

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Теоретичний аналіз діаметральних похибок при багатолезовій токарній обробці консольно-закріплених циліндричних деталей

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

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

	_____	<u>Жолодзь Р.В.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник	_____	<u>Волошин В.Н.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	_____	<u>Ярема І.Т.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	_____	<u>Кобельник В.Р.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Рецензент	_____	_____
	(підпис)	(прізвище та ініціали)

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
Кобельник В.Р.
(підпис) (прізвище та ініціали)
« » грудня 2021 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»
(шифр і назва спеціальності)
студенту Жолодзь Руслану Владиславовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Теоретичний аналіз діаметральних похибок при багатолезовій
токарній обробці консольно-закріплених циліндричних деталей

Керівник роботи Волошин Віталій Несторович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «24» 09 2021 року № 4/7-788

2. Термін подання студентом завершеної роботи 14.12.2021р.

3. Вихідні дані до роботи Матеріали по токарних верстатах з ЧПК для багатолезової
обробки; конструкторська документація по приводах подач токарних верстатів з ЧПК;
матеріали наукових робіт в області багатолезової токарної обробки

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналітичний розділ
2. Дослідно-проектний розділ
3. Науково-дослідна частина
4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1. Пристрої та способи підвищення точності обробки консольно-закріпленої заготовки
2. Багатоірицеве токарне оснащення для обробки деталей малої жорсткості
3. Компоновки токарних верстатів з ЧПК для паралельної токарної обробки
4. Кінематична схема двосупортного токарного верстата з ЧПК
5. Привід поздовжніх переміщень нижнього супорта (складальне креслення)
6. Розрахункова схема для визначення пружних деформацій консольно-закріпленої деталі при паралельній токарній обробці
7. Математична модель пружних деформацій консольно-закріпленої деталі при паралельній токарній обробці
8. Результати моделювання діаметральних похибок при багатолезовій токарній обробці консольно-закріплених циліндричних деталей

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., асистент Сенік А.А.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викладач Клепчик В.М.		
Нормоконтроль	к.т.н., доцент Ярема І.Т.		

7. Дата видачі завдання 28.09.2021р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз проблематики кваліфікаційної роботи	Тиждень 1	
2.	Аналіз способів забезпечення потрібної точності токарної обробки деталей малої жорсткості та наукових досліджень в області точності паралельної токарної обробки циліндричних деталей	Тиждень 3	
3.	Постановка мети і завдань дослідження	Тиждень 4	
4.	Розробка кінематичної схеми двосупортного токарного верстату з ЧПК для реалізації дволезової обробки	Тиждень 5	
5.	Проектування конструкції приводу поздовжніх подач нижнього супорта двосупортного токарного верстату з ЧПК	Тиждень 6	
6.	Розробка розрахункової схеми для визначення пружних деформацій	Тиждень 7	
7.	Розробка математичної моделі для визначення пружних деформацій	Тиждень 8	
8.	Обговорення та аналіз отриманих результатів	Тиждень 9	
9.	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	Тиждень 10	
10.	Оформлення кваліфікаційної роботи	Тиждень 11	
11.	Захист кваліфікаційної роботи	Тиждень 12	

Студент

_____ (підпис)

Жолодзь Р.В.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Волошин В.Н.

_____ (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Жолодзь Р.В. «Теоретичний аналіз діаметральних похибок при багатолезовій токарній обробці консольно-закріплених циліндричних деталей». 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2021 р.

Zholodz R.V. «Theoretical analysis of diametral errors in multi-blade turning of cantilever fitted cylindrical parts». 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2021.

У кваліфікаційній роботі вирішено важливу науково-прикладну задачу встановлення впливу жорсткості пристроїв для затиску консольно-закріплених циліндричних деталей на діаметральні похибки при багатолезовій обробці на двосупортних токарних верстатах з ЧПК. Розроблена кінематична схема двосупортного токарного верстату з ЧПК для реалізації дволезової обробки консольно-закріплених циліндричних деталей. Спроектовано конструкцію приводу поздовжніх подач нижнього револьверного супорта двосупортного токарного верстата з ЧПК. Розроблено математичну модель пружних деформацій консольно-закріпленої деталі при паралельній дворізцевій токарній обробці. За допомогою розробленої моделі проведено моделювання впливу на діаметральні похибки поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем, діаметру оброблюваної деталі, величини радіальних складових сил різання та кутової податливості затискного патрона.

ЗМІСТ

ВСТУП

1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

- 1.1. Аналіз способів забезпечення потрібної точності токарної обробки консольно-закріплених циліндричних деталей
- 1.2. Паралельна токарна обробка нежорстких деталей та її переваги в порівнянні з однорізцевою
- 1.3. Аналіз наукових досліджень в області точності паралельної токарної обробки циліндричних деталей
- 1.4. Аналіз компоновок токарних верстатів з ЧПК для паралельної токарної обробки циліндричних деталей
- 1.5. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження

2. ДОСЛІДНО-ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

- 2.1. Розробка кінематичної схеми двосупортного токарного верстату з ЧПК для реалізації дволезової обробки консольно-закріплених циліндричних деталей
- 2.2. Проектування конструкції приводу поздовжніх подач нижнього супорта двосупортного токарного верстату з ЧПК
 - 2.2.1. Вибір типу та структури приводу
 - 2.2.2. Вихідні дані для розрахунку
 - 2.2.3. Розрахунок механічної частини приводу
 - 2.2.3.1. Визначення діаметра ходового гвинта, кроку різі та осьової жорсткості
 - 2.2.3.2. Розрахунок ходового гвинта на поздовжню стійкість та вібростійкість
 - 2.2.3.3. Розрахунок передачі гвинт гайка на статичну міцність та довговічність
 - 2.2.4. Вибір електродвигуна приводу подач
 - 2.2.4.1. Визначення приведених до валу двигуна моментів опору від сил різання та сил тертя
 - 2.2.4.2. Попередній вибір двигуна

2.2.4.3 Визначення моменту опору, що переборює двигун при розгоні

2.2.4.4. Перевірка вибраного двигуна по середньому динамічному моменту

2.2.5. Опис конструкції та принципу дії приводу

2.3. Висновки по розділу 2

3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Розробка математичної моделі пружних деформацій консольно-закріпленої деталі при паралельній токарній обробці

3.1.1. Розробка розрахункової схеми для визначення пружних деформацій

3.1.2. Розробка математичної моделі для визначення пружних деформацій

3.2. Обговорення та аналіз отриманих результатів

3.3. Висновки по розділу 3

4. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Характеристика двосупортного токарного верстату з ЧПК для реалізації дволезової обробки з точки зору охорони праці

4.2. Організація робочого місця

4.3. Заходи по забезпеченню безпечної роботи двосупортного токарного верстату з ЧПК для реалізації дволезової обробки

4.4. Заходи з підвищення стійкості механічного цеху у надзвичайних ситуаціях

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

БІБЛІОГРАФІЯ

ДОДАТКИ

ВСТУП

Сучасний етап розвитку машинобудування характеризується широким використанням верстатів і верстатних комплексів з числовим програмним управлінням. Задача підвищення продуктивності сучасних токарних верстатів з ЧПУ та верстатних систем на їх основі в умовах багатомоделного виробництва, високошвидкісної і прецизійної обробки деталей є пріоритетною для більшості фірм-виробників.

Паралельній токарній обробці приділяється значна увага в різних галузях виробництва через її переваги в порівнянні з традиційною однорізцевою обробкою. Очевидно, що одночасне використання додаткових різальних інструментів збільшує швидкість зняття матеріалу і, очевидно, продуктивність процесу точіння. Окрім того, при одночасному обточуванні декількома інструментами можна налаштовувати додаткові параметри процесу та геометрії для підвищення стабільності. Різна конфігурація компонентів технологічної оброблювальної системи, тобто різців і заготовки, по відношенню один до одного, забезпечує можливість виконання різних видів операцій одночасно. Тому у порівнянні з традиційним однорізцевим точінням паралельне точіння є дуже перспективним.

На діаметральні похибки при багатолезовій обробці на двосупортних токарних верстатах з ЧПК суттєво впливають зміщення в місцях спряжень консольно-закріпленої заготовки і затискних елементів та у стиках деталей затискного пристрою внаслідок контактної податливості в результаті дії сил затиску. Тому встановлення впливу жорсткості пристроїв для затиску консольно-закріплених циліндричних деталей на діаметральні похибки при багатолезовій обробці на двосупортних токарних верстатах з ЧПК є актуальною науково-технічною задачею.

1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Аналіз способів забезпечення потрібної точності токарної обробки консольно-закріплених циліндричних деталей


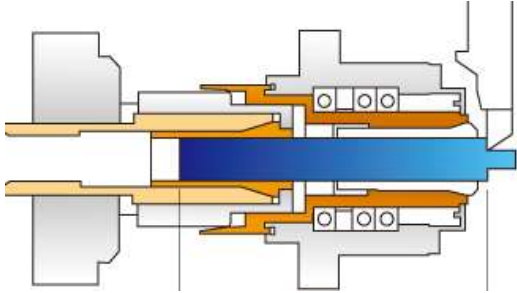
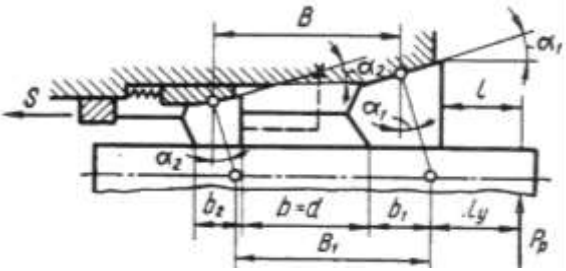
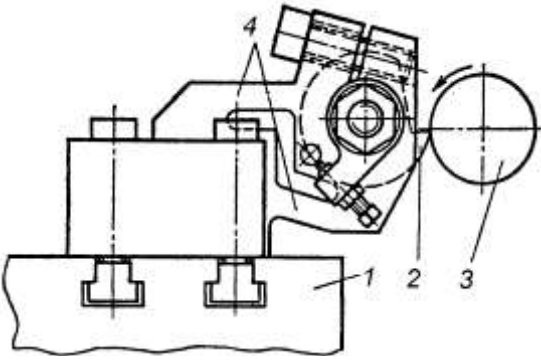
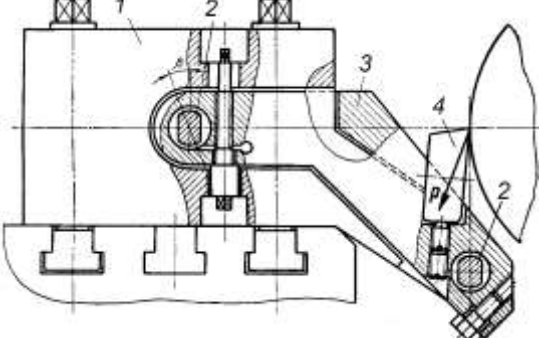
Враховуючи технологічні особливості токарної обробки консольно-закріплених циліндричних деталей рекомендований ряд способів забезпечення необхідної точності обробки, серед яких можна виділити основні [1-4]:

- обробка на занижених режимах та багатопрохідна обробку;
- підвищення жорсткості та точності технологічної оброблювальної системи;
- обробка із застосуванням систем автоматичного керування.

Відповідно до першого підходу застосовується багатопрохідна токарна обробка із поступовим зменшенням глибини різання [3]. За рахунок зниження сил різання, і, як наслідок, зменшення пружних деформацій елементів технологічної оброблюваної системи забезпечується досягнення необхідної точності розмірів і форми деталі. Проте даний підхід має один недолік. Він полягає у тому, що чим більш високу точність потрібно забезпечити, тим більше проходів і різних верстатів для цього необхідно задіяти [3]. А це, в свою чергу, не забезпечує високої продуктивності обробки.

Другий підхід полягає у збільшенні жорсткості технологічної оброблювальної системи та підвищення точності виготовлення окремих вузлів і деталей верстата. Це призводить до зменшення помилок взаємного розташування інструменту і оброблюваної деталі в процесі обробки, а також зменшення деформацій вузлів верстата під дією сил різання [2]. В результаті аналізу впливу податливості компонентів технологічної системи для обробки консольно-закріплених циліндричних деталей виявлено, що найбільшою податливістю володіє заготовка із затискним пристроєм [1, 2]. Тому необхідно створювати умови для зменшення її податливості. У табл. 1.1. приведено деякі пристрої і способи зменшення податливості консольно-закріпленої заготовки, а також підвищення точності її обробки [1].

Таблиця 1.1. Пристрої та способи зменшення підвищення точності обробки консольно-закріпленої заготовки

Назва	Функціональна схема	Характеристика
1. Використання рухомих та нерухомих люнетів		Збільшення жорсткості, точності, підвищення вібростійкості
2. Використання люнетних втулок		Збільшення жорсткості, точності, підвищення вібростійкості
3. Використання затискних пристроїв з подвійним затиском		Збільшення жорсткості, точності
3. Раціональна орієнтація осей жорсткості		Зміна жорсткості, підвищення точності і вібростійкості
4. Регулювання орієнтації осей жорсткості		Зміна жорсткості, підвищення вібростійкості, точності

Обробка із застосуванням систем автоматичного управління (САУ) на даний час досить широко використовується [1, 2, 5, 6]. САУ являють собою динамічні системи, які керують технологічними операціями, що виконуються робочими органами металообробного обладнання. Принципи побудови САУ в основному базуються тільки на взаємозв'язках між вхідними і вихідними величинами [5].

Найбільш простим і універсальним засобом управління пружними переміщеннями в технологічній оброблювальній системі є стабілізація сили різання P_y за рахунок варіювання подачі S [6]. Так, при обробці деталей з меншими припусками або жорсткістю САУ збільшить робочу подачу, стабілізуючи цим самим силу різання. Таке динамічне налаштування за рахунок зміни величини подачі в технологічній оброблювальній системі з управлінням пружними переміщеннями збільшує точність порівняно зі звичайною обробкою до 3...6 разів [6].

Керування розміром динамічного налаштування можна також здійснювати зміною жорсткості технологічної оброблювальної системи. Для цього використовуються спеціальні пристрої, які є ланками кінематичних ланцюгів верстата, що дозволяють змінювати положення різального леза відносно поверхні оброблюваної деталі.

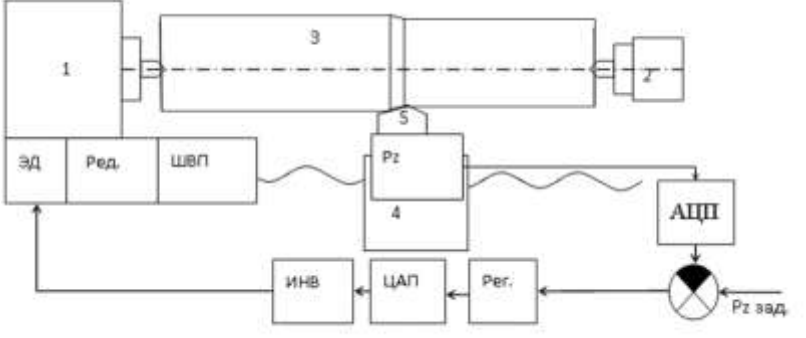
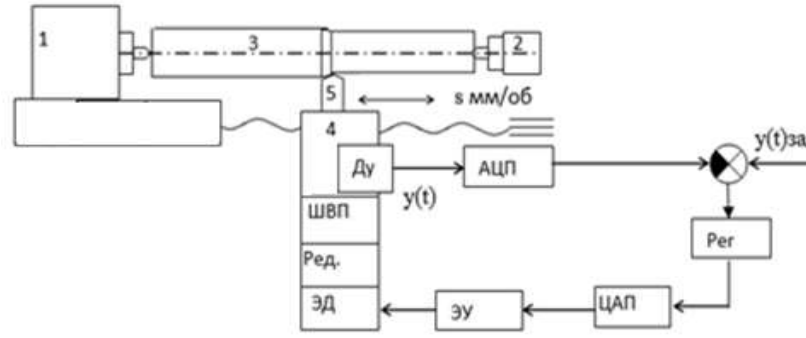
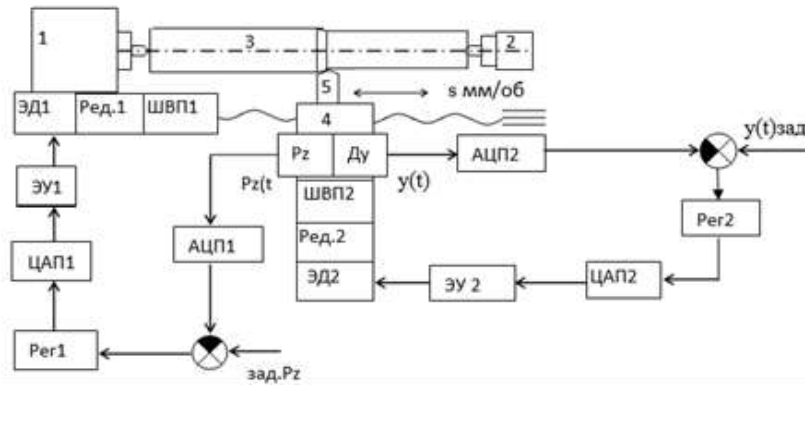
За рахунок варіювання геометричних параметрів токарних різців (переднього, заднього та інших кутів) можна здійснювати також управління пружними переміщеннями у процесі токарної обробки. Варіювання геометричних параметрів призводить до зміни складових сили різання їх співвідношення [6].

Управління розміром статичної настройки є ще одним із способів підвищення точності токарної обробки діаметральних розмірів та форми деталі у поздовжньому перетині [6]. Залежно від характеру відхилень, що компенсуються, розрізняють: управління розміром статичного налаштування по відхиленню; програмне управління статичним налаштуванням без зворотного зв'язку; програмне керування розміром статичного налаштування [6].

У табл. 1.2. приведено приклади САУ проміжними параметрами, що

дозволяє шляхом коригування режимних параметрів зменшувати вплив збурень (зміна припуску, характеристик матеріалу, зношування інструменту) на точність обробки довгих валів [7].

Таблиця 1.2. Приклади САУ проміжними параметрами

Назва та функціональна схема	Позначення на схемі
<p>1. Система управління силою різання по поздовжній подачі</p> 	<p>P_z – датчик сили різання; АЦП – аналого-цифровий перетворювач; РЕГ – ПІД регулятор; ЦАП – цифро-аналоговий перетворювач; ИНВ – електронний підсилювач; ЭД – електродвигун; ШВП – кульково-гвинтова передача; РЕД – редуктор</p>
<p>2. Система управління силою різання по поперечній подачі</p> 	<p>D_u – датчик сили різання; АЦП – аналого-цифровий перетворювач; Рег – ПІД регулятор; ЦАП – цифро-аналоговий перетворювач; ЭУ – електронний підсилювач; ЭД – електродвигун; ШВП – кульково-гвинтова передача; Ред – редуктор</p>
<p>3. Двомірна система управління силами різання по поздовжній і поперечній подачі</p> 	<p>P_z, D_u – датчики сили різання; АЦП1, АЦП2 – аналого-цифрові перетворювачі; Рег1, Рег2 – ПІД регулятори; ЦАП1, ЦАП2 – цифро-аналогові перетворювачі; ЭУ1, ЭУ2 – електронні підсилювачі; ЭД1, ЭД2 – електродвигуни; ШВП1, ШВП2 – кульково-гвинтові передачі; Ред1, Ред2 – редуктори</p>
<p>Загальні позначення: 1 - передня бабка; 2 - задня бабця; 3 – оброблювана заготовка; 4 - супорт; 5 – різальний інструмент.</p>	

1.2. Паралельна токарна обробка нежорстких деталей та її переваги в порівнянні з однорізцевою

Паралельна токарна обробка є однією із сучасних тенденцій металообробної промисловості, яка забезпечує підвищення точності та продуктивності одночасно в процесі виготовлення циліндричних деталей. Різання. При цьому різальні елементи можуть бути розміщені як з одного боку оброблюваної деталі, так і по периметру заготовки. У випадку паралельного точіння, коли різальні елементи знаходяться по периметру заготовки, то ця система набуває декілька нових контурів зв'язку, кількість яких дорівнює кількості лез, що одночасно здійснюють процес різання [1, 2].

Для багатолезової обробки з розміщенням різальних лез по периметру заготовки використовують в основному дві схеми різання: обертовий інструментальний блок оброблює заготовку, яка має поздовжню подачу; обробка заготовки, яка обертається, блоком інструментів із поздовжньою подачею [1, 2].

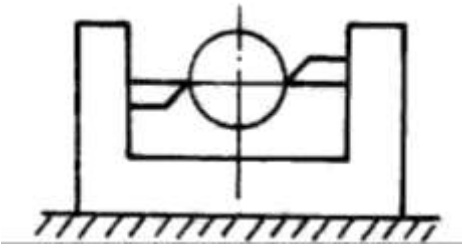
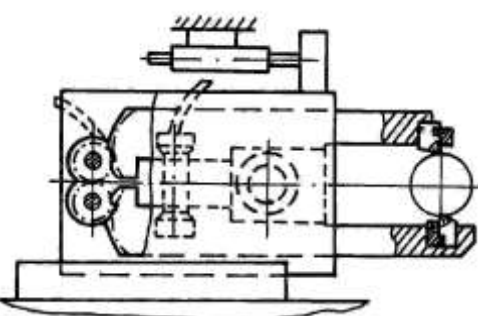
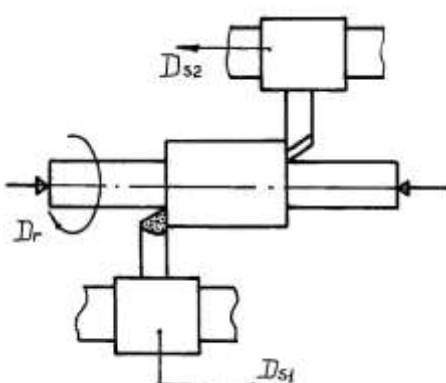
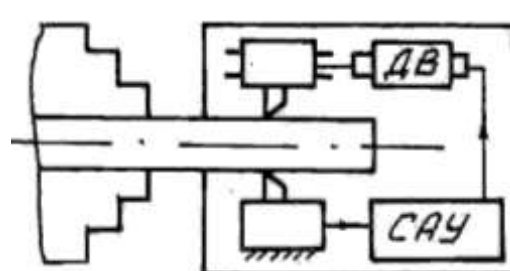
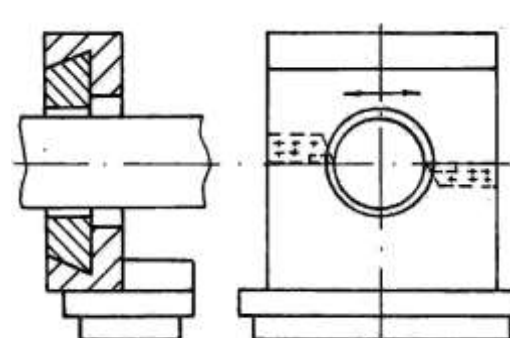
В табл. 1.3 представлено ряд широко застосовуваних верстатно-інструментальних систем, що використовують у своїй роботі принцип багатолезової обробки деталей малої жорсткості.

