

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

**Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут**

**Кафедра конструювання машин**

«На правах рукопису»  
УДК \_\_\_\_\_

До захисту допущено  
Завідувач кафедри  
\_\_\_\_\_ Юрій Данильченко

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

**Магістерська дисертація**  
на здобуття ступені магістра  
за освітньо-професійною програмою  
«Конструювання та дизайн машин»  
зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

**на тему «Дослідження динамічних характеристик привода подач  
токарного верстата з ЧПК»**

Виконав (-ла):  
студент II курсу, групи МК-21мп  
Римар Володимир Андрійович

Науковий керівник:  
д.т.н., професор,  
Шевченко Олександр Віталійович

Консультант розділів:

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Рецензент:

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Засвідчую, що у цій магістерській  
дисертації немає запозичень з праць  
інших авторів без відповідних посилань.  
Студент (-ка) \_\_\_\_\_

Київ – 2024 року

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут

Кафедра конструювання машин

Рівень вищої освіти - другий (магістерський)

Спеціальність - 131 Прикладна механіка

Освітньо-професійна програма “Конструювання та дизайн машин”

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО

(підпис) (ініціал, прізвище)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2024 р.

**З А В Д А Н Н Я**  
НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ  
Римара Володимира Андрійовича

1. Тема дисертації «Дослідження динамічних характеристик привода подач токарного верстата з ЧПК», науковий керівник дисертації Шевченко Олександр Віталійович, д.т.н., проф., затверджені наказом по університету від “03” листопада 2023 року № 5127-с.
2. Термін подання студентом дисертації січень 2024.
3. Об’єкт дослідження: привод подач токарного верстата із ЧПК.
4. Вихідні дані: технічна документація привода подач токарного верстата з ЧПК, стенд повзун–привод подач на базі токарного верстата.
5. Перелік завдань, які потрібно розробити: 1. Призначення, вимоги, класифікація. 2. Особливості конструкції приводів подач верстатів з ЧПК. 3. Методика кінематичного та силового розрахунку привода подач верстатів з ЧПК. 4. Розробка математичної моделі динамічної системи привода подач токарного верстата з ЧПК та результати моделювання. 5. Результати експериментальних досліджень.
6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: 1. Призначення, вимоги, класифікація. 2. Особливості конструкції приводів подач верстатів з ЧПК. 3. Розробка математичної моделі. 4. Математичне моделювання. 5. Результати експериментальних досліджень.

7. Орієнтовний перелік публікацій \_\_\_\_\_

---

8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання отримав

9. Дата видачі завдання **11.09.2023**

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Призначення, вимоги, класифікація	11.09.23-15.09.23	виконано
2	Особливості приводів подач верстатів із ЧПК	15.09.23-20.09.23	виконано
3	Основи кінематичного та силового розрахунку	20.09.23-24.09.23	виконано
4	Створення математичної моделі	24.09.23-28.09.23	виконано
5	Компонування системи оповіщення	28.09.23-03.10.23	виконано
6	Експериментальні дослідження	03.10.23-07.10.23	виконано
7	Обґрунтування принципу дії і вибір типу датчика оповіщення	07.10.23-10.10.23	виконано
8	Написання висновків	10.10.23-19.10.23	виконано
9	Оформлення роботи	19.10.23-15.11.23	виконано
10	Створення графічного матеріалу	15.11.23-28.12.23	виконано
11	Попередній захист	10.01.24	виконано
12	Захист перед ДЕК	22.01.24	виконано

Студент

Науковий керівник

Володимир РИМАР

Олександр ШЕВЧЕНКО

## РЕФЕРАТ

Магістерська дисертація на тему «Дослідження динамічних характеристик привода подач токарного верстата з ЧПК», містить 110 сторінок пояснювальної записки, рисунків 64 , таблиць 5 , використаних джерел – 25, ілюстрації, що включають 9 слайдів презентації графічної частини.

*Актуальність теми.* Протягом останніх десятиліть зростає потреба в вищій продуктивності, що визначає розвиток верстатобудівної галузі. Вища продуктивність передбачає досягнення максимально можливої точності та продуктивності, що досягається шляхом удосконалення підсистем та компонентів верстатів. Як одна з головних підсистем верстата, система приводу подачі має значний вплив на загальну продуктивність верстатів. Висока точність верстатів, яка є першочерговим чинником у розвитку верстатів, є результатом все зростаючої потреби у геометричній та розмірній точності та їх повторюваності.

*Мета дослідження:* пошук шляхів підвищення ефективності привода подач

*Задачі дослідження:*

1. Сформулювати призначення, вимоги та класифікацію приводів подач .
2. Визначити особливості, огляд відомих конструкцій.
3. Розглянути основи кінематичного і силового розрахунку.
4. Розробити математичну модель динамічної системи привода подач верстата з ЧПК.

*Об'єкт дослідження:* динамічна система повзун–привод токарного верстата з ЧПК

*Предмет дослідження:* привод подач токарного верстата із ЧПК

*Методи дослідження:* теоретичні і експериментальні.

*Наукова новизна отриманих результатів:* на основі теоретичних та експериментальних досліджень визначено залежність часу перехідного процесу

в динамічній системі повзун привод подач від пружних характеристик приводу подач токарного верстата з ЧПК.

**Ключові слова:** привод подач, математична модель, моделювання, верстат з ЧПК, жорсткість, перехідні процеси.

## ABSTRACT

The master's thesis on the topic "Research on the dynamic characteristics of the feed drive of a CNC lathe" contains 110 pages of an explanatory note, 64 figures, 5 tables, 25 used sources, illustrations, including 9 slides of the presentation of the graphic part.

Actuality of theme: In recent decades, the need for higher productivity has been increasing, which determines the development of the machine tool industry. Higher productivity involves achieving the highest possible accuracy and productivity, which is achieved by improving machine subsystems and components. As one of the main subsystems of a machine tool, the feed drive system has a significant impact on the overall performance of the machine tools. The high precision of machine tools, which is a primary factor in the development of machine tools, is the result of the ever-increasing need for geometric and dimensional accuracy and their repeatability.

The purpose of the research: finding ways to improve the efficiency of the feed drive

Research objectives:

1. Formulate the purpose, requirements and classification of reasons for submission.
2. Determine the features, overview of known structures.
3. Consider the basics of kinematic and force calculation.
4. Develop a mathematical model of the dynamic system of the feed drive of the CNC machine tool.

The object of the research: the dynamic system of the slider-drive of a CNC lathe

The subject of the study: the feed drive of a CNC lathe

Research methods: theoretical and experimental.

Scientific novelty of the obtained results: on the basis of theoretical and experimental studies, the dependence of the time of the transition process in the

dynamic system of the slider feed drive on the elastic characteristics of the feed drive of the CNC lathe was determined.

**Key words:** feed drive, mathematical model, simulation, CNC machine tool, rigidity, transient processes.

## ЗМІСТ

Вступ.....	10
1 Призначення вимоги та класифікація.....	12
1.1 Призначення приводів подачі .....	12
1.2 Вимоги до приводів подачі.....	13
1.3 Класифікація .....	15
1.4 Висновок із розділу .....	18
2 Особливості конструкції приводів подач верстатів з чпк .....	19
3 Методика кінематичного та силового розрахунку привода подач верстатів з чпк .....	33
3.1 Визначення діапазону частот обертання ходового гвинта .....	33
3.2 Розрахунок передатного відношення редуктора .....	34
3.3 Визначення фактичних частот обертання двигуна .....	35
3.4 Розрахунок приведених моментів навантажень привода подач та вибір електродвигуна.....	36
3.5. Визначення крутного моменту двигуна .....	38
3.6. Розрахунок тягового зусилля привода із напрямними ковзання .....	41
3.7 Розрахунок тягового зусилля привода подачі з прямою кочення .....	43
3.8 Дія сил різання на робочі органи верстатів .....	45
3.9 Розрахунок приведених моментів навантажень привода подач та вибір електродвигуна.....	52
3.9.1 Визначення приведених моментів навантажень за робочого ходу .....	52
3.9.2 Визначення зведених моментів навантажень під час холостого ходу .....	56
3.9.3 Попередній вибір двигуна привода подачі .....	57
3.9.4 Визначення динамічного моменту інерції .....	58
3.9.5 Зведенні моменти інерції для рухомих мас .....	58
3.9.6 Визначення кутового прискорення вала двигуна .....	60
3.9.7 Остаточний вибір двигуна привода подач верстатів з ЧПК .....	62
3. 10 Висновок із розділу .....	63
4 Розробка математичної моделі динамічної системи привода подач токарного верстата з чпк та результати моделювання .....	65
4.1 Розробка математичної моделі динамічної системи повзун – привод подач .....	65
4.2 Реалізація математичної моделі динамічної системи повзун – привод подач .....	70

4.3 Дослідження впливу вхідних параметрів математичної моделі на час перехідного процесу в приводі подач.....	74
4.4 Висновки до розділу.....	89
5 Результати експериментальних досліджень на стенді в лабораторії .....	90
5.1. Загальні відомості про передачі гвинт–гайка .....	90
5.2 Структура експериментального стенду.....	93
5.3. Конструкція та тарування динамометричного важеля .....	95
5.4. Проведення досліджень .....	97
5.5 Оброблення результатів.....	100
5.6 Моделювання передач гвинт-гайка із використанням отриманих раніше значень жорсткості .....	104
Висновок .....	106
Список використаних джерел .....	109
Додаток А. Графічний матеріал .....	112
Додаток Б. Акт впровадження.....	117
Додаток В. Презентація .....	118

## ВСТУП

Протягом тривалого часу автоматизація виробництва в основному охоплювала великосерійне та масове виробництво, де було створено і впроваджено багато автоматичних верстатів, окремих автоматизованих ліній і їх комплексів. Для цих типів виробництва такі засоби автоматизації виявилися ефективними і сприяли підвищенню продуктивності та якості виготовлення.

Проте у світі машинобудування великий відсоток виробництва припадає на малосерійне та серійне виробництво, яке становить близько 80% [1] від загального обсягу машинобудівного виробництва. У цих умовах традиційні засоби автоматизації виявляються менш ефективними, оскільки вимагають значних вкладень та часу в переналаштовування та програмування під новий виріб.

Щоб забезпечити високу продуктивність та гнучкість у малосерійному виробництві, необхідні нові засоби автоматизації, які поєднують у собі продуктивність автоматичних верстатів з гнучкістю універсального обладнання.

Одним із ключових інструментів, у досягненні цих вимог, є верстати з чисельним програмним керуванням (ЧПК). Вони стали невід'ємною частиною багатьох виробництв та важливим елементом виготовлення деталей різної складності.

Динаміка роботи верстата та його приводу подач є ключовими факторами, які визначають якість та продуктивність обробки.

Протягом останніх десятиліть зростає потреба в вищій продуктивності, що визначає розвиток верстатобудівної галузі. Вища продуктивність передбачає досягнення максимальної можливої точності та продуктивності, що досягається шляхом удосконалення підсистем та компонентів верстатів. Як одна з головних підсистем верстата, система приводу подачі має глибокий вплив на загальну продуктивність верстатів. Висока точність верстатів, яка є першочерговим

чинником у розвитку верстатів, є результатом все зростаючої потреби у геометричній та розмірній точності та їх повторюваності [2].

Дипломна робота присвячена дослідженню динамічних характеристик привода подач токарного верстата з ЧПК. Такий аналіз є важливим етапом у розробці та оптимізації верстатів для досягнення кращих результатів виробництва.

У роботі розглядаються різні аспекти, від призначення та класифікації приводів подач до розробки математичної моделі динамічної системи привода подач.

# 1 ПРИЗНАЧЕННЯ ВИМОГИ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ

## 1.1 Призначення приводів подачі

Приводи подачі металорізальних верстатів призначені для забезпечення заданих діапазонів швидкостей робочих подач, переміщення робочого органа верстата з високою швидкістю при холостих та установочних рухах і створення необхідної тягової сили. Таким чином, привід подачі верстата надає необхідні швидкості подачі робочому органу верстата у вигляді столу, опори або шпindelної бабки з оброблюваною заготовкою або ріжучим інструментом і розповсюджує процес різання на всю оброблювану поверхню заготовки.

Для більшості типів верстатів (токарні, фрезерні, свердлильні, розточні, деякі шліфувальні тощо) необхідно забезпечити прямолінійний рух подачі. Для інших (різьбофрезерні та шліфувальні верстати, ділильні столи, обертові столи розточних верстатів тощо) потрібний круговий рух. У деяких випадках (оброблювальні центри, верстати для обробки складних поверхонь) система приводів подачі має забезпечувати як прямолінійні, так і кругові переміщення. В рідкісних випадках (стругальні верстати, деякі шліфувальні) рух подачі є періодичним.

За допомогою приводу подачі також можуть виконуватися установочні та ділильні переміщення робочих органів.

За характером перемикавання значень подачі ці приводи можуть бути з дискретним і безперервним перемиканням, і вони є приводами із ступеневим та безступінчастим регулюванням.

Для ступеневого регулювання значень подачі використовують механічні коробки подач, які переключаються в основному рухомими блоками зубчастих коліс в універсальних верстатах з ручним управлінням або за допомогою набору змінних зубчастих коліс в спеціальних верстатах.

Безступінчасте регулювання значень подачі та швидкості швидкого переміщення робочого органа, як правило, електричне і здійснюється за допомогою регульованого електродвигуна в верстатах з ЧПК із автоматичною системою управління.

## 1.2 Вимоги до приводів подачі

Привід подачі є однією з найважливіших підсистем верстата та повинен відповідати цілому комплексу досить суперечливих вимог.

1. Забезпечення необхідних швидкостей переміщення робочого органа. У універсальних верстатах, призначених для виконання різних технологічних операцій, необхідно отримувати робочі подачі в діапазоні:

$$R_S = S_{max}/S_{min},$$

де  $S_{max}$ ,  $S_{min}$  - максимальна і мінімальна подачі, отримані режимами обробки.

для підвищення продуктивності обробки, крім робочих переміщень в багатьох випадках привід має забезпечувати переміщення робочого органа із швидкістю холостого ходу  $S_{x,x}$ , яка в сучасних верстатах може досягати 60 м/хв.[3]

При необхідності точних установочних переміщень робочого органа привід має забезпечувати отримання малих подач (подач позиціонування)  $S_{п}$ , які можуть досягати 1 мм/хв і навіть менше. Тому загальний діапазон регулювання приводу в сучасних верстатах з ЧПК  $R_{S\text{ заг}} = S_{x,x}/S_{п}$  досягає 10 000...30 000. Прискорення робочого органа досягає (1,5–2)g [3].

2. Забезпечення необхідної кількості робочих подач. Для більшості типів універсальних верстатів із ручним управлінням подачі регулюються ступінчасто, відповідно до стандартних геометричних рядів (схоже до відповідних приводів

головного руху). В токарно-фрезерних верстатах ряд подачі - приблизно арифметичний, для отримання стандартних кроків різьби. У верстатах з ЧПК застосовується безступінчате регулювання подачі.

3. Забезпечення необхідної тягової сили в приводі для переміщення робочого органа. Величина тягової сили  $F_T$  визначається характером переміщення робочого органа. При різанні з постійною подачею  $F_T = F_p + F_{Tp}$ , де  $F_p$  - осьова компонента сили різання;  $F_{Tp}$  - сила тертя в напрямних. При перехідних процесах (розгін, гальмування) необхідно враховувати силу інерції  $F_{in} = ma$ , де  $m$  - маса робочого органа;  $a$  - прискорення.

4. Висока жорсткість приводу, що в значній мірі визначає точність переміщення та установки робочого органа, його динамічну якість.

5. У багатьох випадках (наприклад, верстати з ЧПК) потрібно виключити зазори в механічних елементах приводу, особливо в тягових пристроях.

6. Для забезпечення точних розрахункових переміщень в верстатах з ЧПК і в фрезерних верстатах при складних рухах формоутворення потрібна висока кінематична точність приводу, що забезпечується точністю виготовлення та установки відповідних механічних елементів (зубчатих передач, валів і т. Д.) Та тепловою стабільністю. У високоточних верстатах для компенсації кінематичних похибок застосовують коригуючі пристрої.

7. Мінімальні і постійні сили та моменти тертя в приводі.

8. Висока надійність приводу.

9. Простота виготовлення, збірки та обслуговування приводу.

Існуючі конструкції приводів подачі дуже різноманітні і залежать від характеру розв'язуваних задач. Силова частина приводу складається з одного елемента (тягового пристрою або спеціального двигуна) або ланцюга послідовно і паралельно включених елементів та механізмів. Привід може мати ручне і автоматичне управління. Конструкція приводу подачі суттєво залежить від:

- виду реалізованого переміщення (лінійні та кругові приводи);

- способу перетворення енергії в силовій частині приводу (електромеханічні, гідромеханічні, гідравлічні та електромагнітні);
- характеру управління приводом (приводи з ручним і програмним управлінням);
- способу регулювання швидкості (ступенчасте або безступенчасте регулювання);
- величини переміщення (приводи макро- і мікропереміщень).

Незважаючи на суттєве різноманіття існуючих конструкцій, більшість верстатів оснащується електромеханічними приводами, які реалізують необхідний з точки зору технологічних умов комплекс лінійних та кругових переміщень.

### **1.3 Класифікація**

Класифікація верстатів з ЧПК - це розподіл верстатних пристроїв з числовим програмним управлінням за характерними ознаками. Існують кілька видів класифікації, кожен із яких спрямований на розділення та об'єднання моделей за окремою ознакою. Завдання класифікації полягає в спрощенні пошуку обладнання для користувачів, які потребують його для виконання своїх завдань.

За кількістю координатних вісей ЧПК-верстати можна поділити на п'ять основних категорій:

2-координатні ЧПК-верстати: це верстати, які можуть працювати лише у двох координатних вісях, наприклад, токарний верстат, де інструмент рухається у двох напрямках, таких як  $x$  і  $z$ .

2,5-координатні ЧПК-верстати: це також трьохкоординатна система, але рух не є тривимірним. Спочатку  $x$ - і  $y$ -вісі переміщуються на позицію, а потім починає працювати третя вісь, наприклад, свердлильні верстати та верстати для нарізання різьби.

3-координатні ЧПК-верстати: три координатні вісі ( $x$ ,  $y$  та  $z$ ) рухаються одночасно у трьох вимірах. Це найбільш поширений і універсальний тип верстатів. Він дозволяє досягати високої точності та може використовуватися для автоматичних операцій, фрезерування канавок, свердління та різання гострих країв.

4-координатні ЧПК-верстати: це трьохкоординатний верстат, який додатково обертається навколо вісі  $a$  або  $b$ . Зазвичай це вертикальні або горизонтальні верстати. У разі чотириосової обробки з ЧПК фрезерування виконується на додатковій осі, а операції на  $x$ ,  $y$  і  $z$  такі ж, як і в системі з трьома осями; обертання на осі  $a$  або  $b$  виконується навколо осі  $x$ .

5-координатні ЧПК-верстати: це трьохкоординатний ЧПК-верстат, з додатковими 2 ступенями свободи ( $y$  та  $z$ ) навколо  $a$ - і  $b$ -осей. Рух забезпечується поворотом робочого столу та шпиндельного вузла відповідно. У п'ятикоординатних ЧПК фрезерних верстатах шпиндель кріпиться з використанням спеціального поворотного механізму. Через це, робочий інструмент має можливість переміщатися лінійно за трьома осями і та обертатися навколо двох одночасно. Це дозволяє проводити складну обробку без зупинки верстата, повторного налаштування шпинделя і закріплення заготовки. Зазвичай, вони використовуються в авіаційній і аерокосмічній промисловості, медичній галузі, автомобільному виробництві та інших високотехнологічних сферах [4].

Багатоосьові ЧПК-верстати: ці верстати виходять за межі п'яти осей і можуть мати 9 або більше координатних вісей. Багатоосьові ЧПК-верстати використовуються в авіаційній, аерокосмічній, оборонній промисловості, медичній галузі та при виготовленні ювелірних виробів [5].

Класифікація за системою керування:

1. Відкрита система керування означає відсутність засобів визначення та зворотного зв'язку. Після підсилення сигналу керуючим ланцюжком сигнал від

пристрою ЧПК приводить до руху столу верстата за допомогою крокового двигуна, передача сигналу однонапрявлена.

2. Комбінована система керування використовує пристрій визначення кутового відхилення, який встановлюється безпосередньо на валу серводвигуна або на гвинті для визначення кутового обертання серводвигуна або гайки, розраховує фактичне переміщення робочого стола та надсилає його на пристрій ЧПК. Порівнюючи ці значення із вихідним знаходять відхилення, та регулюють до тих пір, поки ця різниця не зникне.

3. Замкнена система керування використовує пристрій визначення лінійного переміщення, який встановлюється на рухомих деталях або столі верстату. Фактичне переміщення передається на пристрій ЧПК, який порівнюючи його зі значенням інструкції, регулюється поки різниця не зменшиться до нуля.

Класифікація за методом виготовлення системи ЧПК:

1. Універсальна система ЧПК використовує персональний комп'ютер як платформу для підтримки пристрою ЧПК. Відповідно до потреб користувача виробники верстатів розробили програмне забезпечення та керуючі карти, які складають відповідний пристрій ЧПК.

2. Спеціалізована система ЧПК розроблена виробником системи програмного керування. Вона має високу специфіку. Під час тривалого використання якість і продуктивність системи стабільні та надійні.

Класифікація за рівнем функціональності [6]:

1. Економна система ЧПК керується 8-бітовим центральним процесором або однокристальним комп'ютером із роздільною здатністю 0,001 мм та швидкістю подачі 6-8 м/хв. Вона використовує кроковий двигун і координує рухи по 3 осях. Вона має просте виведення символів на екран.

2. Поширена система ЧПК використовує центральний процесор з розрядністю 16 біт або вище з роздільною здатністю менше 0,001 мм і швидкістю подачі до 10 м/хв. Вона використовує мотори змінного або постійного струму з

координацією менше 5 вісей та має функцію виведення символів та простої графіки на екран.

3. Високопродуктивна система ЧПК використовує центральний процесор з розрядністю 32 біта або більше з роздільною здатністю 0,0001 мм, швидкість подачі може досягати 24 м/хв, має можливість мережевого з'єднання, координацію понад 5 вісей і може відображати тривимірну динамічну графіку.

#### **1.4 Висновок із розділу**

Висновок: приводи подач токарних верстатів із ЧПК відіграють ключову роль у керуванні рухом каретки та інструменту, забезпечуючи точність та ефективність токарного процесу. Вони визначають динаміку та стійкість руху, що є критичним для досягнення високоякісної обробки.

Вимоги до приводів подач включають в себе потребу у високій точності переміщень, стійкості системи, швидкості реакції та можливості адаптації до різних умов обробки. Важливо, щоб приводи відповідали вимогам сучасних технологій та виробничих стандартів.

## 2 ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІІ ПРИВОДІВ ПОДАЧ ВЕРСТАТІВ З ЧПК

У верстатах з ЧПК застосовуються безступеневі електроприводи подач з безперервним регулюванням швидкості подачі. Регулювання, зазвичай, забезпечується за допомогою електродвигуна під управлінням автоматичної системи керування.

На верстатах з ЧПК використовують високомоментні двигуни постійного струму з транзисторними широтно-імпульсними перетворювачами. Крокові двигуни володіють високими динамічними характеристиками. Але несилові крокові двигуни не здатні надати необхідну потужність для переміщення виконавчих органів верстата, тому вони використовуються в поєднанні з гідропідсилювачем моменту. Силові крокові двигуни безпосередньо з'єднані з гвинтом або редуктором механізму подач [7].

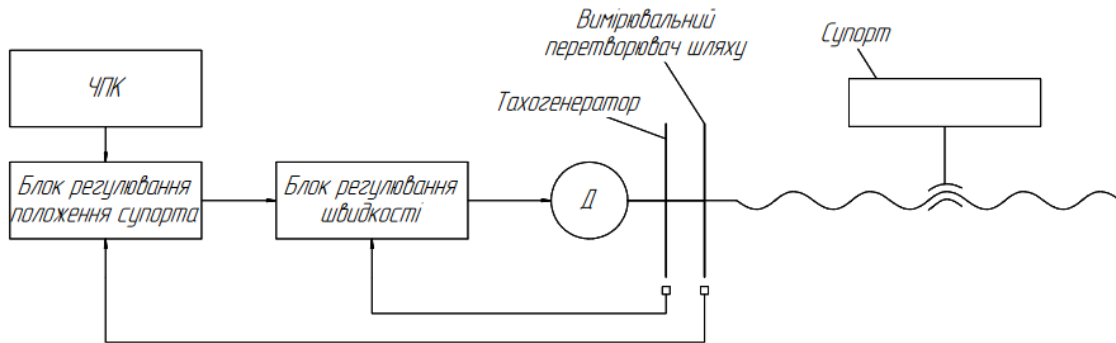
З виключенням коробки передач у приводі подачі, і в деяких випадках навіть механічного редуктора, механічна частина приводу значно зменшується. Це призводить до зменшення загального моменту інерції механізму подачі, зниження динамічного крутного моменту на двигуні, підвищення допустимого прискорення для приводу враховуючи механічну міцність і досягнення високих значень обертового моменту та кутових прискорень у перехідних режимах.

Для забезпечення тягових зусиль та переміщень робочого органу верстата приводи подачі, як правило, мають тягові механізми у вигляді гвинт-гайка ковзання, інколи кочення, і, можливо, безлюфтовою зубчастою або зубчато-пасовою передачею. Ці тягові механізми можуть включати обертовий гвинт з поступально рухомою гайкою, на якій знаходиться робочий орган, або з власним осьовим переміщенням гвинта відносно нерухомої гайки.

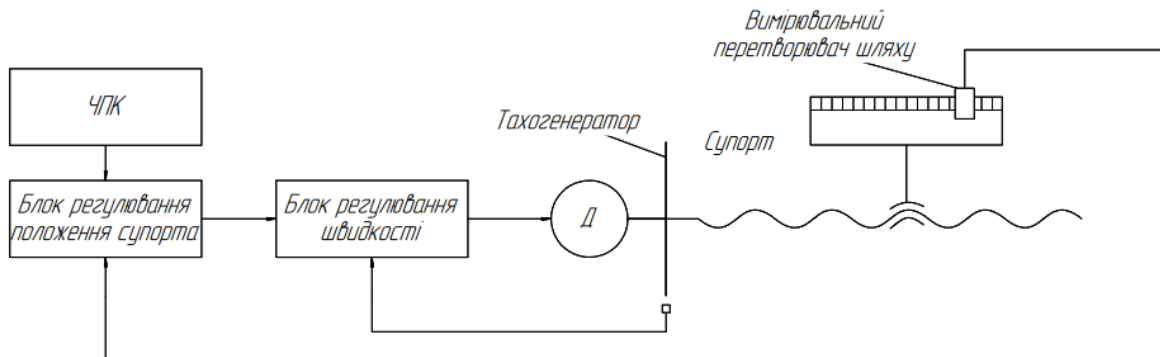
Також можливе використання обертової гайки з поступально рухомим гвинтом або з власним осьовим переміщенням гайки відносно нерухомого гвинта.

Як зазначено у попередньому розділі, існує три види системи керування: відкрита (без засобів зворотного зв'язку), комбінована, замкнена.

а)



б)



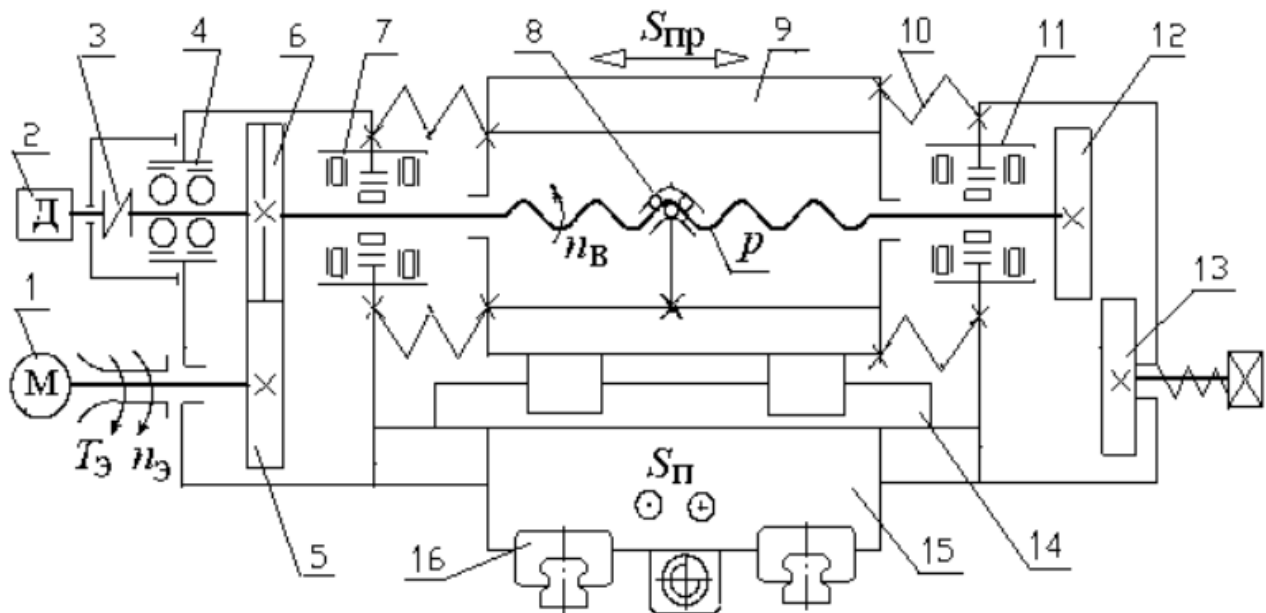
**Рисунок 2.1** – Структурні схеми приводів подачі

У приводах з комбінованим контуром зворотною зв'язку (рис. 2.1, а) тахогенератор, який виконує функцію вимірального перетворювача частоти обертання, який встановлений на валу електродвигуна м і генерує зворотні сигнали для блока регулювання швидкості. Круговий вимірвальний перетворювач шляху розташований на валу двигуна або на з'єднаному з ним ходовому гвинті. Він генерує сигнал зворотного зв'язку, який порівнюється в блоку регулювання положення з сигналом, який надходить від системи керування

ЧПК. У такому приводі ходовий гвинт не охоплений зворотнім зв'язком, і його похибки передаються на похибку позиціонування супорта або іншого виконавчого органу. Точність позиціонування можна підвищити шляхом введення корекції в систему керування, яка відповідає похибкам механічної системи.

У приводах з замкнутим контуром зворотного зв'язку (рис. 2.1, б) лінійний перетворювач шляху встановлений на виконавчому органі, тому похибки механічної системи не впливають на точність позиціонування. Такі приводи використовуються в високоточних верстатах.

У прикладі узагальненої кінематичної схеми привода повздовжньої подачі стола багатоцільового свердлильно-фрезерно-розточного верстата з ЧПК (рис. 2.2) є регульований електродвигун 1, датчик зворотного зв'язку 2, з'єднаний з ходовим гвинтом через спеціальну муфту 3, зубчаста беззазорна передача 5-6 зі спеціальним механізмом вибору зазору, що з'єднує ходовий гвинт з електродвигуном.



**Рисунок 2.2** – Узагальнена кінематична схема привода повздовжньої подачі стола багатоцільового свердлильно-фрезерно-розточного верстата з ЧПК

Ходовий гвинт передачі гвинт-гайка кочення 8 встановлений на опорах на радіальних кулькових 4 та комбінованих радіально-опорних роликових 7 і 11 підшипниках і має гофрований захист 10. Для ручних переміщень робочого органу при налагодженні приводу є циліндричний зубчатий редуктор зі зубцями 12-13, при цьому колесо 13 під дією пружини виводиться в вихідне положення. Стіл 9 та салазки 15 приводу встановлені на рейкові направляючі 14 та 16 з каретками із циркуляцією рухомих органів кочення.

