНС У ГВИНТОВОМУ ЗАВАНТАЖУВАЧІ		126
<u>СЕКЦІЯ 4</u> <u>СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ НА ТРАНСПОРТІ</u>			
1.	В.Я. Бабій, Р.М. Меленчук, Н.В. Тхір ТРИБОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПОРІЗКИ АВТОМОБІЛЬНИХ ШИН		130
2.	М.В. Бабій, В.Т. Матвійшин, Я.О. Капустинський ДИНАМІКА ТА ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ АВТОМОБІЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ В УКРАЇНІ У КОНТЕКСТІ СТРУКТУРНИХ ЗМІН ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ		132
3.	В.З. Балач, О.П. Цюнь, М.Ю. Заблоцький ОРГАНІЗАЦІЯ РЕГУЛЯРНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ У ТЕРИТОРІАЛЬНИХ ГРОМАДАХ		134
4.	Т. Д. Бегон, М.А. Ребез ОПТИМІЗАЦІЯ СТРАТЕГІЇ ЕНЕРГОМЕНЕДЖМЕНТУ ГІБРИДНОГО ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ НА ОСНОВІ ДИНАМІЧНОГО ПРОГРАМУВАННЯ		135
5.	Н.Ю. Бенедюк, А.М. Колоденний ОБҐРУНТУВАННЯ СИЛОВИХ ТА КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ПОРІЗКИ АВТОМОБІЛЬНИХ ШИН		137
6.	М. Р. Білоус, М. Ю. Білоус, В. М. Кучірка РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ОЦІНКИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ І ЕКОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ ТИПУ EREV		140
7.	Ю.Д. Болорак, В.Я. Літвінський, М.А. Олійник ТЕХНІЧНА ДІАГНОСТИКА АВТОМОБІЛЯ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ		142
8.	М.В. Гавришшин ПІДВИЩЕННЯ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗУПИНЮЧНИХ ПУНКТІВ МІСЬКОГО ПАСАЖИРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ В УМОВАХ ФОРМУВАННЯ ГРУП ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ		144

одноразові PET-пляшки мають значно вищу ефективність за показником «об'єм напою / вага тари», ніж багаторазові тари.[2]

Ще одним важливим фактором є її об'єм та енергоефективність. Об'єм пляшки впливає не лише на зручність для споживача, але й на співвідношення тари до рідини: більші об'єми можуть знижувати відносну вагу тари на одиницю напою, покращуючи економічну та екологічну ефективність.

Не забуваємо і про екологію. У класифікації не можна оминати аспектів екологічності (витрати ресурсів, утилізація, повторне використання) та безпеки (міграція речовин з упаковки, вплив матеріалу на якість води). Наведене дослідження підкреслює, що матеріал тари впливає на втрати CO₂, водяну втрату та, відповідно, на термін придатності води.

Хотілося б дати декілька рекомендацій щодо класифікації для виробника. Виробникам мінеральної води доцільно розробити власну систематику тарної упаковки, що враховує: матеріал, об'єм, багаторазовість, цільовий сегмент споживачів, екологічні стандарти.

Наприклад: «Скло/0,7л/одноразова/преміум», «PET/1,5л/багаторазова/масмаркет». Така класифікація спрощує стандартизацію, закупки, логістику, маркетинг.

Підсумовуючи можна констатувати, що класифікація пляшок для розливу мінеральної води має комплексний характер і повинна враховувати не лише технічні параметри тари (матеріал, об'єм, тип), але й економічно-екологічні аспекти. Відповідна систематизація сприяє оптимізації витрат, підвищенню споживчої привабливості та зменшенню негативного впливу на довкілля.

Література

1. Gress A., Müller K., Sänglerlaub S. Packaging Material Use Efficiency of Commercial PET and Glass Bottles for Mineral Water. *Beverages*. 2024;10(2):25. <https://doi.org/10.3390/beverages10020025>
2. Welle F. Packaging material made from polyethylene terephthalate (PET). *DLG Expert Report 04-2016*. Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft (DLG). 2016. Available at: <https://www.dlg.org/en/mediacenter/food-technology/dlg-expert-report-04-2016-packaging-material-made-from-polyethylene-terephthalate-pet>.