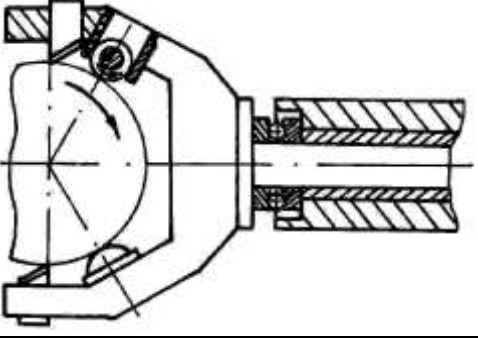
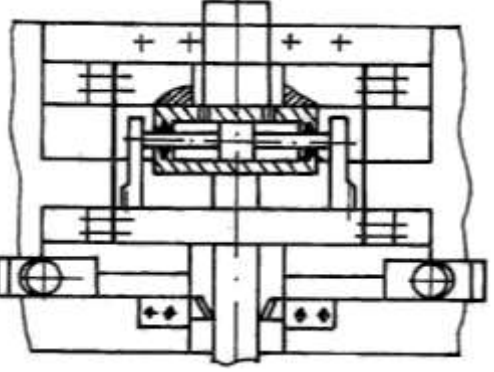
Проведемо аналіз даних верстатно-інструментальних систем для багатолезової обробки деталей малої жорсткості.

Пристрій з шарнірно закріпленими інструментами (табл. 1.3, поз. 2) використовується для синхронного зближення і розведення вершин інструментів відносно осі обертання оброблюваної деталі. Різці супорта встановлюють на вільних кінцях двоплечих важелів. Для розведення важелів з різцями використовують гідроциліндр [1].

Для запобігання перевантажень при дволезовому точінні нежорстких деталей може використовуватися схема з двома супортами з протилежними напрямками їх поздовжніх подач (табл. 1.3, поз. 3). Завдяки тому, що різці не знаходяться в одному січенні зрізу, така технологічна оброблювальна система менше піддається вібраційним навантаженням [1].

Таблиця 1.3. Багаторіздеве токарне оснащення для обробки деталей малої жорсткості

Назва		Функціональна схема	Характеристика
1		2	2
Обробка жорстко закріпленим блоком	1. Блок жорстко закріплених різців в радіально нерухомій каретці		Компенсація пружних деформацій ТОС, низька вібростійкість
	2. Пристрій з шарнірно закріпленими різцями		Компенсація пружних переміщень ТОС, низька вібростійкість, регулювання встановлення на розмір
	3. Обробка з протилежними напрямками подач		Зменшення пружних деформацій, підвищена вібростійкість, зростання продуктивності
Адаптивне регулювання	4. Система адаптивного управління		Управління точністю, продуктивністю, вібростійкістю
	5. Блок, що самовстановлюється в радіальному напрямку		Компенсація пружних переміщень, низька вібростійкість і якість обробленої поверхні

Назва		Функціональна схема	Характеристика
1		2	3
Точіння пристосуваннями, які самовстановлюються	6. Дворіцева вилка, що гойдається		Компенсація пружних переміщень, можливість обробки сферичних поверхонь
	7. Дворіцевий блок з демпфером		Компенсація пружних переміщень, висока точність і вібростійкість

Іншим напрямом паралельного точіння є обробка з використанням самовстановлювальних механізмів [1].

Особливістю роботи дволезової головки (табл. 1.3, поз. 5) є забезпечення самовстановлення плаваючого блока на рівномірний припуск для кожного різця [1]. Конструкція комбінованого інструменту для обробки валів (табл.1.3, поз.6) дозволяє різальним елементам під час обробки здійснювати коливання в площині, перпендикулярній до діаметральної [1]. Для запобігання деформаційних перевантажень, які передбачають додаткове гасіння коливань, використовуються самовстановлювальні механізми, приведені у табл. 4.3, поз.7 [1].

Адаптивне управління процесом різання з точки зору підвищення точності і якості багатолезової обробки є найбільш перспективним [1, 2, 6]. Спосіб багатолезової токарної обробки, що базується на застосуванні адаптивної системи керування приведений у табл. 4.3, поз.8. Він полягає в одночасному застосуванні декількох різців, які розміщені рівномірно по периметру в одному січенні зрізу. Шляхом регулювання поздовжньої подачі одного із супортів

адаптивною системою керування САУ і виконавчим двигуном ДВ забезпечується рівність радіальних зусиль на різцях. Це дозволяє уникнути шкідливого впливу радіальної складової сили різання на прогини і вібрації оброблюваних деталей малої жорсткості [1].

Професором Луцівим І.В запропонована концепція багатолезового оснащення із кінематичними міжінструментальними зв'язками (КМІЗ) [1, 2, 8, 9], яка приведена на рис. 1.1.

Застосування КМІЗ при паралельній токарній обробці дозволяє [1, 2]:

1) досягнути компенсації пружних деформацій технологічної оброблювальної системи;

2) зміну подачі, як параметру регулювання;

3) керування системою навантажень на верстат та інструмент;

4) усунення зайвих в'язей в системі;

5) гарантування адаптивних зворотних зв'язків;

б) виключення впливу на деформації власне тих факторів, що визначають точність і якість обробки.

Базові технологічні схеми багатолезової токарної обробки з оснащенням із КМІЗ зовнішніх циліндричних і конічних поверхонь наведені в табл. 1.4.

Вони в основному передбачають вирівнювання складових сил різання, що діють на різальні елементи і викликають радіальні деформації технологічної оброблювальної системи за рахунок вирівнювання осьових складових сил, що мають однаковий напрямок із напрямком подачі [1, 2]. Це досягається за рахунок організації КМІЗ між рухомими в напрямку подачі різальними елементами [1, 2].

Схема паралельного дволезового точіння (табл. 1.4 поз.1.1) передбачає розміщення по обидві сторони оброблюваної деталі рухомих в поздовжньому напрямку різців (передні поверхні різців повернуті одна відносно одної на 180°). Сумарна подача різців рівна подачі супортної групи, а їх швидкості подач s_1 і s_2 узгоджуються між собою КМІЗ [1, 2].

Технологічна схема зустрічного дволезового точіння із КМІЗ (табл.1.4 поз.1.3). забезпечує зменшення поперечних деформацій деталі і підвищення

продуктивності обробки. При цьому різці рухаються назустріч один одному та опозитно розміщені по обидві сторони деталі [1, 2].

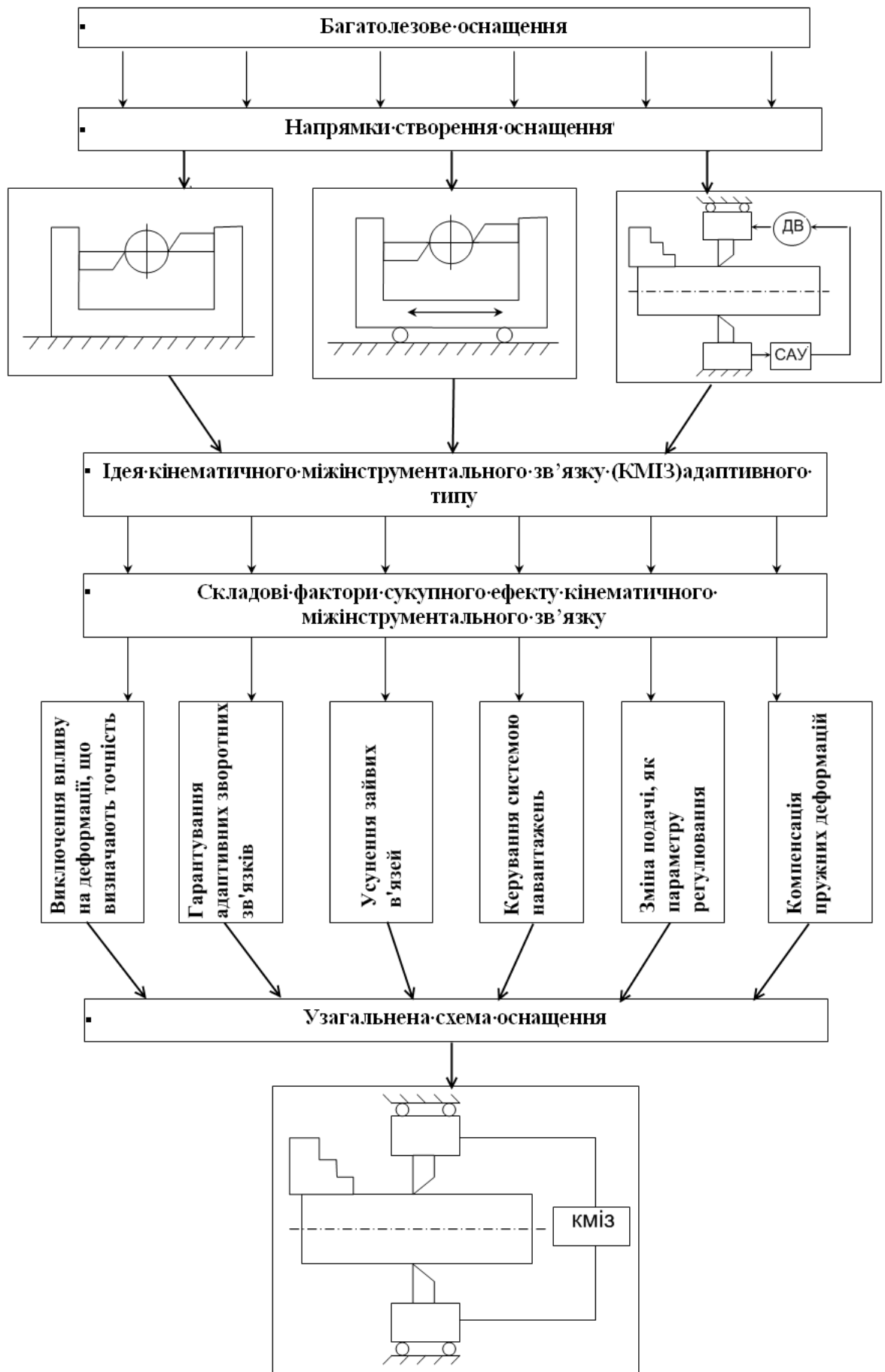
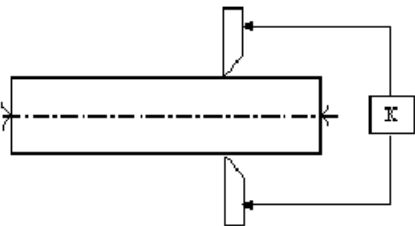
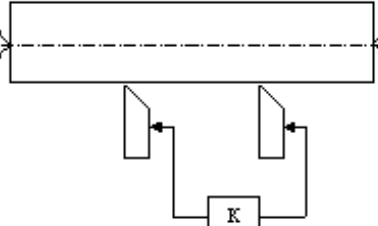
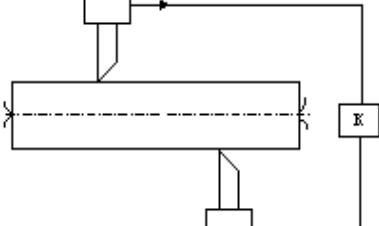
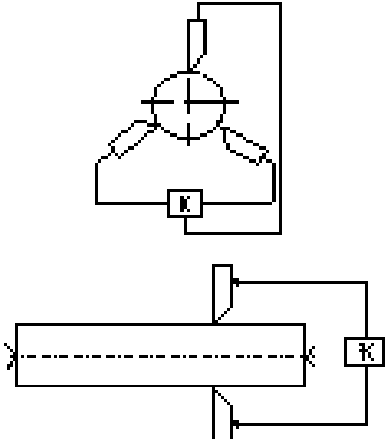
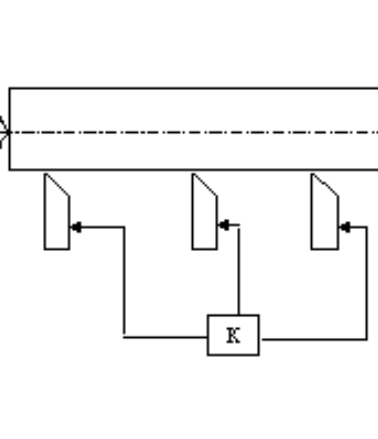
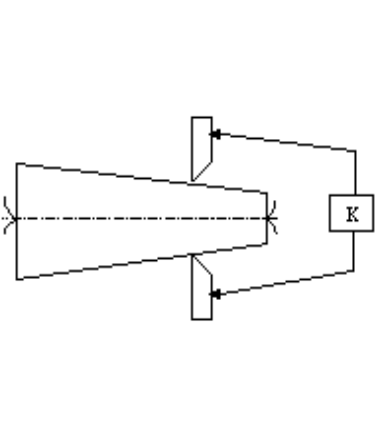
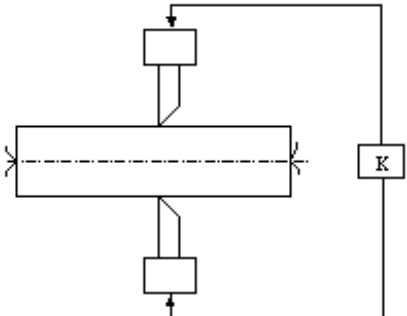
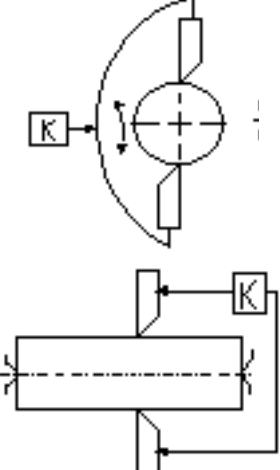
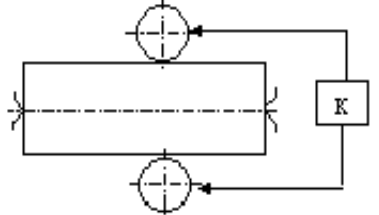


Рис. 1.1. – Концепція багатолезового оснащення із КМІЗ

Таблиця 1.4. Технологічні схеми багатолезової обробки з оснащенням із КМІЗ

1.1. Паралельне дволезове точіння	1.2. Одностороннє дволезове точіння	1.3. Зустрічне дволезове точіння
		
1.4. Паралельне три- і більше лезове точіння	1.5. Одностороннє багатолезове точіння	1.6. Конічне обточування
		
1.7. Багатолезова відрізка	1.8. Багатолезове точіння з тангенціально-осьовим вирівнюванням	1.9. Двостороннє точіння чашковими різцями
		

При збільшенні кількості різців до 3, 4 і більше їх розміщують симетрично по периметру оброблюваної заготовки (табл. 1.4 поз.1.4). Кут між передніми поверхнями різців становить $2\pi/n$, де n – кількість різців, а осі їх проходять через центр кола деталі. В даній схемі один різець може бути жорстко закріпленим, а між

іншими існувати КМІЗ. Такі зв'язки можуть бути попарними, бо у вигляді інших комбінацій [1, 2].

Дзеркальний нахил траєкторій різців дозволяє отримати схему кінцевого обточування із застосуванням КМІЗ (табл.1.4 поз.1.6). При багатолезовій відрізці чи проточуванні канавок вектори подач направлені назустріч один одному (табл.1.4 поз.1.7) [1, 2].

За рахунок поздовжніх тангенціально-осьових коливань та КМІЗ при багатолезовому точінні можна вирівнювати зусилля різання (табл. 1.4 поз.1.8) [1, 2].

Раціональною є також схема двостороннього точіння чашковими різцями із застосуванням КМІЗ (табл. 1.4 поз.1.9) [1, 2].

1.3. Аналіз наукових досліджень в області точності паралельної токарної обробки циліндричних деталей

Дослідженнями в області статичної та динамічної точності паралельної токарної обробки циліндричних деталей займалося багато вітчизняних і закордонних вчених.

У роботах Луціва І.В. [1, 2, 10, 11] проведено дослідження впливу КМІЗ на систему жорсткісних зв'язків технологічної оброблювальної системи і формування макропохибок, що є визначальною функціональною характеристикою адаптивного оснащення при паралельній токарній обробці. Зокрема, розглянуто формування макропохибок дво- і трилезової обробки з використанням КМІЗ у поздовжньому і поперечному січеннях циліндричної заготовки. У цих роботах доказано, що вирівнювання і компенсація зусиль різання на основі використання адаптивного КМІЗ дозволяє суттєво вплинути на деформації технологічної оброблювальної системи. Приведені аналітичні залежності для визначення макропохибок паралельної токарної обробки при методі поділу подачі (різці знаходяться в одному січенні зрізу) та при методі поділу глибини різання (різці знаходяться по обидва боки деталі і обробляють її різні ступені).

У роботах Луціва І.В., Волошина В.Н., Буховця В.М. [12, 13] запропоновано аналітичні моделі для визначення елементів матриць узагальнених похибок, які виникають в результаті деформаційних зміщень заготовки у затискному пристрої, та деформаційних зміщень різцевих блоків самоналагоджувального інструментального оснащення для паралельної токарної обробки консольно закріплених. З використанням варіаційного методу розрахунку точності машин проведено оцінку впливу цих узагальнених похибок на вихідну точність оброблюваних циліндричних поверхонь. За результатами моделювання встановлено постійність відхилення радіуса циліндричної поверхні деталі по довжині у певних кутових положеннях затискного пристрою, що свідчить про доцільність застосування багатолезового самоналагоджувального оснащення.

У роботі Драчова О.І. [14] розглядається моделювання багаторіцевої обробки маложорстких валів. Наведено опис установки для дворіцевого точіння та системи управління процесом обробки. Проаналізовано перехідні процеси, що виникають у технологічній системі, при обробці дворіцевими пристроями різного виконання. Показано, що з використанням запропонованої установки для дворіцевого точіння точність обробки валів у поперечних перерізах підвищилася в 1,33-1,5 рази, продуктивність збільшилася на 30-35% шляхом збільшення подачі та глибини різання без втрати вібростійкості [14].

В роботах Юсубова Н.Д. [15, 16] запропоновано теорію точності багатоінструментальної обробки на сучасних багатосупортних і багатошпиндельних верстатах з ЧПК токарної групи. Ним створено єдину алгоритмічну модель похибок обробки для всієї безлічі просторових багатоінструментальних налаштувань. На базі проведеної класифікації багатоінструментальних наладок сучасних токарних автоматів розроблено комплекс матричних моделей точності виконуваних розмірів, що містить моделі спотворення розмірів та моделі полів розсіювання розмірів при обробці партії заготовок, де вперше врахована податливість технологічної системи по всіх координатних осях та допускається довільне просторове налаштування. Ця теорія включає [15, 16]:

- єдину узагальнену модель, що охоплює всю номенклатуру багатоінструментальних наладок, передбачених у класифікації;
- виділений клас багатоінструментальних наладок – однорідні налагодження, що допускають аналітичне представлення моделі для полів розсіювання розмірів;
- два різні механізми формування полів розсіювання в класі однорідних просторових багатоінструментальних наладок: опозитні та співопозитні;
- повнофакторну модель спотворення розмірів, що враховує податливість технологічної системи за всіма 6 ступенями вільності;
- імітаційну стохастичну модель полів розсіювання при багатосупортних багатоінструментальних обробках, що відображає імовірнісну суть процесу формування похибок.

Дослідження якості обробки поверхонь деталей та стійкості ріжучого інструменту при різних варіантах суміщення переходів при паралельній токарній обробці на верстатах з ЧПК приведено у роботі Орукарі Б.Д. [17]. Показано, що найбільший ефект від спільного точіння двома різцями, встановленими на різних супортах, може бути отриманий при виготовленні нежорстких деталей. Для виключення виникненням вібрацій внаслідок взаємного впливу реалізованих процесів різання один на одного запропоновано керувати вібростійкістю технологічної системи шляхом включення в один із процесів різання модульованої подачі у функції шляху. При цьому відбувається зміна механізму формування пружних деформацій технологічної системи та їх впливу на точність обробки. Можливі варіанти суміщення технологічних переходів вирішено з урахуванням чисельно-аналітичних методів прогнозування з використанням бібліотеки розрахункових схем пружних переміщень [17]. Використання розробленого в роботі [17] методу прогнозування пружних переміщень технологічних підсистем двосупортного токарного верстата з ЧПК в напрямку виконуваного розміру, що враховує особливості схеми установки і закріплення деталі, а також кінематичні особливості переходів, макровизначень і циклів, що виконуються, на етапі призначення оптимальних режимів різання, дозволяє забезпечити необхідну

точність розмірів, що виконуються при спільній обробці двома різальними інструментами, встановленими на різних супортах верстата.