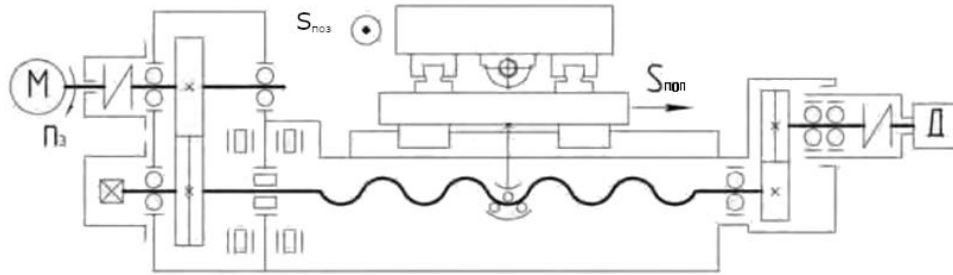
Подача стола 9 здійснюється регульованим електродвигуном 1, крутний момент від якого передається на зубчасту беззазору циліндричну передачу 5–6, для забезпечення точності позиціонування робочого органа. Зазор вибирається за допомогою використання розрізного колеса 6 із двома вінцями, які прокручуються один відносно одного та вибирають зазор у зубчатому зачепленні колес 5-6. Після редуктора обертання передається на ходовий гвинт передачі гвинт-гайка кочення 8, яка потрібна для переміщення робочого органу за допомогою закріпленої в ньому гайки. Лінійна швидкість стола контролюється датчиком зворотного зв'язку 2, який отримує обертання від ходового гвинта через з'єднувальну муфту 3. Ручне переміщення стола під час налагодження здійснюється рукояткою через циліндричну зубчасту передачу 12-13 при введенні в зачеплення підпружиненого колеса 13.

Приводи подач станків з ЧПК можуть розташовуватися в горизонтальній (рис. 2.3), вертикальній (рис. 2.4, а) або нахилений (рис. 2.4, б) площинах залежно від типу станка, його компонування та виконуваних операцій.

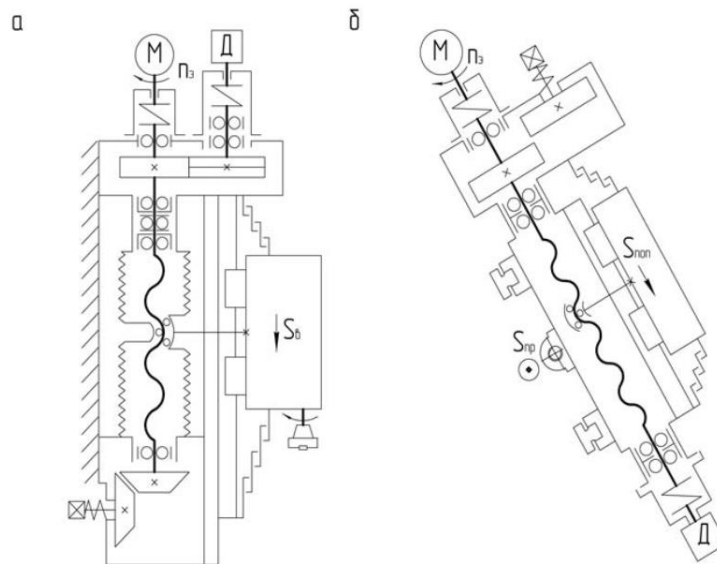
Нижче подані приклади конструкцій приводів подач багатоцільових і токарних станків з ЧПК з різними конструкціями і компонуваннями залежно від типу станка, виконуваних операцій, виду та напрямків подачі.

Багатоцільові станки мають горизонтальні приводи повздовжньої (рис. 2.5 і 2.6) та поперечної (рис. 2.7) подач хрестового стола і вертикальні приводи подачі шпиндельної бабки (рис. 2.8).

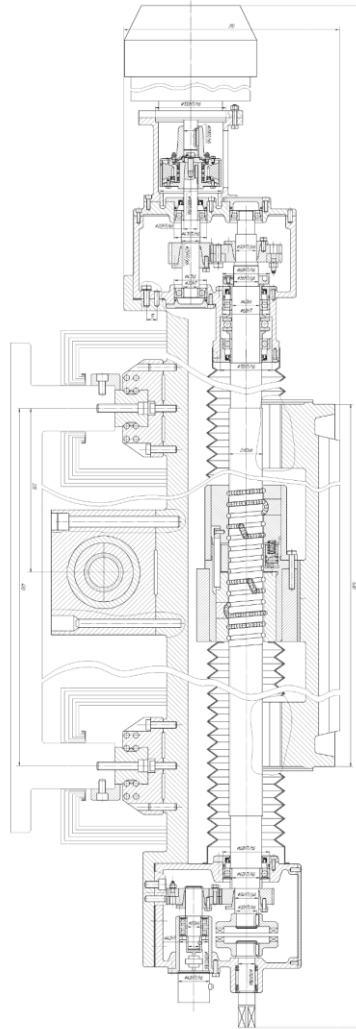
Токарні станки з ЧПК можуть мати горизонтальне, вертикальне та нахилений компонування, і їх компонування відповідає розташуванню приводів подач салазок, каретки та суппорта. Ці приводи забезпечують горизонтальні та вертикальні, продольні та поперечні, а також нахилені подачі (рис. 2.9). Кожен привід подачі, крім певного виду компонування, має свої конструктивні особливості.



**Рисунок 2.3** – Узагальнена кінематична схема горизонтального привода поперечної подачі столу багатопільового свердлильно-фрезерно-розточного верстата з ЧПК

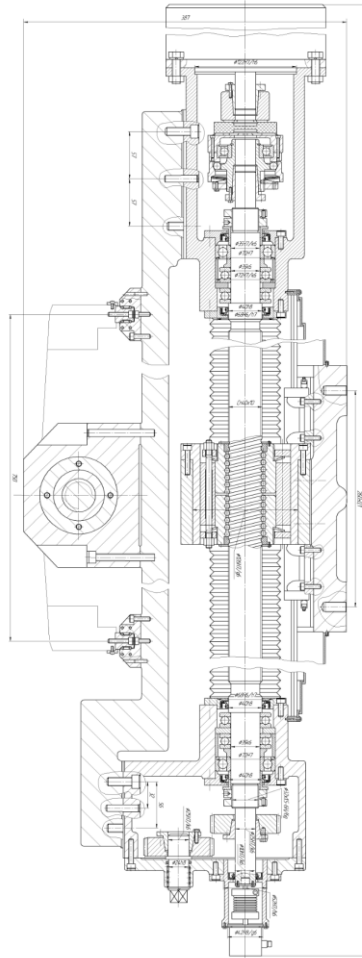


**Рисунок 2.4** – Узагальнені кінематичні схеми приводу вертикальних подач шпиндельної бабки вертикального багатопільового станка з ЧПК (а) та нахилений привід поперечних подач супорта токарного станка з ЧПК з нахиленим компонуванням (б).



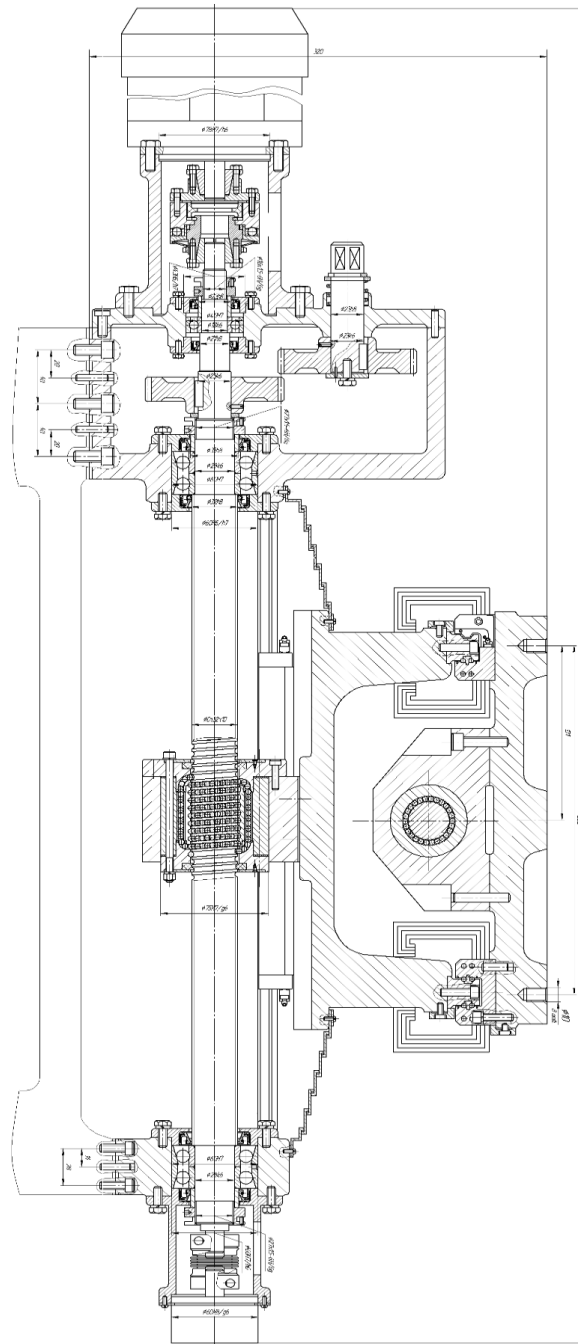
**Рисунок 2.5** – Горизонтальний привід поздовжньої подачі хрестового багатоцільового столу свердлильно-фрезерно-розточувального верстата з ЧПК:

- З механічним редуктором з циліндричною зубчастою передачею;
- Передньою фіксуючою опорою ходового гвинта з комплектом з двох радіальних та одного упорного кулькових підшипників та задньою плаваючою опорою – з одним радіальним кульковим підшипником;
- Передачею гвинт-гайка кочення зі спеціальним механізмом створення попереднього натягу;
- Гофрованим захистом гвинта та телескопічним захистом напрямних;
- Рейковими кульковими напрямними з циркуляцією тіл кочення



**Рисунок 2.6** – Горизонтальний привід поздовжньої подачі хрестового багатоцільового столу свердлильно-фрезерно-розточувального верстата з ЧПК:

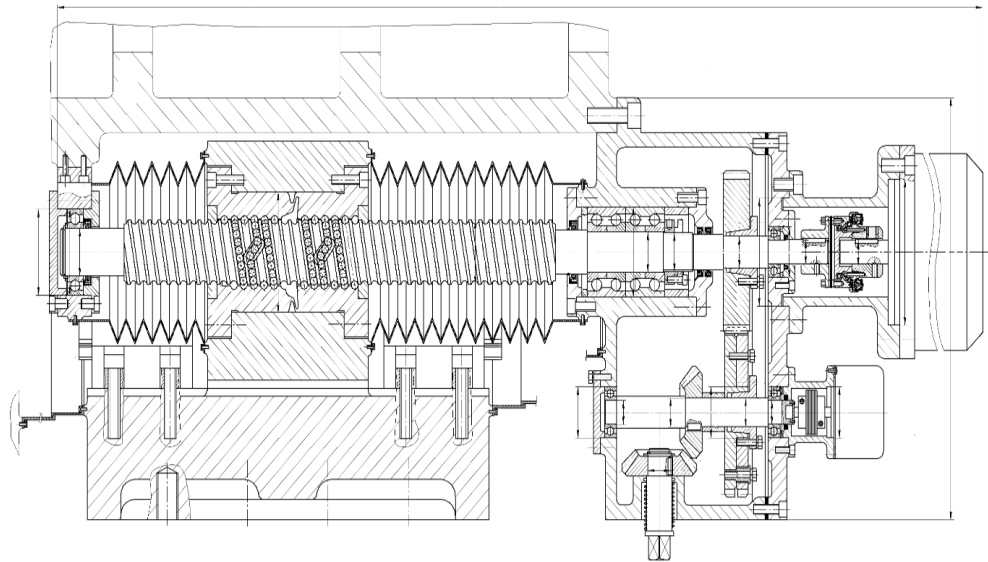
- З кульковою запобіжною муфтою прямого з'єднання валу електродвигуна та ходового гвинта;
- Передньою та задньою фіксуючими опорами ходового гвинта з комплектом із двох упорних та радіального кулькових підшипників;
- Передачею гвинт-гайка кочення зі спеціальним механізмом створення попереднього натягу;
- Циліндричним редуктором ручних переміщень;
- Гофрованим захистом гвинта та телескопічним захистом напрямних;
- Рейковими кульковими напрямними з циркуляцією тіл кочення



**Рисунок 2.7** – Горизонтальний привід поперечної подачі хрестового столу багатоцільового свердлильно-фрезерно-розточувального верстата з ЧПК:

- З кульковою запобіжною муфтою прямого з'єднання валу електродвигуна та ходового гвинта;
- Передньою і задньою фіксуючими опорами ходового гвинта з дворядними радіально-упорними кульковими підшипниками;

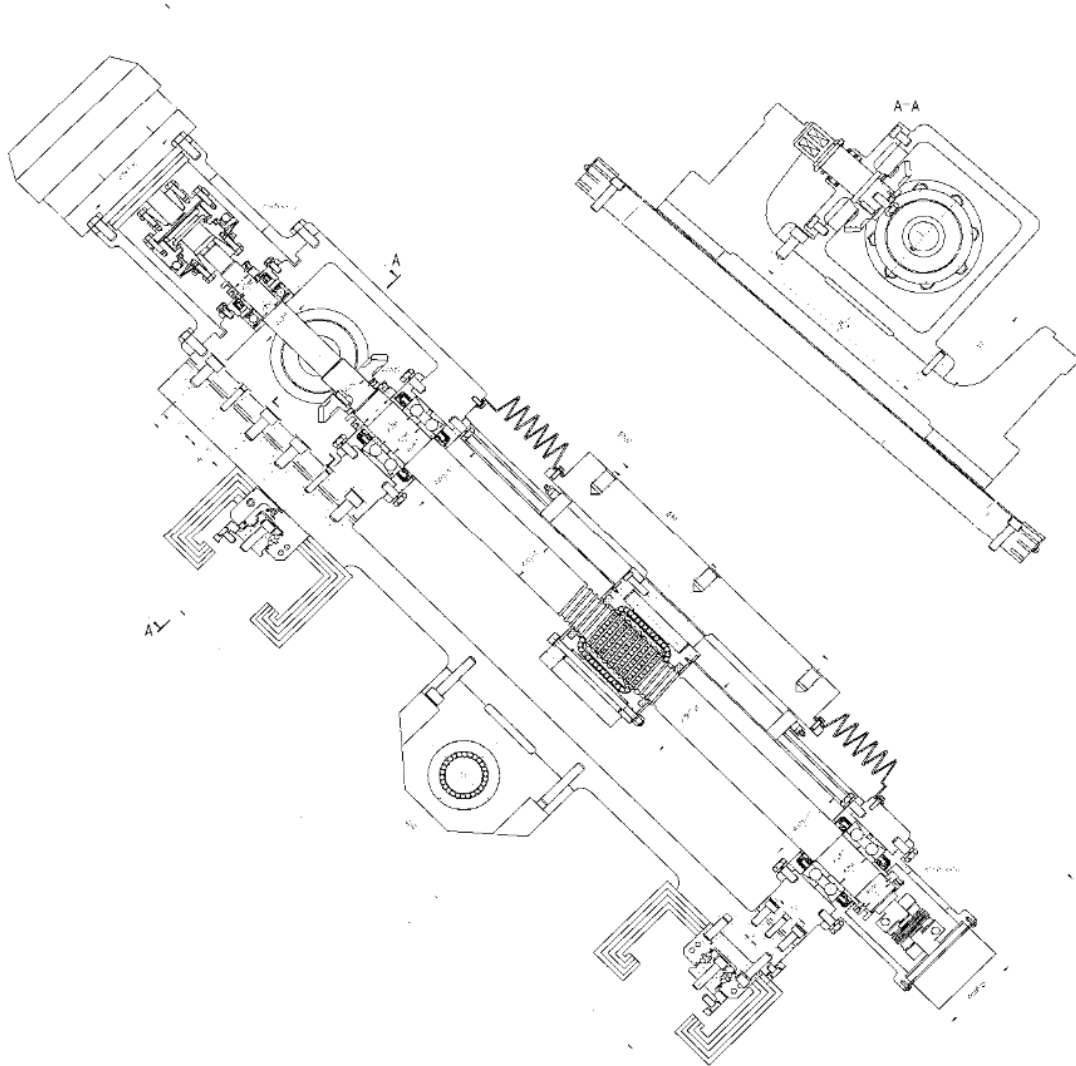
- Передачею гвинт-гайка кочення з однією гайкою зі спеціальним механізмом створення попереднього натягу;
- Циліндричним редуктором ручних переміщень з боку передньої опори ходового гвинта;
- Рейковими кульковими напрямними з циркуляцією тіл кочення;
- Телескопічним захистом напрямних санок і столу.



○

**Рисунок 2.8** – Привід вертикальної подачі шпindelної бабки вертикального багатоцільового верстата з ЧПК:

- З кульковою запобіжною муфтою;
- Передньою фіксуючою та задньою плаваючою опорою ходового гвинта з двома радіально-упорними та з одним радіальним кульковими підшипниками;
- Механічним редуктором з беззороною зубчастою передачею для датчика;
- Конічним редуктором ручних переміщень;
- З передачею гвинт-гайка кочення з однією гайкою з пружним елементом



**Рисунок 2.9** – Привід поперечної подачі токарного верстата з ЧПК з нахиленим компонуванням:

- З кульковою запобіжною муфтою прямого з'єднання двигуна та ходового гвинта;
- Передньої та задньої фіксуючими опорами ходового гвинта
- З дворядними радіально-упорними кульковими підшипниками;
- Конічним редуктором ручних переміщень;
- Передачею гвинт-гайка кочення з однією гайкою

Зазначені приводи подач верстатів з ЧПК мають різні конструкції:

- а) з'єднувальних та запобіжних муфт;
- б) механічних редукторів з безззорними зубчастими передачами та centruючими конічними втулками або взагалі без редукторів;
- в) передач гвинт-гайка кочення з різними способами створення натягу між робочими поверхнями різьби гвинта і гайки та тілами кочення;
- г) опор ходового гвинта з різними типами підшипників і видами їх установки: фіксуєча, плаваюча і з вільним кінцем;
- г) циліндричних і конічних редукторів ручних переміщень з їх розташуванням з боку передньої або задньої опори ходового гвинта;
- д) рейкових кулькових та роликівих напрямних з циркуляцією тіл кочення з різними видами каналів повернення;
- е) приєднувальних стаканів датчиків зворотного зв'язку та їх варіантами розташування відносно ходового гвинта;
- є) гофрованого та телескопічного захисту від забруднень рейкових направляючих та ходових гвинтів передач гвинт-гайка кочення

Також розглянемо переваги та недоліки сервомоторів.

Переваги електромеханічних сервомоторів можна розглядати в такому порядку:

- а) відмінна керованість.
- б) нові магнітні матеріали (такі як неодим-залізо-бор  $\text{NdFeB}$ ) забезпечують великі крутящі моменти, зменшений вагу та високу швидкість реакції.

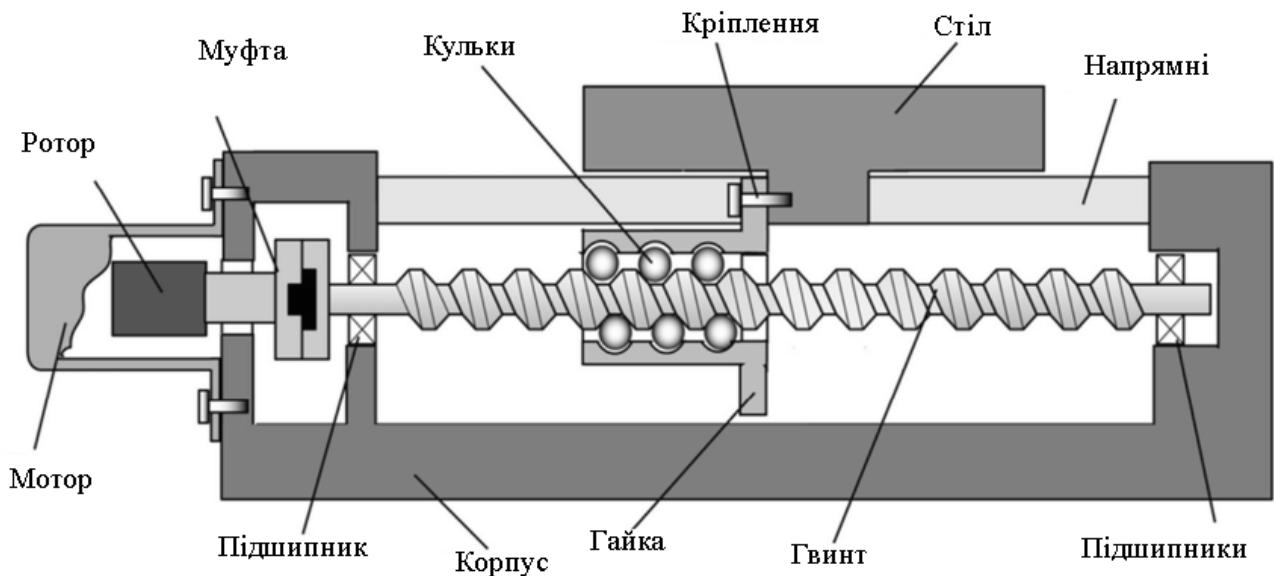
З іншого боку, недоліки електромеханічних сервомоторів:

- а) високошвидкісне обладнання з низьким крутним моментом
- б) зменшена потужність.
- в) прямий лінійний рух потребує перетворення через гвинт-гайку або рейку.
- г) проблеми перегрівання та перевантаження вимагають уваги; охолодження циркулюючою водою може бути необхідним у деяких випадках.

д) Заборонено в місцях, де існує загроза вибуху.

Але у своїх дослідженнях, я буду використовувати високомоментні двигуни постійного струму.

Перед початком досліджень у мене був вибір між двома розповсюдженими компоновками: з підключенням двигуна до передачі гвинт-гайка (рис. 2.10) та з підключенням двигуна до передачі гвинт-гайка через пасову передачу (рис. 2.11).



**Рисунок 2.10** – Схема привода подач з підключенням двигуна до передачі гвинт-гайка через муфту[8]

Перший варіант має такі особливості:

А) простота конструкції: менше деталей, що сприяє зменшенню можливих поломок і підвищенню надійності.

Б) пряме управління: привід працює напряму, що спрощує управління і дозволяє більш точно контролювати подачу.

В) менші моменти інерції.

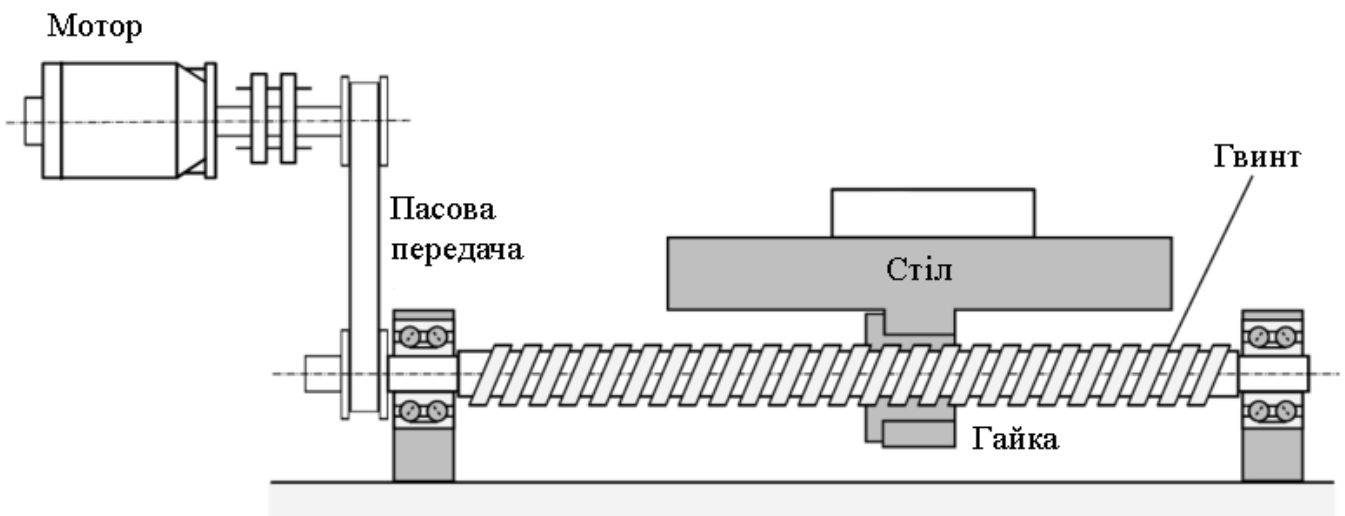
А варіант із пасовою передачею:

А) редукція обертового моменту: пасова передача може дозволити редукцію обертового моменту, що корисно для деяких виробничих умов.

Б) більш гнучкий дизайн: здатність використовувати різні редуктори та паси дозволяє створити більш гнучкі конструкції.

В) зменшення впливу вібрацій: пасова передача може допомогти зменшити передачу вібрацій від двигуна до гвинт-гайки. Це особливо важливо для уникнення виникнення негативних ефектів, таких як зрушення точності обробки чи підвищення рівня шуму.

Г) оптимізація обертового моменту для конкретного завдання: використання пасової передачі дозволяє легко змінювати обертовий момент, використовуючи різні редуктори. Це може бути корисно для оптимізації обробки різних матеріалів чи при виконанні різноманітних завдань на верстаті. Також це дозволяє отримувати необхідні значення прискорень.



**Рисунок 2.11** – Схема привода подач з підключенням двигуна до передачі гвинт-гайка через муфту та пасову передачу[9]

Свій вибір я зупинив на варіанті із пасовою передачею, оскільки вона має більшу гнучкість та може легко бути пристосованою до різних параметрів різання.

Також передача позитивно впливає на кількість вібрацій, які передаються по кінематичному ланцюгу.

Висновок: у верстатах з ЧПК застосовуються безступеневі електроприводи подач з безперервним регулюванням швидкості подачі. Регулювання, зазвичай, забезпечується за допомогою електродвигуна під управлінням автоматичної системи керування.

З виключенням коробки передач у приводі подачі, і в деяких випадках навіть механічного редуктора, механічна частина приводу значно зменшується. Це призводить до зменшення загального моменту інерції механізму подачі, зниження динамічного крутного моменту на двигуні, підвищення допустимого прискорення для приводу враховуючи механічну міцність і досягнення високих значень обертового моменту та кутових прискорень у перехідних режимах.

Приводи подачі, як правило, мають тягові механізми у вигляді гвинт-гайка ковзання.

## 3 МЕТОДИКА КІНЕМАТИЧНОГО ТА СИЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ПРИВОДА ПОДАЧ ВЕРСТАТІВ З ЧПК

### 3.1 Визначення діапазону частот обертання ходового гвинта

Під час проєктування приводу подачі необхідно розрахувати необхідну частоту обертання двигуна, попередньо визначивши граничну частоту обертання гвинта і передавальне число редуктора. Для цього необхідно знати мінімальну і максимальну робочі швидкості подач  $s_{\min}$  і  $s_{\max}$  (регулювання в цьому діапазоні швидкостей здійснюється при постійному номінальному моменті), а також швидкість холостих ходів руху  $v$  (здійснюється при зменшеному моменту опору).

Для визначення частоти обертання ходового гвинта в приводі подачі з використанням передачі гвинт–гайки в тяговому механізмі використовується наступна формула:

$$n = \frac{s}{H} = \frac{s}{k \cdot p}, \text{ хв}^{-1}, \quad (3.1)$$

де  $s$  – швидкість подачі за хвилину, мм/хв;

$H$  – хід тягового механізму, мм;

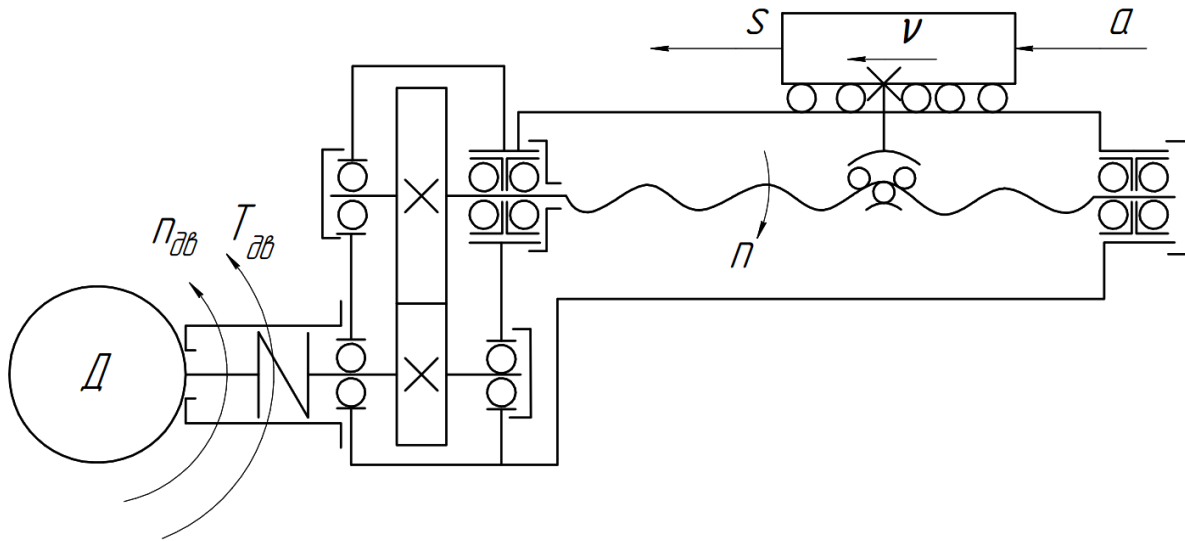
$p$  і  $k$  – довжина кроку, мм, й число заходів гвинта.