УДК 621.91.06

Р.А. Склярів, к.т.н.; Н.В. Гребенюк

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ОСОБЛИВОСТІ ОПИСУ ПОЛОЖЕННЯ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА В КОМПОНУВАННІ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ ПОБУДОВАНИХ НА АГРЕГАТНО-МОДУЛЬНОМУ ПРИНЦИПІ

R.A. Skliarov, Ph.D; N.V. Hrebeniuk

Ternopil Ivan Puluj National Technical University

SPECIFICS OF SPINDLE UNIT POSITIONING IN THE LAYOUT OF LATHES DESIGNED ON THE AGGREGATE-MODULE PRINCIPLE

У сучасній науково-технічній літературі простежується виразна тенденція до перегляду базових принципів конструювання верстатного обладнання. Особливий акцент робиться на його інтеграцію в автоматизовані та гнучкі виробничі системи. Дослідники зосереджують увагу на оптимізації структурних рішень, створенні нових компоновальних

моделей та забезпеченні високої адаптивності технологічних комплексів до змінного асортименту продукції.

Проведений аналіз літературних джерел підтвердив актуальність теми та різноманітність підходів до опису компоновки верстатів. У роботі [1] обґрунтовано застосування фасетного методу класифікації для структурного опису та кодування конструкцій верстатів із паралельною кінематикою. Запропонована система забезпечує формалізацію ознак конструктивних елементів у вигляді кодів, що відкриває можливості для автоматизованої обробки, варіативності компоновок та реконфігурації виробничих систем.

У публікації [2] розроблено метод первинної генерації координатних кодів металорізальних верстатів, який ґрунтується на геометрії відтворюючих ліній оброблюваних поверхонь. Використання матриць перетворення координат дозволяє формалізувати функції формоутворення та встановити їхній зв'язок зі структурою виконавчих вузлів верстату, що створює основу для синтезу нових компоновок і вдосконалення технологічних рішень.

У роботах [3, 4] розглянуто формалізовані методи опису компоновки металорізальних верстатів із використанням стандартизованих позначень кінематичних функцій та структурних елементів. У [3] застосовано систему VDI 3255 для опису переміщень і орієнтації вузлів, а у [4] рухи подано у послідовності передачі енергії від приводу до інструмента, використовуючи символи X, Y, Z для лінійних та A, B, C для обертальних переміщень за стандартом JIS B6310. Це забезпечує уніфікований опис кінематичної структури з урахуванням функціонального навантаження.

У публікації [5] запропоновано опис положення шпиндельного блока через рівняння площини торця та операторну форму, що уточнює орієнтацію нормалі, координати центра й параметри переміщення. Такий підхід дозволяє формалізувати просторове розташування вузла та забезпечує його узгодженість із кінематичною структурою верстата. Водночас аналіз цієї роботи показав наявність неоднозначності у позначеннях типу 1Ch, 2Ch: числовий префікс може інтерпретуватися як множник, номер блока або кількість шпинделів. Це ускладнює систематизацію та потребує уточнення правил інтерпретації для уникнення двозначності.

При побудові верстатів на агрегатно-модульному принципі можуть застосовуватись як одношпиндельні, так і багатошпиндельні блоки (див. рис. 1). Для уникнення двозначності у позначеннях запропоновано уточнену систему маркування, яка враховує кількість шпинделів, просторову орієнтацію та положення блока в координатному просторі.

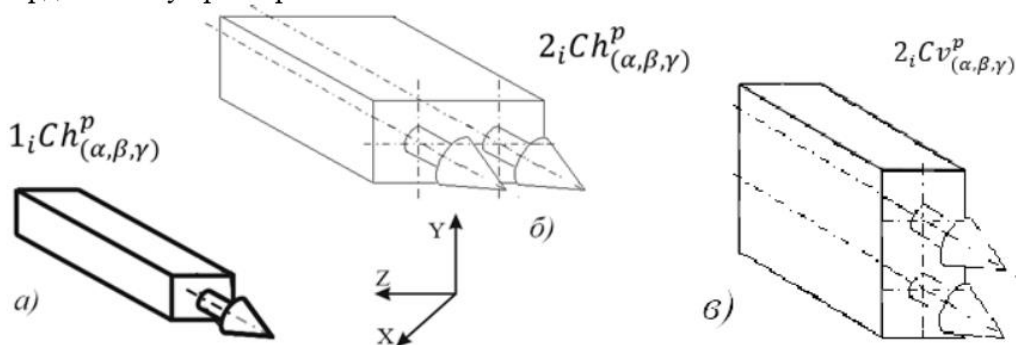


Рисунок 1. Приклади опису шпиндельних блоків:

- а) одношпиндельний блок - $1_iCh^p_{(\alpha,\beta,\gamma)}$; б) двошпиндельний горизонтальний блок - $2_iCh^p_{(\alpha,\beta,\gamma)}$; в) двошпиндельний вертикальний блок - $2_iCv^p_{(\alpha,\beta,\gamma)}$

Для уникнення неоднозначності у трактуванні позначень запропоновано вдосконалену систему класифікації шпиндельних блоків.

Одношпиндельний блок записується у вигляді:

$$1_i Ch_{(\alpha, \beta, \gamma)}^p \quad (1)$$

де, i - позначає порядковий номер блока в загальній структурі; (α, β, γ) - набір параметрів, що визначають просторову орієнтацію нормалі до торцевої площини; p - показник, який задає відстань від початку координат до цієї площини вздовж нормалі.

Двошпиндельні блоки можуть мати два варіанти позначення:

$$2_i Ch_{(\alpha, \beta, \gamma)}^p \quad (2)$$

або

$$2_i Cv_{(\alpha, \beta, \gamma)}^p \quad (3)$$

де, i - відповідає номеру вузла з двома шпинделями, що мають спільну базову площину та фіксовану геометрію; Ch використовується для горизонтального блока, коли осі шпинделів спрямовані вздовж координатної осі X ; Cv застосовується для вертикального блока, коли осі шпинделів орієнтовані вздовж координатної осі Z .

Запропоновані позначення дозволяють чітко відрізнити одно- та двошпиндельні вузли, уникати плутанини у числових префіксах та забезпечують однозначне визначення їхнього положення й орієнтації у компоновці верстата.

Література

1. Ковалевський С. В., Ковалевська О. С. Кодування інформації як основа створення інноваційних виробничих систем // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Технології в машинобудуванні. – 2018. – № 6 (1282). – С. 132–135.
2. Данильченко Ю. М., Кривошея А. В., Карська А. О., Сторчак М. Г., Пастернак С. І. Первинна генерація координатних кодів металорізальних верстатів // *Сучасні технології в машинобудуванні*. – 2011. – № 6. – С. 22–27.
3. Salje E., Redeher W. Konzipieren von Drehmaschinen. Ein Beispiel für das methodische Konstruieren spanender Werkzeugmaschinen // *Konstruktionen*. – 1975. – Nr. 6. – S. 240–245.
4. Saito J., Ito J., Ohtsyka T. Automatisierte Darstellung und Entwurfszeichnungen für Werkzeugmaschinen // *Konstruktionen*. – 1980. – Nr. 10.
5. Кузнецов Ю. М., Скляр Р. А. Формалізований опис шпиндельного вузла як основної компоненти багатошпиндельного токарного автомата. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. - Краматорськ : ДДМА, 2009. - Вип. 25. – С. 139-146

УДК 621.91.06

Р.А. Скляр, к.т.н.; Б.І. Штик

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

РОЗРОБКА СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ ТА МОДЕЛЮВАННЯ СЛІДКУЮЧОЇ СИСТЕМИ МЕХАНІЗМУ ЖИВЛЕННЯ БАГАТОЦІЛЬОВИХ ВЕРСТАТІВ

R.A. Skliarov, Ph.D; B.I. Shtyk

DEVELOPMENT OF A STRUCTURAL SCHEME AND SIMULATION OF THE FOLLOW-UP CONTROL SYSTEM OF THE FEEDING MECHANISM OF MULTI-PURPOSE MACHINE TOOLS

У сучасних виробничих системах важливе місце займають механізми живлення, що забезпечують автоматизовану подачу заготовок у зону обробки. Їх застосування підтримує безперервність технологічного процесу, скорочує час допоміжних операцій, мінімізує