В роботі Єфімова Є.Ю. [18] доведено, що в умовах двосупортної багатоінструментальної обробки похибка, яка виникає внаслідок пружних відтискань ланок технологічної системи та їх нестабільності в напрямку кожного розміру, визначається номіналом і коливанням сил різання від усіх інструментів налагодження, причому частка впливу конкретного інструменту істотно залежить від кута розвороту супортів. Приведені розроблені залежності для прогнозування величини пружного відтискання і інтервалу його розсіювання в напрямку кожного розміру, що формується. Вони отримані на основі математичного моделювання силової взаємодії елементів технологічної системи при двосупортній багатоінструментальній обробці [18]. Отримана модель управління подачами і глибинами різання, а також кутом розвороту інструментів різних супортів в залежності від структури наладки і потрібної точності кожного розміру, який формується [18].

У роботі Kumar S. та Rathinam K. [19] зроблена спроба аналітично оцінити діаметральну похибку під час паралельної токарної обробки циліндричного ступінчастого валу. При цьому різальні інструменти були розташовані навпроти один одного, так що сили різання діють навпроти кожного з них. Для визначення деформацій була застосована теорія балки Ейлера-Бернуллі. Заготовка розглядалась як консольна балка, оперта на опору з іншої сторони. Аналітично оцінено діаметральну похибку для коефіцієнтів довжини 4, 6, 7 та 8, який рівний відношенню довжини деталі до її діаметра. Виявлено, що діаметральна точність збільшується при зменшенні коефіцієнта довжини. Це пов'язано з тим, що менше відношення довжини до діаметра сприяло підвищенню жорсткості заготовки, що призвело до зменшення діаметральної похибки. Результати розробленої аналітичної моделі були порівняні з опублікованою літературою, і було знайдено хорошу відповідність [19].

Результати експериментального дослідження впливу параметрів різання (швидкості різання, подачі, глибини та відстані між двома різальними інструментами) процесу паралельного точіння на зусилля різання, температуру

різання, вібрацію ріжучого інструменту, діаметральну похибку, зношення різального інструменту та шорсткість поверхні приведено у роботі Kalidasan R. [20]. Встановлено, що у процесі паралельного точіння задній різальний інструмент забезпечував додаткову підтримку заготовки. Завдяки цьому прогин заготовки зменшився на 80% в порівнянні із звичайним точінням, що призвело до зменшення діаметральної похибки та покращення точності обробки [20]. Діаметральна похибка заготовки виявилася максимальною на задній бабці. Було встановлено, що більша глибина різання створює більшу силу різання, що, у свою чергу, призводить до більшої діаметральної похибки.

1.4. Аналіз компоновок токарних верстатів з ЧПК для паралельної токарної обробки циліндричних деталей

На рис. 1.2. показані компоненти токарного верстата з ЧПК мод. G200 фірми INDEX, на якому можна здійснювати паралельну токарну обробку консольно-закріплених деталей та довгих валів.

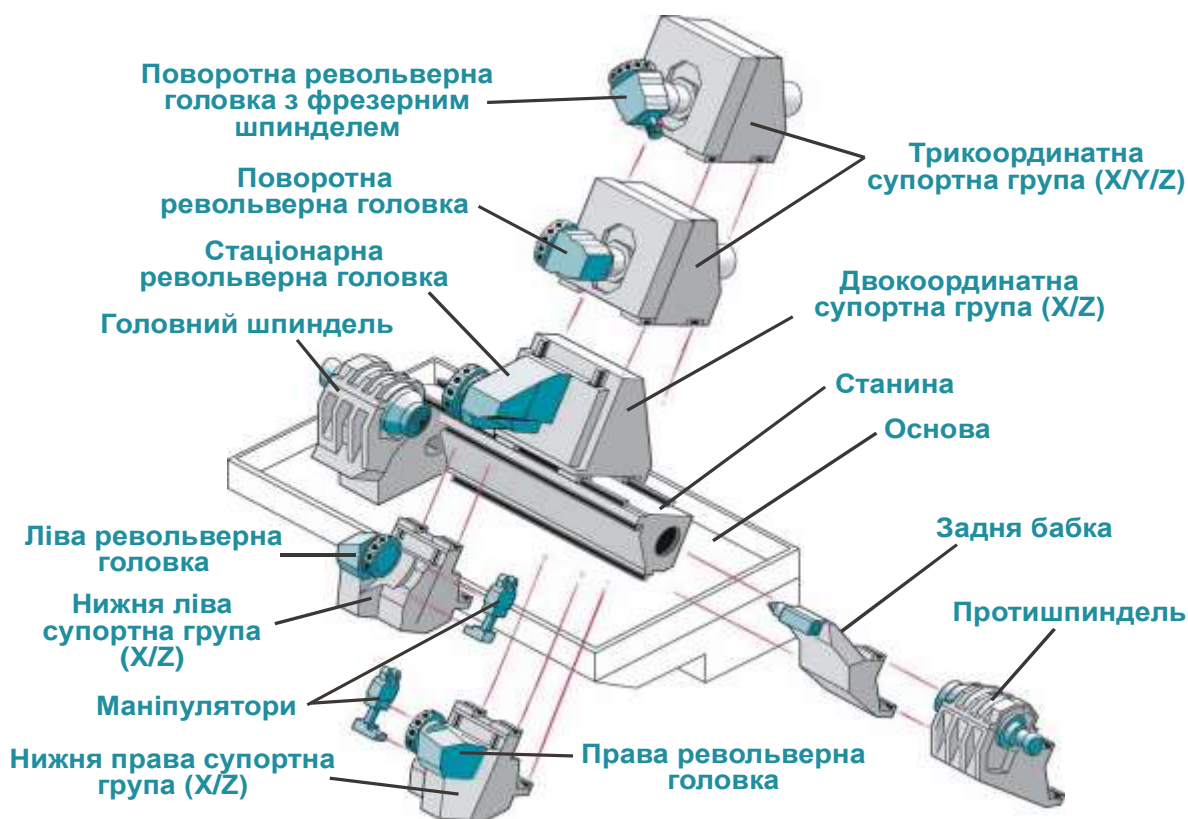


Рис. 1.2. – Модульна система уніфікованих вузлів токарного верстата з ЧПК мод. G200 фірми INDEX для багатоінструментальної обробки

Модульна структура дозволяє налаштувати верстат відповідно до відповідних вимог замовника. Для обробки можна використовувати як задню бабку для патронно-центрової обробки, так і контршпindel. Для паралельної токарної обробки консольно-закріплених деталей використовується набір модулів, що включає головний шпindel, верхню двокоординтну супортну групу із стаціонарною револьверною головкою, нижню ліву (або праву) супортну групу із стаціонарною револьверною головкою. Для підтримки довгих заготовок можна використати люнет, який запобігає провисанню заготовок.

Аналогічну модульну структуру уніфікованих вузлів мають токарні верстати з ЧПК мод. G300, G400, G500 фірми INDEX, серії токарних верстатів з ЧПК TWIN фірми DMG.

На рис. 1.3. показана компоновка токарного верстата з ЧПК мод. IT600 фірми INDEX, на якому можна здійснювати двоінструментну токарну обробку зовнішніх поверхонь із супортної групи з горизонтальною віссю револьверної головки та внутрішніх поверхонь із супортної групи з вертикальною віссю револьверної головки консольно-закріплених циліндричних деталей.

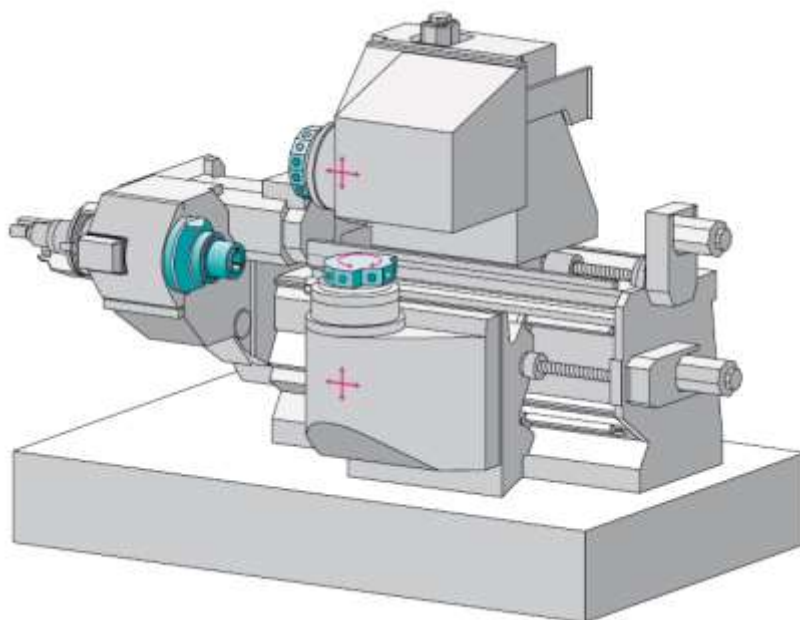


Рис. 1.3. – Компоновка токарного верстата з ЧПК мод. IT600 фірми INDEX для багатоінструментальної обробки

На рис. 1.4. показана компоновка токарних верстатів з ЧПК серії HYPERTURN фірми EMCO. Верстат оснащений опозитними моторшпинделями, які можуть обслуговуватися інструментальними системами

верхнього і нижнього хрестових револьверних супортів. На даних верстатах можна здійснювати двоінструментну токарну обробку консольно-закріплених циліндричних деталей на лівому або правому моторшпинделі.

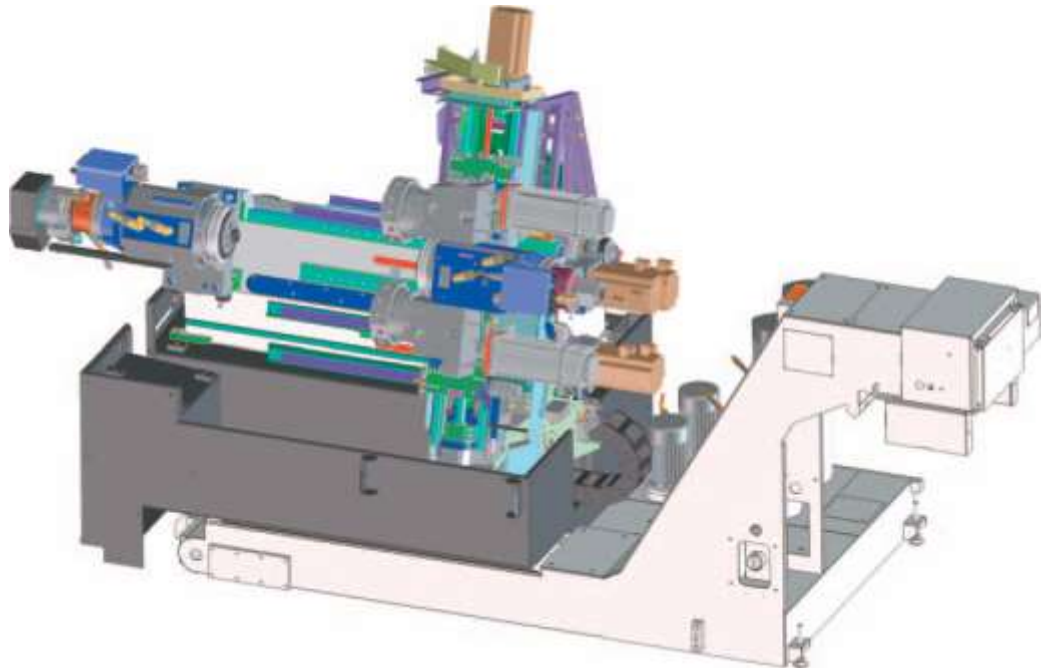


Рис. 1.4. – Компонівка серії токарних верстатів з ЧПК HYPERTURN фірми EMCO для багатоінструментальної обробки

Аналогічну модульну структуру уніфікованих вузлів мають токарні верстати з ЧПК серії NDM фірми FMS DREHTECHNIK, серії Puma TT фірми DOOSAN та інші.

Модульна структура токарних верстатів з ЧПК серії TNX 80/65 фірми TRAUB (рис.1.5) включає два моторшпинделі, які розташовані опозитно. Правий моторшпиндель обслуговується верхнім і нижнім хрестовими супортами, на яких розташовані револьверні головки. Лівий моторшпиндель обслуговується іншими верхнім і нижнім хрестовими супортами, на яких також розташовані револьверні головки. На даній серії верстатів верстатах можна здійснювати двосторонню двоінструментну токарну обробку консольно-закріплених циліндричних деталей на лівому та правому моторшпинделі. Верстат може оснащуватися багатоярусними револьверними головками замість дискових, що розширює його технологічні можливості за рахунок використання більшої кількості інструментів. В модульний комплект також входить поворотна інструментальна головка з фрезерним шпинделем.

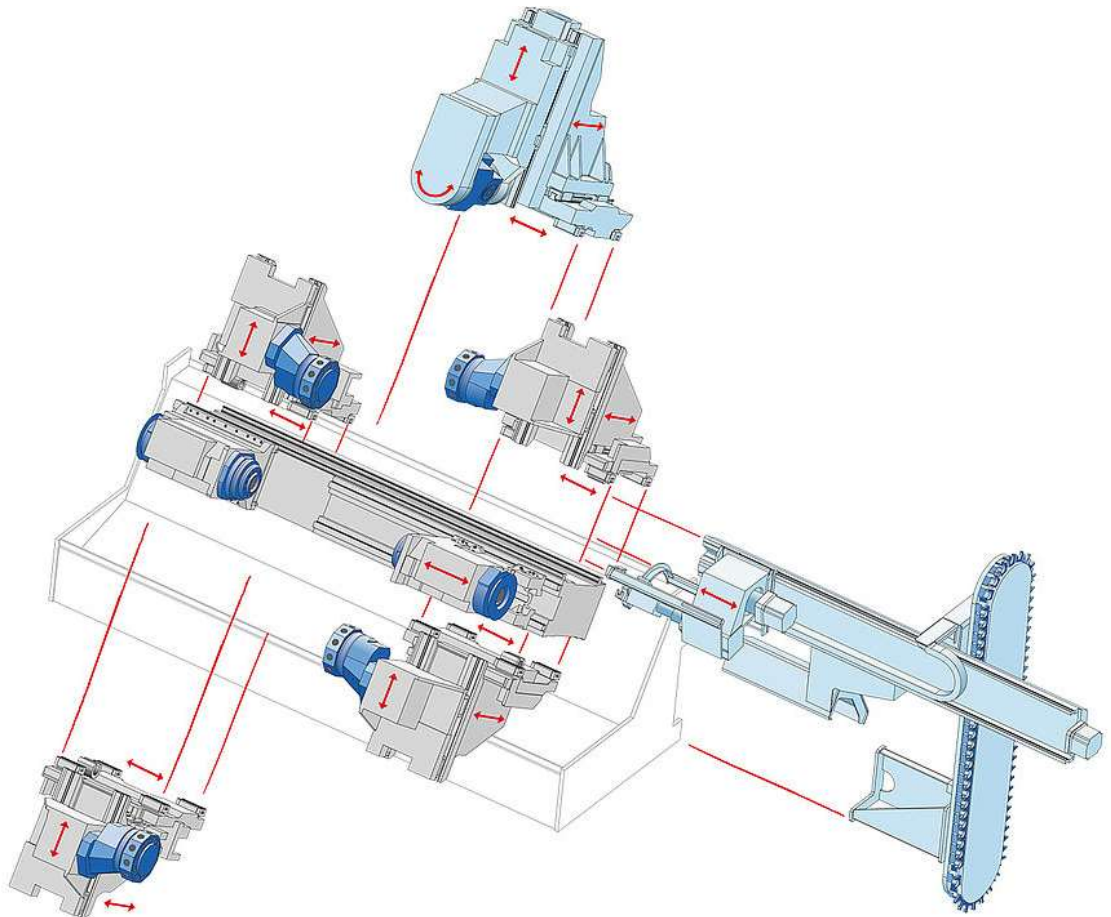


Рис. 1.5. – Модульна структура серії токарних верстатів з ЧПК TNX 80/65 фірми TRAUB для двосторонньої багатоінструментальної обробки

1.5. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Основними способами забезпечення необхідної точності обробки консольно-закріплених циліндричних деталей є: 1) обробка на занижених режимах та багатопрхідна обробка; 2) підвищення жорсткості та точності технологічної оброблювальної системи; 3) обробка із застосуванням систем автоматичного керування; 4) багатолезова обробка з розміщенням різальних лез по периметру заготовки.

2. Узагальнюючи аналіз конструкцій самовстановлювальних токарних систем для паралельної токарної обробки, необхідно відмітити, що головними їх особливостями є безпосереднє вирівнювання радіальних сил різання шляхом осциляцій системи в радіальному напрямку.

3. Основні недоліки конструкцій самовстановлювальних токарних систем для паралельної токарної обробки полягають в закладеному принципі такого

вирівнювання, що приводить до копіювання поздовжньої кривизни деталі і всіх її похибок, а також виникненні сильних вібрацій внаслідок змінних радіальних переміщень.

4. Концепція багатолезового оснащення із кінематичними міжінструментальними зв'язками дозволяє досягнути компенсації пружних деформацій технологічної оброблювальної системи, керувати системою навантажень на верстат та інструмент та виключити впливу на деформації власне тих факторів, що визначають точність і якість обробки.

5. Огляд багатьох робіт в області точності паралельної токарної обробки циліндричних деталей показав що основними методами для її визначення є теоретичні та експериментальні.

6. В результаті аналізу встановлено, що для теоретичної оцінки точності паралельної токарної обробки циліндричних деталей використовуються:

- варіаційний метод розрахунку точності машин, який дозволяє провести оцінку впливу узагальнених похибок на вихідну точність оброблених циліндричних поверхонь; він включає аналітичні моделі для визначення елементів матриць узагальнених похибок, які виникають в результаті деформаційних зміщень заготовки у затискному пристрої, та деформаційних зміщень різцевих блоків самоналагоджувального інструментального оснащення;

- комплекс матричних моделей точності виконуваних розмірів, що містить моделі спотворення розмірів та моделі полів розсіювання розмірів при обробці партії заготовок, де враховується податливість технологічної системи по всіх координатних осях та допускається довільне просторове налаштування;

- математичні моделі силової взаємодії елементів технологічної системи, як дозволяє враховувати подачі і глибини різання, а також кути розвороту інструментів різних супортів;

- методи прогнозування пружних переміщень технологічних підсистем двосупортного токарного верстата з ЧПК в напрямку виконуваного розміру, що враховує особливості схеми установки деталі, а також кінематичні особливості переходів, макровизначень і циклів, що виконуються.

- теорія балки Ейлера-Бернуллі (класична теорія балки), тобто спрощена лінійна теорія пружності, що дає можливість розрахувати деформацію балок, що знаходяться під поперечним навантаженням.

7. На основі аналізу робіт по математичному моделюванню точності паралельної токарної обробки циліндричних деталей в них не в повній мірі враховується параметри жорсткості пристроїв для затиску заготовки, що безумовно впливає діаметральні похибки консольно-закріплених циліндричних деталей.

Таким чином, можна здійснити постановку мети даного дослідження в рамках виконуваної кваліфікаційної роботи, так і сформулювати основні задачі дослідження.

Метою даного дослідження є встановлення впливу жорсткості пристроїв для затиску консольно-закріплених циліндричних деталей на діаметральні похибки при багатолезовій обробці на двосупортних токарних верстатах з ЧПК.

Об'єкт дослідження – технологічна оброблювальна система багатолезової обробки консольно-закріплених циліндричних деталей на двосупортних токарних верстатах з ЧПК.

Предмет дослідження – діаметральні похибки при багатолезовій обробці на двосупортних токарних верстатах з ЧПК.

Для досягнення поставленої мети в кваліфікаційній дипломній роботі сформульовані для реалізації такі **задачі**:

1. Провести аналіз способів забезпечення потрібної точності токарної обробки консольно-закріплених циліндричних деталей.

2. Провести огляд широко застосовуваних верстатно-інструментальних систем, що використовують у своїй роботі принцип багатолезової обробки деталей малої жорсткості.

3. Проаналізувати технологічні схеми багатолезової обробки з оснащенням із кінематичними міжінструментальними зв'язками.

4. Провести аналіз наукових досліджень в області точності паралельної токарної обробки циліндричних деталей.

5. Провести аналіз компоновок токарних верстатів з ЧПК для паралельної токарної обробки циліндричних деталей.
6. Розробити кінематичну схему двосупортного токарного верстату з ЧПК для реалізації дволезової обробки консольно-закріплених циліндричних деталей.
7. Розробити конструкцію приводу поздовжніх подач двосупортного токарного верстату з ЧПК.
8. Провести розрахунок розрахунок механічної частини приводу, що включає розрахунок на поздовжню стійкість та вібростійкість, статичну міцність та довговічність.
9. Провести вибір електродвигуна приводу подач поздовжніх подач двосупортного токарного верстату з ЧПК.
10. Розробити математичну модель пружних деформацій консольно-закріпленої деталі при паралельній токарній обробці.
11. Провести моделювання впливу радіальних складових сил різання, діаметра оброблюваної деталі та радіальної і кутової податливості затискного патрона на діаметральні похибки при багатолезовій токарній обробці консольно-закріплених циліндричних деталей.

2. ДОСЛІДНО-ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Розробка кінематичної схеми двосупортного токарного верстату з ЧПК для реалізації дволезової обробки консольно-закріплених циліндричних деталей

Розроблена кінематична схема двосупортного токарного верстату з ЧПК для реалізації дволезової обробки консольно-закріплених циліндричних деталей приведена на рис. 2.1. Вона розроблена на базі кінематичної схеми токарного верстата з ЧПК мод. 1П420ПФ40 та включає наступні кінематичні ланцюги для здійснення формоутворюючих рухів:

- привід головного руху;
- привід поздовжньої подачі верхнього супорта;
- привід поперечної подачі верхнього супорта;
- привід поздовжньої подачі нижнього супорта;
- привід поперечної подачі нижнього супорта;
- привід обертання інструментального шпинделя револьверної головки верхнього супорта.