Крайні значення частот обертання гвинта  $n_{s_{\min}}$  і  $n_{s_{\max}}$  швидкості холостого ходу  $v$  і граничні значення подачі  $s_{\min}$  і  $s_{\max}$  визначаються за формулою в процесі передачі гвинтової гайки (рис. 3.1)

$$n_v = \frac{v}{k \cdot p}, \quad (3.2)$$

$$n_{s_{\min}} = \frac{s_{\min}}{k \cdot p}, \quad (3.3)$$

$$n_{s_{\max}} = \frac{s_{\max}}{k \cdot p} \quad (3.4)$$



**Рисунок 3.1** – Кінематична схема приводу поздовжніх подач токарного верстата з ЧПК

### 3.2 Розрахунок передатного відношення редуктора

Передавальне число механічної коробки передач розраховується за формулою:

$$i = \frac{n_{s_{\max}}}{n_{\text{дв}_{\max}}} \geq \frac{n_{s_{\max}}}{n_{\text{дв}_{\text{ном}}}} \quad \text{та} \quad i = \frac{n_v}{n_{\text{дв}_v}} \geq \frac{n_v}{n_{\text{дв}_{\max}}} \quad (3.5)$$

або

$$i = \frac{s_{\max}}{k \cdot p \cdot n_{\text{дв}_{\max}}} \geq \frac{s_{\max}}{k \cdot p \cdot n_{\text{дв}_{\text{ном}}}} \quad \text{й} \quad i = \frac{v}{k \cdot p \cdot n_{\text{дв}_v}} \geq \frac{v}{k \cdot p \cdot n_{\text{дв}_{\max}}} \quad (3.6)$$

Ці умови впливають з умов вибору двигуна на основі частот роботи:

$$n_{\text{дв}_s \min} \geq n_{\text{дв}_{\min}}, \quad n_{\text{дв}_s \max} \geq n_{\text{дв}_{\text{ном}}}, \quad n_{\text{дв}_v} \leq n_{\text{дв}_{\max}}, \quad n_{\text{дв}_s \max} \leq n_{\text{дв}_v}, \quad (3.7)$$

де  $n_{s_{\min}}$ ,  $n_{s_{\max}}$  та  $n_{\nu}$  – граничні максимальна і мінімальна частоти обертання гвинта;  
 $n_{\delta\epsilon_{\max}}$ ,  $n_{\delta\epsilon_{\min}}$  й  $n_{\delta\epsilon_{ном}}$  – гранична частота і номінальна частота обертання двигуна;  
 $n_{\delta\epsilon_{s_{\min}}}$ ,  $n_{\delta\epsilon_{s_{\max}}}$ ,  $n_{\delta\epsilon_{\nu}}$  – необхідні граничні частоти обертання двигуна під час робочих подач із швидкостями  $s_{\min}$  і  $s_{\max}$  та холостого ходу  $\nu$ .

Відповідно до отриманого значення  $i$  слід вибрати більше. Якщо  $i$  близьке до 1, двигун і ходовий гвинт можна з'єднати безпосередньо муфтою без редуктора.

### 3.3 Визначення фактичних частот обертання двигуна

За визначеним передавальним відношенням  $i$  обчислюють фактичні граничні частоти обертання  $n_{\delta\epsilon_{s_{\min}}}$ ,  $n_{\delta\epsilon_{s_{\max}}}$  й  $n_{\delta\epsilon_{\nu}}$ , які мають задовольняти умови описані нижче:

$$n_{\delta\epsilon_{s_{\min}}} = \frac{n_{s_{\min}}}{i} \geq n_{\delta\epsilon_{\min}}, \quad n_{\delta\epsilon_{s_{\max}}} = \frac{n_{s_{\max}}}{i} \geq n_{\delta\epsilon_{ном}}, \quad n_{\delta\epsilon_{\nu}} = \frac{n_{\nu}}{i} \geq n_{\delta\epsilon_{\max}} \quad (3.8)$$

або

$$n_{\delta\epsilon_{s_{\min}}} = \frac{s_{\min}}{k \cdot p \cdot i} \geq n_{\delta\epsilon_{\min}}, \quad n_{\delta\epsilon_{s_{\max}}} = \frac{s_{\max}}{k \cdot p \cdot i} \geq n_{\delta\epsilon_{ном}}, \quad n_{\delta\epsilon_{\nu}} = \frac{\nu}{k \cdot p \cdot i} \geq n_{\delta\epsilon_{\max}}, \quad (3.9)$$

де  $n_{\delta\epsilon_{s_{\min}}}$ ,  $n_{\delta\epsilon_{s_{\max}}}$ ,  $n_{\delta\epsilon_{\nu}}$  – фактичні частоти обертання двигуна під час робочих подач із швидкостями  $s_{\min}$  і  $s_{\max}$  та холостого ходу  $\nu$ ;

$n_{s_{\min}}$ ,  $n_{s_{\max}}$  та  $n_{\nu}$  – граничні частоти обертання;

$n_{\delta\epsilon_{\max}}$ ,  $n_{\delta\epsilon_{\min}}$  й  $n_{\delta\epsilon_{ном}}$  – граничні та номінальні частоти обертання двигуна;

$i$  – передавальне відношення;

$s_{\min}$  і  $s_{\max}$  – максимальна і мінімальна швидкість подач;

$\nu$  – швидкість холостого ходу;

$p$  і  $k$  – довжина кроку, мм, й число заходів гвинта.

### 3.4 Розрахунок приведених моментів навантажень привода подачі та вибір електродвигуна

Вибір двигуна приводу подачі здійснюється виходячи з корисного і шкідливого опору даному моменту на валу двигуна з урахуванням його режиму роботи, допустимого нагріву і максимального прискорення, яке він створює. При цьому робоча подача і відповідна частота обертання двигуна регулюються за номінального крутного моменту  $T_{\partial\theta_{ном}}$ . Швидкий рух робочого органу на холостому ході здійснюється при номінальному крутному моменті  $T_{\partial\theta_{ном}}$  або при максимальній частоті обертання  $T_{\partial\theta_{nmax}}$ , а прискорений пуск приводу — при максимальному крутному моменті  $T_{\partial\theta_{max}}$  двигуна.

Необхідний статичний момент двигуна в робочих режимах  $T_{\partial\theta_s}$  і  $T_{\partial\theta_v}$  відповідно визначається силою різання  $T_p$ , силою тертя  $T_T$  в приводі подачі та заданим моментом нерівноваженої сили тяжіння під час роботи та холостого ходу. Рухома частина робочого органу, як і деталі робочого ходу  $T_{mg}$ , і тільки силою тертя  $T_T$  і моментом нерівноваженої сили тяжіння  $T_{mg}$  холостого ходу, тобто [10]:

$$T_{\partial\theta_s} = T_p + T_T + T_{mg} \quad \text{й} \quad T_{\partial\theta_v} = T_T + T_{mg} \quad (3.10)$$

Під час розгону в умовах робочого режиму динамічний крутний момент  $T_{\partial\theta_a}$ , необхідний електродвигуну, визначається з заданого моменту інерції рухомої маси  $T_i$ , сили тертя  $T_T$  і нерівноваженої сили тяжіння рухомої частини робочого органу разом із деталями  $T_{mg}$ :

$$T_{\partial\theta_a} = T_i + T_T + T_{mg} \quad (3.11)$$

Регулюючий двигун, який використовується для приводу подачі, може фактично створювати певний крутний момент відповідно до частоти обертання,

тобто номінальний крутний момент  $T_{\partial\epsilon_n}$  при максимальній частоті обертання  $T_{\partial\epsilon_{n\max}}$  і максимальному  $T_{\partial\epsilon_{\max}}$ . Тому вибір двигуна з регульованим крутним моментом приводу подачі базується на наступних умовах:

$$T_{\partial\epsilon_s} \leq T_{\partial\epsilon_{\text{ном}}}, T_{\partial\epsilon_v} \leq T_{\partial\epsilon_{\text{ном}}} \text{ або } T_{\partial\epsilon_v} \leq T_{\partial\epsilon_{n\max}}, T_{\partial\epsilon_a} \leq T_{\partial\epsilon_{\max}} \quad (3.12)$$

Правильний вибір електродвигунів забезпечує надійну роботу електроприводів та їх енергетичні показники під час роботи.

Коли навантаження на двигун значно менше номінального, його потужність використовується недостатньо, що призводить до зниження ефективності, а якщо навантаження на вал двигуна перевищує номінальне навантаження, це призведе до втрати потужності. Щоб правильно вибрати двигун, необхідно розуміти природу змін навантаження, тобто потужність і крутний момент двигуна з плином часу, і для цього побудувати карту навантаження робочого циклу. Якщо діаграма навантаження електроприводу відома у вигляді співвідношення  $T(t)$  то двигун можна вибрати за еквівалентним моментом  $T_{\partial\epsilon}$ :

$$T_{\partial\epsilon} = \sqrt{\frac{\sum T_i^2 t_i}{t_{\text{ц}}}} \quad (3.13)$$

При цьому повинна виконуватися умова  $T_{\partial\epsilon} \leq T_{\partial\epsilon_{\text{ном}}}$ ,

де  $T_{\partial\epsilon_{\text{ном}}}$  – номінальний крутний момент двигуна в номінальному режимі;

$T_i$  – момент, незалежний проміжок часу  $t_i$ ;

$t_{\text{ц}}$  – тривалість робочого циклу.

$$T_{\partial\epsilon_{\max}} = \lambda \cdot T_{\partial\epsilon_{\text{ном}}} \geq T_{\text{cm}\max} \quad (3.14)$$

Для електроприводів, що працюють при постійному навантаженні, статичний момент  $T_{\text{cm}}$  повинен відповідати умові  $T_{\text{cm}} \leq T_{\partial\epsilon_{\text{ном}}}$ , а через циклічний

характер навантаження умова вибору двигуна  $T_{\text{дв}} \leq T_{\text{дв,ном}}$ , а перевантажувальна здатність двигуна потребує бути перевіреним, тобто:

$$T_{\text{дв,макс}} = \lambda \cdot T_{\text{дв,ном}} \geq T_{\text{ст,макс}}. \quad (3.15)$$

Якщо деякі робочі ділянки є довгими через періодичність навантаження, необхідно прийняти умову максимального навантаження  $T_{\text{ст,макс}} \leq T_{\text{дв,ном}}$ , а перевірку проводити при початковій умові  $T_{\text{п}} \geq T_{\text{ст,макс}}$ . Для приводів, що працюють в повторюваних режимах короткочасного навантаження, включаючи пуск і електричне гальмування, вибір двигуна відбувається в два етапи. Спочатку визначають еквівалент заданого крутного моменту статичного навантаження, вибирають двигун, коефіцієнт запасу та враховують додаткові втрати під час перехідного процесу. Потім для обраного двигуна будується детальна карта навантажень і виконуються перевірочні розрахунки.

### 3.5. Визначення крутного моменту двигуна

Розрахункова схема приводу подачі складається в горизонтальній, похилій або вертикальній площині, де фактично працює робочий орган приводу. Основою для розрахунку є:

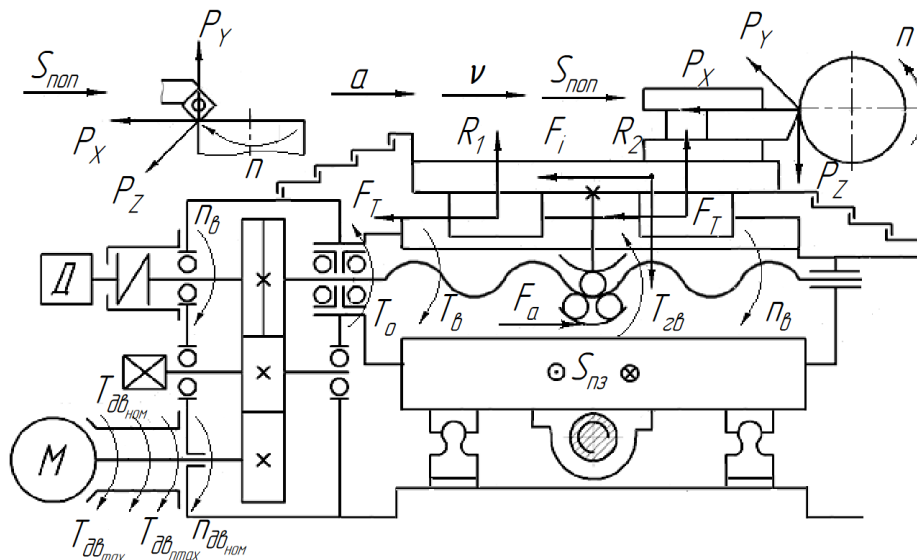
- а) кінематична схема механізму приводу подачі.
- б) граничні значення робочої подачі  $s_{\text{min}}$  і  $s_{\text{max}}$  й холостого ходу  $v$ .
- в) маса рухомих частин  $m$  робочого органу привода разом із компонентами або коробкою головного шпинделя.
- г) крок  $p$ , умовний діаметр  $d_0$ , довжина  $l$  і тип підшипників ходового гвинта.

г) тип напрямних, які використовуються для переміщення робочого органу. У приводі подачі верстатів з ЧПК можливе використання напрямних з циркуляцією тіл кочення, які мають шини та каретки.

д) компоненти сил різання  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$  (рис. 3.2) під час токарних і розточувальних операцій або процесів фрезерування  $P_x$ ,  $P_h$ ,  $P_v$ . (рис. 3.3)

е) передавальне число  $i$ , діаметр ділильної окружності  $d_w$  та ширина коліс  $b$  механічної коробки передач.

є) циклограма навантажень під час роботи, час перехідних процесів, допустимі прискорення  $a$ .



**Рисунок 3.2** – Розрахункова схема привода подачі токарного верстата з ЧПК із напрямними кочення

На розрахунковій схемі привода подачі показані робоча подача  $s$ , швидкість холостого ходу і прискорення  $a$ , а також активні навантаження на робочий орган привода (у вигляді супорта, стола і ползка). Наприклад, розрахункова схема привода поперечної подачі супорта токарного верстата з ЧПК при обробці торця і привода поздовжньої подачі поперечного столу при обробці заготовки на



### 3.6. Розрахунок тягового зусилля привода із напрямними ковзання

При розрахунку крутного моменту, необхідного для двигуна приводу подачі для попереднього вибору, розрахувати тягове зусилля приводу під час роботи і холостого ходу і визначити з нього заданий крутний момент.

1. Тягові сили під час робочого ходу приводу з напрямними при обробці деталей [11]:

$$F_a = P_p + F_m + F_{mg}, \quad (3.16)$$

де  $P_p$  – проекція сили різання на напрямок руху подачі;

$F_m$  – складові сили тертя напрямних;

$F_{mg}$  – проекція неврівноважених сил тяжіння рухомих частин приводу на напрямок руху подачі.

За розрахунковою схемою (рис. 3.4, а, б) сила тяги  $F_a$  визначається за формулою:

$$F_a = k \cdot P_x + F_m + m \cdot g \cdot \sin \alpha \text{ й } F_a = k \cdot P_x + f \cdot R + m \cdot g \cdot \sin \alpha; \quad (3.17)$$

$$F_a = -k \cdot P_h + F_m + m \cdot g \cdot \sin \alpha \text{ і } F_a = -k \cdot P_h + f \cdot R + m \cdot g \cdot \sin \alpha, \quad (3.18)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що враховує момент перекидання;

$P_x$  і  $P_h$  – складові сили різання, паралельні напрямку подачі;

$m$  – маса рухомої частини із заготівлею або різальним інструментом;

$\alpha$  – кут нахилу до горизонтальної площини;

$f$  – коефіцієнт тертя ковзання в напрямній:  $f = 0,1-0,2$  при малих подачах,  $f = 0,5-0,8$  при великих подачах і хорошому змащуванні;

$R$  – нормальна реакція на напрямну ковзання робочого органу:

$$R = P_y + P_z + m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (3.19)$$

та

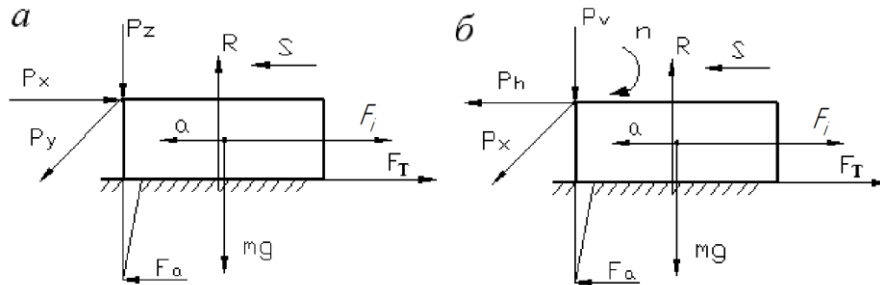
$$R = P_y + P_v + m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (3.20)$$

2. Сила тяги приводу на холостому ході визначається за формулою:

$$F_a = F_m + F_{mg} \quad (3.21)$$

$$F_a = f \cdot R + m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (3.22)$$

$$R = m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (3.23)$$



**Рисунок 3.4** – Розрахункові схеми тягового зусилля приводів подач із напрямними ковзання під час точіння (а) й під час попутного фрезерування (б)

3. Сила тяги в режимі нестационарного розгону визначається за формулою:

$$F_a = F_i + F_m + F_{mg}; \quad (3.24)$$

$$F_a = m \cdot a_p + f \cdot R + m \cdot g \cdot \cos \alpha, \quad (3.25)$$

де  $F_i$  – сила інерції між рухомою частиною приводного пристрою та шпиндельною коробкою або заготовкою;

$a_p$  – лінійне прискорення штангенциркуля або прискорення верстака;

$\alpha$  – кут нахилу рейки відносно горизонтальної площини (для горизонтальних рейок  $\alpha = 0$ ; для похилих рейок  $\alpha = 45-70^\circ$ ; для вертикальних рейок  $\alpha = 90^\circ$ ).

### 3.7 Розрахунок тягового зусилля приводу подачі з напрямною кочення

1. Сила тяги приводу подачі з напрямними кочення під час робочого ходу при обробці в загальному вигляді визначається за формулою [11]:

$$F_a = F_p + n \cdot F_{mn} + F_m + F_{mg} \quad (3.26)$$

де  $F_p$  – проекція сили різання на напрямок руху подачі;

$n$  – кількість напрямних кочення;

$F_{mn}$  – початкова сила тертя:  $F_{mn} = 4-5$  Н;

$F_m$  – сила тертя в напрямній кочення робочого органу;

$F_{mg}$  – незбалансована сила тяжіння рухомих частин приводу.

Згідно з розрахунковою схемою сила тяги  $F_a$ , наприклад, при точінні з поздовжньою подачею приводу подачі з напрямними і вільним перекочуванням тіл кочення (рис. 3.5, а), у випадку зустрічного фрезерування при застосуванні циліндричної фрези тягове зусилля  $F_a$ , у приводі з рельсовою направляючою (рис. 3.5, б) з циркуляцією тіл кочення, визначається за формулами:

$$F_a = P_x + F_m + m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (3.27)$$

та

$$F_a = P_x + n \cdot F_{mn} + \frac{R \cdot f_k}{\rho} + m \cdot g \cdot \sin \alpha; \quad (3.28)$$

$$F_a = P_h + \sum F_m + m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (3.29)$$

й

$$F_a = P_h + f \cdot \sum R + m \cdot g \cdot \sin \alpha, \quad (3.30)$$

де  $P_x$  і  $P_h$  – проекції сили різання, які паралельні подачі;

$R$  – реакція напрямних кочення на робочий орган приводу:

$$R = P_y + P_z + m \cdot g \cdot \cos \alpha, \quad (3.31)$$

$f_k$  – коефіцієнт тертя кочення напрямних: сталева напрямна –  $f_k = 0,01$  мм, чавунна напрямна –  $f_k = 0,025$  мм;

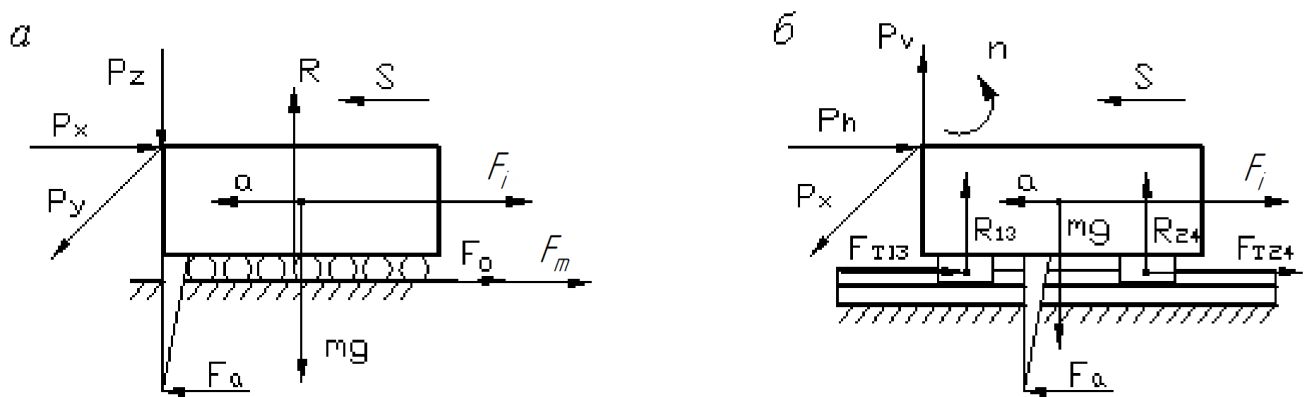
$\rho$  – приведений радіус тіла кочення;

$m$  – маса рухомих частин привода подач разом із заготовкою або бабкою;

$\sum R$  – загальна нормальна сила реакції напрямної рейки з використанням циркуляції тіл кочення на каретки робочого органу:

$$\sum R = P_x - P_v + m \cdot g \cdot \cos \alpha; \quad (3.32)$$

$f$  – коефіцієнт тертя рельсових напрямних кочення:  $f = 0,003-0,004$ .



**Рисунок 3.5** – Розрахункова схема тягових зусиль привода з напрямними кочення із вільним перкоченням тіл кочення під час виконання точення (а) та з циркуляцією тіл кочення за зустрічного фрезерування (б)

2. Сили тяги при холостому ході привода (рис. 3.5 а) і при фрезеруванні (рис. 3.5 б) визначаються за формулами:

$$F_a = F_m + F_{mg}; \quad (3.33)$$

$$F_a = n \cdot F_{mm} + \frac{R \cdot f_k}{\rho} + m \cdot g \cdot \sin \alpha; \quad (3.34)$$

$$R = m \cdot g \cdot \cos \alpha; \quad (3.35)$$

$$F_a = \sum F_m + F_{mg}; \quad (3.36)$$

$$F_a = f \cdot \sum R + m \cdot g \cdot \sin \alpha; \quad (3.37)$$

$$\sum R = m \cdot g \cdot \cos \alpha. \quad (3.38)$$

3. При пуску машини тягове зусилля в перехідному режимі розгону приводу визначається за відповідними формулами:

$$F_a = F_i + F_m + F_{mg}; \quad (3.39)$$

$$F_a = m \cdot a_p + n \cdot F_{mn} + \frac{R \cdot f_k}{\rho} + m \cdot g \cdot \sin \alpha; \quad (3.40)$$

$$R = m \cdot g \cdot \cos \alpha; \quad (3.41)$$

$$F_a = F_i + \sum F_m + F_{mg}; \quad (3.42)$$

$$F_a = m \cdot a_p + f \cdot \sum R + m \cdot g \cdot \sin \alpha; \quad (3.43)$$

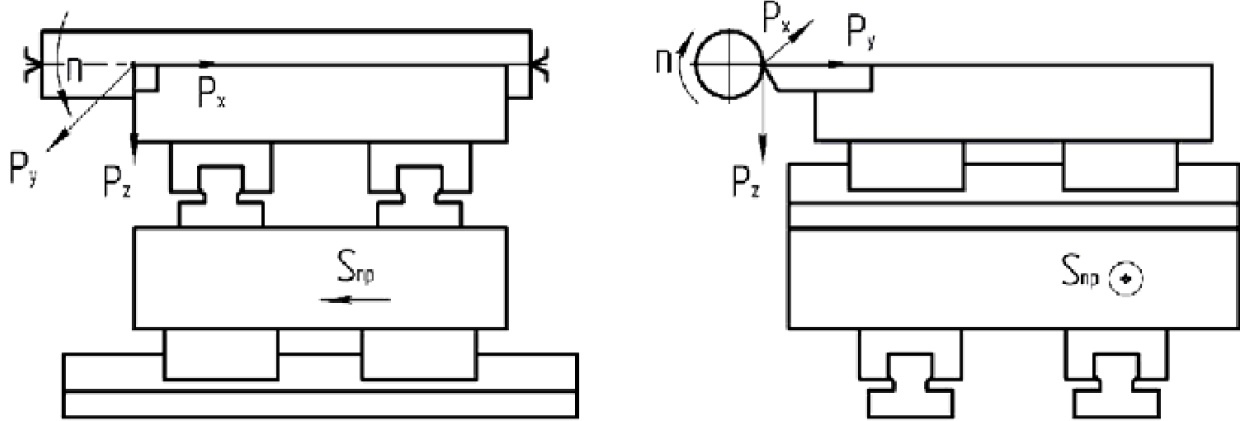
$$\sum R = m \cdot g \cdot \cos \alpha. \quad (3.44)$$

### 3.8 Дія сил різання на робочі органи верстатів

При створенні розрахункових сценаріїв для приводів подачі різних верстатів з ЧПК необхідно правильно вибрати типові операції, що виконуються на цьому верстаті. У даній статті вказані складові сил різання, що діють на такі робочі елементи приводу, як супорти, столики та інші елементи.

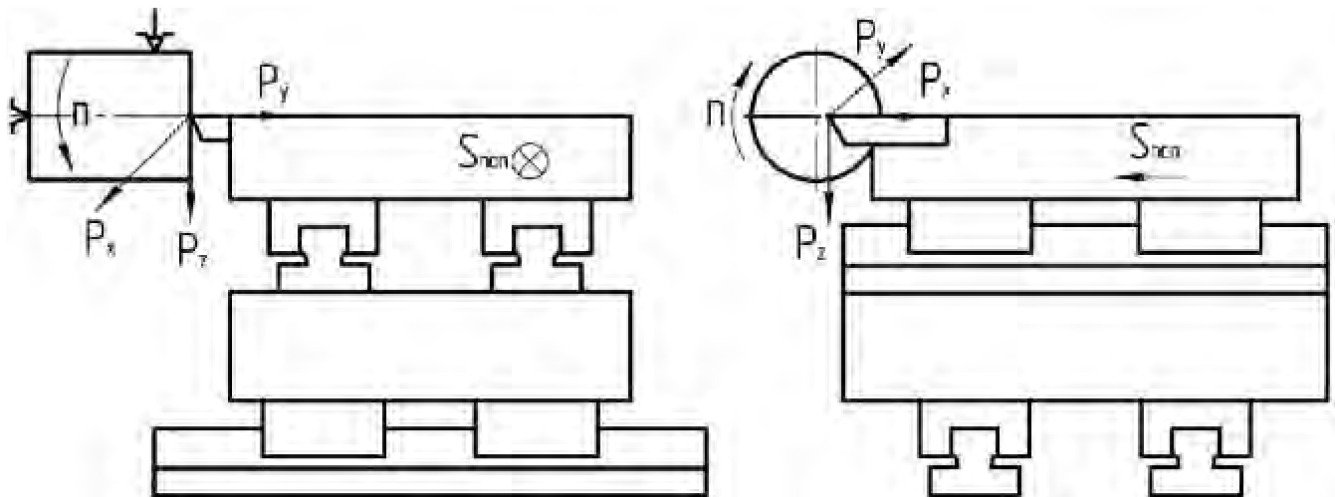
1. При обточуванні циліндричної поверхні з поздовжньою подачею (рис. 3.6) і торцевої поверхні з поперечною подачею на горизонтальному токарному верстаті з ЧПК (рис. 3.7) на супорт діють складові сили різання  $P_x$ ,  $P_y$  та  $P_z$ .

2. При обточуванні циліндричної поверхні поздовжньої вертикальної подачі  $S_g$  (рис. 3.8) і торцевої поверхні поперечної горизонтальної подачі  $S_z$  на

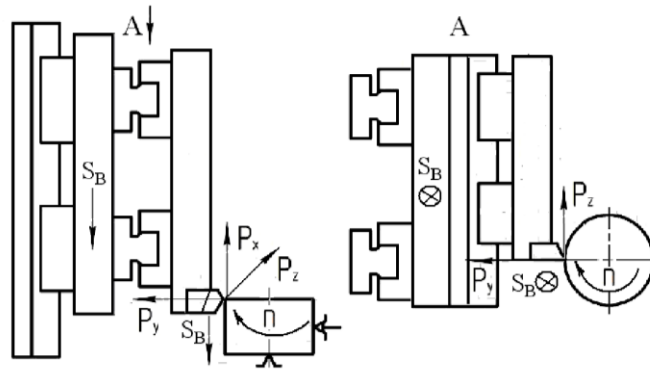


**Рисунок 3.6** – Робоча зона токарного верстата із ЧПК та схематичне зображення проєкцій сил різання на супорт під час токарної обробки із подачою  $S_{пр}$

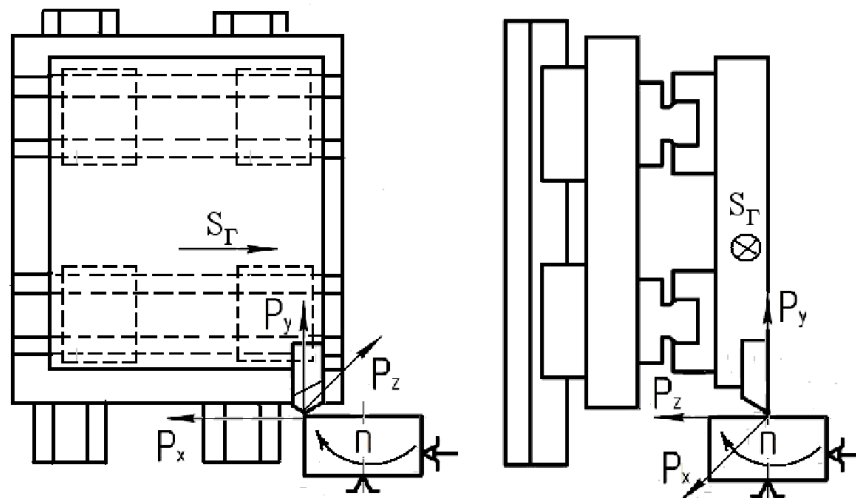
вертикально-токарному верстаті із ЧПК (рис. 3.9) на супорт діють проєкції сил різання  $P_x$ ,  $P_y$  та  $P_z$ .