Окрім того, кінематична схема містить кінематичні ланцюги повороту і фіксації револьверних головок верхнього і нижнього супортів та привід переміщення захисного екрана.

Привід головного руху виконаний у вигляді мехатронного вузла – моторшпинделя, що включає асинхронний частотно-регульований електродвигуни мод. 1МВ310В фірми Indramat номінальною потужністю $P_n=27$ кВт, номінальним обертовим моментом $M_n=260$ Н·м та номінальною частотою обертання $n_{ном}=1000$ хв⁻¹. На шпинделі, який обертається в підшипникових вузлах, встановлено ротор. У корпусі шпиндельної бабки нерухомо встановлюється статор, струмопровідні шини якого з'єднуються через приєднувальний термінал. Контроль швидкості обертання та позиціонування шпинделя по координаті С здійснюється за допомогою датчика положення.

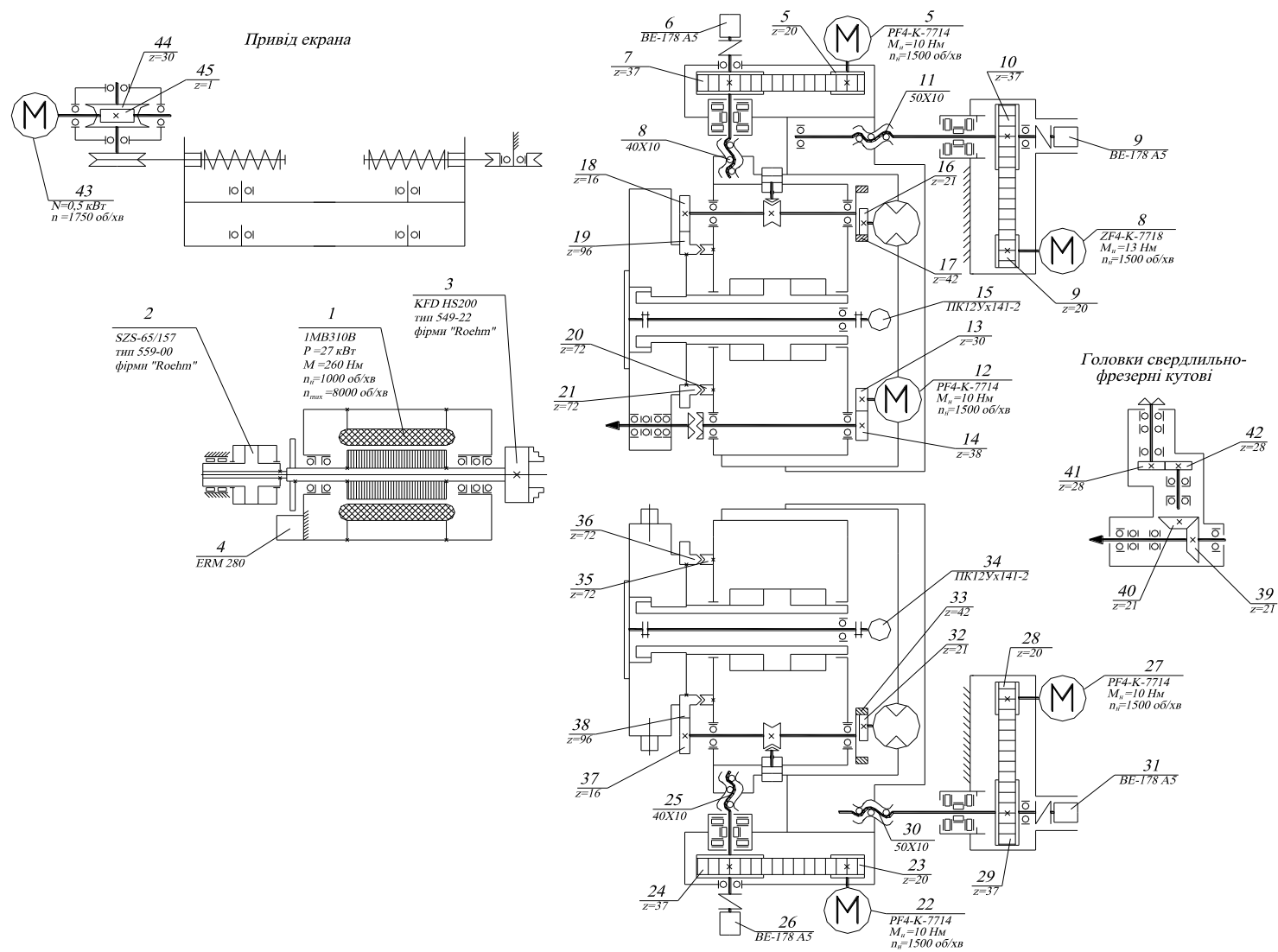


Рис. 2.1. – Кінематична схема двосупортного токарного верстату з ЧПК для реалізації дволезової обробки консольно-закріплених циліндричних деталей

Привід поздовжньої подачі верхнього супорта містить високомоментний двигун марки ZF4-K-7718 з тахогенератором та гальмом, який має номінальний момент $M_H = 13$ Н·м, номінальну частоту обертання $n_H = 1500$ об/хв і максимальну частоту обертання $n_{max} = 3000$ об/хв. Рух від двигуна через зубчато-пасову передачу із числом зубів шківів $z = 20$ та $z = 37$ передається на ходовий гвинт із кроком 10 мм кульково-гвинтової передачі. При обертанні ходового гвинта гайка переміщається із приєднаним до неї поздовжнім верхнім супортом. Контроль положення поздовжнього верхнього супорта здійснюється оптичним датчиком BE-178A5, який приєднаний до гвинта з допомогою муфти.

Аналогічну кінематику має привід поздовжньої подачі нижнього супорта, який містить високомоментний двигун марки PF4-K-7714 з тахогенератором та гальмом з номінальним моментом $M_H = 10$ Н·м, номінальною частотою обертання $n_H = 1500$ об/хв і максимальною частотою обертання $n_{max} = 3000$ об/хв. Рух від двигуна через зубчато-пасову передачу із числом зубів шківів $z = 20$ та $z = 37$ передається на ходовий гвинт із кроком 10 мм кульково-гвинтової передачі. При обертанні ходового гвинта гайка переміщається із приєднаним до неї поздовжнім нижнім супортом. Контроль положення поздовжнього нижнього супорта здійснюється оптичним датчиком BE-178A5, який приєднаний до гвинта з допомогою муфти.

Приводи поперечної подачі верхнього супорта та поперечної подачі нижнього супорта ідентичні. Вони містять високомоментні двигуни марки PF4-K-7714 з тахогенераторами та гальмами, які мають номінальні моменти $M_H = 10$ Н·м, номінальні частоти обертання $n_H = 1500$ об/хв і максимальні частоти обертання $n_{max} = 3000$ об/хв. Рухи від двигунів через зубчато-пасові передачі із числом зубів шківів $z = 20$ та $z = 37$ передаються на ходові гвинти із кроками 10 мм кульково-гвинтових передач. При обертанні ходових гвинтів гайки переміщуються із приєднаними до них поперечним верхнім та поперечним нижнім супортами відповідно. Контроль положень поперечних верхнього та нижнього супортів здійснюється оптичними датчиками BE-178A5, які приєднані до гвинтів за допомогою муфти.

Привід обертання інструментального шпинделя револьверної головки верхнього супорта здійснюється від високомоментного двигуна марки PF4-K-7714 з тахогенератором та гальмом з номінальним моментом $M_H = 10$ Н·м, номінальною частотою обертання $n_H = 1500$ об/хв і максимальною частотою обертання $n_{max} = 3000$ об/хв. Рух від двигуна через зубчасту циліндричну передачу із числом зубів коліс $z = 30$ та $z = 38$ передається через з'єднувальну кулачкову муфту на інструментальний шпиндель револьверної головки.

Револьверні головки, які встановлені на поперечних верхньому та нижньому супортах, містять кінематичні ланцюги їх повороту і фіксації. Фіксація (розфіксація) дисків револьверних головок здійснюється від гідроциліндрів, зв'язаних із ними. Для надійної фіксації служать муфти Хірта із числом зубів вінців $z = 72$. Одна з півмуфт муфти Хірта приєднана жорстко до корпусу револьверної головки, інша – жорстко до диска. Кінематичні ланцюги повороту револьверних головок містять обертові гідродвигуни, які через циліндричні передачі внутрішнього зчеплення із числом зубів коліс $z = 21$ та $z = 42$ та циліндричні передачі із числом зубів коліс $z = 16$ та $z = 96$ повертають диски револьверних головок. Контроль положення дисків револьверних головок здійснюється від датчиків ПК12Ух141-2, які з ними з'єднанні за допомогою валів та з'єднувальних муфт.

Привід закриття-розкриття захисного екрана містить асинхронний електродвигун потужністю $N=0,5$ кВт та частотою обертання $n_{ном}=1750$ хв⁻¹, черв'ячний редуктор із числом заходів черв'яка $z=1$ та числом зубів черв'ячного колеса $z = 30$ та тросову передачу.

2.2. Проектування конструкції приводу поздовжніх подач нижнього супорта двосупортного токарного верстату з ЧПК

2.2.1. Вибір типу та структури приводу

Привід подач, являючись важливою складовою частиною верстата з ЧПК, повинен забезпечити створення необхідного тягового зусилля при переміщенні

виконавчого органу верстата як на швидкостях робочих подач в границях заданого діапазону, так і при швидких переміщеннях на холостому ході [21, 22].

В сучасних верстатах з ЧПК основним є замкнутий тип приводу. Такий привід складається з механічної частини (рис. 2.2), що містить виконавчий орган, механізм перетворення обертового руху в поступальний, перетворювальні передачі, вимірювальної частини, що являє собою датчик контролю положення виконавчого органу, привідного двигуна та модуля регулювання привідного двигуна [21, 22].

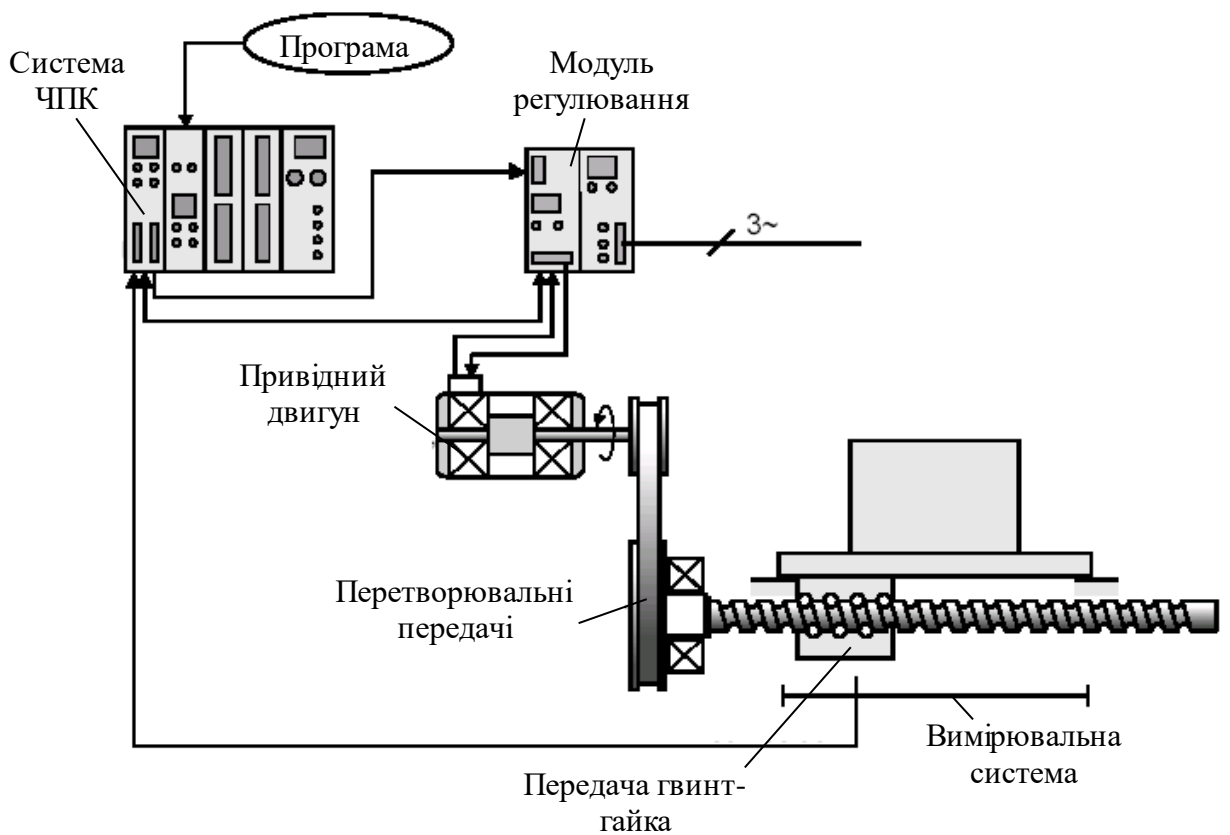


Рис. 2.2. – Типова структура приводу подач замкнутого типу

2.2.2. Вихідні дані для розрахунку

Привід має замкнену систему керування, високомоментний двигун, який зв'язаний з ходовим гвинтом через зубчасто-пасову передачу. Ходовий гвинт закріплений в одній опорі, що являє собою роликаний комбінований підшипник типу 504000 і сприймає навантаження в обох напрямках. Решта вихідних даних подано у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1. Вихідні дані для розрахунку приводу

№ п/п	Вихідні параметри	Позначення	Значення
1.	Маса супортної групи	m , кг	530
2.	Загальна довжина ходового гвинта	L_b , мм	715
3.	Відстань між торцем опори і вільним кінцем гвинта	l , мм	490
4.	Максимальна віддаль між гайкою і опорою гвинта	l_{max} , мм	310
5.	Твердість поверхонь контакту кульок і доріжок кочення гвинта і гайки	HRC	60
6.	Допустимі контактні напруження	$[\sigma_k]$, МПа	2500
7.	Число витків, що працюють в гайці	i_G , шт.	3
8.	Швидкість швидких переміщень	$V_{x.x}$, м/хв	15
9.	Прискорення при розгоні	a , м/с ²	1,5

В якості розрахункового прийнято деякий узагальнений цикл роботи. Отримані в результаті аналізу роботи приводу вихідні значення параметрів, необхідні для розрахунку подані в таблиці 2.2. Вказаний в таблиці час розгону (гальмування) визначено з врахуванням лінійного закону зміни швидкості супорта на цих етапах руху [21, 23]:

$$t_p = \frac{V_{x.x}}{a} = \frac{15}{60 \cdot 1,5} = 0,17 \text{ с.}$$

Таблиця 2.2. Дані для розрахунку приводу

№ етапу руху	Характер етапу руху	Значення параметрів				
		l_c	V_c	t	F_p	$F_{т.н.}$
		м	м/хв	с	Н	Н
1	2	3	4	5	6	7
1.	Розгін	0.022	-	0.17	-	300

1	2	3	4	5	6	7
2.	Швидкий хід	0.2	15	0.8	-	300
3.	Гальмування	0.022	-	0.17	-	300
4.	Робоча подача	0.04	0.12	20	1900	530
5.	Зупинка	-	-	-	-	-
6.	Розгін	0.022	-	0.17	-	300
7.	Швидкий хід	0.24	15	0.96	-	300
8.	Гальмування	0.022	-	0.17	-	300
9.	Стоянка	-	-	33,1	-	-
10.	Розгін	0.022	-	0.17	-	300
11.	Швидкий хід	0.24	15	0.96	-	300
12.	Гальмування	0.022	-	0.17	-	300
13.	Робоча подача	0.005	0.10	4.3	440	320
14.	Зупинка	-	-	-	-	-
15.	Розгін	0.022	-	0.17	-	300
16.	Швидкий хід	0.24	15	0.96	-	300
17.	Гальмування	0.022	-	0.17	-	300
18.	Пауза	-	-	1.5	-	-
19.	Розгін	0.022	-	0.17	-	300
20.	Швидкий хід	0.213	15	0.85	-	300
21.	Гальмування	0.022	-	0.17	-	300
22.	Пауза	-	-	2.8	-	-
23.	Розгін	0.022	-	0.17	-	300
24.	Швидкий хід	0.213	15	0.85	-	300
25.	Гальмування	0.022	-	0.17	-	300
26.	Вистій					

2.2.3. Розрахунок механічної частини приводу

2.2.3.1. Визначення діаметра ходового гвинта, кроку різі та осьової жорсткості

Згідно рекомендацій [23] діаметр гвинта можна визначити виходячи із відношення довжини гвинта до діаметра гвинта. Приймавши $\frac{L_b}{d_0} = 16$ отримаємо:

$$d_0 = \frac{L_b}{16} = \frac{715}{16} = 44 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартні значення діаметра гвинта, кроку гвинта та діаметра кульки: $d_0 = 50$ мм; $t_b = 10$ мм; $d_k = 6$ мм.

По номограмі [23] знайдемо сумарну жорсткість приводу. Необхідне для використання номограми значення діаметра опорної шийки гвинта приймемо рівним $d_n = 0,7 \cdot d_0 = 0,7 \cdot 50 = 35$ мм.

Згідно із номограмою сумарна жорсткість буде рівна $j_\Sigma = 160$ Н/мкм.

Мінімально допустиме значення жорсткості, що забезпечує задовільні динамічні показники роботи, визначаємо за залежністю [23]:

$$j_{\Sigma_{min}} = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot f_0^2 \cdot m}{10^6}, \quad (2.1)$$

де f_0 – власна частота коливань механічної частини;

m – маса переміщуваного вузла.

За [23] власна частота коливань механічної частини слідкуючого приводу з тиристорним перетворювачем і електродвигуном постійного струму $f_0 = 70 - 80$ Гц.

Підставивши відповідні значення у (2.1) отримаємо:

$$j_{\Sigma_{min}} = \frac{4 \cdot (3,14)^2 \cdot 70^2 \cdot 530}{10^6} = 102 \text{ Н/мкм.}$$

Отже, $j_\Sigma = 160 \text{ Н/мкм} > j_{\Sigma_{min}} = 102 \text{ Н/мкм.}$

2.2.3.2. Розрахунок ходового гвинта на поздовжню стійкість та вібростійкість

Величина критичного навантаження визначається за формулою [23]:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_0}{(\mu l)^2 \cdot K}, \quad (2.2)$$

де $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності матеріалу гвинта;

I_0 – осьовий момент інерції перерізу гвинта, мм⁴;

μl – приведена довжина гвинта, мм;

K – коефіцієнт запасу стійкості.

Для схеми I за [23] $\mu = 2$. Приймаємо $K = 3$.

Осьовий момент інерції гвинта:

$$I_0 \approx 0,05 \cdot d_{гн}^4 = 0,05 \cdot (50 - 6)^4 = 1,9 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

Тоді за (2.2) отримаємо:

$$P_{кр} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,9 \cdot 10^5}{(2 \cdot 490)^2 \cdot 3} = 1,4 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Критична осьова сила набагато більша осьового навантаження на гвинт, тобто: $P_{кр} = 1,4 \cdot 10^5 \text{ Н} \gg F_{ос} = 2430 \text{ Н}$.

При великих частотах обертання гвинт може втратити стійкість внаслідок появи резонансу, тобто умов, коли частота власних коливань співпадає з деякою, так званою критичною частотою обертання $n_{кр}$.

Критична частота обертання визначається за залежністю [23]:

$$n_{кр} = \xi \cdot \frac{30}{\pi} \cdot \frac{d_{гн}}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot g}{\gamma}}, \quad (2.3)$$

де ξ – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення гвинта;

$d_{гн}$ – внутрішній діаметр гвинта;

$g = 9,81 \cdot 10^3 \text{ мм/с}^2$;

$\gamma = 7,8 \cdot 10^{-5} \text{ Н/мм}^3$ – питома вага матеріалу гвинта.

Для гвинта, змонтованого по схемі I за [23] рекомендується $\xi = 0,88$.

Підставивши у (2.3) відповідні значення отримаємо:

$$n_{кр} = 0,88 \cdot \frac{30}{3,14} \cdot \frac{44}{490^2} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 9,81 \cdot 10^3}{7,8 \cdot 10^{-5}}} = 7918 \text{ об/хв.}$$

Максимальну частоту обертання ходовий гвинт має при русі супорта із швидкістю швидких ходів:

$$n_{b_{max}} = \frac{V_{x.x.}}{t_b} = \frac{15 \cdot 1000}{10} = 1500 \text{ об/хв.}$$

Небезпека виникнення резонансу в приводі відсутня, так як $n_{b_{max}} \ll n_{кр}$.

2.2.3.3. Розрахунок передачі гвинт гайка на статичну міцність та довговічність

При $[\sigma] = 2500$ МПа допустиме осьове статичне навантаження визначиться за залежністю [23]:

$$[F_{cm}] = 10 \cdot z \cdot d_{ш}^2, \quad (2.4)$$

де z – число робочих кульок;

$d_{ш}$ – діаметр кульки.

Число робочих кульок [23]:

$$z = \frac{\pi \cdot d_0 \cdot i_{\Gamma}}{d_{ш}}, \quad (2.5)$$

де i_{Γ} – число робочих витків гайки.

Підставивши значення у (2.5) отримаємо:

$$z = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 3}{6} \approx 78.$$

Тоді $[F_{cm}] = 10 \cdot 78 \cdot 6^2 = 2,8 \cdot 10^4$ Н.

Максимальне значення діючого в приводі осьового статичного навантаження не перевищує гранично допустиме значення.