**Рисунок 3.7** – Робоча зона токарного верстата із ЧПК та схематичне зображення проєкцій сил різання на супорт під час торцювання із подачою  $S_{тор}$

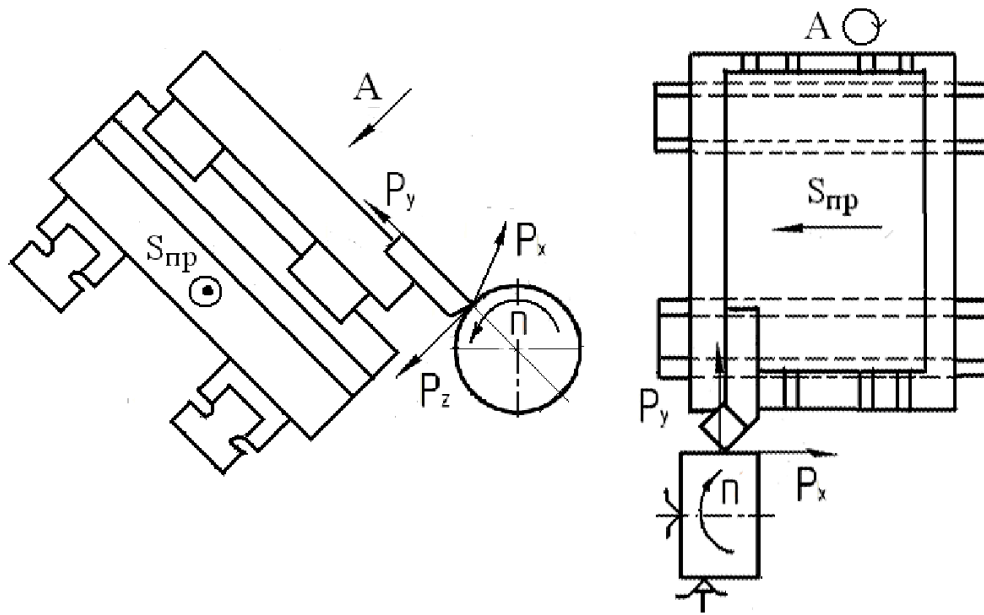


**Рисунок. 3.8** – Робоча зона вертикального токарного верстата із ЧПК та схематичне зображення проєкцій сил різання на супорт під час точіння із подачею  $S_B$

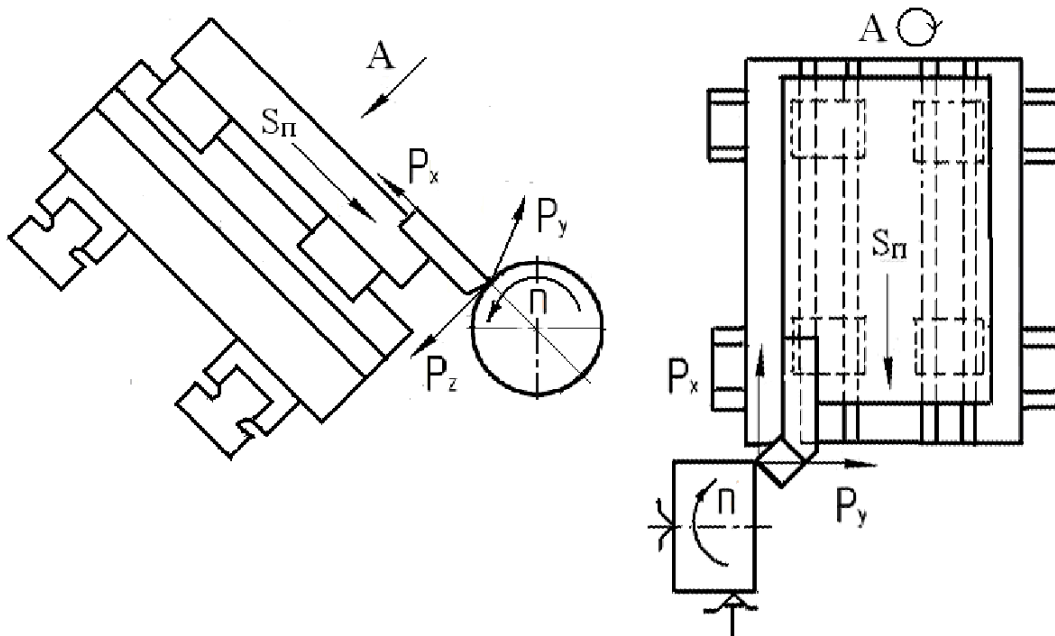


**Рисунок. 3.9** – Робоча зона вертикального токарного верстата із ЧПК та схематичне зображення проєкцій сил різання на супорт під час торцювання із подачею  $S_T$

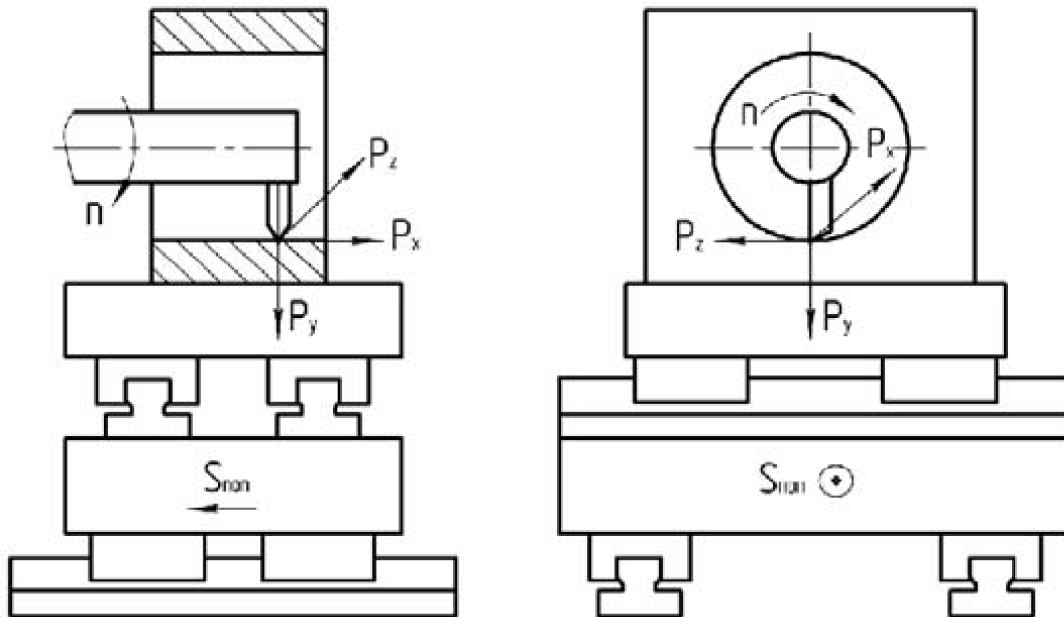
3. При точінні на токарному верстаті з ЧПК із похилою компоновкою циліндричних поверхонь використовується поздовжня подача  $S_{nz}$  (рис. 3.10), а при обробці торця з поперечною похилою подачею  $S_{non}$  (рис. 3.11) проєкції зусиль різання  $P_x$ ,  $P_y$  та  $P_z$  на супорт верстата.



**Рисунок 3.10** – Робоча зона токарного верстата із ЧПК зі похилим компонуванням та схематичне зображення проєкцій сил різання на супорт під час точіння із подачею  $S_{пр}$



**Рисунок 3.11** – Робоча зона токарного верстата із ЧПК зі похилим компонуванням та схематичне зображення проєкцій сил різання на супорт під час торцювання із подачею  $S_{пр}$



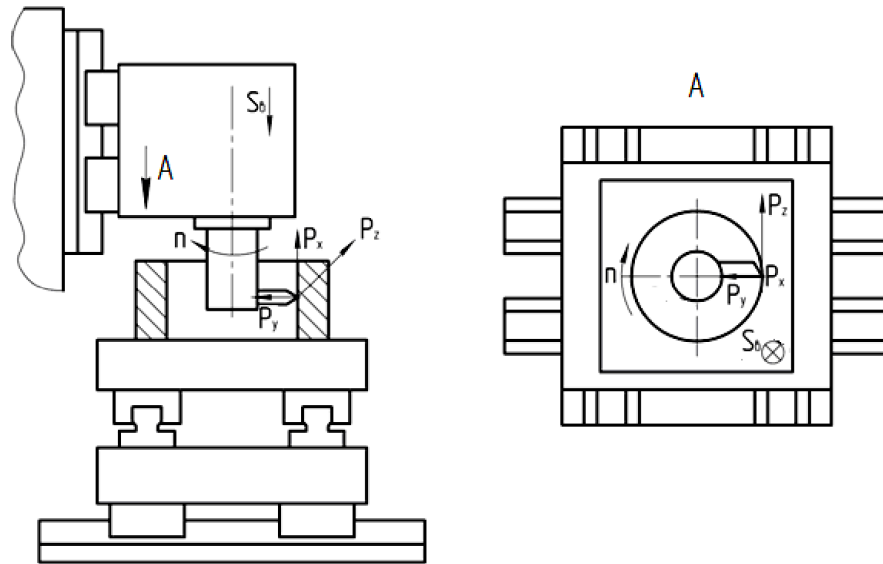
**Рисунок 3.12** – Робоча зона верстата із ЧПК й схематичне зображення проєкцій сил різання на стіл під час розточування із подачою  $S_{non}$

4. При розточуванні з використанням поперечної подачі столу  $S_{non}$  (рисунок 3.12) на горизонтальному верстаті, і з використанням вертикальної подачі шпindelної бабки  $S_g$  на вертикальному верстаті (рис. 3.13). Складові сили різання  $P_x$ ,  $P_y$  та  $P_z$  діють на стіл через заготовку, а також через ріжучий інструмент на шпindel.

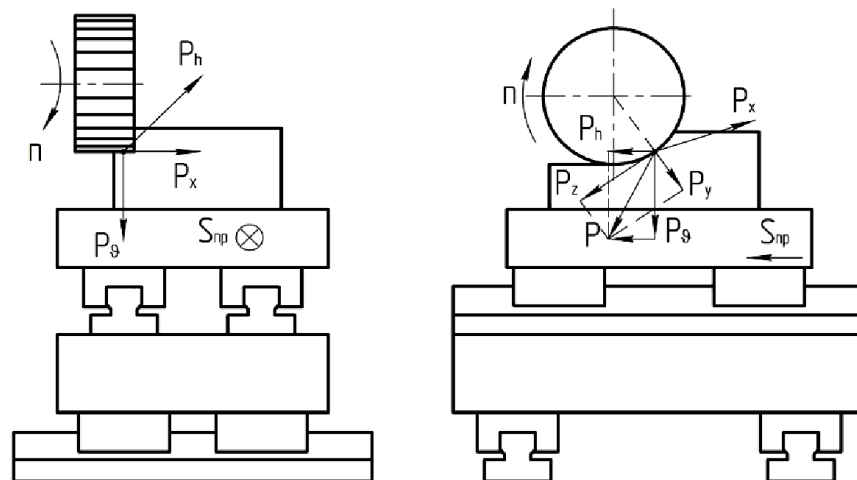
5. Під час фрезерування на горизонтальному багатоцільовому верстаті застосовується циліндрична фрези із поздовжньою подачою робочого столу  $S_{nz}$  (рис. 3.14) та вертикальною подачою шпindelної коробки  $S_g$  (рис. 3.15). Проєкції сил різання  $P_x$ ,  $P_h$  та  $P_v$  проходять через заготовку та передаються на стіл й через шпindel на шпindelну бабку.

6. При фрезеруванні торцевою фрезою на вертикальному багатофункціональному верстаті із використанням поперечної подачі  $S_{non}$

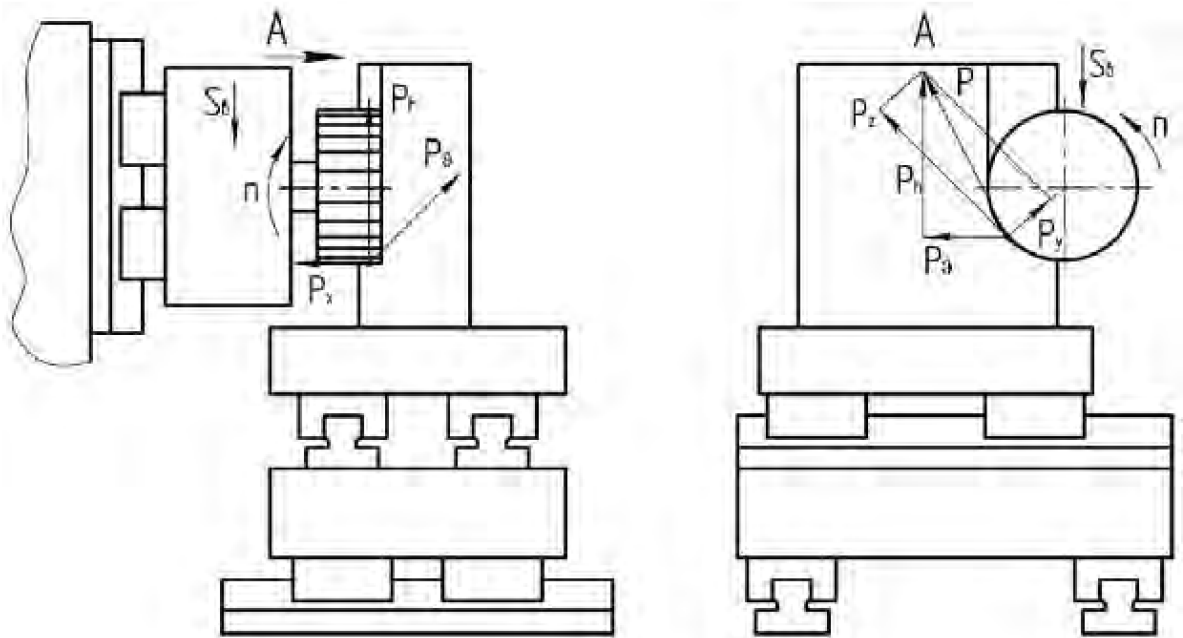
(рисунок 3.16 а) або позовжньої подачі  $S_{nz}$  (рис. 3.16 б) проєкції сил різання  $P_x$ ,  $P_h$  та  $P_v$  проходять через заготовку, діючи на верстат, сила  $P_h$  – паралельна напрямку подачі, а сила  $P_v$  – перпендикулярна напрямку подачі.



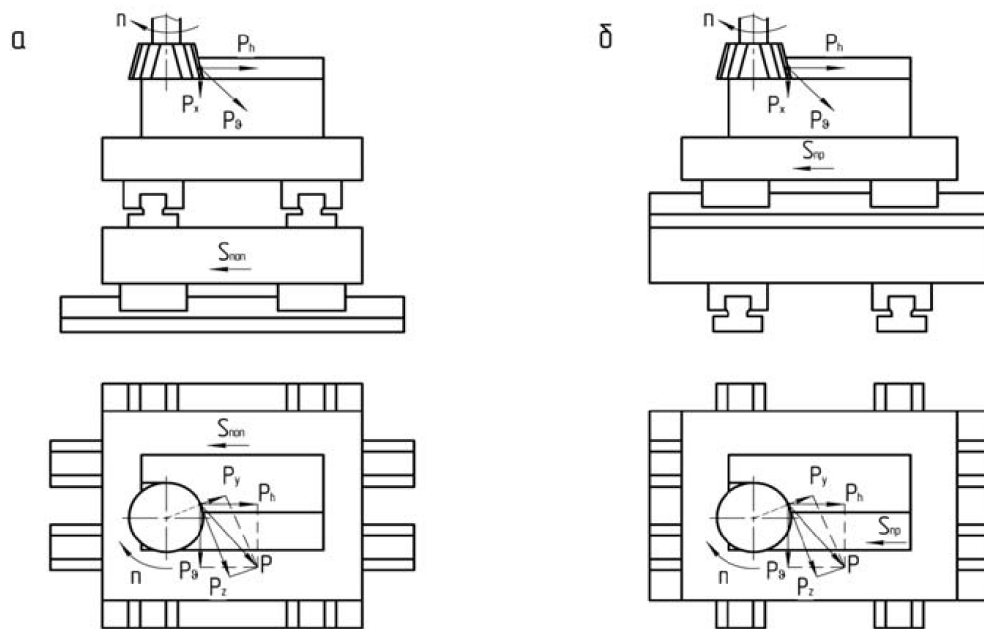
**Рисунок 3.13** – Робоча зона верстата із ЧПК й схематичне зображення проєкцій сил різання на шпиндельну бабку під час розточування із подачою  $S_g$



**Рисунок 3.14** – Робоча зона горизонтального верстата із ЧПК й схематичне зображення проєкцій сил різання на стіл під час попутного фрезування із подачою  $S_{nz}$



**Рисунок 3.15** – Робоча зона верстата із ЧПК й схематичне зображення проєкцій сил різання на шпиндельну бабку за попутного фрезерування із подачою  $S_s$

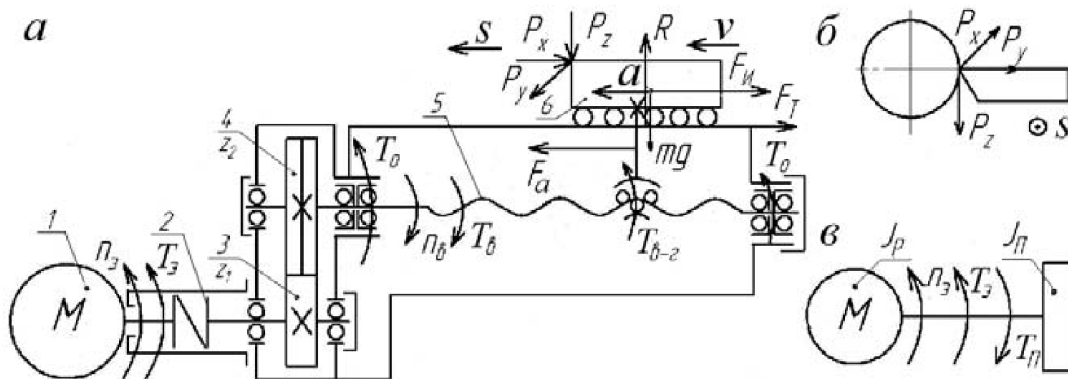


**Рисунок 3.16** – Робоча зона вертикального верстата із ЧПК та схема дій проєкцій сил різання на стіл під час зустрічного фрезерування із використанням подач  $S_{non}$  (а) та  $S_{nz}$  (б)

### 3.9 Розрахунок приведених моментів навантажень привода подачі та вибір електродвигуна

#### 3.9.1 Визначення приведених моментів навантажень за робочого ходу

Під час виконання силових розрахунків приводу подачі верстата з ЧПК, наприклад, приводу повздовжньої подачі токарного верстата з ЧПК при обробці циліндричних поверхонь, створюємо розрахункову схему (рис. 4.1, а), яка включає робочу зону (рис. 3.17, б). У цьому процесі можна також розробити динамічну модель приводу, що включає задані моменти всіх діючих навантажень і моменти інерції всіх рухомих мас, що передаються на вал двигуна (рис. 3.17, в). Зведеним крутним моментом активного навантаження ми називаємо момент, коли фактична вироблена потужність, що прикладена до ділянки, дорівнює сумі потужностей усіх навантажень.



**Рисунок 3.17** – Розрахункова схема привода повздовжньої подачі верстата із ЧПК під час виконання обробки циліндричної поверхні (а), робоча зона із проєкціями сил різання (б) та динамічна модель приводу

Загалом електродвигун приводу подачі повинен забезпечувати статичний крутний момент, який буде забезпечувати необхідну потужність під час робочого

ходу, і необхідний динамічний крутний момент, який забезпечує необхідне збільшення потужності під час розгону чи гальмування [12].

Статичний момент під час робочого ходу визначається тягою  $F_a$ , що передається вздовж напрямку подачі при робочому русі приводу подач верстата. Загальне вираження цього моменту таке:

$$F_a = k_p \cdot P_p + \sum F_T + F_n + F_{mg}, \quad (3.45)$$

де  $k_p$  – коефіцієнт запасу;

$P_p$  – складова сили різання вздовж напрямку подачі;

$\sum F_T$  – сумарне тертя в напрямній рейці;

$F_n$  – сила попереднього натягу, не включена в  $\sum F_T$ ;

$F_{mg}$  – складова сили тяжіння рухомої частини робочого органу, що діє разом із заготовкою в напрямку подачі.

Зведений крутний момент  $T_{II}$  на валу двигуна через тягову силу  $F_a$  приводу подачі з передачею гвинт–гайка визначається для робочого ходу та холостого ходу за такою формулою:

$$T_{II} = \frac{F_a \cdot H}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot u \cdot \eta_p} = \frac{F_a \cdot k \cdot p \cdot i}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \eta_p}, \quad H \cdot m, \quad (3.46)$$

де  $F_a$  – тягове зусилля приводу подач, н;

$H$  и  $p$  – хід передачі гвинт-гайка й крок ходового гвинта, мм;

$k$  – число заходів ходового гвинта;

$u$  и  $i$  – передаточне відношення та відношення механічного редуктора приводу;

$\eta_p$  – ККД редуктора й тягового механізму приводу подач.

У процесі різання за подачі  $s$  в межах робочого ходу необхідний статичний момент  $T_{ст}$ , створюваний двигуном, не повинен перевищувати його номінальне значення  $T_{дв,ном}$ . Він дорівнює сумі заданих моментів і потребує подолання таких складових:

- 1) складова сили різання вздовж напрямку подачі  $T_p$ .
- 2) тертя в рухомих елементах механізму  $T_T$ .
- 3) загальна або незбалансована частина  $T_{mg}$  сили тяжіння вузла, що переміщується вертикально або похило.

Формула для його обчислення:

$$T_{дв,s} = T_p + T_T + T_{mg} \leq T_{дв,ном}. \quad (3.47)$$

Для пристрою приводу подачі з гвинтовою передачею зведений крутний момент, який створюється до відповідної компоненти сили різання в напрямі подачі, можна визначити за такою формулою:

$$T_p = \frac{k_p \cdot P_x \cdot H}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot u \cdot \eta_s} = \frac{k_p \cdot P_x \cdot k \cdot p \cdot i}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \eta_s}, \quad H \cdot \text{м}, \quad (3.48)$$

де  $k_p = 1,2-1,5$ ;

$P_x$  – складова сили різання вздовж напрямку подачі, Н;

$H$  та  $p$  – передавальне число і крок гвинта, мм;

$u$  і  $i$  – передавальне число і відношення механічного редуктора;

$\eta_s$  – ККД приводу (передачі гвинт–гайка кочення без натягу  $\eta_{гз} = 0,90-0,95$ , з натягом  $\eta_{гз} = 0,80-0,85$ , зубчаста передача  $\eta_{zn} = 0,95-0,98$ , пасова передача  $\eta_{pn} = 0,94-0,96$ , підшипникова пара  $\eta_n = 0,98-0,99$  і муфта  $\eta_m = 0,96-0,98$ ).

Зведений момент, прикладений силою тертя складається із суми заданих моментів  $T_{тн}$ ,  $T_{тгг}$  і  $T_{тм}$ , які визначаються силами тертя в напрямних, передачі гвинт–гайка, у підшипнику ходового гвинта.

$$T_T = T_{mn} + T_{mz} + T_{mi}. \quad (3.49)$$

Приведений до валу двигуна момент сил тертя у напрямних приводів подач із використанням передачі гвинт-гайка визначається за формулою:

$$T_{mi} = \frac{F_T \cdot k \cdot p}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot u \cdot \eta_s} = \frac{F_T \cdot k \cdot p \cdot i}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \eta_s}. \quad (3.50)$$

Сила тертя  $F_T$  визначається сумою нормальних тисків  $\sum R_N$ , що діють на напрямну, за формулою:

$$F_T = f \cdot \sum R_N, \quad (3.51)$$

де  $f$  – зведений коефіцієнт тертя: для напрямних кочення із змащуванням під час перехідних процесів  $f = 0,1$ ; для напрямних кочення із тілами кочення малого діаметра  $f = 0,005-0,010$ ; каретками  $f = 0,003-0,005$ .

Рухома маса  $m_1$  вузла приводу подачі верстата і маса змонтованої на ньому деталі  $m_2$ , а також сила тертя, створювана силою різання перпендикулярно напрямку подачі, у загальному випадку визначають за такою формулою:

$$F_T = f \cdot (P_y + P_z + (m_1 + m_2) \cdot g \cdot \cos a) \quad (3.52)$$

та

$$F_T = f \cdot (P_y + P_v + (m_1 + m_2) \cdot g \cdot \cos a), \quad (3.53)$$

де  $a$  – кут між напрямом подач та горизонтальною площиною.

Під час виконання холостого ходу за  $a = 90$ , – сила тертя приблизно рівна 0, за  $a = 0$  обчислюється за формулою:

$$F_T = f \cdot g \cdot (m_1 + m_2), \quad (3.54)$$

Крутний момент, який створюється силами тертя, прикладеними до валу двигуна в передачі гвинт-гайка кочення за наявності попереднього натягу, визначається:

$$T_{mez} = \frac{32 \cdot 10^{-6} \cdot P_p \cdot p \cdot i}{3 \cdot \eta_p}, \quad (3.55)$$

В опорах ходового гвинта:

$$T_{mn} = \frac{22,1 \cdot 10^{-8} \cdot P_p \cdot k_n \cdot d_n \cdot i}{3 \cdot \eta_p}, \quad (3.56)$$

де  $P_p$  – складова сили різання, яка є паралельною до напрямку подачі, Н;

$p$  та  $d_n$  – крок різьби та діаметр шийок підшипників, що знаходяться в опорах ходового гвинта;

$k_n$  – кількість підшипників;

$i$  – передавальне відношення редуктора

$\eta_p$  – ККД редуктора.

Зведений момент незбалансованої рухомої маси приводу визначається їх силою тяжіння, тобто:

$$T_{mg} = \frac{m \cdot g \cdot \sin a \cdot p}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot u \cdot \eta_s} = \frac{m \cdot g \cdot \sin a \cdot p \cdot i}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \eta_s} \quad (3.57)$$

### 3.9.2 Визначення зведених моментів навантажень під час холостого ходу

Під час високошвидкісного холостого ходу статичний крутний момент  $T_{cm}$  дорівнює крутному моменту, створюваному двигуном на швидкості холостого ходу  $T_{\partial\epsilon_v}$ . Отже, і дорівнюють сумі заданих моментів, які забезпечують подолання тертя в рухомих ланках механізму  $T_T$  і повної або неврівноваженої частини сили тяжіння рухомих вузлів  $T_{mg}$ .  $T_{cm}$  не повинен перевищувати номінальний крутний момент двигуна  $T_{\partial\epsilon_v}$  або максимальний крутний момент при максимальній частоті обертання  $T_{\partial\epsilon_{n\max}}$ .

$$T_{\partial\epsilon_v} = T_T + T_{mg} \leq T_{\partial\epsilon_{ном}} \quad (3.58)$$

$$T_{\partial\epsilon_v} = T_T + T_{mg} \leq T_{\partial\epsilon_{n\max}} \quad (3.59)$$

### 3.9.3 Попередній вибір двигуна приводу подачі

На основі розрахункового робочого та швидкого холостого ходу заданий статичний крутний момент ( $T_{\partial\theta_s}$  і  $T_{\partial\theta_v}$ ) і розрахункова частота обертання двигуна при робочій подачі відповідає умовам [13]:

$$n_{\partial\theta_s, \min} \leq n_{\partial\theta_{sj}} \leq n_{\partial\theta_s, \max} \quad (3.60)$$

А максимальна швидкість обертання на швидкості холостого ходу:

$$n_{\partial\theta_s, \max} \leq n_{\partial\theta_v} \leq n_{\partial\theta_{\max}} \quad (3.61)$$

Для початкового вибору високомоментного двигуна постійного струму мають виконуватись умови:

$$T_{\partial\theta_s} \leq T_{\partial\theta_{ном}}, \quad (3.62)$$

$$T_{\partial\theta_v} \leq T_{\partial\theta_{n, \max}} \text{ або } T_{\partial\theta_v} \leq T_{\partial\theta_{ном}}, \quad (3.63)$$

$$n_{\partial\theta_s, \min} \geq n_{\partial\theta_{\min}}, \quad (3.64)$$

$$n_{\partial\theta_s, \max} \leq n_{\partial\theta_{ном}}, \quad (3.65)$$

$$n_{\partial\theta_s, \max} \leq n_{\partial\theta_v}, \quad (3.66)$$

$$n_{\partial\theta_v} \leq n_{\partial\theta_{\max}}, \quad (3.67)$$

де  $T_{\partial\theta_{ном}}$  й  $n_{\partial\theta_{ном}}$  – номінальний момент та частота обертання двигуна;

$T_{\partial\theta_{n, \max}}$  – крутний момент двигуна на максимальній частоті обертання;

$n_{\partial\theta_{\min}}$  та  $n_{\partial\theta_{\max}}$  – граничні частоти обертання двигуна.

Потім за каталогом підбираються технічні характеристики і параметри двигуна, необхідні для подальших розрахунків.

### 3.9.4 Визначення динамічного моменту інерції

У нестационарних режимах руху, таких як розгін і електричне гальмування, необхідний крутний момент двигуна  $T_{\partial\theta\alpha}$  дорівнює сумі заданих динамічних моментів інерції  $T_i$ , що забезпечує задане прискорення  $a$ , долаючи момент тертя  $T_T$  і навантаження через дисбаланс маси  $T_{mg}$ . Цей момент не повинен перевищувати максимальний момент  $T_{\partial\theta\max}$ , тобто:

$$T_{\partial\theta\alpha} = T_i + T_T + T_{mg} \leq T_{\partial\theta\max} \quad (3.68)$$

Зведений динамічний момент інерції визначається сумарний момент інерції приводу подачі  $J_\Sigma$ , що складається із зведених до вала двигуна моментів інерції рухомих мас, що є складовими привода подач,  $J_n$  і моменту інерції ротора двигуна  $J_\partial$ . Це розраховується за такою формулою:

$$J_\Sigma = J_n + J_\partial \quad (3.69)$$

Зведений динамічний момент сил інерції обчислюється за допомогою суми приведених моментів інерції привода подач до вала двигуна та моменту інерції ротора двигуна, його кутового пришвидшення:

$$T_i = (J_n + J_{\partial\theta}) \cdot \varepsilon \quad (3.70)$$

### 3.9.5 Зведенні моменти інерції для рухомих мас

Зведений момент інерції рухомих мас – умовно встановлений на ланці приведення момент інерції маси, кінетична енергія якого дорівнює сумі кінетичних енергій усіх рухомих мас.

Для елемента, який поступово переміщується масою  $m$  приводу подачі передачі гвинтової гайки, заданий момент інерції вала двигуна залежить від передавального числа  $i$  і кроку гвинта  $p$  відповідно до формули:

$$J_m = \frac{m \cdot i^2 \cdot p^2}{4 \cdot \pi^2}. \quad (3.71)$$

Приведений момент інерції ходового гвинта до вала двигуна:

$$J_{xz} = \frac{m_{zg} \cdot r_o^2 \cdot i^2}{2} = \frac{\pi \cdot d_o^4 \cdot l \cdot \rho \cdot i^2}{32}, \quad (3.72)$$

де  $J_{xz}$  – приведений момент інерції ходового гвинта,  $кг \cdot м^2$ ;

$m_{zg}$  – маса гвинта,  $кг$ ;

$\rho$  – щільність ходового гвинта,  $кг/м^3$ ;

$r_o$  – середній радіус ходового гвинта,  $м$ ;

$d_o$  – діаметр ходового гвинта,  $м$ ;

$l$  – довжина ходового гвинта,  $м$ ;

$i$  – передавальне відношення механічного редуктора:  $i = 1/u$ .

Момент інерції зубчастої передачі механічної коробки передач, віднесений до вала двигуна, визначається сумою:

$$J_p = J_1 + J_2 \cdot i^2, \quad (3.73)$$

де  $J_1$  та  $J_2$  – моменти інерції зубчастих коліс, кутова швидкість яких залежать від двигуна та передавального відношення редуктора  $i$ .

Без урахування конкретного положення заданий момент інерції шестерні до вала двигуна визначається за такою формулою:

$$J_{зк} = \frac{m_k \cdot r_w^2 \cdot i^2}{2} = \frac{\pi \cdot d_w^4 \cdot b \cdot \rho \cdot i^2}{32}, \quad (3.74)$$

де  $J_{зк}$  та  $m_k$  – зведений момент інерції та маса колеса  $кг \cdot м^2$  та  $кг$ ;

$\rho$  – щільність зубчатого колеса,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$r_w, d_w, b$  – радіус, діаметр ділильного кола та ширина колеса,  $\text{м}$ ;

$i$  – передавальне відношення механічного редуктора:  $i = 1/u$ .

Приведений момент інерції редуктора визначається як сума моментів інерції всіх рухомих частин коробки передач:

$$J = \frac{m_{\kappa 1} \cdot r_{w1}^2}{2} + \frac{m_{\kappa 2} \cdot r_{w2}^2 \cdot i^2}{2} = \frac{\pi \cdot d_{w1}^4 \cdot b_1 \cdot \rho}{32} + \frac{\pi \cdot d_{w2}^4 \cdot b_2 \cdot \rho \cdot i^2}{32}. \quad (3.75)$$

Приведений момент інерції муфти відносно вала двигуна  $J_{nm}$  визначається з моменту інерції муфти  $J_m$  і передавального числа  $i$  редуктора залежно від його конкретного положення:

$$J_{nm} = J_m, \quad (3.76)$$

$$J_{nm} = J_m \cdot i_j^2. \quad (3.77)$$

Тому сумарний зведений момент інерції всіх рухомих мас приводу подачі  $J_n$  до вала двигуна визначається як сума зведених моментів інерції окремих ланок приводу подачі:

$$J_n = \sum J_{jn} = \sum J_j \cdot i_j^2, \quad (3.78)$$

де  $J_j$  – моменти інерції окремих елементів приводу подачі  $j$ ;

$i_j$  – передавальне відношення від ланки  $j$  до двигуна.