Розрахунок на довговічність зводиться до визначення коефіцієнта довговічності [23]:

$$K_1 = K_Q \sqrt[3]{\frac{60 \cdot T \cdot n_{ек} \cdot c_i}{10^7}}, \quad (2.6)$$

де K_Q – коефіцієнт змінності навантаження, який при наявності попереднього натягу рівний 0,9;

T – потрібний термін служби передачі;

$n_{ек}$ – еквівалентна частота обертання гвинта;

c_i – число циклів навантаження на один оберт гвинта (приблизно рівне половині числа кульок в одному витку).

Число циклів навантаження на один оберт гвинта [23]:

$$c_i = \frac{\pi \cdot d_0}{d_{ш} \cdot 2} = \frac{3,14 \cdot 50}{6 \cdot 2} = 13$$

Еквівалентна частота обертання [21, 23]:

$$n_{ек} = \frac{\sum_{i=1}^q n_i \cdot t_i}{\sum t_i}, \quad (2.7)$$

де n_i – частота обертання гвинта на відповідному етапі руху супорта на протязі часу t_i ;

q – число етапів руху.

Частота обертання при різних режимах роботи:

$$n_b = \frac{V_c}{t_b}, \quad (2.8)$$

де V_c – швидкість руху супорта;

t_b – крок ходового гвинта.

Частота обертання гвинта при обточуванні:

$$n_{b1} = \frac{120}{10} = 12 \text{ об/хв.}$$

Частота обертання гвинта при проточці канавок:

$$n_{b2} = \frac{100}{10} = 10 \text{ об/хв.}$$

Для швидких ходів $n_{\sigma.x.} = 1500 \text{ об/хв.}$

Визначимо значення сум $\sum n_i t_i$ для різних етапів роботи приводу.

Етапи розгону і гальмування (12 етапів):

$$\sum n_i t_i = 750 \cdot \frac{0,17}{60} \cdot 12 = 25,5 \text{ об.}$$

Етапи швидких ходів (6 етапів):

$$\sum n_i t_i = 1500 \cdot \frac{0,8 + 0,96 + 0,96 + 0,96 + 0,85 + 0,85}{60} = 134,5 \text{ об.}$$

Етапи робочих подач (2 етапи):

$$\sum n_i t_i = 12 \cdot \frac{20}{60} + 10 \cdot \frac{4,3}{60} = 4,7 \text{ об.}$$

Сумарний час етапів руху:

$$\Sigma t_i = \frac{0,17 \cdot 12 + 5,38 + 20 + 4,3}{60} = 0,53 \text{ хв.}$$

Тоді за (2.7) еквівалентна частота обертання:

$$n_{ек} = \frac{25,5 + 134,5 + 4,7}{0,53} = 310 \text{ об.}$$

Коефіцієнт довговічності за (4.28):

$$K_1 = 0,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 10 \cdot 10^3 \cdot 310 \cdot 13}{10^7}} = 5,8$$

Оскільки $K_1 > 1$, то потрібно граничне допустиме осьове навантаження $[F_{cm}]$, знайдене із умови статичної міцності, зменшити в 5,8 раз і отримане нове значення $[F_{cm}^1]$ порівняти, як і раніше, з максимальним осьовим навантаженням $F_{ос max} = 2430 \text{ Н}$.

$$[F_{cm}^1] = \frac{[F_{cm}]}{K_1} = \frac{2,8 \cdot 10^4}{5,8} = 4827 \text{ Н} > F_{max} = 2430 \text{ Н.}$$

Таким чином, вибрані значення параметрів гвинтової передачі забезпечують її задовільну роботу по довговічності (втомній міцності).

2.2.4. Вибір електродвигуна приводу подач

2.2.4.1. Визначення приведених до валу двигуна моментів опору від сил різання та сил тертя

Момент на валу двигуна від сил різання визначається за залежністю [23]:

$$M_p = \frac{F_p \cdot t_b}{2 \cdot \pi \cdot \eta \cdot u}, \quad (2.9)$$

де η – ККД приводу подачі;

u – передаточне число зубчасто-пасової передачі.

Передаточне число зубчасто-пасової передачі:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{37}{20} = 1,85.$$

ККД приводу подачі складається з ККД гвинтової пари $\eta_1 = 0,9$ та ККД зубчасто-пасової передачі $\eta_2 = 0,9$, тобто $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,9 \cdot 0,9 = 0,81$.

Тоді за залежністю (2.9) момент від сил різання буде рівний:

$$M_p = \frac{2430 \cdot 0,01}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,81 \cdot 1,85} = 3,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент від сил тертя визначиться за залежністю:

$$M_{TH} = \frac{F_{TH} \cdot t_b}{2 \cdot \pi \cdot \eta \cdot u}, \quad (2.10)$$

Підставивши відповідні значення у (2.10) отримаємо:

$$M_p = \frac{300 \cdot 0,01}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,81 \cdot 1,85} = 0,32 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент від сил тертя в гвинтовій передачі визначиться за залежністю [23]:

$$M_{TB} = 0,032 \cdot \frac{F_p \cdot t_b}{3 \cdot \eta_2 \cdot u}, \quad (2.11)$$

Підставивши відповідні значення у (2.11) отримаємо:

$$M_{TB} = 0,032 \cdot \frac{2430 \cdot 0,01}{3 \cdot 0,9 \cdot 1,85} = 0,16 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент від сил тертя в підшипнику і ущільненнях згідно [23] можна прийняти рівним:

$$M_{ТП} = \frac{3 \dots 5}{\eta_2 \cdot u} = \frac{3 \dots 5}{0,9 \cdot 1,85} = 1,8 \dots 3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Загальний приведений до валу двигуна момент від сил тертя:

$$M_T = M_{ТН} + M_{ТВ} + M_{ТП} = 0,32 + 0,16 + 3 = 3,48 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Найбільший статичний момент опору:

$$M_{СТ\ max} = M_P + M_T = 3,5 + 3,48 = 6,98 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.2.4.2. Попередній вибір двигуна

Вибираємо двигун по величині найбільшого статичного моменту $M_{СТ\ max} = 6,98 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а також по найбільшій частоті обертання в робочих режимах і при швидких переміщеннях.

Згідно технічних даних високомоментних двигунів вибираємо двигун марки PF4-K-7714 з тахогенератором та гальмом, який має номінальний момент $M_H = 10 \text{ Н}\cdot\text{м}$, номінальну частоту обертання $n_H = 1500 \text{ об/хв}$ і максимальну частоту обертання $n_{max} = 3000 \text{ об/хв}$.

2.2.4.3. Визначення моменту опору, що переборює двигун при розгоні

Приведений до валу двигуна момент інерції:

$$J = J_n + J_e + J_p + J_\delta, \quad (2.12)$$

де J_n – приведений до валу двигуна момент інерції переміщуваного вузла;

J_e – приведений до валу двигуна момент інерції ходового гвинта;

J_p – приведений до валу двигуна момент інерції шківів пасової передачі;

J_δ – приведений до валу двигуна момент інерції якоря двигуна.

Приведений до валу двигуна момент інерції револьверного супорта визначиться за залежністю:

$$J_n = \frac{m \cdot t_b^2}{u^2 \cdot 4 \cdot \pi^2}. \quad (2.13)$$

Підставивши відповідні значення у (2.13) отримаємо:

$$J_n = \frac{530 \cdot (0,01)^2}{(1,85)^2 \cdot 4 \cdot (3,14)^2} = 0,0004 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Приведений момент інерції ходового гвинта:

$$J_g = \frac{\pi \cdot d_0^4 \cdot L_b \cdot \rho}{32 \cdot u^2}, \quad (2.14)$$

де L_b – загальна довжина гвинта;

ρ – густина матеріалу гвинта;

Підставивши значення у (2.14) отримаємо:

$$J_g = \frac{3,14 \cdot (0,05) \cdot 0,715 \cdot 7,8 \cdot 10^3}{32 \cdot (1,85)^2} = 0,001 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент інерції якоря двигуна $J_d = 0,0142 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Момент інерції шківів пасової передачі, приведений до вала двигуна:

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_1^4 \cdot b_1 \cdot \rho}{32} + \frac{\pi \cdot d_2^4 \cdot b_2 \cdot \rho}{32 \cdot u^2}, \quad (2.15)$$

де d_1, d_2 – діаметр ведучого і веденого шківів;

b_1, b_2 – ширина ведучого і веденого шківів;

Підставивши значення у залежність (2.15) отримаємо:

$$J_p = \frac{3,14 \cdot (0,08)^4 \cdot 0,055 \cdot 7,8 \cdot 10^3}{32} + \frac{3,14 \cdot (0,148)^4 \cdot 0,055 \cdot 7,8 \cdot 10^3}{32 \cdot (1,85)^2} = 0,0076.$$

Тоді приведений до вала двигуна момент інерції:

$$J = 0,0004 + 0,001 + 0,0076 + 0,0142 = 0,0232 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Кутове прискорення при зміні швидкості руху в період розгону по лінійному закону визначається за залежністю [23]:

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n_{\sigma.x.}}{30 \cdot t_p \cdot \eta}, \quad (2.16)$$

Підставивши відповідні значення у (2.16) отримаємо:

$$\varepsilon = \frac{3,14 \cdot 1500}{30 \cdot 0,017 \cdot 0,81} = 1140 \text{ об/хв.}$$

Динамічний момент, потрібний для переборення інерції рухомих мас визначається за залежністю [23]:

$$M_D = J \cdot \varepsilon. \quad (2.17)$$

Підставивши відповідні значення у (2.17) отримаємо:

$$M_D = 0,0232 \cdot 1140 = 26,5 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Момент інерції від сил тертя при швидких ходах: $M_{TB} = M_T = 3,47 \text{ Н}\cdot\text{м.}$

Тоді момент, який переборює двигун при розгоні:

$$M_{DT} = M_D + M_{TB} = 26,5 + 3,47 = 29,97 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

2.2.4.4. Перевірка вибраного двигуна по середньому динамічному моменту

Отримане в результаті розрахунку значення M_{DT} для попередньо вибраного двигуна порівнюють з величиною середнього динамічного моменту M_{CpD} , що визначається по кривій допустимих моментів в перехідному процесі за залежністю:

$$M_{CpD} = \frac{1}{n_{\bar{\omega}_x}} \int_0^{n_{\bar{\omega}_x}} M(n) dn = \frac{S}{n_{\bar{\omega}_x}}, \quad (2.18)$$

де S – площа, обмежена між відповідною кривою допустимих моментів і відрізками осей координат довжиною: по осі частот обертання – від 0 до значення $n_{\bar{\omega}_x}$; по осі моментів – від 0 до точки перетину кривої з віссю моментів.

Знайшовши площу S за залежністю (2.18) отримаємо:

$$M_{CpD} = \frac{6,3 \cdot 10^4}{1500} = 42 \text{ Н}\cdot\text{м} > M_{DT} = 30 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Отже, вибраний двигун забезпечує режими розгону і гальмування із заданим прискоренням.

2.2.5. Опис конструкції та принципу дії приводу

Конструкція приводу поздовжніх подач нижнього револьверного супорта приведена у графічній частині роботи.

Привід поздовжніх подач нижнього револьверного супорта містить гвинт, змонтований у опорі, корпус якої закріплений на станині, привідний високомоментний електродвигун 158, зубчасто-пасову передачу 139 та датчик контролю переміщень супорта 154. Опора гвинта – комбінований роликовий підшипник 68. Гайка гвинтової пари 1 закріплена на торці поздовжньої каретки гвинтами 77 і штифтами 117. Обертання гвинту передається від високомоментного двигуна подачі 158 через шків 22, пас 139, шків 34. З гвинтом з'єднаний за допомогою кругової муфти 31 перетворювач 154 типу ВЕ-178-А5 з числом імпульсів 2500. Змащування кулькової пари – подача мастила в порожнину кришки системи періодичного змащування. Натяг пасу здійснюється поворотом двигуна разом із кронштейном 50 навколо пальця 45.

2.3. Висновки по розділу 2

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Розроблена кінематична схема двосупортного токарного верстату з ЧПК для реалізації дволезової обробки консольно-закріплених циліндричних деталей включає наступні кінематичні ланцюги для здійснення формоутворюючих рухів: привід головного руху; приводи поздовжніх подач верхнього і нижнього супортів; приводи поперечних подач верхнього і нижнього супортів; привід обертання інструментального шпинделя револьверної головки верхнього супорта.

2. Розроблено конструкцію приводу поздовжніх подач нижнього револьверного супорта, що забезпечує діапазон подач 1...6000 мм/хв. і швидкість швидких переміщень 15 м/хв.

3. За результатами конструкторських розрахунків прийнято діаметр і крок гвинта передачі гвинт-гайка кочення – 50x10 мм. Визначено жорсткість

приводу подач, яка становить 160 Н/мм. Встановлено, що режим роботи приводу поздовжніх подач нижнього револьверного супорта нерезонансний.

4. Вибрано привідний високомоментний двигун моделі PF4-K-7714 з тахогенератором та гальмом, який має номінальний момент $M_H = 10$ Н·м, номінальну частоту обертання $n_H = 1500$ об/хв і максимальну частоту обертання $n_{max} = 3000$ об/хв.

5. Проведена перевірка двигуна по забезпеченню пускових режимів його роботи.

3. НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

3.1. Розробка математичної моделі пружних деформацій консольно-закріпленої деталі при паралельній токарній обробці

3.1.1. Розробка розрахункової схеми для визначення пружних деформацій

Тривимірна модель дворізецевого паралельного точіння консольно-закріпленої деталі в затискному патроні приведена на рис. 3.1. Обробка деталі консольно-закріпленої деталі проводиться одночасно переднім різцем 4 і заднім різцем 3, які розташовані один відносно одного під кутом 180° . Деталь навантажена з боку процесу різання переднім і заднім різцями наступними складовими силами різання: P_{z1} , P_{z2} - тангенціальні складові сил різання; P_{y1} , P_{y2} - радіальні складові сил різання; P_{x1} , P_{x2} - осьові складові сил різання. Будемо розглядати випадок паралельної токарної обробки із різними глибинами різання t_1 і t_2 .

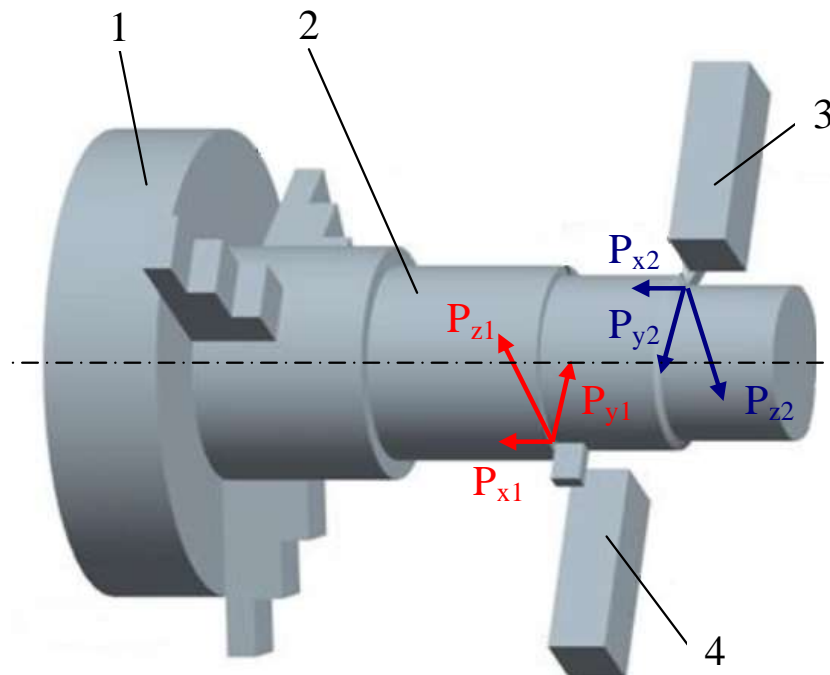


Рис. 3.1. – Тривимірна модель дворізецевого паралельного точіння консольно-закріпленої деталі в затискному патроні: 1 – трикулачковий затискний патрон; 2 – деталь; 3 – задній різець; 4 – передній різець

Розглянемо вплив пружних переміщень технологічної системи, спричинений дією сил різання на діаметральні похибки при багатолезовій токарній обробці консольно-закріплених циліндричних деталей. Деталь представимо як однорідний пружний стержень, який володіє пружними властивостями. Жорсткість по довжині кожної ділянки деталі приймемо постійною. Опорний вузол деталі у вигляді реальної опори (затискного патрона) приймемо зосередженим на кінці ділянки. Він на розрахунковій схемі може бути представлений у вигляді наступної опори:

- пружною відносно поперечних переміщень з податливістю α_y м/Н;
- пружною відносно поворотів з кутовою податливістю α_φ рад/Н·м.

В стаціонарних моделях токарної обробки можна обмежитися розглядом пружних переміщень технологічної системи в площині ОХУ, тобто в площині дії радіальних складових сил різання [6]. Тоді відхилення радіуса деталі:

$$\Delta r = \Delta y, \quad (3.1)$$

де Δy - зміщення осі обертання заготовки та вершини різця.

Виходячи із проведеного аналізу у [6] можна стверджувати, що малі переміщення в напрямку радіусу деталі, що з'єднує вісь обертання і вершину різця, багатократно значущі, ніж переміщення в напрямку, перпендикулярному цьому радіусу деталі [6]. Тому в стаціонарних моделях для визначення впливу пружних переміщень на відхилення радіусу деталі визначається податливість технологічної системи в площині ОХУ.

Виходячи із вище викладеного, плоска розрахункова схема стаціонарного режиму паралельної токарної обробки консольно-закріпленої деталі в пружній відносно зміщень опорі, представлена на рис. 3.2.

3.1.2. Розробка математичної моделі для визначення пружних деформацій

На положення осі консольно-закріпленої деталі відносно різальних кромek інструменту найбільше впливають наступні елементи [6]:

- згин осі консольно-закріпленої деталі під дією поперечних сил P_{y1} , P_{y2} ;
- зміщення лінії консольно-закріпленої деталі під впливом поперечних сил P_{y1} , P_{y2} внаслідок деформації опори;
- відтискання супортів під дією поперечних сил P_{y1} , P_{y2} ;
- зміщення лінії консольно-закріпленої деталі під впливом моментів M_{x1} M_{x2} ;
- згин осі консольно-закріпленої деталі під дією моментів M_{x1} M_{x2} .

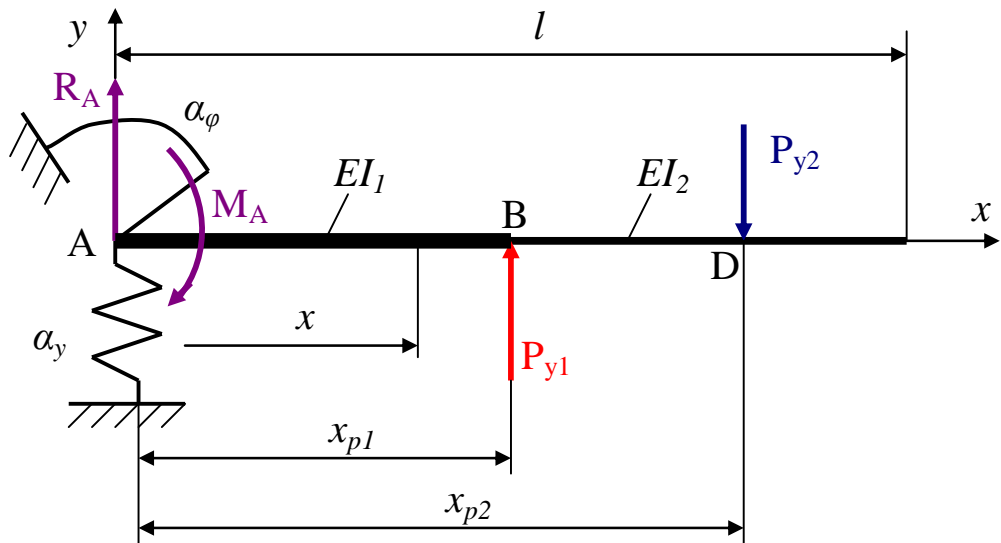


Рис. 3.2. – Розрахункова схема підсистеми «деталь-опора» з пружною відносно зміщень і поворотів опорою

На основі принципу суперпозиції одночасний вплив всіх цих елементів виразиться алгебраїчною сумою податливостей елементів:

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5, \quad (3.2)$$

де α_i ($i=1,2,\dots,5$) податливість перелічених вище елементів системи.

Як свідчать дані розрахунків приведених у [6] згин осі консольно-закріпленої деталі під дією моментів M_{x1} M_{x2} може мати істотне значення лише за дуже тонких консольно-закріплених деталей валів ($d < 20$ мм). Тому членом α_5 рівняння (3.2) можна знехтувати ($\alpha_5 = 0$). Величина зміщення лінії консольно-закріпленої деталі під впливом моментів M_{x1} M_{x2} незначна порівняно з величиною загальної податливості системи, через що нею також можна знехтувати ($\alpha_4 = 0$).

Виходячи із мети роботи, а саме встановлення впливу жорсткості пристроїв для затиску консольно-закріплених циліндричних деталей на діаметральні похибки при багатолезовій обробці на двосупортних токарних верстатах з ЧПК, при розрахунку загальної податливості системи відтискання супортів під дією поперечних сил P_{y1} , P_{y2} брати до уваги не будемо.

Тоді рівняння (3.2) запишеться у вигляді:

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2. \quad (3.3)$$

Розглянемо пружні деформації деталі закріпленої в одній опорі, пружній відносно переміщень і поворотів, що відповідає схемі паралельної токарної обробки поверхонь деталі, закріпленої в патроні (рис.3.2).

Визначимо реакції у опорі А. Запишемо рівняння рівноваги системи:

$$\begin{cases} \sum Y = R_A + P_{y1} - P_{y2} = 0 \\ \sum M = M_A - P_{y1}x_{p1} + P_{y2}x_{p2} = 0 \end{cases} \quad (3.4)$$

Із залежності (3.4) отримаємо:

$$R_A = P_{y2} - P_{y1}; \quad (3.5)$$

$$M_A = P_{y1}x_{p1} - P_{y2}x_{p2}. \quad (3.6)$$

Розглянемо пружні деформації деталі в точці дії радіальної складової сили різання P_{y1} (точка В) при згині осі консольно-закріпленої деталі під дією поперечних сил P_{y1} та P_{y2} , які виникають при дволезовій токарній обробці на двосупортних токарних верстатах з ЧПК.

Зміщення в точці В визначиться за залежністю:

$$y_B = \delta_{BB}P_{y1} - \delta_{BD}P_{y2}, \quad (3.7)$$

де δ_{BB} - коефіцієнт впливу податливості, тобто зміщення в точці В від одиничної сили, прикладеної в точці В;

δ_{BD} - коефіцієнт впливу податливості, тобто зміщення в точці В від одиничної сили, прикладеної в точці D.

Для розрахунку коефіцієнтів впливу податливості скористаємося відомим методом розрахунку переміщень згинних систем – способом Верещагіна [24].

Для визначення деформацій системи використовується наступна залежність [24]:

$$\delta_{ij} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{EI_i} M_i \omega_i, \quad (3.8)$$

де E - модуль пружності другого роду;

I_i - момент інерції i -го перерізу деталі;

M_i - площа i -ї ділянки епюри згинного моменту;

ω_i - координата центру ваги ділянки першої епюри, взята на другій епюрі згинного моменту.

Розрахункова схема для визначення зміщення в точці В від одиничної сили, прикладеної в точці В, приведена на рис. 3.3.

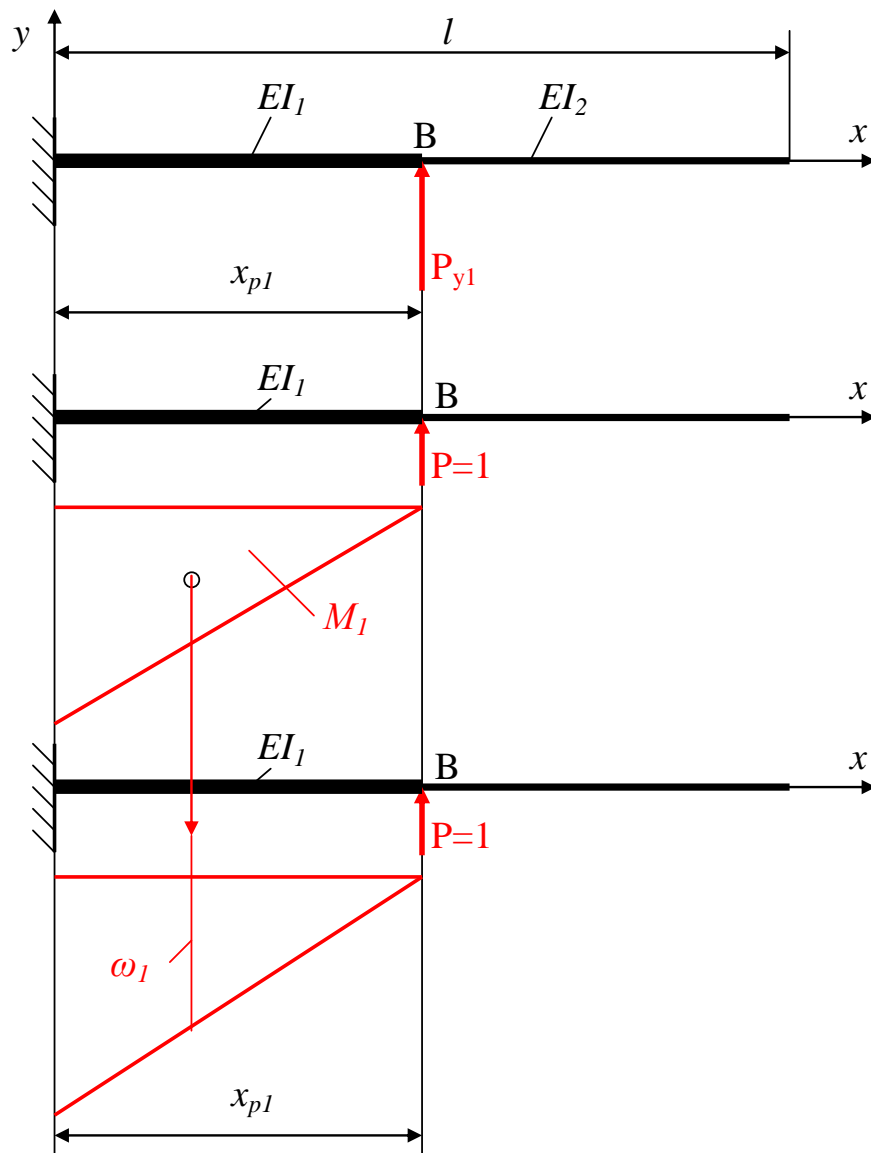


Рис. 3.3. – Розрахункова схема для визначення коефіцієнта впливу податливості δ_{BB}

За правилом Верещагіна [24]

$$\delta_{BB} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{EI_i} M_i \omega_i = \frac{1}{EI_1} M_1 \omega_1. \quad (3.9)$$

Підставляючи значення у залежність (3.9) отримаємо:

$$\delta_{BB} = \frac{1}{EI_1} \frac{1}{2} x_{p1} x_{p1} \frac{2}{3} x_{p1} = \frac{x_{p1}^3}{3EI_1}.$$

Розрахункова схема для визначення зміщення в точці В від одиничної сили, прикладеної в точці D, приведена на рис. 3.4.

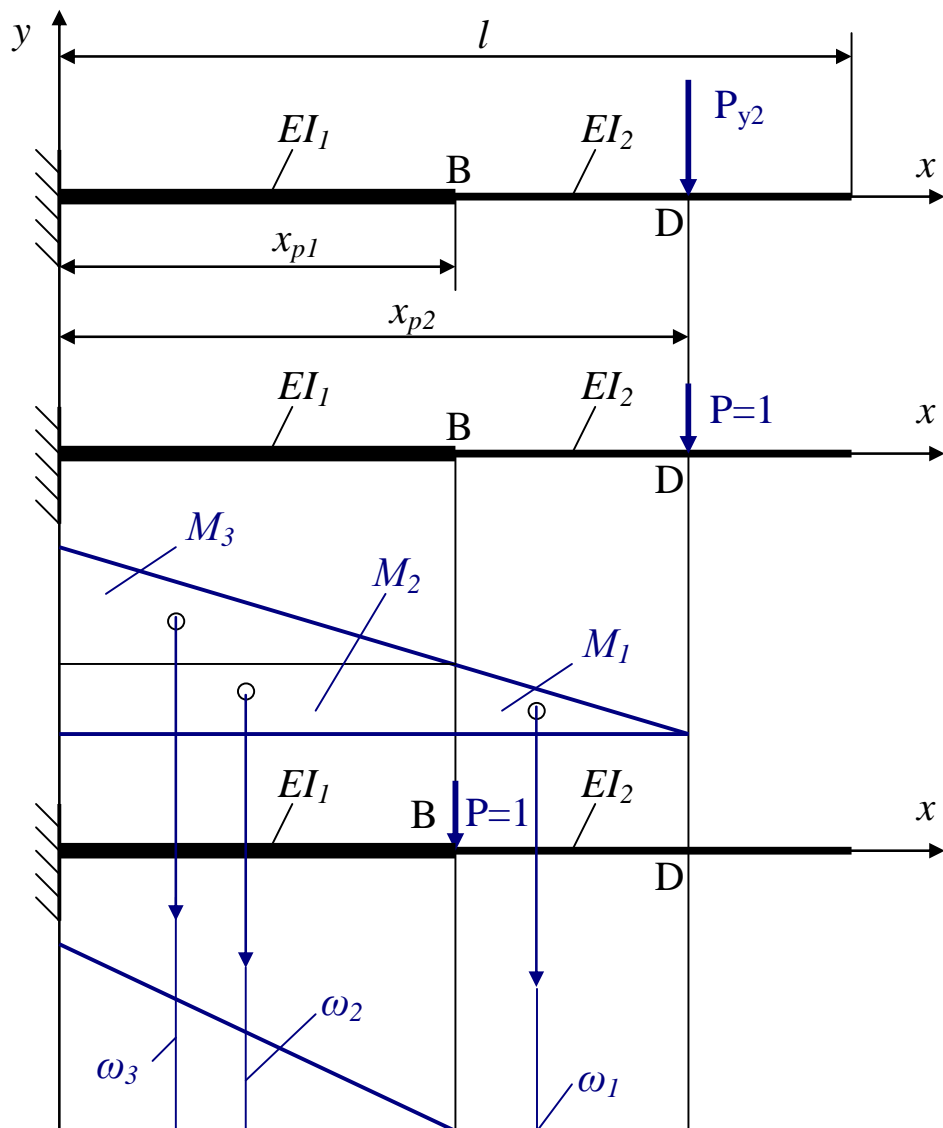


Рис. 3.4. – Розрахункова схема для визначення коефіцієнта впливу податливості δ_{BD}

За правилом Верещагіна [24]

$$\delta_{BD} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{EI_i} M_i \omega_i = \frac{1}{EI_2} M'_1 \omega'_1 + \frac{1}{EI_1} (M'_2 \omega'_2 + M'_3 \omega'_3). \quad (3.10)$$

Підставляючи значення у залежність (3.10) отримаємо:

$$\begin{aligned} \delta_{BD} &= \frac{1}{EI_1} \left(x_{p1}(x_{p2} - x_{p1}) \cdot \frac{1}{2} x_{p1} + \frac{1}{2} x_{p1} \cdot (x_{p2} - (x_{p2} - x_{p1})) \cdot \frac{2}{3} x_{p1} \right) = \\ &= \frac{1}{EI_1} \left(\frac{x_{p1}^2(x_{p2} - x_{p1})}{2} + \frac{1}{3} x_{p1}^3 \right). \end{aligned}$$

Підставляючи значення δ_{BB} та δ_{BD} у залежність (3.7), отримаємо пружні деформації деталі в точці дії радіальної складової сили різання P_{y1} (точка В) при згині осі консольно-закріпленої деталі під дією поперечних сил P_{y1} та P_{y2} :

$$y_B = \frac{x_{p1}^3}{3EI_1} P_{y1} - \frac{1}{EI_1} \left(\frac{x_{p1}^2(x_{p2} - x_{p1})}{2} + \frac{1}{3} x_{p1}^3 \right) P_{y2}$$

Розглянемо зміщення лінії консольно-закріпленої деталі внаслідок деформації опори під впливом поперечних сил P_{y1} та P_{y2} , які виникають при дволезовій токарній обробці на двосупортних токарних верстатах з ЧПК.

Зміщення в точці В визначиться за залежністю:

$$y'_B = \delta_{\alpha_y} + \delta_{\alpha_\varphi}, \quad (3.11)$$

де δ_{α_y} - зміщення в точці В, викликане радіальною деформацією опори;

δ_{α_φ} - зміщення в точці В, викликане кутовою деформацією опори.

Розрахункова схема для визначення зміщення в точці В, викликаного радіальною деформацією опори, приведена на рис. 3.5

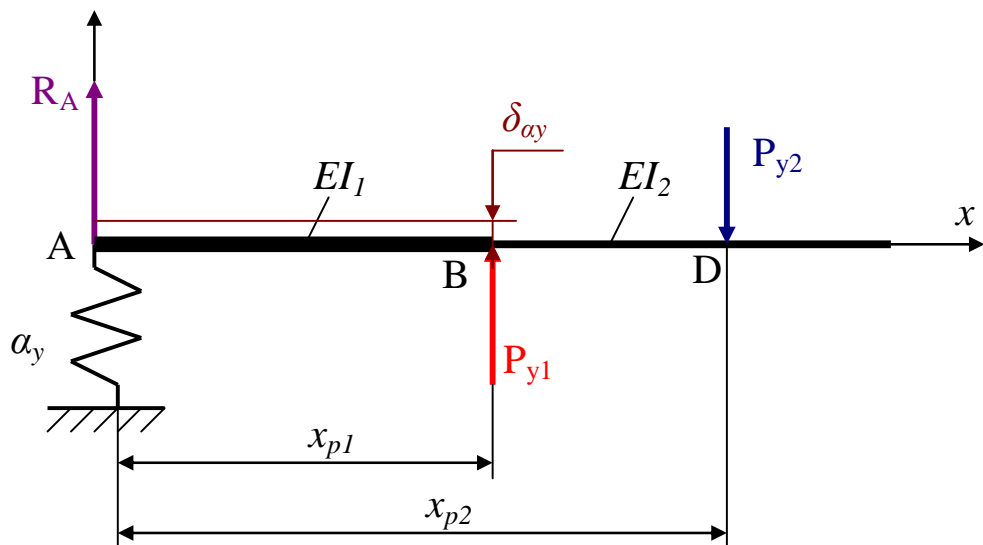


Рис. 3.5. – Розрахункова схема для визначення δ_{α_y}

Зміщення в точці В, викликане радіальною деформацією опори, визначиться за залежністю [25]:

$$\delta_{\alpha_y} = \alpha_y \cdot (P_{y1} - P_{y2}), \quad (3.12)$$

де α_y - радіальна податливість опори.

Розрахункова схема для визначення зміщення в точці В, викликаного кутовою деформацією опори, приведена на рис. 3.6.

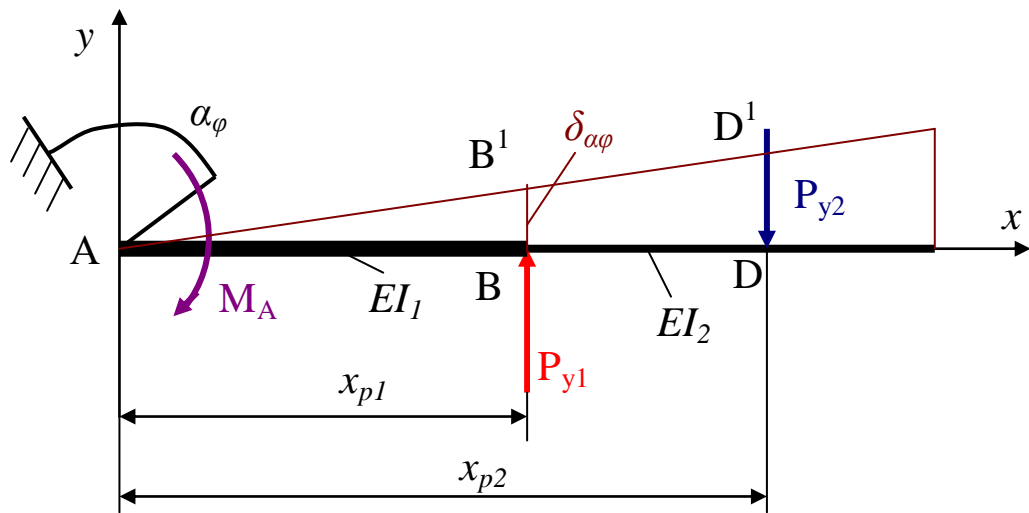


Рис. 3.6. – Розрахункова схема для визначення δ_{α_φ}

Зміщення в точці В, викликане кутовою деформацією опори від сили різання P_{y1} , визначиться за залежністю [25]:

$$\delta_{\alpha_{y1}} = \alpha_\varphi \cdot P_{y1} \cdot x_{p1} \cdot x_{p1} = \alpha_\varphi \cdot P_{y1} \cdot x_{p1}^2, \quad (3.13)$$

де α_φ - кутова податливість опори.

Зміщення в точці В, викликане кутовою деформацією опори від сили різання P_{y2} , визначиться із подібності трикутників ABB^1 та ADD^1 :

$$\delta_{\alpha_{y2}} = \frac{\delta_{\alpha D} \cdot x_{p1}}{x_{p2}}, \quad (3.14)$$

де $\delta_{\alpha D}$ - зміщення в точці D, викликане кутовою деформацією опори від сили різання P_{y2} .

Зміщення в точці D, викликане кутовою деформацією опори від сили різання P_{y2} , визначиться за залежністю [25]:

$$\delta_{\alpha_D} = \alpha_{\varphi} \cdot P_{y2} \cdot x_{p2} \cdot x_{p2} = \alpha_{\varphi} \cdot P_{y2} \cdot x_{p2}^2. \quad (3.15)$$

Підставивши значення δ_{α_D} у залежність (3.14) отримаємо:

$$\delta_{\alpha_{y2}} = \alpha_{\varphi} \cdot P_{y2} \cdot x_{p1} \cdot x_{p2}. \quad (3.16)$$

Підставивши значення у залежність (3.11), отримаємо:

$$y'_B = \alpha_y \cdot (P_{y1} - P_{y2}) + \alpha_{\varphi} (P_{y1} x_{p1}^2 - P_{y2} x_{p1} x_{p2}). \quad (3.17)$$

Тоді за залежністю (3.3) відхилення радіуса деталі в точці В, викликане згином осі консольно-закріпленої деталі під дією поперечних сил P_{y1} , P_{y2} та зміщенням лінії консольно-закріпленої деталі під впливом поперечних сил P_{y1} , P_{y2} внаслідок деформації опори, буде мати вигляд:

$$\Delta r = \Delta y = y_B + y'_B. \quad (3.18)$$

3.2. Обговорення та аналіз отриманих результатів

З використанням розробленої математичної моделі пружних деформацій консольно-закріпленої деталі при паралельній токарній обробці проводилось:

- моделювання впливу діаметру d оброблюваної деталі на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем;
- моделювання впливу величини поперечних сил P_{y1} , P_{y2} на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем;
- моделювання впливу кутової податливості α_{φ} затискного патрона на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем.

Спільними вихідними даними для моделювання були прийняті наступні: модуль пружності матеріалу деталі - $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; координата прикладання радіальної складової сили різання P_{y1} змінювалися в межах $x_{p1} = 100 \dots 150$ мм; координата прикладання радіальної складової сили різання P_{y2} змінювалися в межах $x_{p2} = 150 \dots 200$ мм; радіальна податливість затискного патрона $\alpha_y = 25 \cdot 10^{-6}$ мм·Н.

Моделювання проводилося за допомогою ПЕОМ з використанням пакету прикладних програм MatCAD, результати якого приведені у додатках.

Результати моделювання впливу діаметру d оброблювальної деталі на відхилення діаметра ΔD поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем приведені на рис. 3.7. При моделюванні прийнято кутову податливість затискного патрона $\alpha_\varphi = 15 \cdot 10^{-11}$ рад/мм·Н. Радіальні складові сил різання прийняті однаковими і рівними $P_{y1} = P_{y2} = 300$ Н. Моделювання проводилося для діаметрів оброблювальної деталі $d = 40$ мм, $d = 45$ мм та $d = 50$ мм.

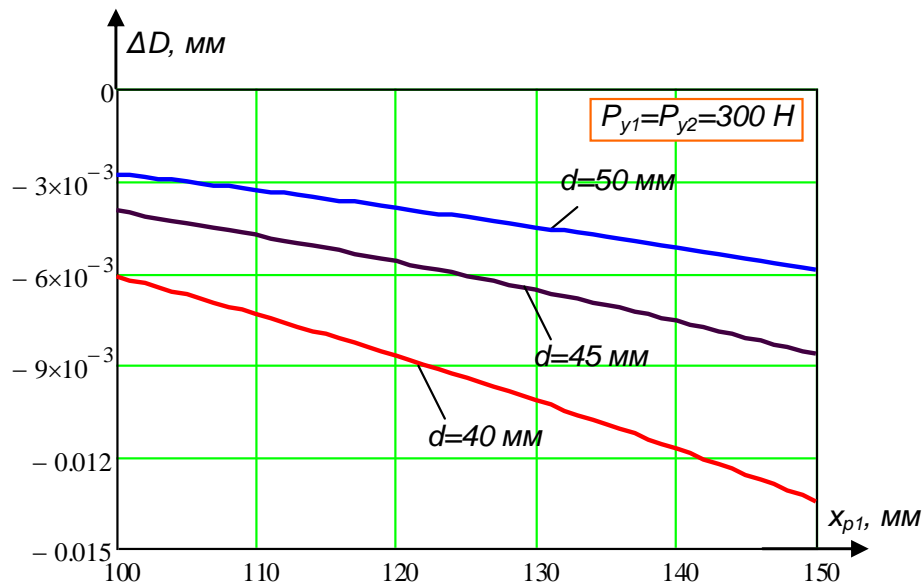


Рис. 3.7. Впливу діаметру d оброблювальної деталі на відхилення діаметра ΔD поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем

Як показують результати моделювання при таких умовах отримаємо конусність обробленої поверхні переднім різцем. Зміна відхилення діаметра ΔD поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем, для діаметра $d = 40$ мм від початку обробки до її закінчення змінюється від 13 мкм до 6 мкм, для $d = 45$ мм – від 9 мкм до 4 мкм, а для $d = 50$ мм – від 6 мкм до 3 мкм.

Моделювання впливу величин поперечних сил P_{y1} , P_{y2} на відхилення діаметра ΔD поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем, приведена на рис. 3.8. При моделюванні прийнято кутову податливість затискного патрона $\alpha_\varphi = 15 \cdot 10^{-11}$ рад/мм·Н. Моделювання проводилося для діаметрів оброблювальної деталі $d = 40$ мм, $d = 45$ мм та $d = 50$ мм. У першому випадку

поперечні сили становили $P_{y1} = 300$ Н, $P_{y2} = 200$ Н, а у другому – $P_{y1} = 200$ Н, $P_{y2} = 300$ Н.