### 3.9.6 Визначення кутового прискорення вала двигуна

Кутове прискорення  $\varepsilon$  двигуна можна визначити на основі часу зміни перехідного процесу  $t$  і діапазону зміни швидкості. Коли швидкість руху змінюється не лінійно, кутове прискорення  $\varepsilon$  можна виразити такими формулами:

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n_{\text{де}v}}{30 \cdot t \cdot \eta_s}, \quad (3.79)$$

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n_{\text{обв}} \cdot a}{30 \cdot v \cdot \eta_s}, \quad (3.80)$$

де  $n_{\text{обв}}$  – частота обертання двигуна на високій швидкості  $\text{хв}^{-1}$ .

$t$  – час зміни перехідного процесу, с.

$\eta_s$  – ефективність приводу кормів.

$v$  та  $a$  – зміна швидкості робочого тіла,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

Кутове прискорення також можна визначити, змінюючи кутову швидкість двигуна за експоненціальною кривою. У цьому випадку кутове прискорення визначається:

$$\varepsilon = \frac{0,63 \cdot \Delta\omega_{\text{обв}}}{T}, \quad (3.81)$$

де  $T$  – постійна часу експоненційної кривої швидкості:  $T = t/3$ .

Для визначення приросту кутової швидкості  $\Delta\omega_{\text{обв}}$  за допомогою  $\Delta v$  використовується наступна формула:

$$\Delta\omega_{\text{обв}} = \frac{10^2 \cdot \pi \cdot \Delta v}{3 \cdot p \cdot i}, \quad (3.82)$$

де  $\Delta\omega_{\text{обв}}$  та  $\Delta v$  – приріст кутової швидкості двигуна та лінійної швидкості,  $\text{рад}/\text{с}$  й  $\text{м}/\text{хв}$ ;

$p$  – крок гвинта,  $\text{мм}$ ;

$i$  – передавальне відношення.

Отже, кутове прискорення при розгоні робочого органу до швидкої швидкості руху можна визначити за формулою:

$$\varepsilon = \frac{63 \cdot \pi \cdot v}{p \cdot i \cdot t}, \quad (3.83)$$

де  $v$  – лінійна швидкість холостого ходу,  $\text{м}/\text{хв}$ ;

$t$  – час розгону, с.

### 3.9.7 Остаточний вибір двигуна приводу подач верстатів з ЧПК

Остаточний вибір двигуна приводу подачі верстатів з ЧПК залежить від розрахункового крутного моменту та необхідної частоти обертання приводу в різних режимах роботи.

Статичний крутний момент двигуна, необхідний для максимального робочого ходу подачі, повинен бути меншим або дорівнювати номінальному крутному моменту двигуна:

$$T_{\partial\theta_s} \leq T_{\partial\theta_{ном}}. \quad (3.84)$$

Статичний момент двигуна на холостому ході при холостому русі не повинен перевищувати номінальний момент двигуна або момент при максимальній частоті обертання:

$$T_{\partial\theta_v} \leq T_{\partial\theta_{max}} \quad \text{або} \quad T_{\partial\theta_v} \leq T_{\partial\theta_{n_{max}}}. \quad (3.85)$$

Динамічний крутний момент двигуна в перехідному режимі розгону до частоти обертання, що відповідає швидкості холостого руху, не повинен перевищувати максимальний крутний момент двигуна:

$$T_{\partial\theta_\alpha} \leq T_{\partial\theta_{max}}. \quad (3.86)$$

Мінімальна частота обертання двигуна і максимальна частота обертання, необхідні для ходу переміщення з подачею, повинні відповідати граничним значенням частоти обертання даного приводу і номінальної частоти обертання двигуна:

$$n_{\partial\theta_{s_{min}}} \geq n_{\partial\theta_{min}}, \quad n_{\partial\theta_{s_{max}}} \leq n_{\partial\theta_{ном}} \quad \text{та} \quad n_{\partial\theta_{s_{max}}} \leq n_{\partial\theta_v} \leq n_{\partial\theta_{max}} \quad (3.87)$$

Мінімальна частота обертання двигуна повинна бути більшою або дорівнювати мінімальній частоті:

$$n_{\partial\theta_{s_{min}}} \geq n_{\partial\theta_{min}} \quad (3.88)$$

Максимальна частота обертання двигуна повинна бути меншою або дорівнювати номінальній частоті обертання двигуна:

$$n_{\text{де}_{s \max}} \leq n_{\text{де}_{\text{ном}}} \cdot \quad (3.89)$$

Частота обертання двигуна відповідає швидкості швидкого руху приводу і не повинна перевищувати максимальну частоту обертання двигуна:

$$n_{\text{де}_v} \leq n_{\text{де}_{\max}} \cdot \quad (3.90)$$

### 3. 10 Висновок із розділу

Висновок: методика кінематичного та силового розрахунку приводу подач токарних верстатів із ЧПК представляє собою важливий етап у процесі розробки та вдосконалення цих систем. На основі зазначених розрахунків можна здійснювати обґрунтований вибір параметрів приводу, спроектованих для забезпечення оптимальних показників продуктивності та точності токарного оброблення.

Під час проектування приводу подачі необхідно розрахувати необхідну частоту обертання двигуна, попередньо визначивши граничну частоту обертання гвинта і передавальне число редуктора. Для цього необхідно знати мінімальну і максимальну робочі швидкості подач  $s_{\min}$  і  $s_{\max}$ , а також швидкість холостих ходів руху  $v$ .

Кінематичний розрахунок дозволяє аналізувати рухові характеристики системи та визначати параметри, такі як швидкість, прискорення та переміщення. Це є важливим для забезпечення точності та стабільності рухів каретки верстата під час обробки.

Силовий розрахунок визначає сили, що діють в системі приводу, і дозволяє оцінити необхідну потужність для виконання різних операцій. Це важливо для визначення параметрів двигуна та редуктора, забезпечуючи ефективну та стійку роботу приводу.

Розрахунок приведених моментів навантажень та вибір електродвигуна є критичним етапом у проектуванні системи приводу подач токарних верстатів з ЧПК. Отримані результати дозволяють правильно визначити та підібрати параметри електродвигуна для оптимальної продуктивності та стійкості роботи приводу.

Процес розрахунку приведених моментів дозволяє оцінити навантаження на привод подачі під час виконання різних операцій. Це включає аналіз різних варіантів обробки та врахування змінних умов виробництва. Отримані результати стають важливою основою для вибору потрібного електродвигуна.

Вибір електродвигуна базується на результатах розрахунків приведених моментів та інших факторів, таких як вимоги до швидкості обертання, динамічної відповіді, та надійності. Врахування цих аспектів дозволяє підібрати електродвигун, який ефективно виконає свої завдання при різних умовах експлуатації.

Окрім того, правильно підібраний електродвигун сприяє зниженню енергоспоживання та забезпечує економічні переваги у виробничому процесі. Такий підхід є важливим у досягненні оптимальної продуктивності та надійності системи приводу подач токарних верстатів з ЧПК.

## **4 РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ ПРИВОДА ПОДАЧ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА З ЧПК ТА РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ**

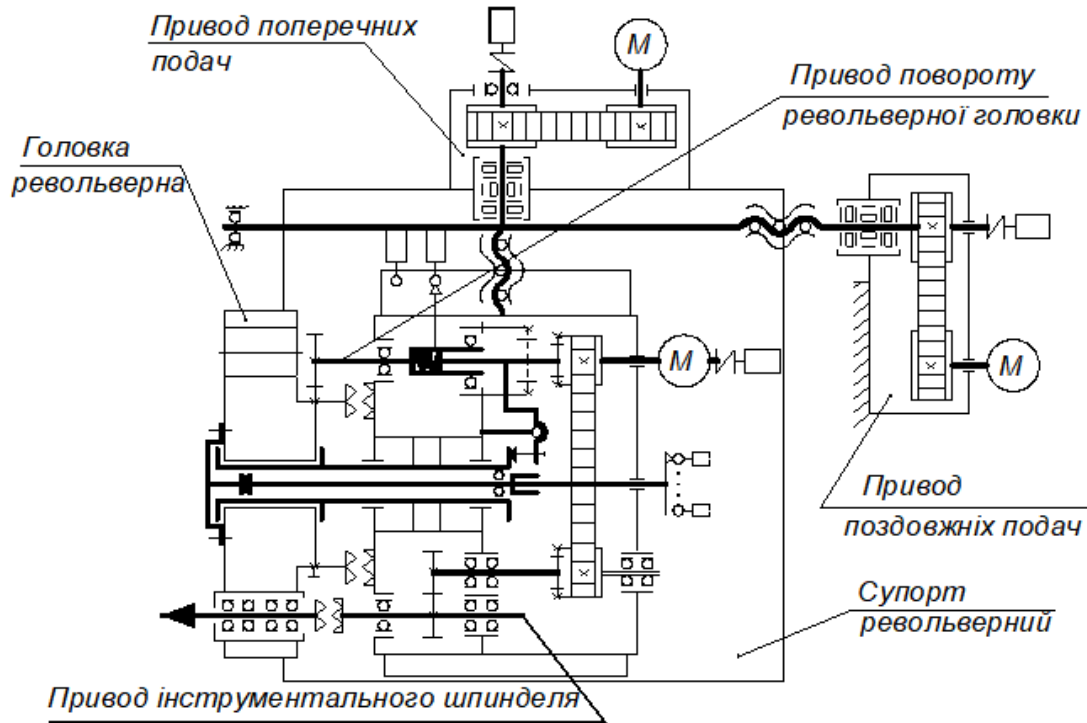
Моделювання швидкості подачі інструмента для сфери верстатобудування стало ключовою областю вивчення. Існує тенденція на ріст попиту на дослідження, які засновані на симуляції у плануванні процесів та оптимізації у виробничих програмах [14]. Наприклад, симуляція використовується для віртуальної обробки [15], оптимізації умов обробки [16], оцінки часу циклу [17] та оцінки точності обробки [18]. Щоб покращити продуктивність методів, заснованих на моделюванні, потрібна висока точність симуляції для прогнозування динамічної поведінки приводу подачі верстата.

### **4.1 Розробка математичної моделі динамічної системи повзун – привод подач**

В сучасному виробництві, де точність, ефективність обробки та якість виробів мають вирішальне значення, важливо ретельно вивчати та оптимізувати кожен етап технологічного процесу. Одним із ключових аспектів є токарне формування, де контрольований рух інструменту відносно оброблюваної деталі визначає якість та геометричні параметри кінцевого виробу.

Центральною частиною системи токарного формоутворення є привод подачі (рис. 4.1), відповідальний за переміщення інструменту та надання йому необхідної швидкості. Аналіз швидкості подачі протягом робочого циклу від моменту початку руху системи до досягнення стабілізації швидкості має ключове значення для забезпечення оптимальних умов та високої продуктивності токарного процесу.

Як компонент верстата, привід подачі повинен забезпечувати створення тягової сили, необхідної для переміщення робочого органу, під час робочої швидкості подачі та холостого прискорення.



**Рисунок 4.1** – Кінематична схема токарно-револьверного верстата  
Із ЧПК моделі 1П420ПФ40

Основними вимогами до приводу подачі верстатів з ЧПК є висока жорсткість, що визначає точність позиціонування робочого органу, достатня швидкодія для скорочення часу перехідного процесу, широкий діапазон регулювання швидкості, що дозволяє досягти швидкості руху від 1 мм/хв до 2 мм/хв, а також швидкості точного позиціонування до 60 м/хв на холостому ході. Рівномірність руху при різних навантаженнях у всьому діапазоні швидкостей та найкращі якісно-габаритні показники також важливі.

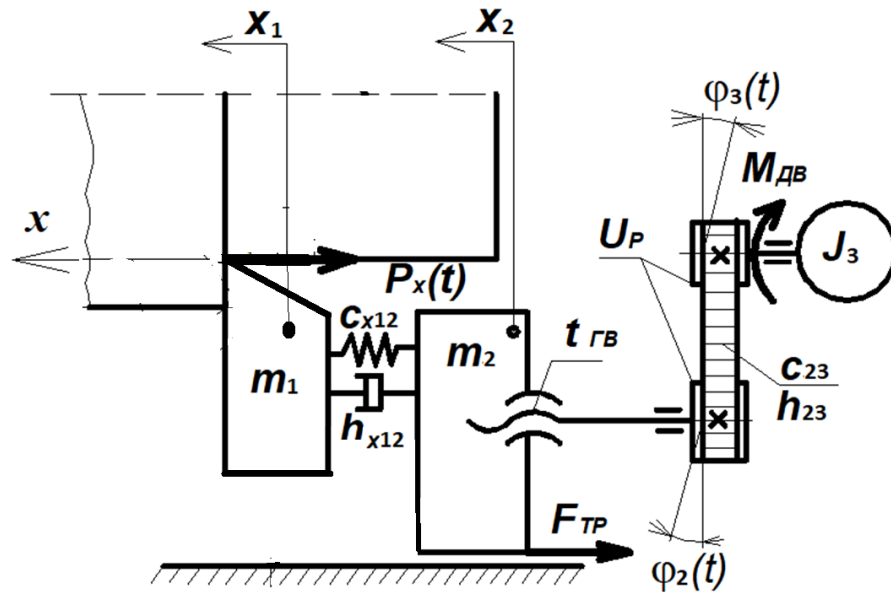
Привід подачі верстатів з ЧПК може мати відкриту і закриту системи керування. У сучасних верстатах з ЧПК основними є приводи подачі із замкнутими системами керування. У даному типі системи положення робочого

органу визначається прямо або опосередковано за допомогою датчиків зворотного зв'язку, що значно підвищує точність руху. У закритих системах найбільш поширеними є системи, які опосередковано визначають положення робочого органу за допомогою датчика обертання, жорстко з'єднаного з приводним гвинтом привода.

Привід подачі із замкнутою системою керування складається з високомоментного двигуна, пасової (зубчастої) передачі, пари гвинт-гайка і датчика зворотного зв'язку, встановленого на гвинті. Для цього типу приводу особливо високі вимоги висуваються до характеристик точності механізму гвинт – гайка та опори гвинта, оскільки на них не впливає зворотний зв'язок.

На прикладі поздовжнього точіння короткого тіла обертання інструментом оцінимо вплив динамічних характеристик системи приводу опорної подачі на процес формоутворення циліндричної поверхні на револьверно-токарному верстаті. Серед токарних верстатів середнього типорозміру більшість відомих моделей — це машини для обробки коротких тіл обертання. Маючи це на увазі, ми розглянемо обробку коротких тіл обертання як основний тип обробки.

На рис. 4.2 наведено схему процесу поздовжнього точіння. Модель складається з приведеної маси повзуна  $m_2$  і револьверної головки  $m_1$  з різцем, які рухаються в напрямку осі  $Ox$  і пов'язані між собою пружними та дисипативними властивостями через коефіцієнти приведеної жорсткості  $c_{x12}$  та приведеного демпфірування  $h_{x12}$ . Повзун приймає рух від приводу поздовжньої подачі через гвинтову пару з кроком  $t_{x6}$ . Механічна система обертової частини привода має двигун з приведеним моментом інерції  $J_3$ . Цей двигун з'єднаний з ходовим гвинтом  $t_{x6}$  через зубчасту пасову передачу  $U_p$  з коефіцієнтами крутильної жорсткості  $c_{23}$  та демпфірування  $h_{23}$ . Ця система перетворює обертальний рух приводу в зворотно-поступальний рух повзуна.

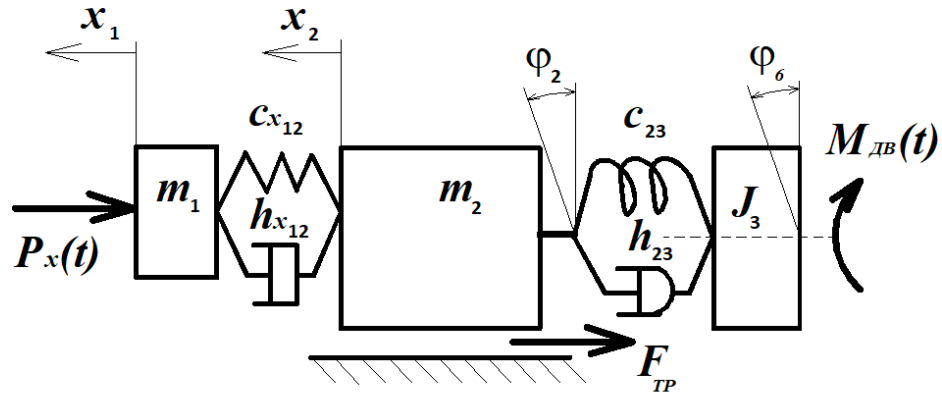


**Рисунок 4.2** – Схема динамічної системи повзун – привод подач

Поступальний рух системи повзун – привод подач відносно положення статичної рівноваги здійснюють маса  $m_1$ , яка рухається координатою  $x_1$  та маса  $m_2$ , яка рухається координатою  $x_2$ . В якості узагальнених координат обертової частини приводу прийнято кут повороту  $\varphi_2(t)$  гвинта і кут повороту  $\varphi_3(t)$  ротора двигуна, які зв'язані між собою передавальним числа  $U_p$  пасової передачі.

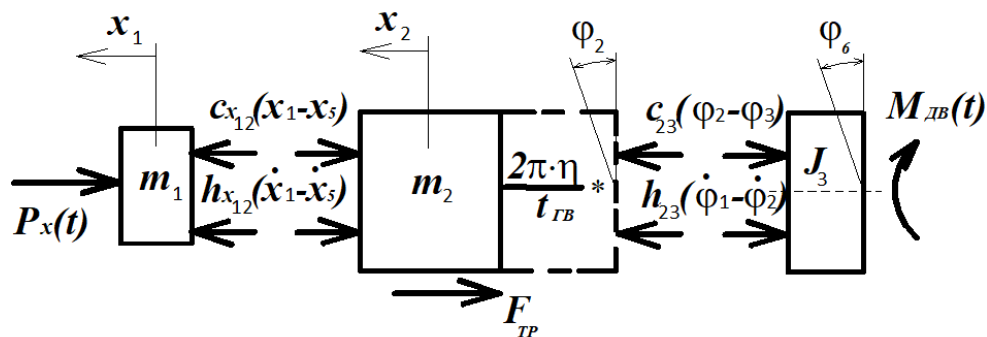
На систему приводу діють момент двигуна  $M_{ДВ}(t)$ , сила різання  $P_x(t)$  і сила тертя  $F_{ТР}$ . Тертя в приводі викликається тертям в напрямних повзуна, гвинтової пари та ущільнення гвинта.

Динамічну модель системи повзун – поздовжньої подачі можна спростити до вигляду трьохмасової системи, яка складається з моменту інерції ротора приводного двигуна  $J_3$ , маси повзуна  $m_2$  і револьверної головки  $m_1$  з різцем (рис. 4.3).



**Рисунок 4.3** – Розрахункова схема динамічної системи повзун - привод поздовжніх подач

Ця система має три ступені свободи і потребує трьох диференціальних рівнянь для її опису. Припустимо, що маси  $m_1$  і  $m_2$  переміщуються лише вздовж напрямку осі  $Ox$ , що відповідає схемі обробки різальним інструментом при куті нахилу інструменту в плані  $\varphi_{in} = 90^\circ$ . Кут повороту гвинта  $\varphi_2(t)$  розглядається як ланцюг приведення у моделі. Сили, що діють на масу від пружних і дисипативних зв'язків, показані на рис. 4.4. Пунктирна лінія на рисунку представляє перехідну ланку гвинтової пари.



**Рисунок 4.4** – Схема сил, що діють в динамічній системі повзун-привод подач

Використовуючи другий закон ньютонна, отримуємо рівняння руху мас  $m_1$  і  $m_2$  та  $J_3$  у вигляді:

$$\begin{cases} J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 = -h_{23} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + M_{ДВ}(t) \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 = -h_{x_{12}} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_{x_{12}} (x_1 - x_2) + h_{23} \frac{2\pi}{t_{2\theta}} \eta(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_{23} \frac{2\pi}{t_{2\theta}} \eta(\varphi_2 - \varphi_3) - F_{TP} \\ m_1 \cdot \ddot{x}_1 = h_{x_{12}} \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_{x_{12}} \cdot (x_1 - x_2) - P_t(t) \end{cases} \quad (4.1)$$

Система рівнянь (4.1) містить чотири невідомих  $M_{ДВ}(t)$ ,  $m_1$ ,  $m_2$  або  $\varphi_2(t)$  і  $\varphi_3(t)$ . Щоб отримати повний набір рівнянь руху необхідно додати до цих рівнянь характеристики двигуна, щоб отримати  $M_{ДВ}(t)$ . Доповнимо систему рівнянь (4.1) рівняннями, що описують характеристики двигуна постійного струму приводу. В результаті отримаємо систему диференціальних рівнянь системи повзун-привод подач у вигляді:

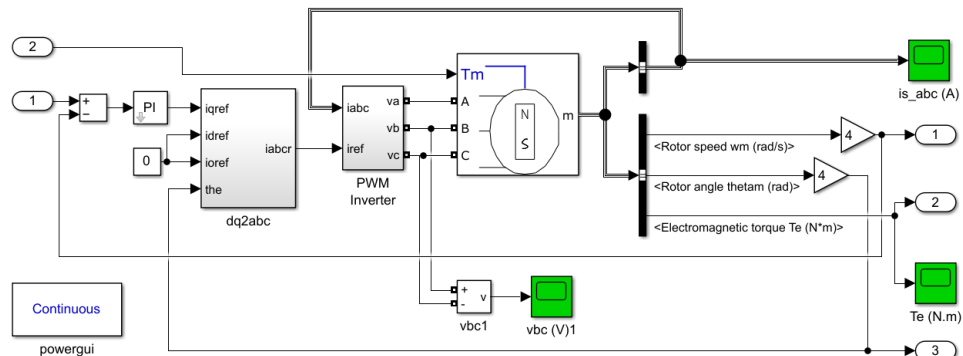
$$\begin{cases} J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + h_{23} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) = M_{ДВ} \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + h_{x_{12}} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_{x_{12}} (x_1 - x_2) - h_{23} \frac{2\pi}{t_{2\theta}} \eta(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_{23} \frac{2\pi}{t_{2\theta}} \eta(\varphi_2 - \varphi_3) = F_{TP} \\ m_1 \cdot \ddot{x}_1 - h_{x_{12}} \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_{x_{12}} \cdot (x_1 - x_2) = -P_t(t) \\ \frac{L_3}{R_3} \dot{M}_{ДВ}(t) + M_{ДВ}(t) = \frac{k_3 \cdot \Phi_3}{R_3} U - \frac{k_3^2 \cdot \Phi_3^2}{R_3} \dot{\varphi}_3 \end{cases} \quad (4.2)$$

де параметри  $k_3$ ,  $\Phi_3$ ,  $R_3$ ,  $L_3$  обираються по каталогу двигунів постійного струму, оскільки саме такі двигуни використовуються у приводах подач.

#### 4.2 Реалізація математичної моделі динамічної системи повзун – привод подач

Оскільки програмне забезпечення Matlab Simulink дозволяє використати модель високомоментного двигуна постійного струму із бібліотеки програми, то

немає необхідності будувати рівняння (4.2) пов'язане із двигуном. На рис. 4.5 зображено підсистему двигуна. Вона цілком і повністю складається із стандартних елементів.



**Рисунок 4.5** – Підсистема високомоментного двигуна постійного струму

Вхідні данні у підсистему: 1 – швидкість двигуна у рад/с; 2 – навантаження у Н·м.

Вихідні данні: 1 – швидкість ротора у рад/с; 2 – крутний момент двигуна Н·м; 3 – кут повороту ротора в рад.

Модель динамічної системи приводу подачі моделює рух мас  $m_1$  і  $m_2$  в напрямку поздовжньої подачі (вісь  $Ox$ ) на основі системи диференціальних рівнянь (4.2) відповідно до наступної блок-системи, як показана на рис. 4.6.

У цьому програмному блоці моделюється поступальний рух повзуна подачі в поздовжньому напрямку, тобто рух револьверної головки з різцем (маса  $m_1$ ) за координатою  $x_1$  і рух повзуна (маса  $m_2$ ) по координатою  $x_2$ .

З точки зору процесу формоутворення під час точіння найбільший інтерес як вихідний параметр системи повзун-привод подач представляє залежність від часу  $t$  траєкторії руху різального інструменту ( $x_1$ ) в напрямку поздовжньої подачі  $S$  мм/об.

На рис. 4.7 наведено приклад графіку руху маси  $m_1$  зі швидкістю подачі  $S$  в залежності від часу  $t$ .

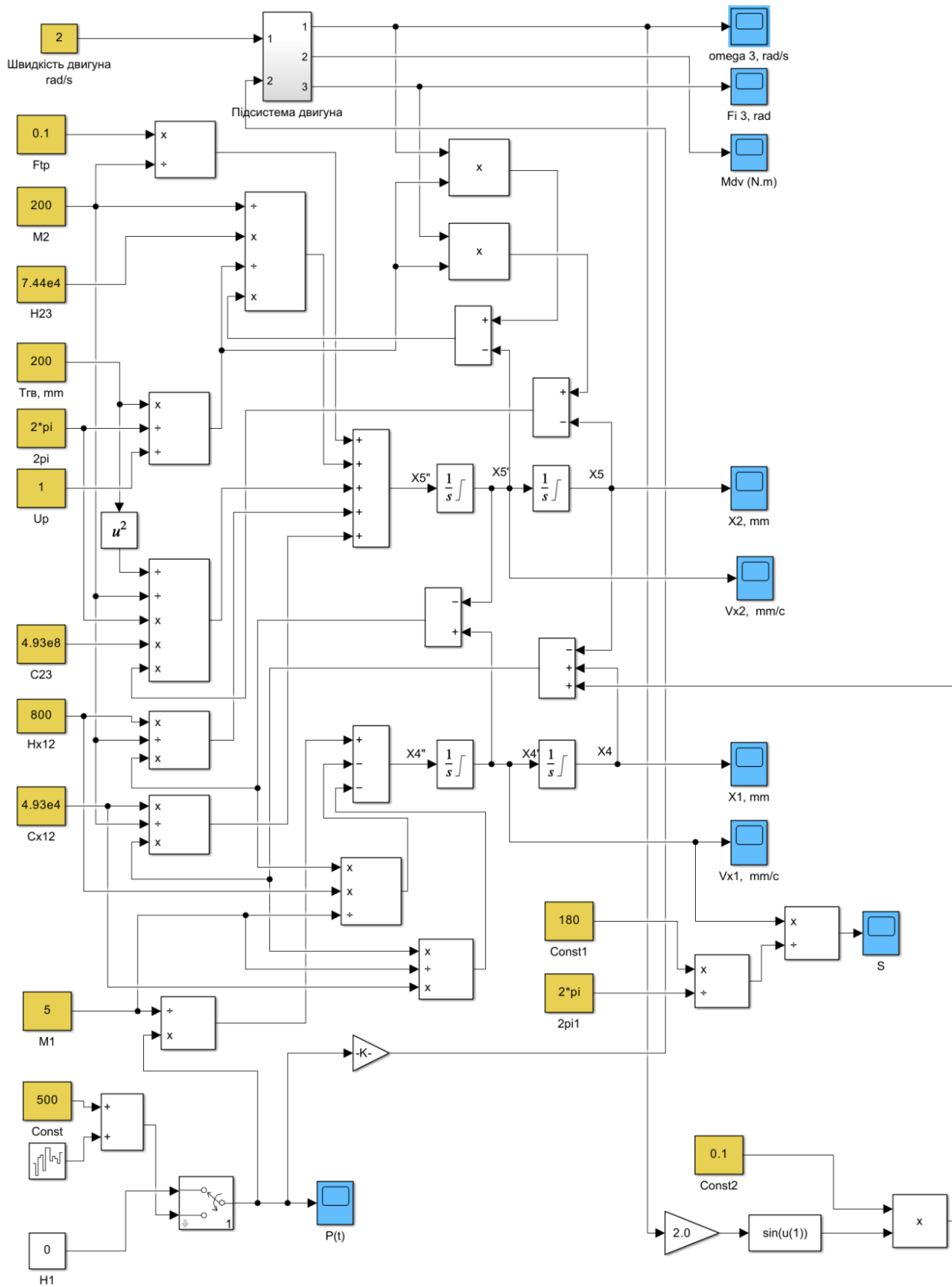
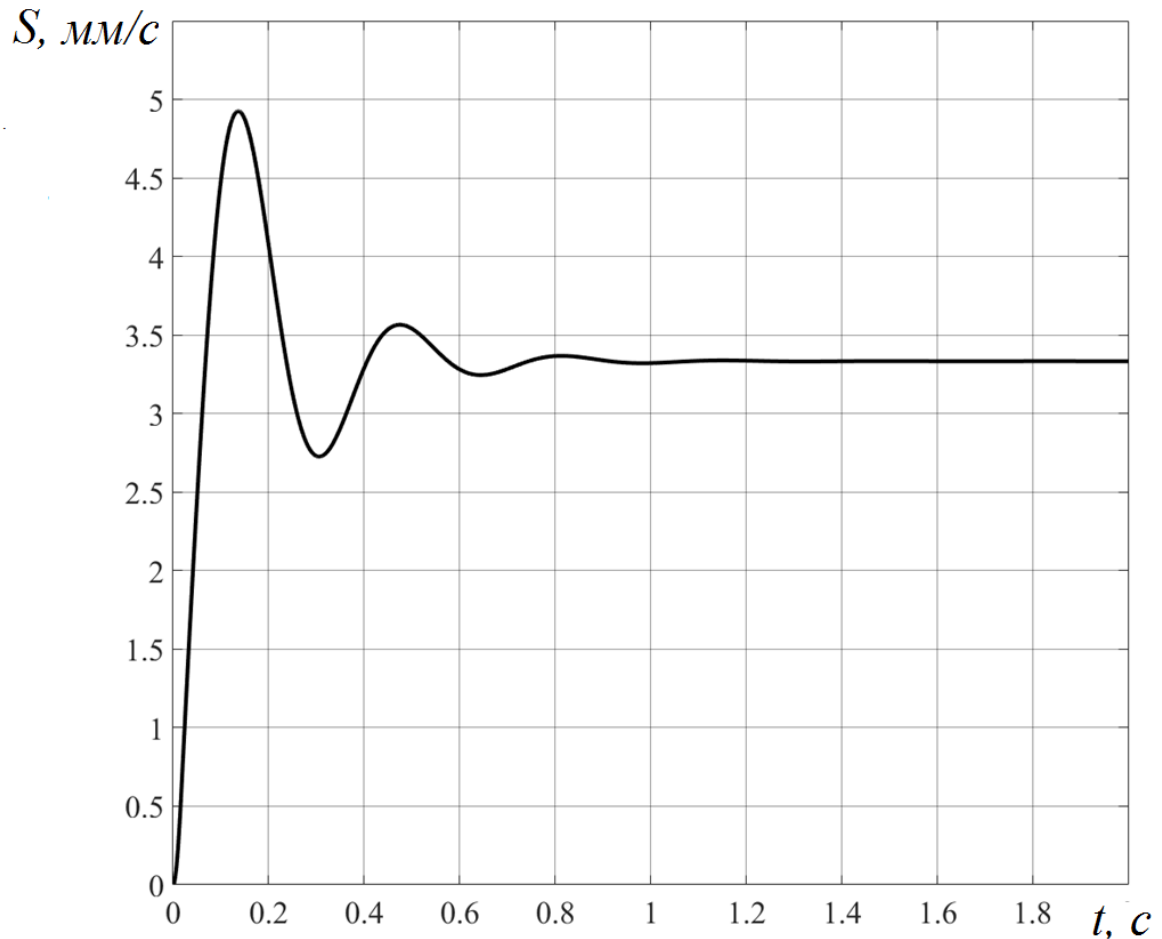


Рисунок 4.6 – Блок-схема математичної моделі системи повзун-привод подач



**Рисунок 4.7** – Графік швидкості руху маси  $m_1$  в напрямку поздовжньої подачі з моменту включення двигуна приводу подачі

Аналіз графіку подачі показує, що від моменту початку руху системи до стабілізації швидкості подачі проходить приблизно 1 с. Час перехідного процесу в приводі подачі прийнятий близьким до часу розгону шпиндельного вузла. Тому установлена часова затримка моменту врізання  $t = 1$  с також підходить для моделі приводу подачі, оскільки повзун і револьверна головка досягли постійної швидкості руху.