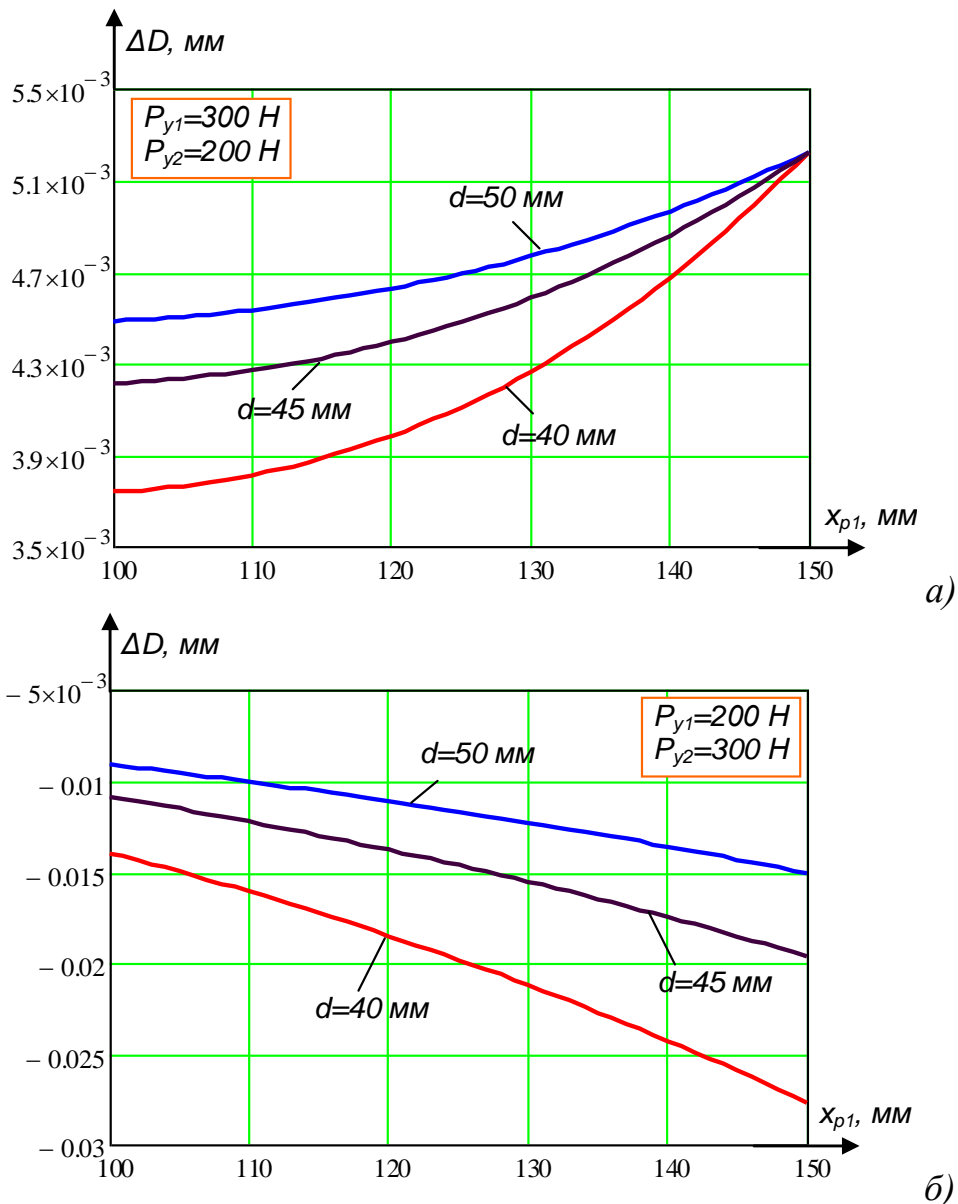


Рис. 3.8. Вплив величин поперечних сил P_{y1} , P_{y2} на відхилення діаметра ΔD поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем:
 а) для $P_{y1} = 300$ Н, $P_{y2} = 200$ Н; б) для $P_{y1} = 200$ Н, $P_{y2} = 300$ Н

За результатами моделювання можна зробити висновок, що величини поперечних сил P_{y1} , P_{y2} суттєво впливають на відхилення діаметра ΔD поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем. При значенні поперечних сил $P_{y1} = 300$ Н, $P_{y2} = 200$ Н при діаметрах деталі від 40 до 50 мм відхилення діаметра ΔD на довжині оброблюваної поверхні 50 мм змінюється на невелику величину (від 3,7 до 5,2 мкм). При значенні поперечних сил $P_{y1} = 200$ Н,

$P_{y2} = 300$ Н для діаметра $d = 40$ мм відхилення діаметра ΔD на довжині оброблюваної поверхні 50 мм змінюється від 14 до 27 мкм, для діаметра $d = 45$ мм – від 11 до 19 мкм і для діаметра $d = 50$ мм – від 8 до 15 мкм. Тобто, ці значення є майже у 4 рази вищими, ніж у першому випадку.

Отже, з метою зменшення діаметральних похибок ΔD по довжині оброблюваної поверхні необхідно регулювати радіальні складові сил різання за рахунок зміни величини подачі, або глибини різання (якщо це можливо).

Моделювання впливу кутової податливості α_φ затискного патрона на відхилення діаметра ΔD поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем, приведена на рис. 3.9. Моделювання проводилося для діаметрів оброблюваної деталі $d = 50$ мм та $d = 60$ мм. Радіальні складові сил різання прийняті однаковими і рівними $P_{y1} = P_{y2} = 300$ Н. Моделювання проводилося для кутової податливості затискного патрона $\alpha_\varphi = 15 \cdot 10^{-11}$ рад/мм·Н, $\alpha_\varphi = 10 \cdot 10^{-11}$ рад/мм·Н та $\alpha_\varphi = 5 \cdot 10^{-11}$ рад/мм·Н.

Як показують результати моделювання при таких умовах обробки кутова податливість затискного патрона не суттєво впливає на відхилення діаметра ΔD поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем. Зміна відхилення діаметра ΔD поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем, ΔD на довжині оброблюваної поверхні 50 мм для діаметра $d = 50$ мм при $\alpha_\varphi = 15 \cdot 10^{-11}$ рад/мм·Н змінюється від 2,8 мкм до 5,9 мкм, при $\alpha_\varphi = 10 \cdot 10^{-11}$ рад/мм·Н – від 2,6 мкм до 5,8 мкм, а при $\alpha_\varphi = 5 \cdot 10^{-11}$ рад/мм·Н. – від 2,4 мкм до 5,3 мкм. Для тих самих умов ΔD для діаметра $d = 60$ мм при $\alpha_\varphi = 15 \cdot 10^{-11}$ рад/мм·Н змінюється від 1,6 мкм до 3,2 мкм, при $\alpha_\varphi = 10 \cdot 10^{-11}$ рад/мм·Н – від 1,4 мкм до 2,9 мкм, а при $\alpha_\varphi = 5 \cdot 10^{-11}$ рад/мм·Н. – від 1,3 мкм до 2,7 мкм.

Отже, зменшення кутової податливості α_φ затискного патрона буде більше впливати на діаметральні похибки ΔD по довжині оброблюваної поверхні при більших діаметрах оброблюваної деталі. Це викликано тим, що із збільшенням діаметра згинна жорсткість деталі збільшується, а її вклад у

сумарні деформації системи зменшується. На початку обробки поверхні деталі діаметром $d = 60$ мм переднім різцем при зменшенні кутової податливості α_φ затискного патрона у 3 рази діаметральні похибки ΔD зменшилися у 1,88 раз. Для тих самих умов при діаметрі деталі $d = 50$ мм при зменшенні кутової податливості α_φ затискного патрона у 3 рази діаметральні похибки ΔD зменшилися у 1,16 раз.

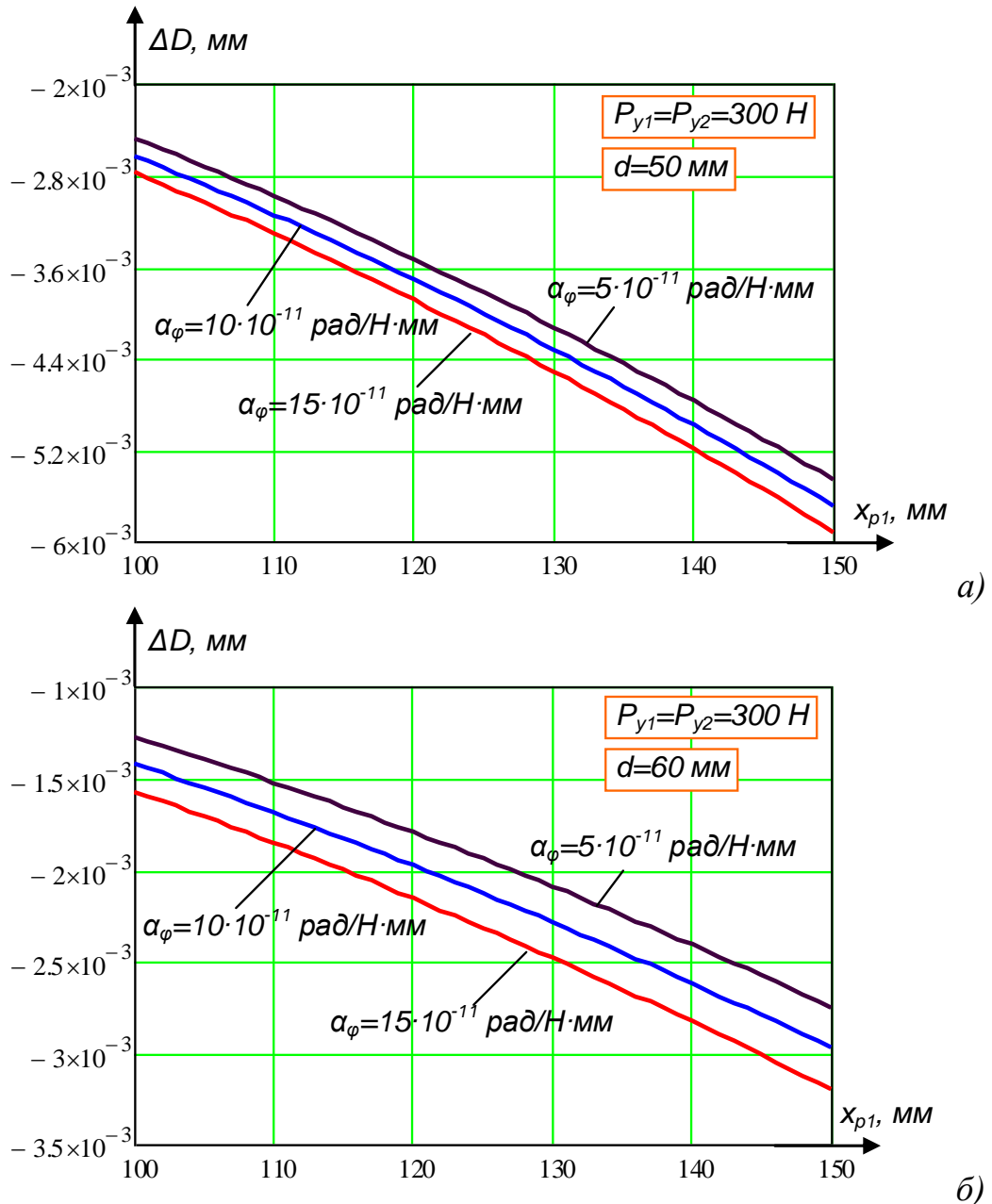


Рис. 3.9. Вплив кутової податливості α_φ затискного патрона на відхилення діаметра ΔD поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем:
а) для $d = 50$ мм; б) для $d = 60$ мм

Основна частина результатів наведених досліджень оприлюднена і опублікована у матеріалах науково-технічної конференції [26] за таким посиланням: Жолодзь Р.В. Вплив жорсткості затискного патрона на діаметральні похибки при дворізцевій токарній обробці. Науковий керівник Волошин В.Н., к.т.н., доц./ Матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції молодих вчених та студентів/ Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 24-25 листопада 2021 р.), 2021. – С. 36. Ксерокопія тез наведена у додатках.

3.3. Висновки по розділу 3

Відповідно до результатів, досягнутих у розділі 3 можна зробити такі висновки:

1. Розроблено плоску розрахункову схему стаціонарного режиму дворізцевої паралельної токарної обробки консольно-закріпленої деталі в пружній відносно зміщень опорі, яка володіє радіальною і кутовою податливістю затискного патрона.

2. Розроблено математичну модель пружних деформацій консольно-закріпленої деталі при паралельній дворізцевій токарній обробці для моделювання діаметральних похибок поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем. Математична модель враховує пружні деформації деталі при згині осі консольно-закріпленої деталі та зміщенням її осі внаслідок радіальної і кутової податливості затискного патрона під дією радіальних складових сил різання.

3. З використанням пакету прикладних програм MathCAD проведено моделювання: впливу діаметру d оброблювальної деталі на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем; впливу величини поперечних сил P_{y1} , P_{y2} на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем; впливу кутової податливості α_{φ} затискного патрона на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем.

4. В результаті моделювання встановлено, що при дволезовій паралельній токарній обробці поверхня, оброблена переднім різцем, буде мати конусність. Зміна відхилення діаметра ΔD поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем, при радіальній та кутовій податливості затискного патрона $\alpha_y = 25 \cdot 10^{-6}$ мм·Н, $\alpha_\varphi = 15 \cdot 10^{-11}$ рад/мм·Н і радіальних складових силах різання $P_{y1} = P_{y2} = 300$ Н для діаметра $d = 40$ мм на довжині поверхні 50 мм змінюється від 13 мкм до 6 мкм, для $d = 45$ мм – від 9 мкм до 4 мкм, а для $d = 50$ мм – від 6 мкм до 3 мкм.

5. За результатами моделювання можна зробити висновок, що величини поперечних сил суттєво впливають на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем. Тому з метою зменшення діаметральних похибок по довжині оброблюваної поверхні необхідно регулювати радіальні складові сил різання за рахунок зміни величини подачі, або глибини різання (якщо це можливо).

6. Результатами моделювання показали, що зменшення кутової податливості затискного патрона буде більше впливати на діаметральні похибки по довжині оброблюваної поверхні при більших діаметрах оброблюваної деталі. Це пояснюється тим, що із збільшенням діаметра згинна жорсткість деталі збільшується, а її вклад у сумарні деформації системи зменшується. Встановлено, що на початку обробки поверхні деталі діаметром $d = 60$ мм переднім різцем при зменшенні кутової податливості α_φ затискного патрона у 3 рази діаметральні похибки зменшилися у 1,88 раз, а при діаметрі деталі $d = 50$ мм діаметральні похибки зменшилися у 1,16 разів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В даній кваліфікаційній роботі магістра вирішено важливу науково-прикладну задачу стосовно встановлення впливу жорсткості пристроїв для затиску консольно-закріплених циліндричних деталей на діаметральні похибки при багатолезовій обробці на двосупортних токарних верстатах з ЧПК.

2. На основі аналізу встановлено, що основними способами забезпечення необхідної точності обробки консольно-закріплених циліндричних деталей є обробка на занижених режимах та багатопрохідна обробка, підвищення жорсткості та точності технологічної оброблювальної системи, обробка із застосуванням систем автоматичного керування, багатолезова обробка з розміщенням різальних лез по периметру заготовки.

3. Узагальнюючий аналіз конструкцій самовстановлювальних токарних систем для паралельної токарної обробки показав, що їх основний недолік закладений у принципі безпосереднього вирівнювання радіальних сил, що приводить до копіювання поздовжньої кривизни деталі і всіх її похибок, а також виникненні сильних вібрацій внаслідок змінних радіальних переміщень.

4. Проаналізована концепція багатолезового оснащення із кінематичними міжінструментальними зв'язками, яка дозволяє досягнути компенсації пружних деформацій технологічної оброблювальної системи, керувати системою навантажень на верстат та інструмент та виключити вплив на деформації власне тих факторів, що визначають точність і якість обробки.

5. Огляд багатьох робіт в області точності паралельної токарної обробки циліндричних деталей показав що для теоретичної оцінки точності використовуються: варіаційний метод розрахунку точності машин, який дозволяє провести оцінку впливу узагальнених похибок на вихідну точність оброблених циліндричних поверхонь; комплекс матричних моделей точності виконуваних розмірів, що містить моделі спотворення розмірів та моделі полів розсіювання розмірів при обробці партії заготовок, де враховується податливість технологічної системи по всіх координатних осях та допускається довільне просторове налаштування; математичні моделі силової взаємодії

елементів технологічної системи, як дозволяє враховувати подачі і глибини різання, а також кути розвороту інструментів різних супортів; теорія балки Ейлера-Бернуллі (класична теорія балки), що дає можливість розрахувати деформацію заготовки, що знаходиться під поперечним навантаженням.

6. Розроблена кінематична схема двосупортного токарного верстату з ЧПК для реалізації дволезової обробки консольно-закріплених циліндричних деталей включає наступні кінематичні ланцюги для здійснення формоутворюючих рухів: привід головного руху; приводи поздовжніх подач верхнього і нижнього супортів; приводи поперечних подач верхнього і нижнього супортів; привід обертання інструментального шпинделя револьверної головки верхнього супорта.

7. Розроблено конструкцію приводу поздовжніх подач нижнього револьверного супорта, що забезпечує діапазон подач 1...6000 мм/хв. і швидкість швидких переміщень 15 м/хв. За результатами конструкторських розрахунків прийнято діаметр і крок гвинта передачі гвинт-гайка кочення – 50x10 мм, визначено жорсткість приводу подач, яка становить 160 Н/мкм. Встановлено, що режим роботи приводу поздовжніх подач нижнього револьверного супорта нерезонансний.

8. Вибрано в якості джерела руху приводу поздовжніх подач нижнього револьверного супорта високомоментний двигун моделі PF4-K-7714 з тахогенератором та гальмом, який має номінальний момент $M_H = 10$ Н·м, номінальну частоту обертання $n_H = 1500$ об/хв і максимальну частоту обертання $n_{max} = 3000$ об/хв. Проведена перевірка двигуна по забезпеченню пускових режимів його роботи.

9. Розроблено плоску розрахункову схему стаціонарного режиму дворізцевої паралельної токарної обробки консольно-закріпленої деталі в пружній відносно зміщень опорі, яка володіє радіальною і кутовою податливістю затискного патрона.

10. Розроблено математичну модель пружних деформацій консольно-закріпленої деталі при паралельній дворізцевій токарній обробці для моделювання діаметральних похибок поверхні деталі, яка обробляється

переднім різцем. Математична модель враховує пружні деформації деталі при згині осі консольно-закріпленої деталі та зміщенням її осі внаслідок радіальної і кутової податливості затискного патрона під дією радіальних складових сил різання.

11. З використанням пакету прикладних програм MathCAD проведено моделювання: впливу діаметру d оброблювальної деталі на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем; впливу величини поперечних сил P_{y1} , P_{y2} на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем; впливу кутової податливості α_φ затискного патрона на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем.

12. В результаті моделювання встановлено, що при дволезовій паралельній токарній обробці поверхня, оброблена переднім різцем, буде мати конусність. Зміна відхилення діаметра ΔD поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем, при радіальній та кутовій податливості затискного патрона $\alpha_y = 25 \cdot 10^{-6}$ мм·Н, $\alpha_\varphi = 15 \cdot 10^{-11}$ рад/мм·Н і радіальних складових силах різання $P_{y1} = P_{y2} = 300$ Н для діаметра $d = 40$ мм на довжині поверхні 50 мм змінюється від 13 мкм до 6 мкм, для $d = 45$ мм – від 9 мкм до 4 мкм, а для $d = 50$ мм – від 6 мкм до 3 мкм.

13. За результатами моделювання можна зробити висновок, що величини поперечних сил суттєво впливають на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем. Тому з метою зменшення діаметральних похибок по довжині оброблюваної поверхні необхідно регулювати радіальні складові сил різання за рахунок зміни величини подачі, або глибини різання (якщо це можливо).

14. Результатами моделювання показали, що зменшення кутової податливості затискного патрона буде більше впливати на діаметральні похибки по довжині оброблюваної поверхні при більших діаметрах оброблюваної деталі. Це пояснюється тим, що із збільшенням діаметра згинна жорсткість деталі збільшується, а її вклад у сумарні деформації системи

зменшується. Встановлено, що на початку обробки поверхні деталі діаметром $d = 60$ мм переднім різцем при зменшенні кутової податливості α_φ затискного патрона у 3 рази діаметральні похибки зменшилися у 1,88 раз, а при діаметрі деталі $d = 50$ мм діаметральні похибки зменшилися у 1,16 разів.

4.

4.1.

Для забезпечення безпечної роботи верстата повинні бути передбачені наступні технічні засоби: захисні огорожі; запобіжні та блокуючі пристрої; засоби сигналізації та індикації.

Для закриття травмонебезпечних зон на верстаті повинні бути передбачені захисні огорожі. В першу чергу це огорожа, виконана у вигляді захисного екрану, яка захищає оператора від стружки, змащувально-охолоджувальних рідин та уламків зруйнованого інструменту або вириву заготовки із затискного патрона. Крім цього повинні бути передбачені огорожі, виконані у вигляді захисних щитків пасових передач приводу револьверних супортів та щитків електрошаф.

Блокувальні пристрої повинні забезпечити блокування огороження електрошаф, переміщень револьверних супортів в зони обмеження та аварійні зони. Крім того повинно передбачатись неможливість включення електродвигуна при відсутності тиску в системах гідроприводу верстата та централізованій системі змащення. Також повинна передбачатись аварійна зупинка верстата при падінні тиску в гідросистемі, неможливість розтиску заготовки при шпинделі, що обертається та неможливість запуску шпинделя при розтиснутому патроні, а також автоматичне відключення верстата від мережі при відкриванні дверей електрошаф і зупинку верстата при закінченні прутка.

Повинне бути також передбачене заземлення всіх струмопровідних частин: електрошаф, пульта, пристрою ЧПК, станції гідроприводу, електродвигунів і панелей, станції охолодження електрошпинделя.

Засоби сигналізації та індикації передбачені на верстаті для сповіщення обслуговуючого персоналу про подачу напруги на верстат, його пуск, несправності відповідальних вузлів та порушення режимів роботи, виникнення

аварійних ситуацій. Засоби індикації повинні бути виконані у вигляді світлодіодів, що винесені на пульт оператора. На верстаті передбачаються наступні типи сигналізації: сигналізація про включення верстата в мережу; сигналізація включення гідравліки; сигналізація включення головного приводу та приводів подач; сигналізація обмежень переміщень по координатах; сигналізація про вихідні положення супортів; сигналізація про перевантаження приводів подач та приводу головного руху.

На верстаті передбачається пристрій для забезпечення автоматичної подачі пруткового матеріалу, зміни інструменту, лотки для відрізаних із прутка деталей, автоматична система затиску заготовки та контролю розмірів за допомогою вимірювальної головки із щупом контакту.

4.2.

Основним елементом виробничої структури підприємства є робоче місце, від правильності організації якого суттєво залежить ефективність та безпека кожної технологічної операції та виробничого процесу в цілому. Тому важливо, щоб організація та стан робочих місць забезпечували зручні та безпечні дії з матеріалами, заготовками, напівфабрикатами, а також технічне обслуговування та ремонт верстату. Організація робочого місця, його розміри та взаємне розташування органів керування та відображення інформації повинні відповідати антропометричним, фізіологічним та психофізіологічним особливостям людини, а також характеру виконуваної роботи. На робочих місцях повинна бути передбачена площа, на якій розміщуються стелажі, тара, столи, пристрої для зберігання на накопичення оснащення, матеріалів, заготовок, напівфабрикатів готових деталей та відходів виробництва.

Планування робочого місця оператора проектного верстату показано на рис. 4.1.

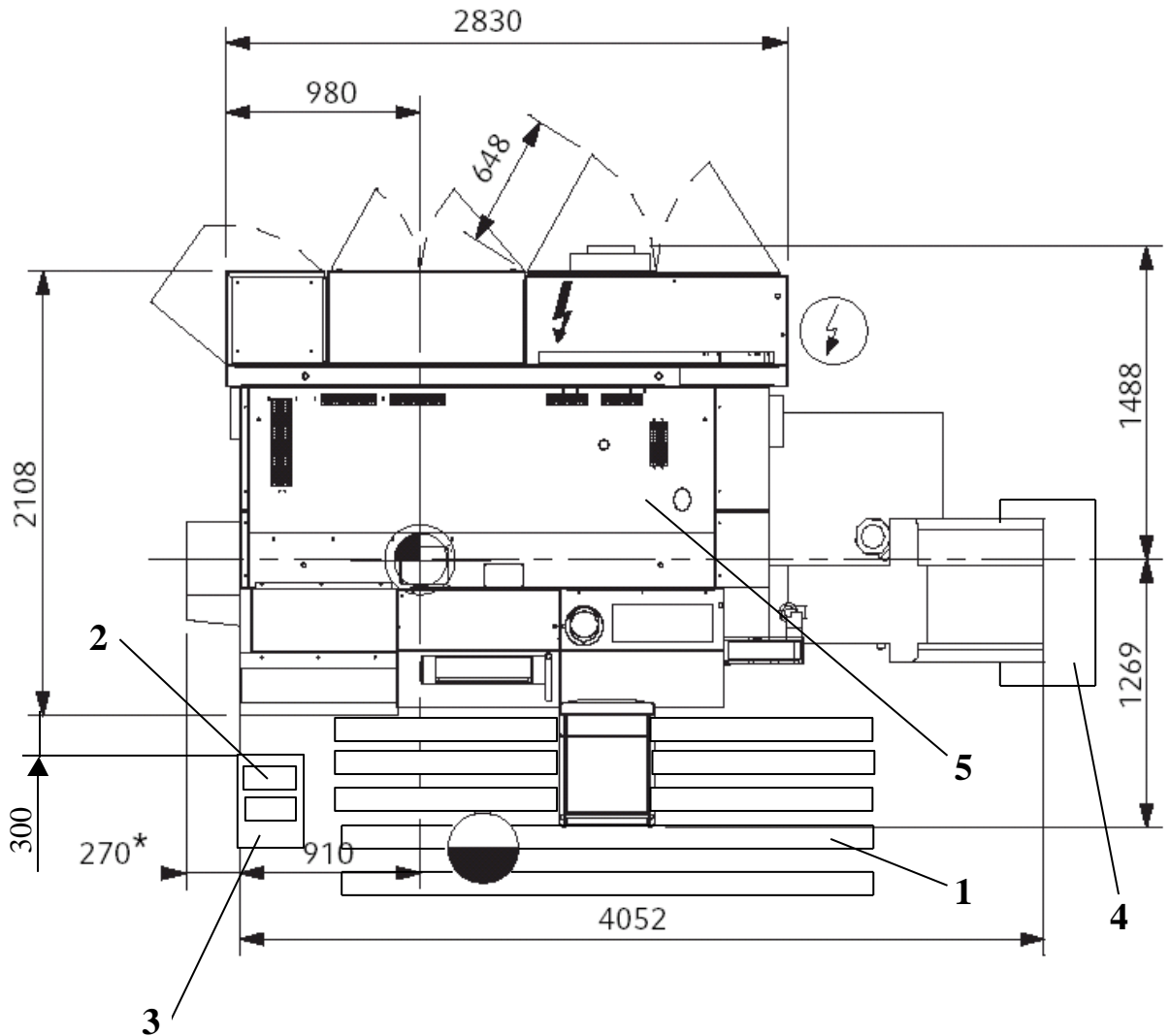


Рис. 4.1. - Планування робочого місця оператора проектного верстата:
 1 – решітка для ніг; 2 – тара з оброблюваними деталями та заготовками;
 3 – прийомний стіл; 4 – тара для стружки; 5 – токарний двосупортний
 верстат з ЧПК

4.3.

При підготовці двосупортного токарного верстату з ЧПК для реалізації дволезової обробки до роботи потрібно:

- перевірити наявність і справність кожухів та кришок;
- особливу увагу звертати на надійність кріплення кожухів та кришок, що закривають пасові передачі приводів револьверних супортів та зону різання;
- перевіряти надійність заземлення верстату і його складових частин, правильність роботи блокувальних пристроїв верстату.

При першопочатковому пуску перевірити дію кнопки «аварійний стоп» з грибовидним штовхачем червоного кольору, розташованою на пульті керування верстатом, що забезпечує відключення всього електрообладнання верстата незалежно від циклу його роботи.

В процесі роботи двосупортного токарного верстату з ЧПК для реалізації дволезової обробки необхідно дотримуватись загальних вимог безпеки при роботі на металорізальних верстатах. При цьому необхідно:

- періодично перевіряти надійність заземлення верстата і його складових частин;
- слідкувати за попереджувальною сигналізацією пульта керування і за нормальною освітленістю верстата;
- не включати верстат, якщо який-небудь щит огороження або екран зняті;
- під час роботи верстата забороняється проводити регулювання або налагодження його механізмів;
- не працювати на верстаті без екрана, що закриває зону різання, та кожухів і кришок, що закривають пасові передачі приводів поперечних та поздовжніх переміщень револьверних супортів;
- не працювати при відкритих дверцях електрошаф;
- замінити деталь потрібно тільки при повністю зупиненому шпинделі верстата;
- чищення та обтирання верстату проводити тільки після його зупинки і відключення від електромережі;
- слідкувати за тим, щоб робоче місце біля верстата не було загромождjenим.

4.4.

Забезпечення стійкості роботи виробничих об'єктів в умовах надзвичайних ситуацій мирного чи військового часу є однією з основних задач безпеки

життєдіяльності.

На стійкість функціонування механічного цеху у надзвичайних ситуаціях впливають такі фактори: надійність захисту робітників та службовців від наслідків стихійних лих, аварій, а також дія первинних та вторинних уражуючих факторів зброї масового знищення (ЗМЗ) та інших сучасних засобів нападу; здатність інженерно-технічного комплексу цеху протистояти в певній мірі цим діям; надійність системи постачання об'єкта всім необхідним для виробництва продукції, стійкість та неперервність керування виробництвом; готовність об'єкта до робіт із відновлення порушеного виробництва.

Основні заходи з підвищення стійкості, що проводяться на об'єктах (цехах, дільницях, підприємствах) у мирний час передбачають: захист робітників та службовців інженерно-технічного комплексу від наслідків стихійних лих, світломаскування об'єкту; підготовка його до відновлення порушеного виробництва тощо.

Будівлі та споруди на об'єкті необхідно розташовувати на відстані одна від одної. Між будівлями повинні бути протипожежні розриви шириною не менше сумарної висоти двох сусідніх будівель. Великі будівлі слід розділювати на секції незгоряючими стінками.

Складські приміщення для зберігання лейкозаймистих речовин повинні зберігатися в окремих блоках заглибленого чи напівзаглибленого типу в межах території об'єкта чи за його межами.

Від стійкості будівель та споруд залежить, в основному, стійкість всього об'єкта. Підвищення їх стійкості досягається вмонтуванням каркасів, рам, підкосів, проміжних опор для зменшення прольоту несучих конструкцій.

Захист місткостей із СДОР і легкозаймистих рідин здійснюється шляхом їх обвалювання – насип земляного вала навколо місткості, який розрахований на витримування повного об'єму рідини.

Основні заходи з підвищення стійкості технологічного обладнання цеху для забезпечення високої міцності полягає у спорудженні над ним спеціальних пристроїв (у вигляді кожухів, матраців, парасоль тощо), які захищають його від пошкоджень уламками зруйнованих конструкцій.

При недостатній стійкості самого обладнання до дії швидкісного напору ударної хвилі воно повинно кріпитися на фундаментних гвинтах.

Підвищення стійкості систем електропостачання досягається проведенням як загальноміських, так і об'єктових інженерно-технічних заходів. Електроенергія повинна поступати на об'єкт з двох напрямків. При живленні одного напрямку необхідно передбачати автономне (аварійне) джерело (пересувну електростанцію).

Трансформаторні приміщення, апаратура розподілення і прилади повинні бути надійно захищені, в тому числі і від електромагнітного імпульсу ядерного вибуху.

Особливу увагу слід приділяти стійкості систем постачання газом. Вся система газопостачання виконується кільцево, що дозволяє відключити пошкоджені ділянки і використовувати лінії, що збереглися.

Дуже важливе значення має створення стійкої системи водопостачання об'єкта. Постачання повинно здійснюватись з двох джерел – основного та резервного, одне з яких повинно бути підземним.

Надійність матеріально-технічного постачання забезпечується встановленням стійких зв'язків з постачальниками і своєчасною підготовкою складів для зберігання готової продукції; переходом на місцеві джерела сировини та палива; будівництвом за межами міст філій підприємств; створення запасів сировини, палива, обладнання, матеріалів та комплектуючих деталей.

Стійкість роботи об'єкта також залежить від надійності систем паро- і газозабезпечення.

Для забезпечення безперервного керування необхідно мати в об'єкті надійно захищені пункти керування, радіовузл, диспетчерські пункти, автоматичні телефонні станції.

1. В даній кваліфікаційній роботі магістра вирішено важливу науково-прикладну задачу стосовно встановлення впливу жорсткості пристроїв для затиску консольно-закріплених циліндричних деталей на діаметральні похибки при багатолезовій обробці на двосупортних токарних верстатах з ЧПК.

2. На основі аналізу встановлено, що основними способами забезпечення необхідної точності обробки консольно-закріплених циліндричних деталей є обробка на занижених режимах та багатопрохідна обробка, підвищення жорсткості та точності технологічної оброблювальної системи, обробка із застосуванням систем автоматичного керування, багатолезова обробка з розміщенням різальних лез по периметру заготовки.

3. Узагальнюючий аналіз конструкцій самовстановлювальних токарних систем для паралельної токарної обробки показав, що їх основний недолік закладений у принципі безпосереднього вирівнювання радіальних сил, що приводить до копіювання поздовжньої кривизни деталі і всіх її похибок, а також виникненні сильних вібрацій внаслідок змінних радіальних переміщень.

4. Проаналізована концепція багатолезового оснащення із кінематичними міжінструментальними зв'язками, яка дозволяє досягнути компенсації пружних деформацій технологічної оброблювальної системи, керувати системою навантажень на верстат та інструмент та виключити вплив на деформації власне тих факторів, що визначають точність і якість обробки.

5. Огляд багатьох робіт в області точності паралельної токарної обробки циліндричних деталей показав що для теоретичної оцінки точності використовуються: варіаційний метод розрахунку точності машин, який дозволяє провести оцінку впливу узагальнених похибок на вихідну точність оброблених циліндричних поверхонь; комплекс матричних моделей точності виконуваних розмірів, що містить моделі спотворення розмірів та моделі полів розсіювання розмірів при обробці партії заготовок, де враховується податливість технологічної системи по всіх координатних осях та допускається довільне просторове налаштування; математичні моделі силової взаємодії

елементів технологічної системи, як дозволяє враховувати подачі і глибини різання, а також кути розвороту інструментів різних супортів; теорія балки Ейлера-Бернуллі (класична теорія балки), що дає можливість розрахувати деформацію заготовки, що знаходиться під поперечним навантаженням.

6. Розроблена кінематична схема двосупортного токарного верстату з ЧПК для реалізації дволезової обробки консольно-закріплених циліндричних деталей включає наступні кінематичні ланцюги для здійснення формоутворюючих рухів: привід головного руху; приводи поздовжніх подач верхнього і нижнього супортів; приводи поперечних подач верхнього і нижнього супортів; привід обертання інструментального шпинделя револьверної головки верхнього супорта.

7. Розроблено конструкцію приводу поздовжніх подач нижнього револьверного супорта, що забезпечує діапазон подач 1...6000 мм/хв. і швидкість швидких переміщень 15 м/хв. За результатами конструкторських розрахунків прийнято діаметр і крок гвинта передачі гвинт-гайка кочення – 50x10 мм, визначено жорсткість приводу подач, яка становить 160 Н/мкм. Встановлено, що режим роботи приводу поздовжніх подач нижнього револьверного супорта нерезонансний.

8. Вибрано в якості джерела руху приводу поздовжніх подач нижнього револьверного супорта високомоментний двигун моделі PF4-K-7714 з тахогенератором та гальмом, який має номінальний момент $M_H = 10$ Н·м, номінальну частоту обертання $n_H = 1500$ об/хв і максимальну частоту обертання $n_{max} = 3000$ об/хв. Проведена перевірка двигуна по забезпеченню пускових режимів його роботи.

9. Розроблено плоску розрахункову схему стаціонарного режиму дворізцевої паралельної токарної обробки консольно-закріпленої деталі в пружній відносно зміщень опорі, яка володіє радіальною і кутовою податливістю затискного патрона.

10. Розроблено математичну модель пружних деформацій консольно-закріпленої деталі при паралельній дворізцевій токарній обробці для моделювання діаметральних похибок поверхні деталі, яка обробляється

переднім різцем. Математична модель враховує пружні деформації деталі при згині осі консольно-закріпленої деталі та зміщенням її осі внаслідок радіальної і кутової податливості затискного патрона під дією радіальних складових сил різання.

11. З використанням пакету прикладних програм MathCAD проведено моделювання: впливу діаметру d оброблювальної деталі на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем; впливу величини поперечних сил P_{y1} , P_{y2} на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем; впливу кутової податливості α_φ затискного патрона на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем.

12. В результаті моделювання встановлено, що при дволезовій паралельній токарній обробці поверхня, оброблена переднім різцем, буде мати конусність. Зміна відхилення діаметра ΔD поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем, при радіальній та кутовій податливості затискного патрона $\alpha_y = 25 \cdot 10^{-6}$ мм·Н, $\alpha_\varphi = 15 \cdot 10^{-11}$ рад/мм·Н і радіальних складових силах різання $P_{y1} = P_{y2} = 300$ Н для діаметра $d = 40$ мм на довжині поверхні 50 мм змінюється від 13 мкм до 6 мкм, для $d = 45$ мм – від 9 мкм до 4 мкм, а для $d = 50$ мм – від 6 мкм до 3 мкм.

13. За результатами моделювання можна зробити висновок, що величини поперечних сил суттєво впливають на відхилення діаметра поверхні деталі, яка обробляється переднім різцем. Тому з метою зменшення діаметральних похибок по довжині оброблюваної поверхні необхідно регулювати радіальні складові сил різання за рахунок зміни величини подачі, або глибини різання (якщо це можливо).

14. Результатами моделювання показали, що зменшення кутової податливості затискного патрона буде більше впливати на діаметральні похибки по довжині оброблюваної поверхні при більших діаметрах оброблюваної деталі. Це пояснюється тим, що із збільшенням діаметра згинна жорсткість деталі збільшується, а її вклад у сумарні деформації системи

зменшується. Встановлено, що на початку обробки поверхні деталі діаметром $d = 60$ мм переднім різцем при зменшенні кутової податливості α_φ затискного патрона у 3 рази діаметральні похибки зменшилися у 1,88 раз, а при діаметрі деталі $d = 50$ мм діаметральні похибки зменшилися у 1,16 разів.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія/ Упоряд. Кузнецов Ю.М.. – К.: - Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.
2. Кузнецов Ю.Н., Драчев О.И., Луцив И.В., Шевченко А.В., Волошин В.Н. Зажимные механизмы и технологическая оснастка для высокоэффективной токарной обработки: монография/ Ю.Н. Кузнецов, О.И. Драчев, И.В. Луцив [и др.]. – Старый Оскол: ТНТ, 2014. – 480 с.
3. Базров Б.М. Основы технологии машиностроения. – М.: Машиностроение, 2005. – 736 с.
4. Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. Інструментальні матеріали, режими різання і технічне нормування механічної обробки: навчальний посібник. Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. – 240 с.
5. Петраков Ю.В. Теория автоматического управления в металлообработке. – К.: ІЗМН, 1999. – 218 с.
6. Драчев О.И., Кравцов А.Н. Автоматическое управление процессом точения маложестких деталей – ВолгГТУ-Тольятти: ЗАО «ОНИКС», 2012 – 250 с.
7. Мостовой В.Д. Повышение точности и производительности токарной обработки нежестких валов путем автоматизированного управления: дис. ... канд. техн. наук. – Москва, 2020. – 183 с.
8. Луців І.В. Розробка алгоритмів створення багатолезового оснащення адаптивного типу для обробки поверхонь обертання / І.В. Луців, Р.Я.Лещук // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ, вип. №26, 2009. С.164 - 171.
9. Луців І.В. Динамічні характеристики підсистем верстатного оснащення адаптивного типу / І.В. Луців, Р.Я.Лещук // Вісник Тернопільського державного технічного університету, 2009, Том 14, №4. С.144-149.

10. Луців І.В. Основи створення багатолезового оснащення з міжінструментальними зв'язками для обробки поверхонь обертання: дис. ... докт. Техн. наук. – Київ, 2006. – 448с.

11. Луців І.В. Багатолезове адаптивне оснащення: техніко-економічні показники// Вісник ЖІТІ. – 2001. – №16. – с.52-59.

12. I. Lutsiv, V. Voloshyn, V. Buhovets. Definition of component elements position errors of integrated self-adjusting equipment for turning// Technological Complexes. – 2016 – №1 (13) – pp. 98-105.

13. Луців І.В., Волошин В.Н., Буховець В.М. Оцінка впливу похибок комплексного самоналагоджувального оснащення на точність форми циліндричних поверхонь// Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні та приладобудуванні. – 2016.– Випуск 839. – С.80 – 85.

14. Драчев О.И. Расторгуев Д.А., Романова О.Г. Моделирование многолезцовой обработки// Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. – 2010. – Выпуск 4(27).– С.115-119.

15. Юсубов Н.Д. Матричные модели точности в многоинструментальных двухсуппортных наладках // Вестник машиностроения. – 2009. – №3. – С.52-54.

16. Юсубов Н.Д., Кошин А.А. Элементы матричной теории точности многоинструментной обработки в пространственных наладках // Вестник машиностроения. – 2013. – №. – С.13-17

17. Орукари Б.Д. Технологическое обеспечение автоматизированного проектирования операции механической обработки на двухсуппортных токарных станках с ЧПУ: автореферат дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 2018. – 24 с.

18. Эфимов Е.Ю. Повышение производительности и точности токарно-автоматных операций на основе управления технологическими параметрами двухсуппортных многоинструментных наладок: автореферат дис. ... канд. техн. наук. – Челябинск, 1987. – 16 с.

19.Kumar S., Rathinam K., Sharma V. An Analytical study of diametral error in simultaneous turning process // Intelligent Manufacturing and Energy Sustainability. – 2020 – pp 21-31.

20.Kalidasan R. Experimental investigation on double tool turning process: Thesis PhD/ – Guwahati (India), 2017. – 133 p.

21.Металлорежущие станки: учебник. В 2 т./ Т.М. Аврамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т.1. – М.: Машиностроение, 2011. – 608 с.

22.Uwe Probst. Servoantriebe in der Automatisierungstechnik. Komponenten, Aufbau und Regelverfahren. – Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2011. – 206 s.

23.Мартынов Б.П. Расчет приводов подач станков с ЧПУ, работающих в станочных комплексах и системах ГАП. – М.: Мосстанкин, 1986. – 49 с.

24.Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 592 с.

25.Mladenov D. Assessment and Compensation of Errors in CNC Turning Thesis PhD/ – Manchester, 2002. – 160 p.

26.Волошин В.Н., Жолодзь Р.В. Вплив жорсткості затискного патрона на діаметральні похибки при дворізцевій токарній обробці// Збірник тез доповідей X Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», Том I. – Тернопіль, 2021.– С. 36.

27.Практикум із охорони праці. Навч. посібник/ За ред. В.Ц. Житецького.– Львів: Афіша, 2000. – 352 с.

28.Безопасность производственных процессов: Справочник/ Под общ. ред. С.В. Белова. – М.: Машиностроение, 1985. – 448 с.