Таким чином, математична модель системи приводу подачі відповідає своїй ролі у моделюванні процесу токарного формоутворення, тобто забезпечує

переміщення інструменту відносно оброблюваної деталі зі швидкістю поздовжньої подачі.

#### **4.3 Дослідження впливу вхідних параметрів математичної моделі на час перехідного процесу в приводі подач**

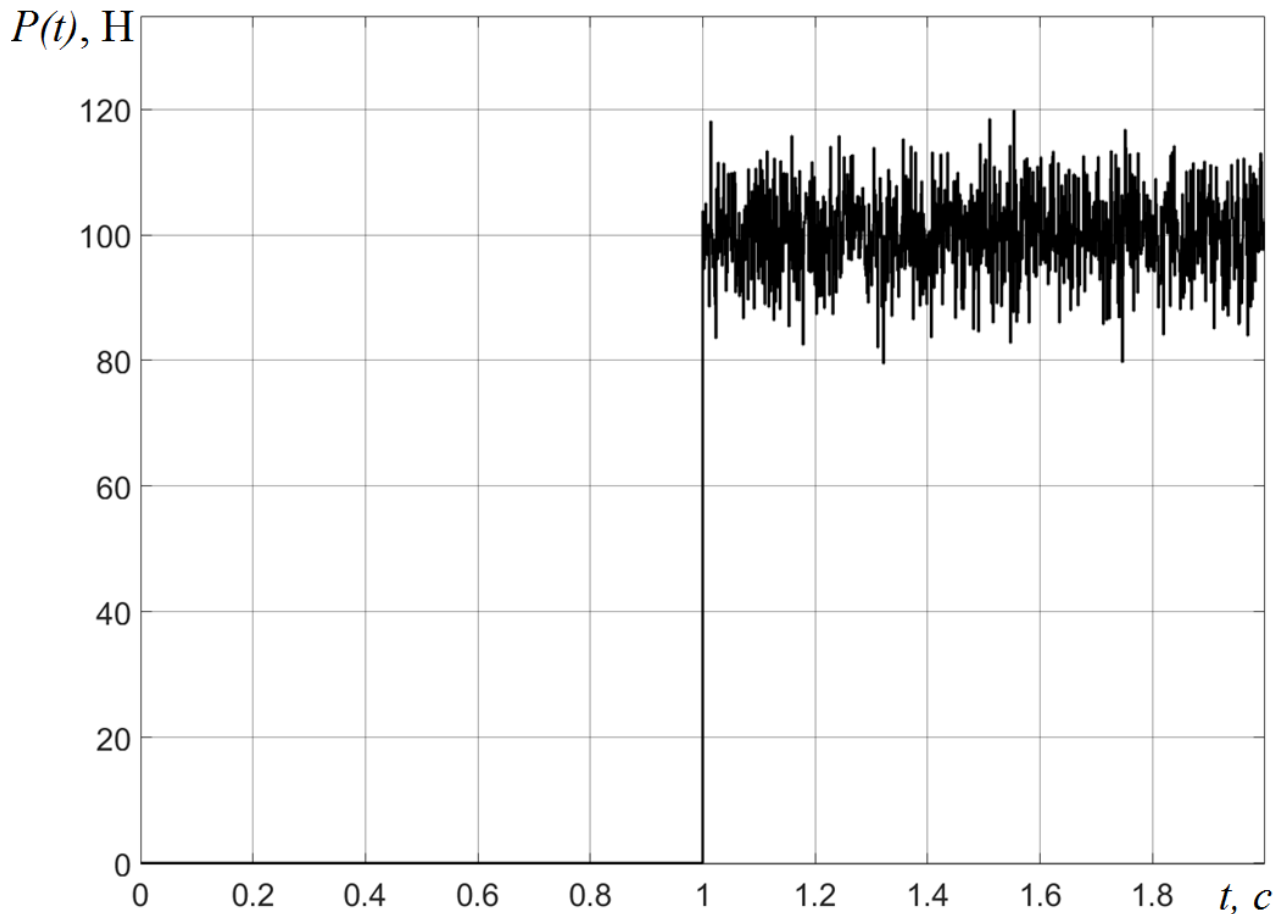
В процесі токарного формоутворення дослідження та раціоналізація роботи системи приводу подачі вимагає уваги до різних параметрів математичної моделі, які визначають динаміку руху різального інструменту відносно оброблюваної деталі. Особливість цього дослідження полягає в тому, що система повзун-привод подачі є одним з визначальних компонентів технологічного процесу токарного формоутворення, впливаючи на точність, швидкість та якість обробки деталі.

Час перехідного процесу швидкості подачі виступає як ключовий показник, визначаючи темпи переміщення різального інструменту вздовж оброблюваної деталі. Раціонально налаштований час перехідного процесу не лише забезпечує оптимальний рух інструменту, але й впливає на різні аспекти процесу, такі як знос інструменту, теплові навантаження та якість обробки.

Дослідження варіацій параметрів математичної моделі стає ключовим етапом для розуміння взаємозв'язків між вхідними параметрами системи та характеристиками її роботи.

Почнемо з дослідження впливу величини сили різання  $P_x(t)$  на час перехідного процесу в приводі подач. Як видно із структури математичної моделі (рис. 4.6), сила різання містить у своєму складі компоненту білого шуму, оскільки процес токарного оброблення може бути залежним від різноманітних факторів, таких як невірноваженість деталей, нерівномірність матеріалу, коливання жорсткості та інші випадкові фактори. Компонента білого шуму дозволяє імітувати наявність випадкових змін сили різання при токарній обробці. Це

важливо для аналізу та оцінки стійкості системи під час роботи під впливом різних умов.



**Рисунок 4.8** – Графік залежності сили різання  $p(t)$  від часу  $t$

Задамо початкове значення сили різання  $P(t) = 100$  Н (рис. 4.8). Вона прикладається у момент часу  $t = 1$  с, щоб завершилися перехідні процеси і не мали впливу на пружну систему повзун-привод подач.

Аналіз швидкості руху маси  $m_1$  у часі  $t$  під дією сили  $P(t) = 100$  н (рис. 4.7) показує, що заданий час запізнення сили різання співпадає з часом завершення перехідного процесу в системі повзун – привод подач.

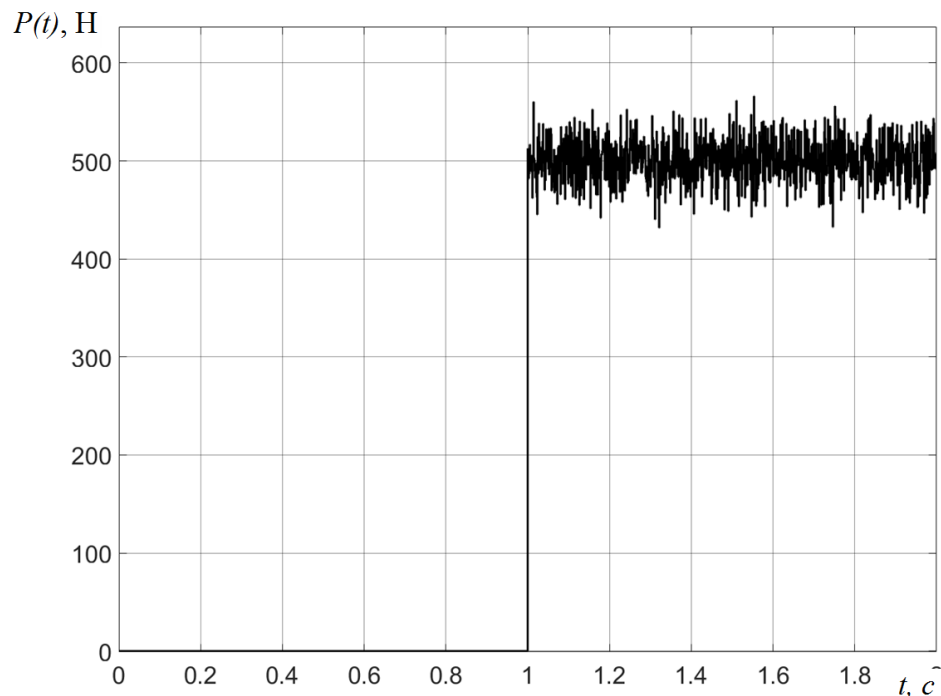
На наступному кроці розрахунку збільшимо силу різання (рис. 4.9) до 500 н та оцінимо її вплив на перехідний процес в приводі.

На рис. 4.10 представлено розрахунковий графік швидкості руху маси  $m_1$  від часу  $t$  під дією сили  $P(t) = 500$  Н. На збільшеному масштабі графіку в діапазоні часу  $t = 1,0 \div 1,04$  с (рис. 4.11) показано вплив процесу врізання на зміну швидкості подачі маси  $m_1$ . Коливальні рухи подачі маси  $m_1$  мають частоту 1,4 кГц та максимальну амплітуду у 0,0047 мм/с. Період затухання після врізання складає 0,015 с. Це вказує на достатню стабільність і жорсткість приводу подачі. Але важливо враховувати, що навіть незначні коливання швидкості подачі можуть суттєво впливати на точність та якість процесу чистової обробки.

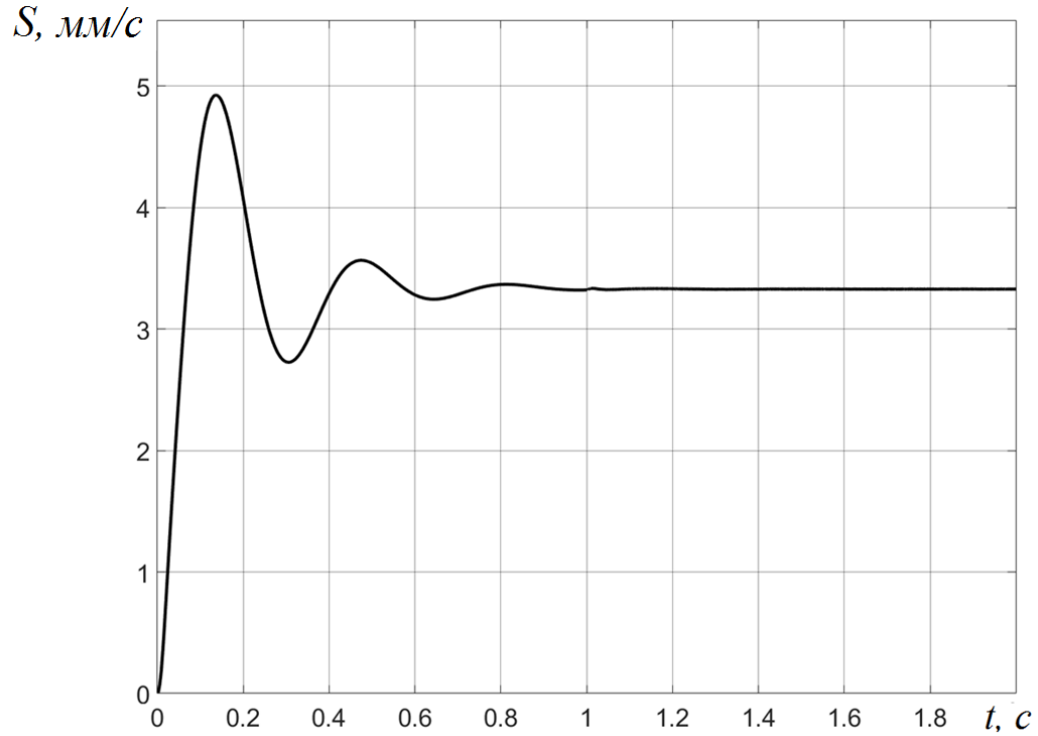
На наступному кроці розрахунку збільшимо силу різання до 1000 Н.

Як видно на графіку (рис. 4.12) з'явилися незначні коливання швидкості руху маси  $m_1$  від дії сили різання в момент врізання.

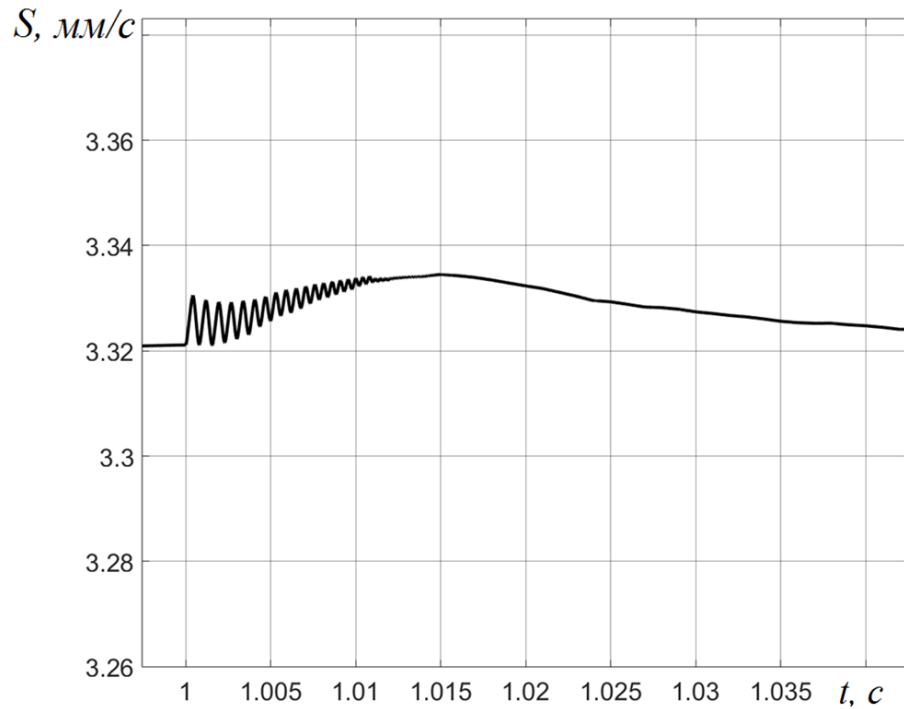
При збільшенні масштабу графіку (діапазоні часу  $t = 1,0 \div 1,08$  с) видно (рис. 4.13), що є збільшення амплітуди та часу перехідного процесу при врізанні різця в деталь, при цьому максимальна амплітуда коливань швидкості подачі складає 0,005 мм/с та має частоту 1,3 кГц. Час затухання цих коливань становить 0,035 с.



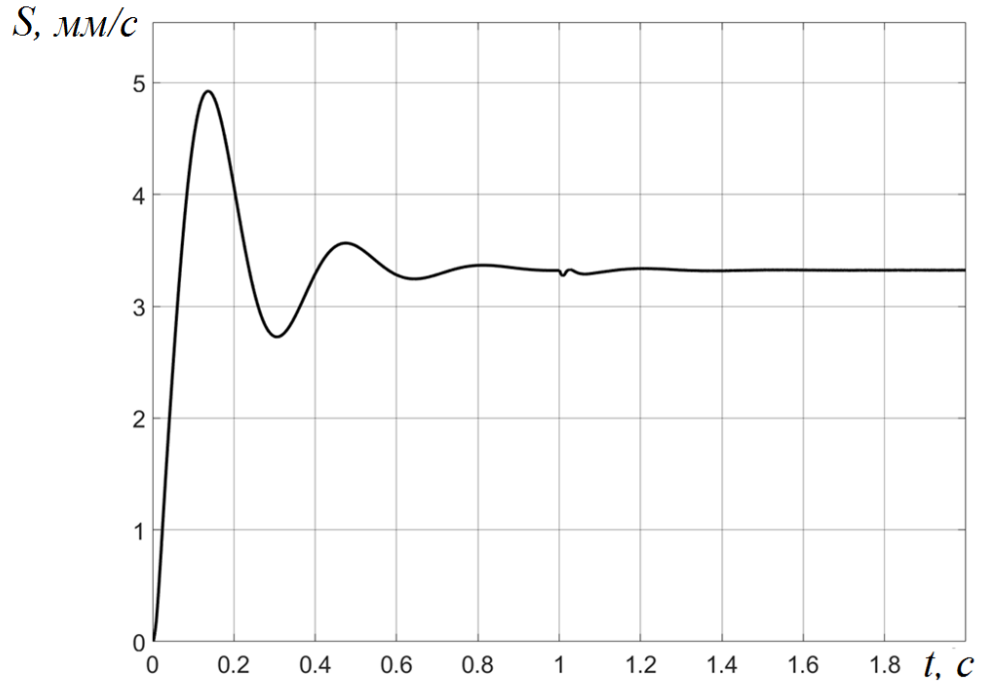
**Рисунок 4.9** – Графік залежності сили різання  $p(t)$  від часу  $t$



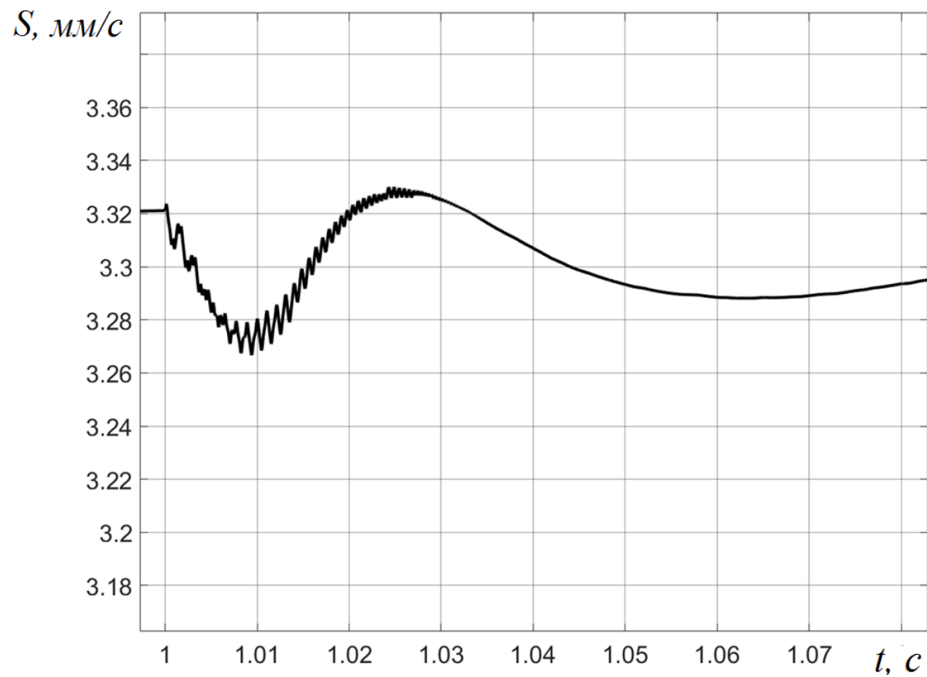
**Рисунок 4.10** – Графік швидкості руху маси  $m_1$  в напрямку поздовжньої подачі з моменту включення двигуна приводу подач та під дією сили  $P(t) = 500$  Н



**Рисунок 4.11** – Розрахунковий графік швидкості руху маси  $m_1$  під дією сили  $P(t) = 500$  Н в діапазоні часу  $t = 1,0 \div 1,04$  с



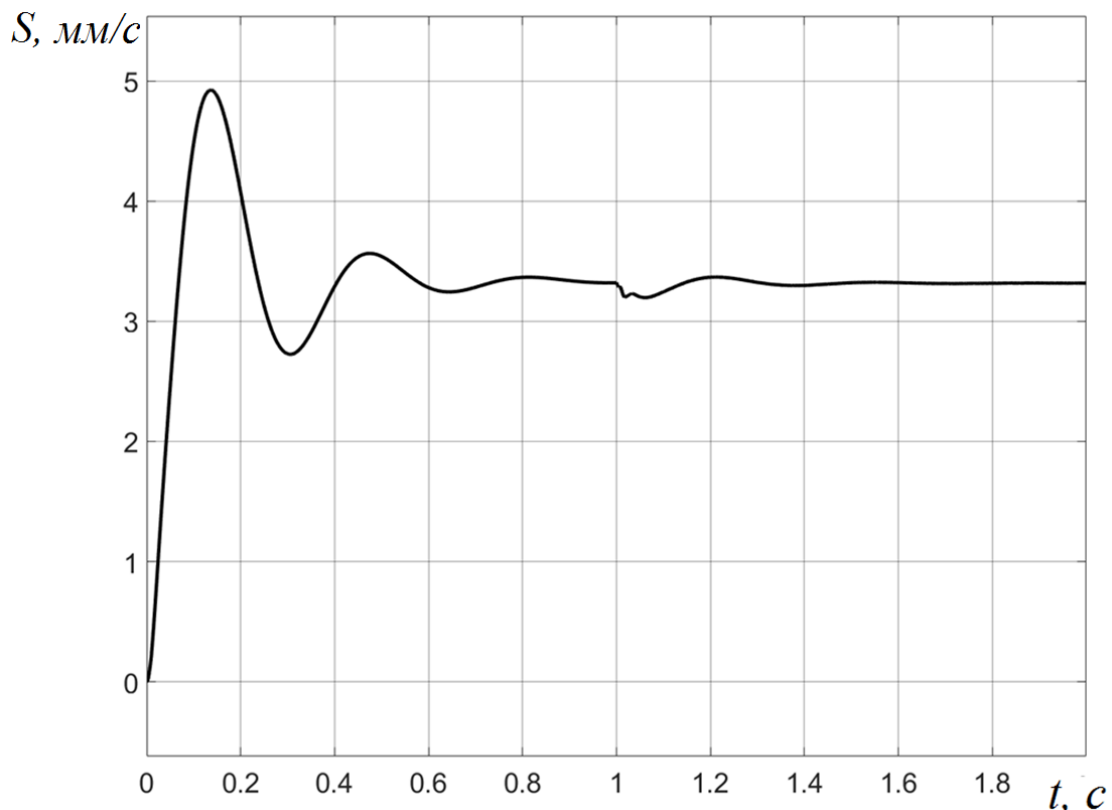
**Рисунок 4.12** – Графік швидкості руху маси  $m_I$  в напрямку поздовжньої подачі з моменту включення двигуна приводу подач та під дією сили  $P(t) = 1000$  Н



**Рисунок 4.13** – Розрахунковий графік швидкості руху маси  $m_I$  під дією сили  $P(t) = 1000$  Н в діапазоні часу  $t = 1,0 \div 1,08$  с

На наступному кроці розрахунку збільшимо силу різання до 1500 Н.

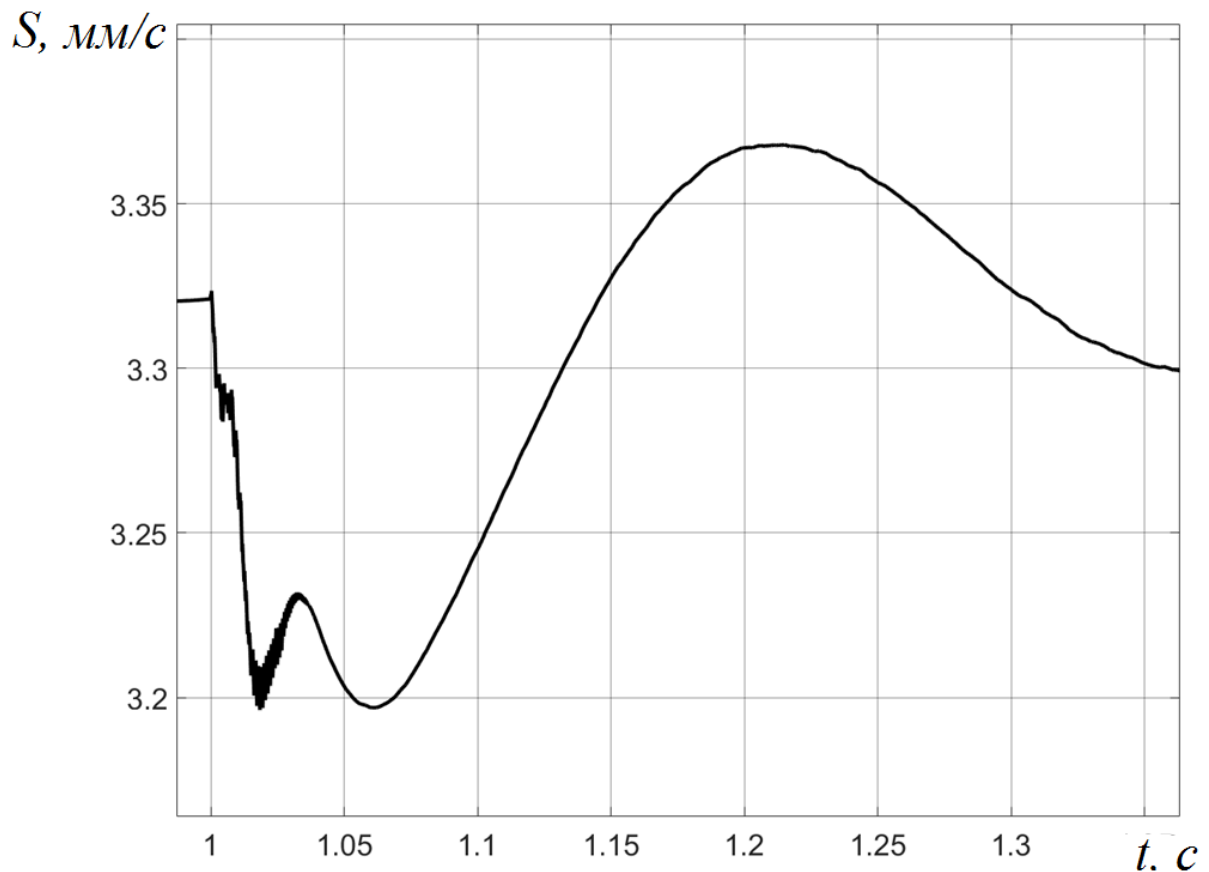
На рис. 4.14 представлено розрахунковий графік швидкості руху маси  $m_1$  від часу  $t$  під дією сили  $P(t) = 1500$  Н. На графіку збільшеного масштабу (рис. 4.15) видно суттєвий вплив величини сили різання  $P(t)$  на зниження швидкості подачі до 0,125 мм/с. При цьому перехідний процес має частоту коливань 1,3 кГц та амплітуду 0,0065 мм/с і час затухання перехідного процесу після врізання 0,35 с.



**Рисунок 4.14** – Графік швидкості руху маси  $m_1$  в напрямку поздовжньої подачі з моменту включення двигуна приводу подач та під дією сили  $P(t)$  1500 Н

Таким чином, збільшення навантаження приводу подач силою різання з  $p(t) = 500$  Н до  $p(t) = 1500$  Н привело до зростання часу перехідного процесу з моменту врізання у 10 разів, а саме, з  $t = 0,035$  с до  $t = 0,35$  с. Цей результат розрахунку дає можливість зробити висновок, що суттєвий вплив на час

перехідного процесу після врізання різця в деталь мають жорсткість приводу подачі та потужність і крутний момент вибраного електродвигуна.

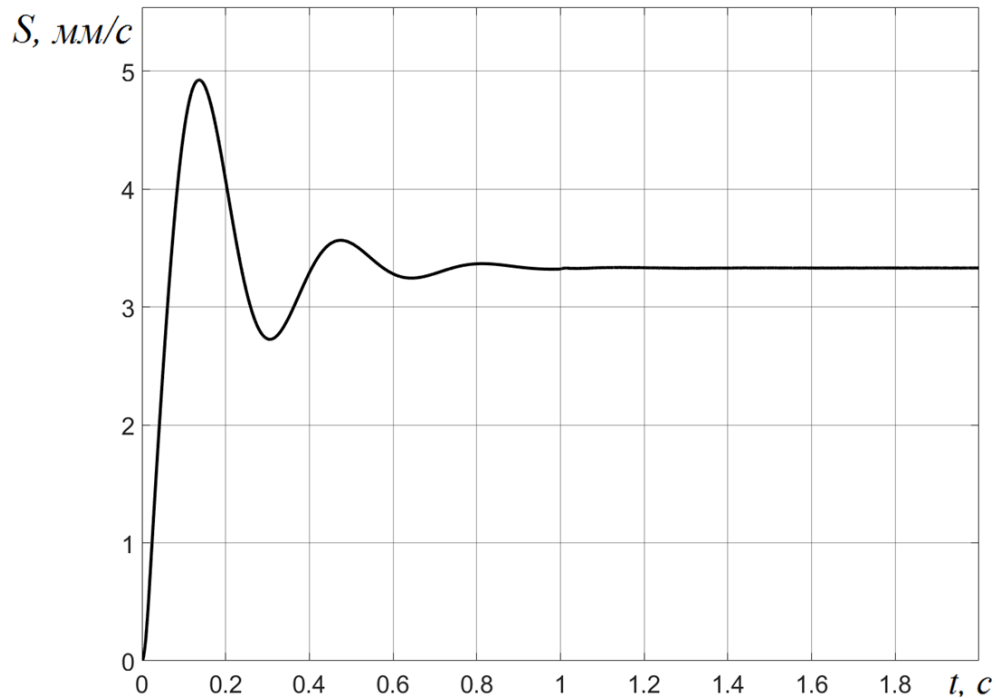


**Рисунок 4.15** – Розрахунковий графік швидкості руху маси  $m_1$  під дією сили  $p(t) = 1500$  Н в діапазоні часу  $t = 1,0 \div 1,35$  с

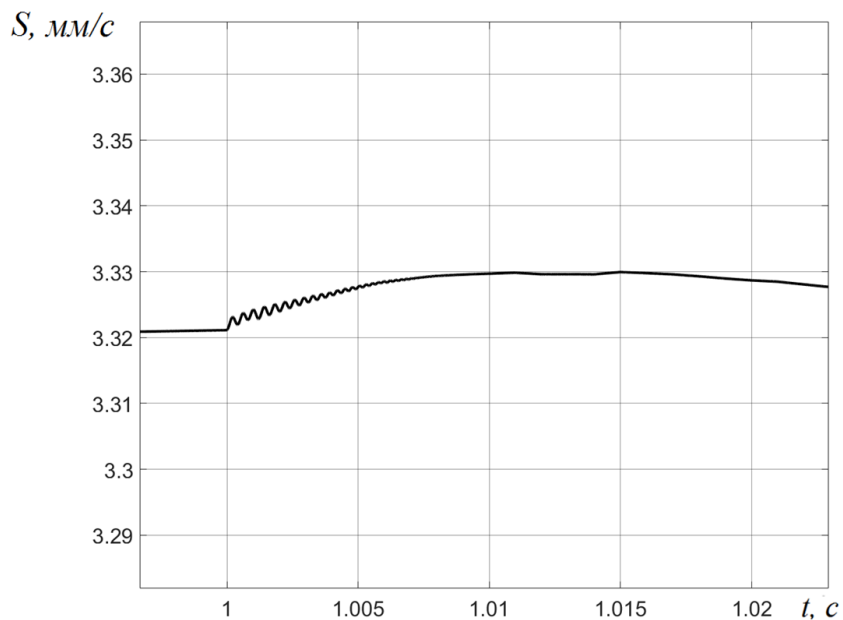
Для уточнення виду залежності часу перехідного процесу від навантаження системи повзун-привод подач треба виконати розрахунки при додаткових навантаженнях системи силою різання.

На наступному кроці розрахунку використано силу різання у 250 Н (рис. 4.16). На графіку швидкості руху маси  $m_1$  в напрямку поздовжньої подачі з моменту включення двигуна приводу подач та під дією сили  $P(t) = 250$  Н (рис. 4.17) видно незначні зміни. Після початку дії сили різання  $p$  спостерігається

зниження швидкості подачі на 0,009 мм/об (рис. 4.17). Частота коливань 2,5 кГц з амплітудою 0,0009 мм/с.



**Рисунок 4.16** – Графік швидкості руху маси  $m_I$  в напрямку поздовжньої подачі з моменту включення двигуна приводу подачі та під дією сили  $p(t)=250$  Н

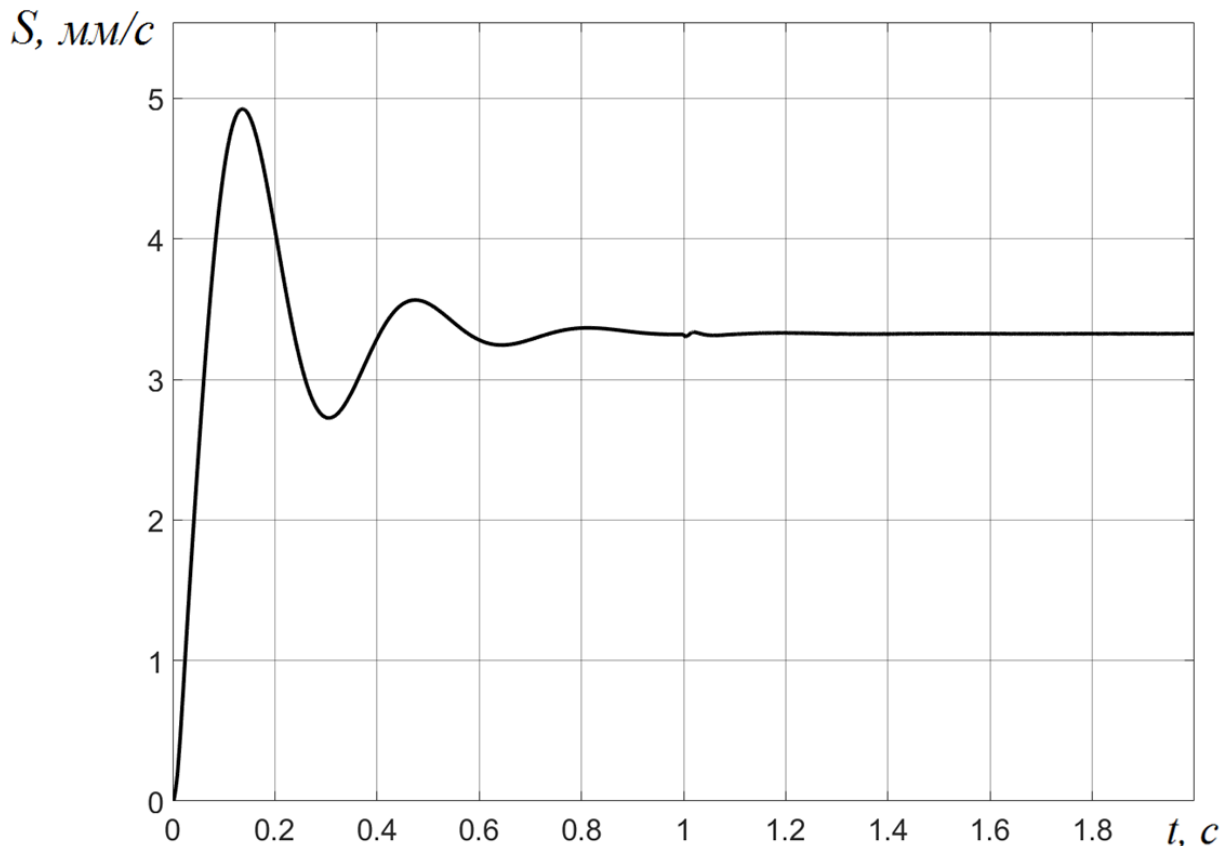


**Рисунок 4.17** – Розрахунковий графік швидкості руху маси  $m_I$  під дією сили  $p(t) = 250$  Н в діапазоні часу  $t = 1,0 \div 1,02$  с

На наступному кроці розрахунку використано силу різання 750 Н.

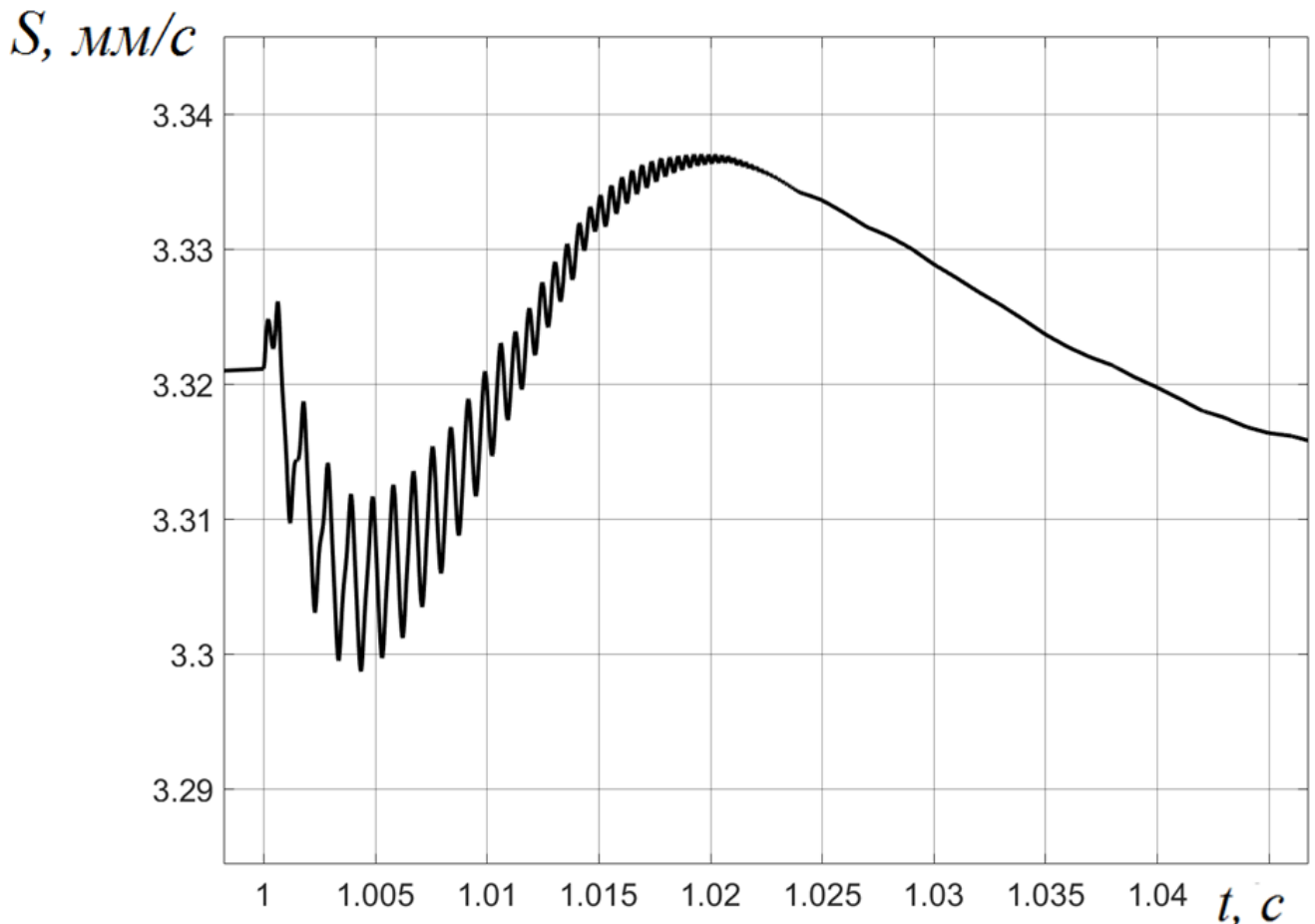
На графіку швидкості руху маси  $m_1$  в напрямку поздовжньої подачі з моменту включення двигуна приводу подач та під дією сили 750 Н (рис. 4.18) видно незначні зміни.

Після початку дії сили різання  $p$  спостерігається зниження швидкості подачі на 0,025 мм/об (рис. 4.19). Частота коливань 1,5 кГц з амплітудою 0,008 мм/с.



**Рисунок 4.18** – Графік швидкості руху маси  $m_1$  в напрямку поздовжньої подачі з моменту включення двигуна приводу подач та під дією сили  $p(t) = 750$  Н

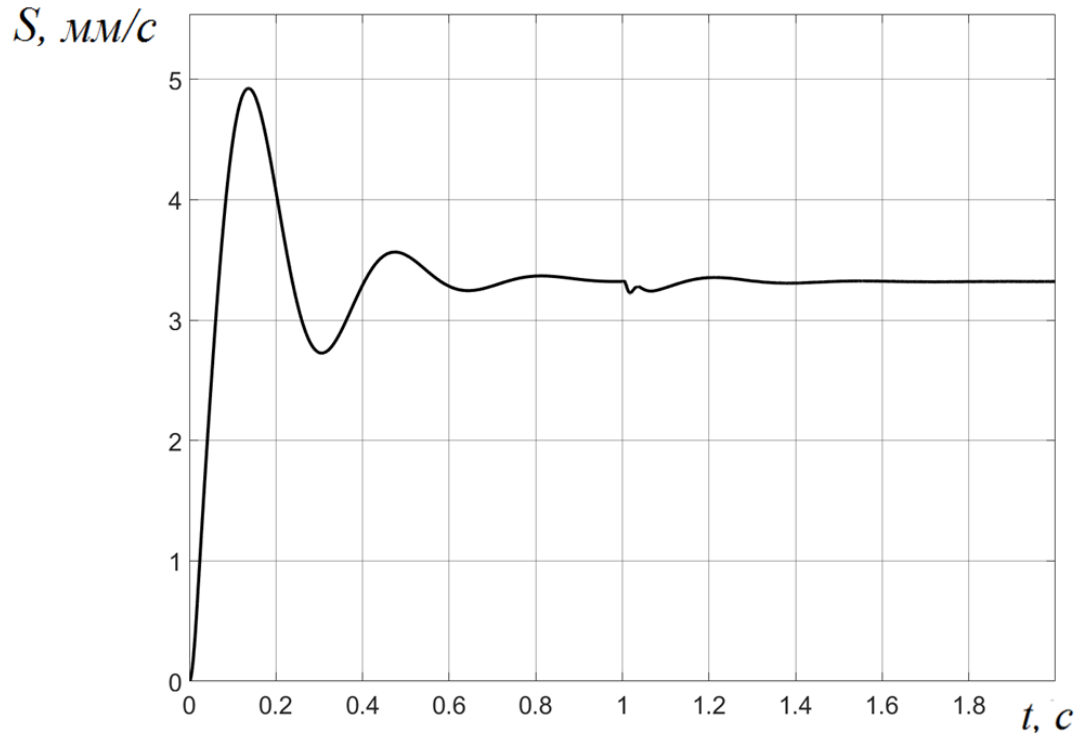
На графіку швидкості руху маси  $m_1$  в напрямку поздовжньої подачі з моменту включення двигуна приводу подач та під дією сили 1250 н (рис. 4.20) видно незначні зміни. Після початку дії сили різання  $p$  спостерігається зниження швидкості подачі на 0,01 мм/с (рис. 4.21).



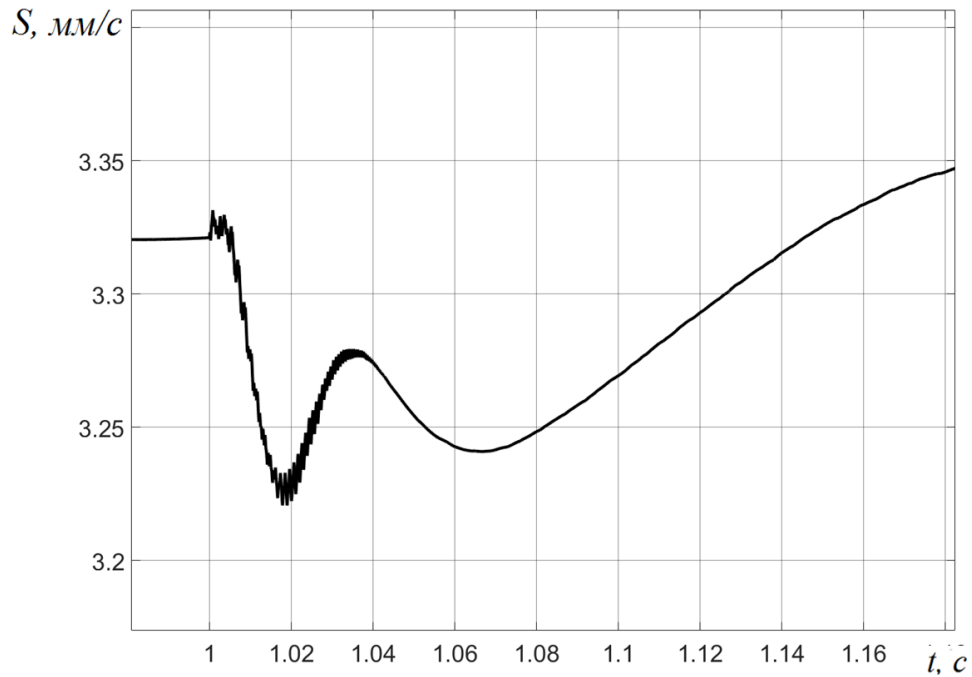
**Рисунок 4.19** – Розрахунковий графік швидкості руху маси  $m_1$  під дією сили  $p(t) = 750$  Н в діапазоні часу  $t = 1,0 \div 1,045$  с

Представимо дані залежності часу перехідного процесу руху маси  $m_1$  в напрямку поздовжньої подачі в графічному вигляді. Вид графіку допомагає виявляти тенденції, залежності та шаблони в даних. Це корисно для виявлення важливих особливостей та взаємозв'язків.

Також графіки дозволяють порівнювати різні змінні чи групи даних, що полегшує аналіз різниць та схожостей між ними.



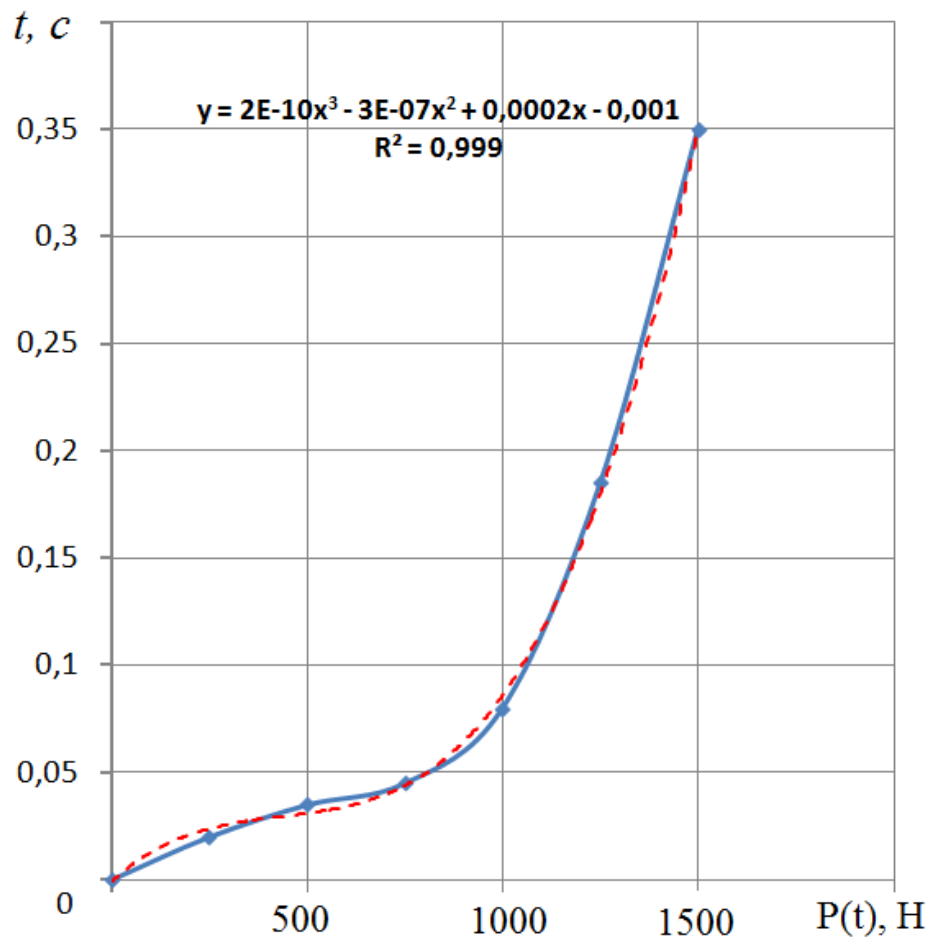
**Рисунок 4.20** – Графік швидкості руху маси  $m_I$  в напрямку поздовжньої подачі з моменту включення двигуна приводу подач та під дією сили  $P(t) = 1250$  Н



**Рисунок 4.21** – Розрахунковий графік швидкості руху маси  $m_I$  під дією сили  $P(t) = 1250$  Н в діапазоні часу  $t = 1,0 \div 1,185$  с

На рис. 4.22 наведено графік залежності часу перехідного процесу залежності руху маси  $m_1$  в напрямку поздовжньої подачі після врізання різця в деталь, а саме, з моменту початку дії сили різання  $p(t)$ .

Із графіка видно, що зростання навантаження пружної системи приводу подач силою різання вище 1000 Н призводить до різкого зростання часу перехідного процесу до стабілізації швидкості поздовжньої подачі повзуна. Це свідчить про недостатню крутильну жорсткість пружної системи приводу подач і є необхідність провести додаткові дослідження впливу величини жорсткості приводу на час перехідного процесу після врізання.



**Рисунок 4.22** – Графік залежності часу перехідного процесу руху маси  $m_1$  в напрямку поздовжньої подачі після врізання різця в деталь від дії сили різання  $P(t)$ .

Наступним етапом дослідження є визначення впливу жорсткості приводу подачі на час перехідного процесу після врізання до стабілізації динамічної системи повзун - привод подач токарного верстата з ЧПК при поздовжньому точінні. Для дослідження вибрано режими обробки з силою різання  $P(t) = 1000 \text{ Н}$ .

Жорсткість приводу подач токарного верстата визначає його здатність витримувати зусилля, які виникають під час обробки матеріалів. Дослідження впливу жорсткості є ключовим етапом для оптимізації параметрів верстата та підвищення ефективності та точності процесу токарної обробки.

Висока жорсткість робить систему менш чутливою до змін навантаження, що покращує стабільність та передбачуваність процесу. Коливання динамічної системи повзун – привод подачі токарного верстата з ЧПК значно впливає на якість поверхні, точність, інтенсивність зносу та пошкодження інструменту, викликаючи шум та інші небажані явища.

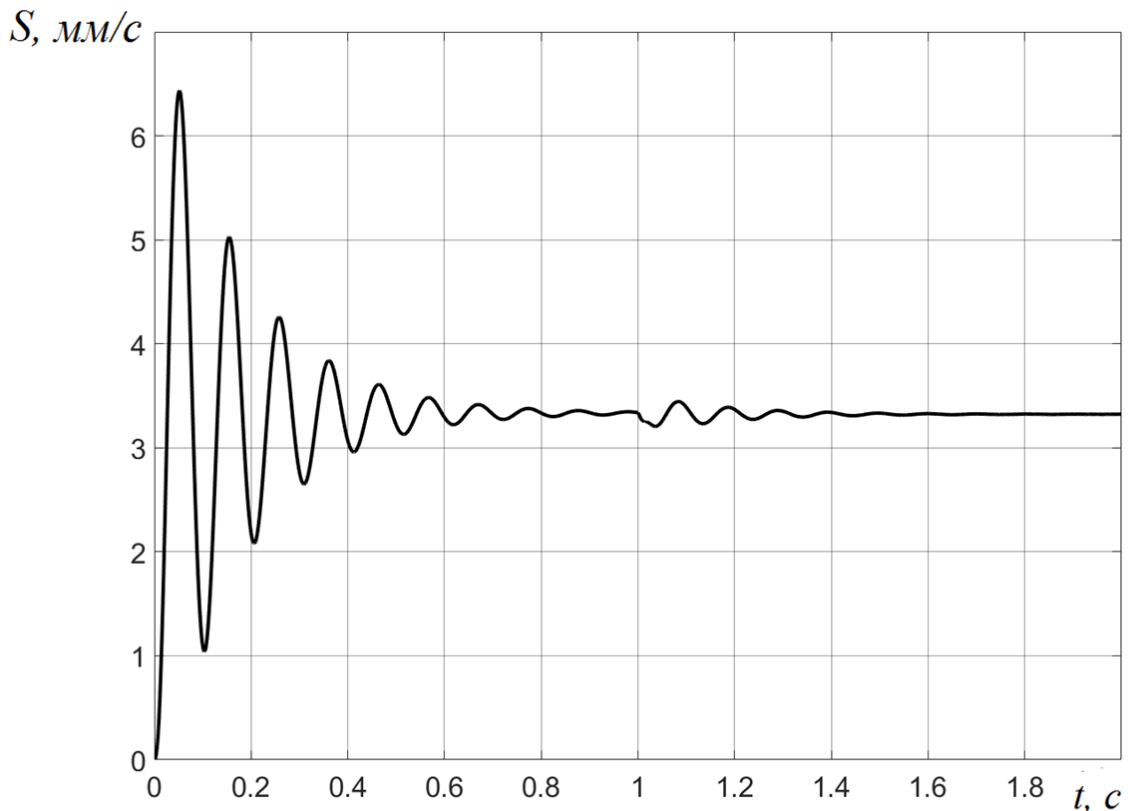
Параметри допустимої амплітуди визначаються на основі таких факторів, як вимоги до якості поверхні обробки, точність обробки, явища резонансу та інших.

На першому етапі дослідження знизимо крутильну жорсткість приводу подач до величини  $c_{23} = 4,93 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм/рад}$ , нижче на 90% відносно тої величини жорсткості, яка використовувались в попередніх дослідженнях.

На рис. 4.23 показано графік перехідного процесу в приводі подач під час руху маси  $m_1$  починаючи з старту руху і після навантаження силою різання через час  $t = 1 \text{ с}$  (врізання). На графіку видно, що після врізання час перехідного процесу складає не менше  $t = 0,4 \text{ с}$ . Цей час перевищує показники, приведені на рис. 4.22, що є додатковим аргументом підтвердження суттєвого впливу крутильної жорсткості приводу подач на час перехідного процесу.

На наступному етапі дослідження визначено вплив підвищеної крутильної жорсткості приводу подачі на час перехідного процесу після врізання до

стабілізації динамічної системи повзун - привод подач токарного верстата з ЧПК при поздовжньому точінні.

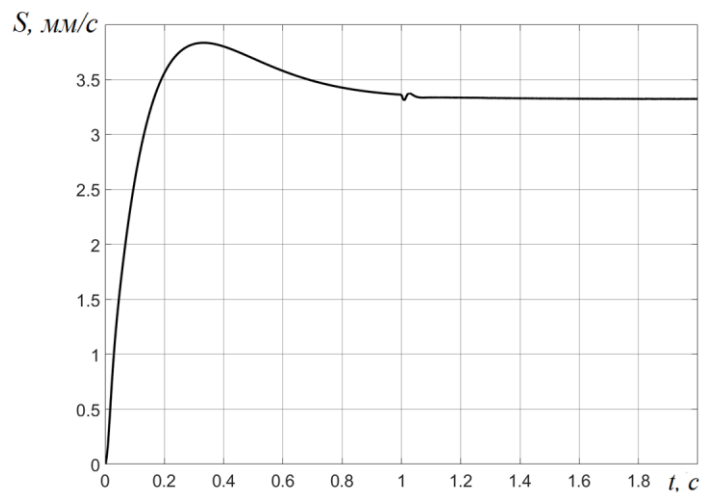


**Рисунок 4.23** – Графік переходного процесу в приводі подач під час руху маси  $m_1$  починаючи з старту руху і після навантаження силою різання в момент часу  $t=1,0$  с при крутильній жорсткості приводу подач  $c_{23}= 4,93 \cdot 10^7$  Н·мм/рад

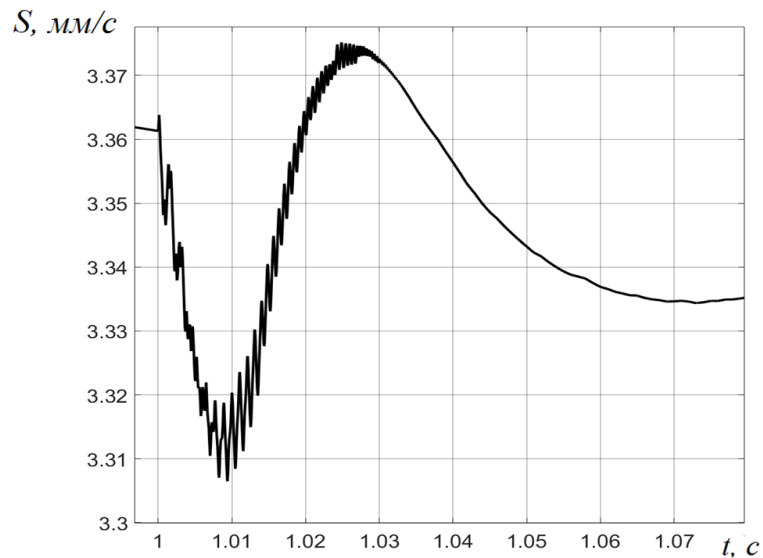
Для дослідження вибрано режими обробки з силою різання  $P(t) = 1000$  Н та підвищення крутильної жорсткості приводу подач до величини  $c_{23} = 4,93 \cdot 10^9$  Н·мм/рад, більшою на 900% відносно тої величини жорсткості, яка використовувались в попередніх дослідженнях

На рис. 4.24 приведено розрахунковий графік переходного процесу в приводі подач під час руху маси  $m_1$  починаючи з старту руху і після навантаження силою різання в момент часу  $t=1,0$  с при підвищенні крутильної жорсткості приводу подач

до  $c_{23} = 4,93 \cdot 10^9$  Н·мм/рад. На рис. 4.25 показано, що час перехідного процесу в приводі подач підвищеної жорсткості після врізання не перевищує  $t = 0,07$  с.



**Рисунок 4.24** – Графік перехідного процесу в приводі подач під час руху маси  $m_1$  починаючи з старту руху і після навантаження силою різання в момент часу  $t = 1,0$  с при підвищеній крутильній жорсткості приводу подач  $c_{23} = 4,93 \cdot 10^9$  Н·мм/рад із дією сили різання  $P(t) = 1000$  Н



**Рисунок 4.25** – Графік перехідного процесу в приводі подач під час руху маси  $m_1$  починаючи з навантаження силою різання в момент часу  $t = 1,0$  с при підвищеній крутильній жорсткості приводу подач  $c_{23} = 4,93 \cdot 10^9$  Н·мм/рад із дією сили різання  $P(t) = 1000$  Н

#### 4.4 Висновки до розділу

В розділі представлено варіант математичної моделі динамічної системи повзун – привод подач токарного верстата з ЧПК, що складається з високомоментного двигуна, пасової (зубчастої) передачі, пари гвинт-гайка і датчика зворотного зв'язку, встановленого на гвинті. Для цього типу приводу особливо високі вимоги висуваються до характеристик точності механізму гвинт – гайка та опор гвинта, оскільки на них не впливає зворотний зв'язок.

Розроблено математичну модель динамічної системи повзун – привод подач у вигляді трьохмасової системи, яка складається з моменту інерції ротора приводного двигуна, маси повзуна і маси револьверної головки з різцем.

З використанням програми matlab simulink розроблено блок-схему математичної моделі системи повзун-привод подач, на основі якої проведено математичне моделювання процесів в приводі подач.

За результатами розрахунків визначено, що найбільший вплив на час перехідного процесу в приводі подач має його крутильна жорсткість.

Тому, дослідження в напрямку підвищення крутильної жорсткості проводів подач верстатів з ЧПК є актуальними і потребують подальших ґрунтовних досліджень.

## 5 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НА СТЕНДІ В ЛАБОРАТОРІЇ

### 5.1. Загальні відомості про передачі гвинт–гайка

Передача гвинт–гайка використовується для перетворення руху обертального в поступальний.[19] вони застосовуються у авіаційній, космічній, автомобільній, роботехнічній галузях та у верстатобудуванні.[20] такого роду механізми можна поділити на 3 підкласи: передачі або механізми гвинт–гайка ковзання, передачі або механізми гвинт–гайка ковзання та комбіновані.

Для початку розглянемо більш детально властивості передач гвинт–гайка ковзання. Такі механізми успішно застосовувались в верстатах всіх груп, з невеликими виключеннями. [21] використання таких передач надає такі основні переваги:

- а) отримання руху в широкому діапазоні швидкостей (подач), включаючи мінімальні [22]
- б) забезпечення великого виграшу в силі
- в) висока навантажуюча здатність за малих габаритів
- г) висока точність
- г) висока плавність
- д) висока чутливість за переміщень вузлів на напрямних за довільної орієнтації
- е) можливість реалізувати самогальмування
- є) простота конструкції
- ж) висока технологічність

До недоліків таких передач відносять:

- а) підвищена швидкість ковзання в кінематичній парі
- б) за деяких кутів тертя передача стає самогальмувальною з коефіцієнтом корисної дії менше 0,4.

Поява передач гвинт-гайка кочення значно змінила конструкції приводів подач. Не обійшли ці зміни і верстатів із ЧПК. [23] такий тип передач має такі переваги:

- а) високий ККД
- б) мала залежність від швидкостей сил тертя
- в) висока осьова жорсткість
- г) довге зберігання початкової точності

Передачі гвинт-гайка кочення мають такі недоліки:

- а) необхідна висока точність виготовлення компонентів
- б) відсутність самогальмування
- в) вимогливість до матеріалів та термічної обробки

У передачах з гвинт-гайкою контактна деформація є основною деформацією, тому при розрахунку осьової жорсткості можна не враховувати прогин і переміщення елементів різьби. Загальна осьова жорсткість передачі гвинт-гайка може бути виражена як сума жорсткостей[24]:

$$\frac{1}{j_{\alpha}} = \frac{1}{j_{on}} + \frac{1}{j_{zv}} + \frac{1}{j_{mex}}, \quad (5.1)$$

де  $j_{on}$  – жорсткість опор гвинта;

$j_{zv}$  – жорсткість гвинта;

$j_{mex}$  – сумарна осьова жорсткість системи гайок та корпусу.

Приблизне значення жорсткості опор гвинта приблизно обчислюється:

$$j_{on} = k \cdot d_0 \text{ [н/мкм]}, \quad (5.2)$$

де  $k = 5$  для радіально-упорних підшипників,  $k = 10$  для шарикових упорних,  $k = 30$  для роликів упорних;

$d_0$  – діаметр, мм.

Мінімальна жорсткість ходового гвинта залежить від його способу монтажу на опорах. Якщо використовується з одна пара підшипників або коли один кінець гвинта фіксується, а інший кінець поміщений в шарнірній опорі визначається за формулою:

$$j_{зв} = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot E}{4 \cdot l_1}, \quad (5.3)$$

де  $l_1$  – максимальна відстань від опори до середини гайки, м;

$d_0$  – діаметр, м;

$E$  – модуль юнга, Мпа;

$j_{зв}$  – жорсткість, Н/мкм.

Жорсткість гвинта із фіксацією на обох кінцях валу двома парами підшипників [Н/мкм]:

$$j_{зв} = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot E}{l_1}. \quad (5.4)$$

Жорсткість гвинта пропорційна довжині розтягнутої частини гвинта. При двох парах підшипників на жорсткість гвинта в 2-3 рази менше впливає положення гайки. Загальна осьова жорсткість системи гайки і корпусу:

$$j_{мех} = j_{корп} + j_{конт} \quad \text{або} \quad j_{мех} = (0,6 \dots 0,8) \cdot j_{конт}, \quad (5.5)$$

де  $j_{корп}$  – жорсткість гайки;

$j_{конт}$  – жорсткість контакту гвинт-шарик-гайка.

$$j_{конт} = 13 \cdot K_\delta \cdot i \cdot \left( \frac{d_0}{t_{зв}} - 1 \right) \cdot (P_H)^{\frac{1}{3}}, \quad (5.6)$$

де  $K_\delta = 0,3 \dots 0,5$  – для врахування похибок виготовлення гайки;

$i$  – число заходів гайки.

## 5.2 Структура експериментального стенду

Стенд побудований на основі компонентів токарного–гвинторізного верстата моделі 1В340Ф30 звичайної точності. На ньому розташований супорт 2 (рис. 5.1), який може переміщуватися вздовж напрямних станини 1. Супорт приймає переміщення передачі гвинт гайка-кочення 4 і гвинт-гайка ковзання 5, які служать для поздовжнього і поперечного переміщень у системі подачі токарного верстата.

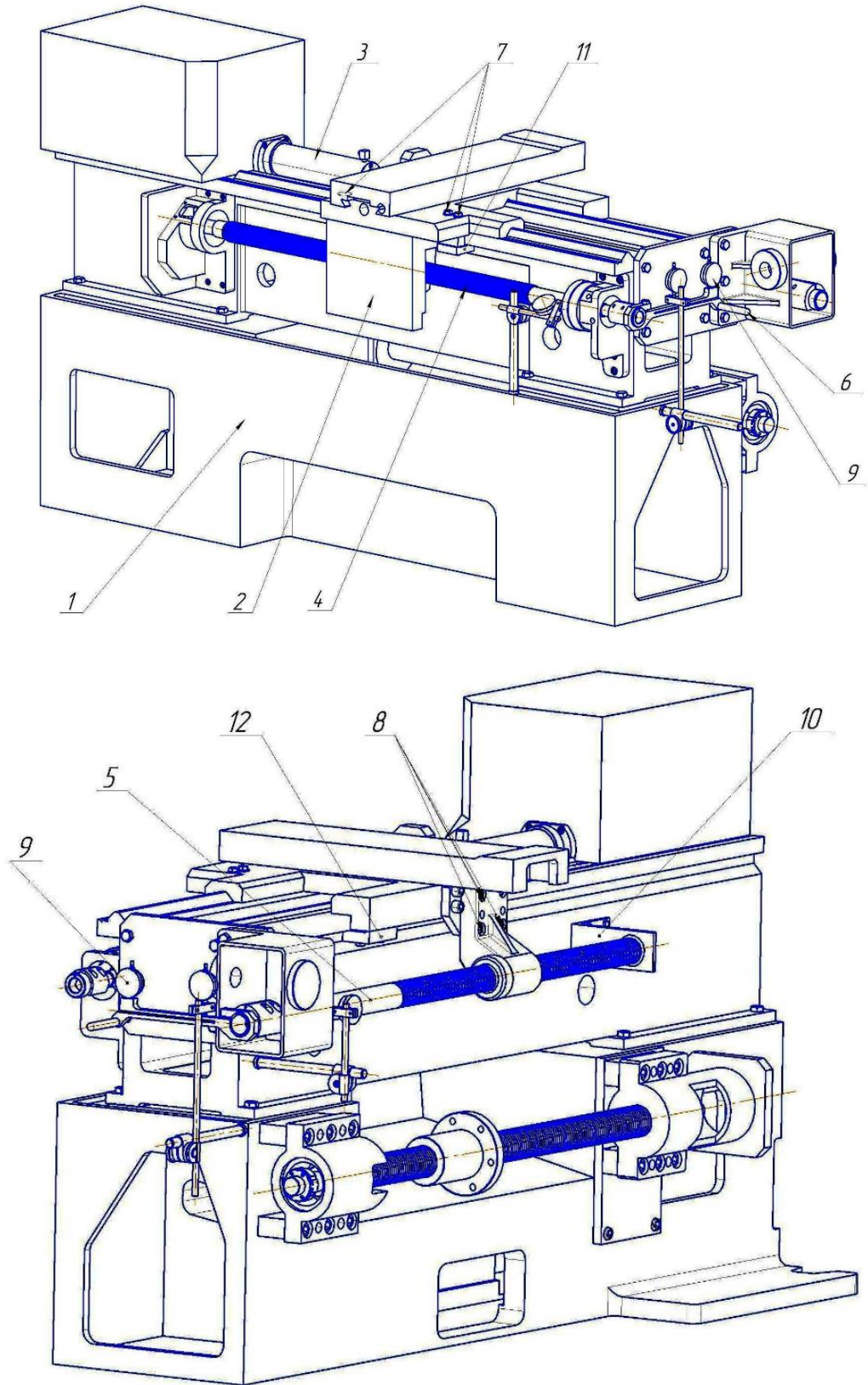
Передача 4 гвинт гайка-кочення встановлена на двох опорах, одна з яких є «плаваючою» і має такі характеристики:

- а) діаметр передачі 50 мм;
- б) довжина гвинта 1530 мм;
- в) довжина різьбової частини гвинта 1000мм;
- г) діаметр кульки 6 мм;
- г) крок передачі 10 мм.

Передача 5 гвинт–гайка одним кінцем закріплено в кульковому підшипнику, а іншим – у бронзовій втулці 10 для запобігання прогину вала та має такі характеристики:

- а) діаметр передачі 52 мм;
- б) довжина кроку передачі 8 мм;
- в) довжина гвинта 1380 мм;
- г) довжина різьбової частини 960 мм.

Передача гвинт–гайка кочення 4 і гвинт-гайка ковзання 5 по черзі приєднуються до супорта 2 за допомогою відповідних гвинтів 7 і 8. Для створення необхідного крутного моменту на дослідних передачах використовується динамометричний важіль 6, який попередньо тарується й будується тарувальний графік. Також реалізований інший спосіб навантаження піддослідних передач.



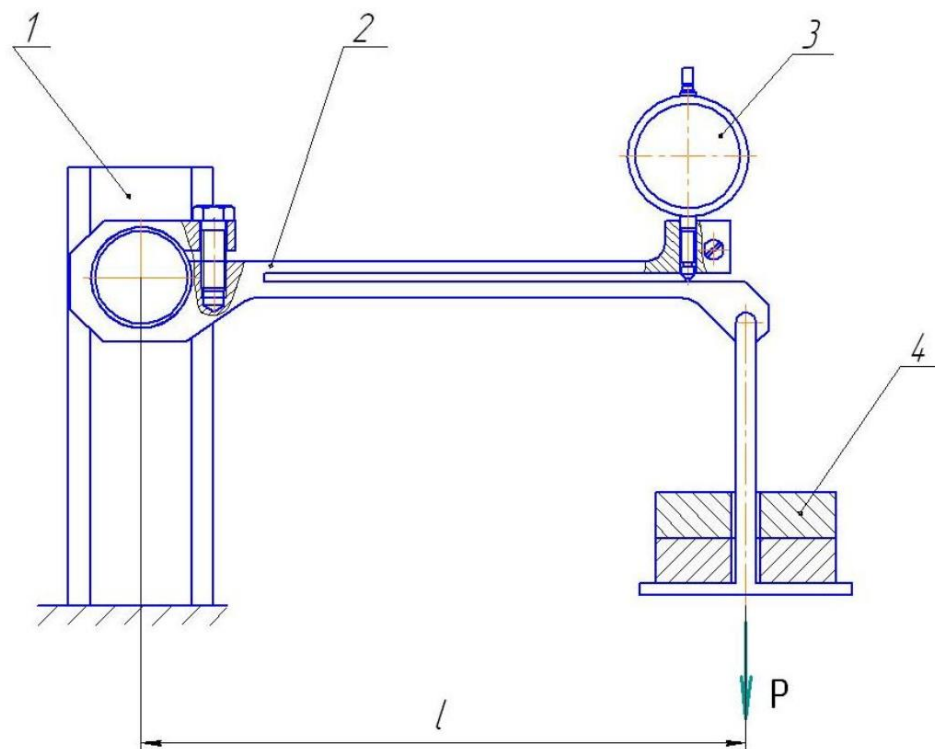
**Рисунок 5.1** – Стенд на базі 1В340Ф30 із двома гвинтовими передачами

Воно може бути забезпеченим за допомогою зусилля гідروциліндра 3, який закріплений на торці коробки швидкостей, а шток гідроциліндра прикріплений до супорта 2. До цього гідроциліндра підводиться тиск від гідростанції, яка знаходиться неподалік від стенда.

Супорт 2 можливо жорстко закріпити на напрямних за допомогою притискних планок 11 і 12. Стенд обладнаний індикаторами годинникового типу.

### 5.3. Конструкція та тарування динамометричного важеля

Під час проведення дослідів застосовуємо динамометричний важіль для контролю крутного моменту (рис. 5.2).



- 1 – жорстка опора;
- 2 – важіль спеціальної конструкції;
- 3 – індикатор;
- 4 – вантаж

**Рисунок 5.2** – Схема роботи динамометричного важеля

Для забезпечення потрібного моменту  $m$  на зовнішньому кінці динамометричного важеля прикладають силу  $P$ [25]:

$$P = M/L,$$

Де  $L$  – плече дії сили  $P$ .

Від дії сили  $P$  виникне деформація пружної частини важеля.

**Таблиця 5.1** – Тарування важеля

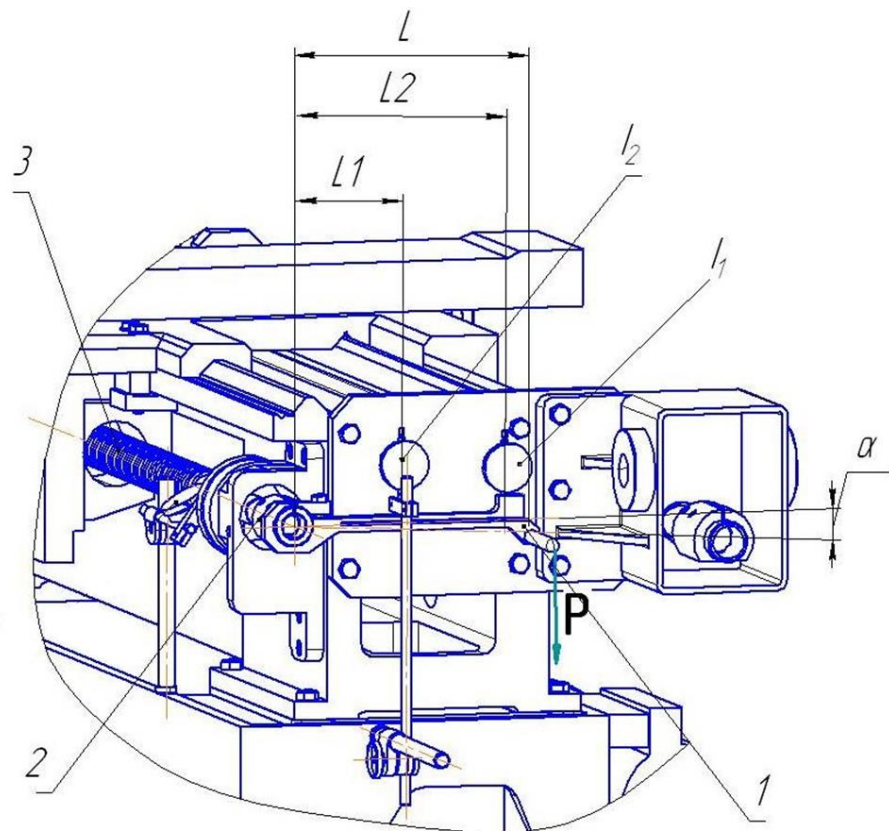
$P$ , Н	$M$ , Н/м	$\delta$ , мм			
		Вимірювання № 1	Вимірювання № 2	Вимірювання № 3	Середнє
0	0,0	0,00	0,00	0,00	0,000
5	1,5	0,10	0,10	0,10	0,100
10	3,0	0,21	0,21	0,21	0,210
15	4,5	0,33	0,33	0,34	0,333
20	6,0	0,44	0,42	0,44	0,433
25	7,5	0,55	0,56	0,55	0,555
30	9,0	0,64	0,63	0,65	0,640
35	10,5	0,82	0,78	0,78	0,780
40	12,0	0,76	0,76	0,76	0,760
45	13,5	0,99	1,00	1,01	1,000
50	15,0	1,10	1,10	1,11	1,103
55	16,5	1,21	1,22	1,22	1,220
60	18,0	1,35	1,33	1,33	1,336

#### 5.4. Проведення досліджень

Для початку потрібно жорстко зафіксувати супорт 2 на напрямних з використанням притискних планок 11 та 12 (рис. 5.1).

Далі під'єднуємо динамометричний важіль 1 до кінця передачі гвинт – гайка кочення 3 (рис. 5.4) із застосуванням перехідної втулки 2. Переконаємось, що це з'єднання є нерухомим відносно один одного і в ньому немає люфтів.

Створюємо необхідний крутний момент використовуючи навантаження кінця ручки динамометра за допомогою вантажів. Фіксуємо покази індикаторів  $I_1$  та  $I_2$  (рис. 5.5). Перший індикатор дає змогу визначити створюваний вантажем крутний момент, інший – кут повороту рукоятки.



**Рисунок 5.4** – Схема для вимірювання параметрів передачі гвинт-гайка кочення

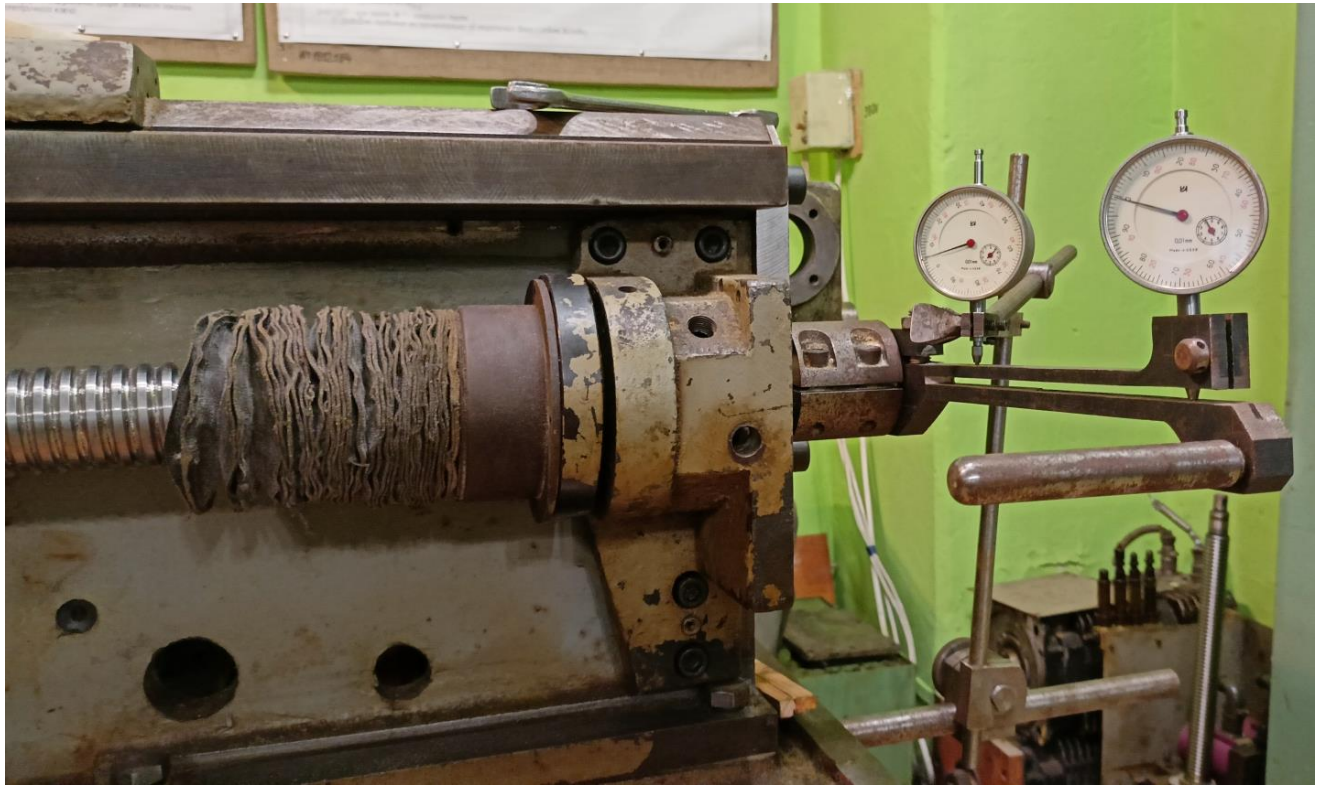
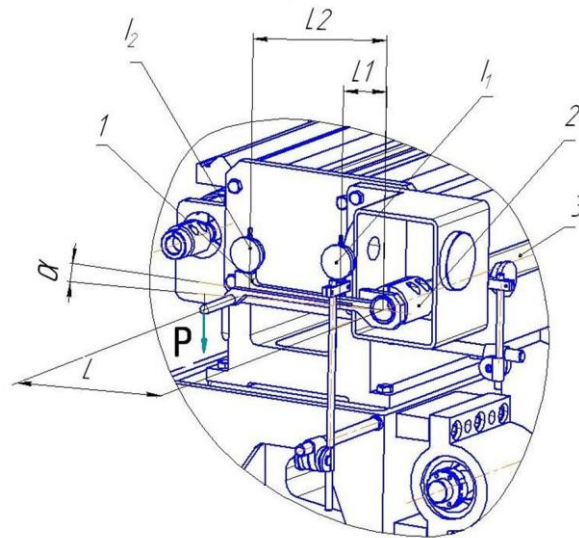


Рисунок 5.5 – Проведення вимірів для передачі гвинт–гайка ковзання

Таблиця 5.2 – Результати вимірів для гвинт–гайка кочення

$P, Н$	$Z, \text{поділок}$					
	Вимірювання № 1		Вимірювання № 2		Вимірювання № 3	
	$I_1$	$I_2$	$I_1$	$I_2$	$I_1$	$I_2$
0	0	0	0	0	0	0
5	10	0	10	0	10	1
10	21	80	21	4	21	21
15	33	185	33	42	33	74
20	44	240	42	98	44	140
25	53	310	53	210	55	310
30	64	455	63	330	65	415
35	76	580	76	455	76	520
40	87	680	89	510	88	596
45	98	780	100	720	100	768

Також проводимо подібний експеримент для передачі гвинт-гайка ковзання (рис. 5.6).



**Рисунок 5.6** – Схема вимірів для гвинта-гайки ковзання

**Таблиця 5.3** – Результати вимірів для гвинт-гайка ковзання

$P, Н$	$Z$ , поділок							
	Вимірювання № 1		Вимірювання № 2		Вимірювання № 3		Вимірювання № 4	
	$I_1$	$I_2$	$I_1$	$I_2$	$I_1$	$I_2$	$I_1$	$I_2$
5	10	0	10	1	12	1	12	1
10	20	1	22	4	23	2	23	2
15	34	2	34	5	22	3	33	4
20	45	4	44	6	44	5	44	5
25	55	5	55	7	55	5	55	6
30	66	7	66	8	66	7	67	7
35	78	8	78	10	77	9	78	9
40	90	9	90	11	89	10	90	10
45	100	10	100	12	100	11	100	11
50	110	11	110	13	110	12	111	12
55	122	10	122	15	121	14	120	14
60	135	16	133	16	133	15	133	15

## 5.5 Оброблення результатів

Отримані покази індикатора  $I_2$  були записані у кількості поділок. Переводимо ці значення у міліметри. Далі обраховуємо тангенс кута. Індикатор  $I_2$  знаходився на відстані 0,1 м від осі обертання динамометричного важеля. Оскільки попередні дані були в поділках, то нам потрібно їх перевести у мм помноживши на 0,01 мм. Після чого вони переводяться у метри, та діляться на плече 0,1 м.

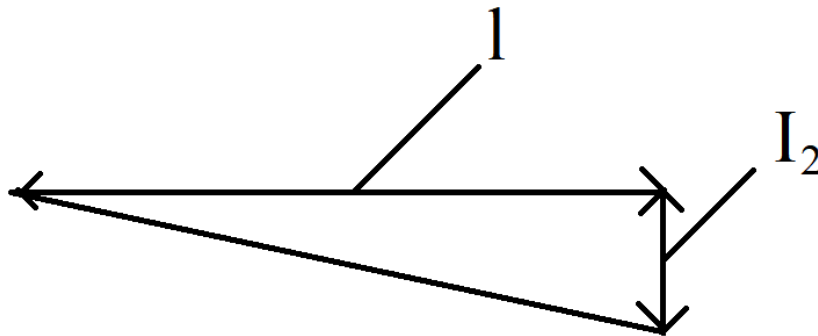


Рисунок 5.7 – Схема для обчислення кута

Формула наведена нижче актуальна для передачі гвинт–гайка кочення.

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{I_{2_1} + I_{2_2} + I_{2_3}}{3} \cdot 100.$$

Результати заносимо до таблиці.

Таблиця 5.4 – Тангенс кутів для різних крутних моментів

$M$ , Н/м	$\operatorname{tg}\alpha$ , рад	$M$ , Н/м	$\operatorname{tg}\alpha$ , рад
0,0	0,000000	7,5	0,027667
1,5	0,000033	9,0	0,040000
3,0	0,003500	10,5	0,051833
4,5	0,010033	12,0	0,059533
6,0	0,015933	13,5	0,075600

Аналогічні перетворення проводимо для передачі гвинт–гайка ковзання. Але тут індикатор  $I_2$  знаходився на відстані 0,21 м від осі обертання динамометричного важеля. Саме через це формулу не вдалось скоротити до досить простого виду. Тангенс кута обраховуємо за наступною формулою:

$$tg\alpha = \frac{I_{2_1} + I_{2_2} + I_{2_3} \cdot 10}{3 \cdot 0,21}.$$

Результати заносимо до таблиці.

**Таблиця 5.4** – Тангенс кутів для різних крутних моментів передачі гвинт–гайка ковзання

$M$ , Н/м	$tg\alpha$ , рад
0,0	0,0000000
1,5	0,0000357
3,0	0,0001071
4,5	0,0001667
6,0	0,0002381
7,5	0,0002738
9,0	0,0003452
10,5	0,0004286
12,0	0,0004762
13,5	0,0005238
15,0	0,0005476
16,5	0,0006310
18,0	0,0007381

Наступним кроком переводимо значення тангенсів в кути.

Далі використовуючи отримані раніше дані будуємо графіки крутної жорсткості. За допомогою рівняння лінії тренду визначаємо кутовий коефіцієнт  $k$ .

Ділимо ці коефіцієнти на довжину гвинта від місця прикладання крутного моменту до середини передачі гвинт–гайка.

**Таблиця 5.5** – Кути для різних крутних моментів

$M$ , Н/м	$\alpha$ , рад Кочення	$\alpha$ , рад Ковзання
0,0	0,000000	0,000000
1,5	0,000033	0,000036
3,0	0,003500	0,000107
4,5	0,010033	0,000167
6,0	0,015932	0,000238
7,5	0,027660	0,000274
9,0	0,039979	0,000345
10,5	0,051787	0,000429
12,0	0,059463	0,000476
13,5	0,075456	0,000524
15,0	-	0,000548
16,5	-	0,000631
18,0	-	0,000738

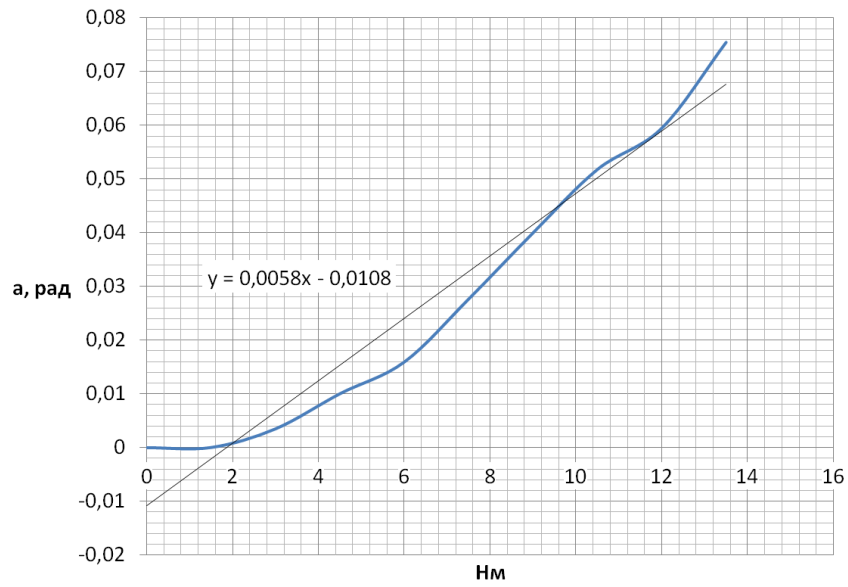
За допомогою рівняння лінії тренду визначаємо кутовий коефіцієнт  $k$ . Ділимо ці коефіцієнти на довжину гвинта від місця прикладання крутного моменту до середини передачі гвинт–гайка.

Отримуємо наступні значення крутильної жорсткості:

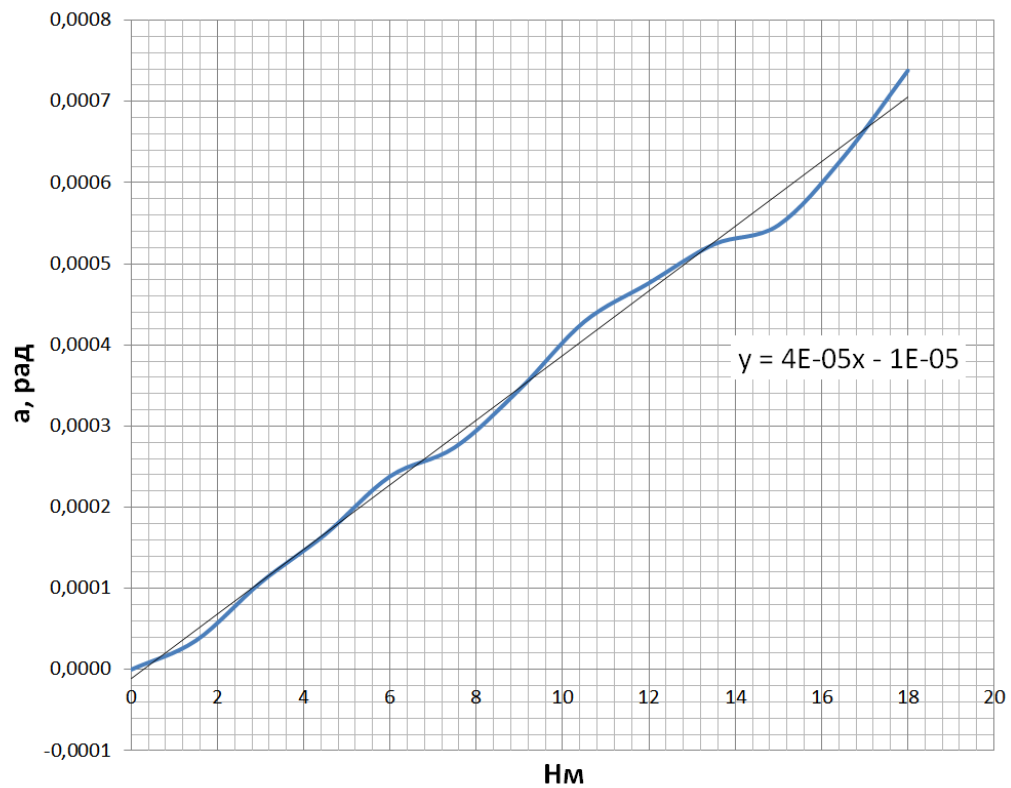
$$G \cdot I_p = \frac{T \cdot l}{\alpha}$$

Для гвинт–гайки кочення:

$$G \cdot I_p = \frac{13.5 \cdot 0.83}{0,075456465} = 148,854 \text{ Нм/рад}$$



**Рисунок 5.8** – Залежність кута рад від крутного моменту (Н·м) для передачі  
ГВИНТ–ГАЙКА КОЧЕННЯ



**Рисунок 5.9** – Залежність кута рад від крутного моменту (Н·м) для передачі  
ГВИНТ–ГАЙКА КОВЗАННЯ

Для гвинт-гайки ковзання:

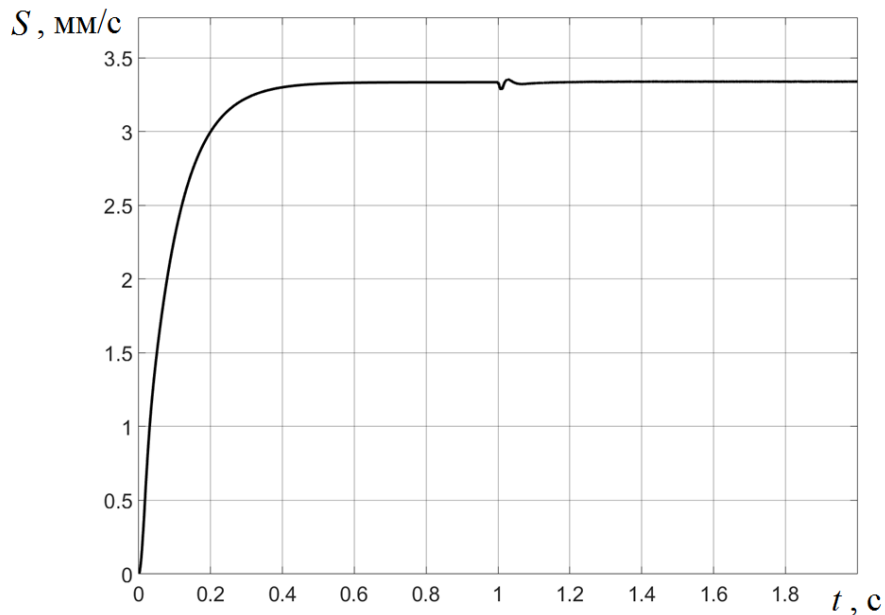
$$G \cdot I_p = \frac{18 \cdot 0.83}{0,000738095104} = 20290,068 \text{ Нм/рад}$$

## 5.6 Моделювання передач гвинт-гайка із використанням отриманих раніше значень жорсткості

Для оцінки різниці між передачею гвинт-гайка кочення та гвинт-гайка ковзання використаємо математичну модель, яка була побудована у попередньому розділі 4.

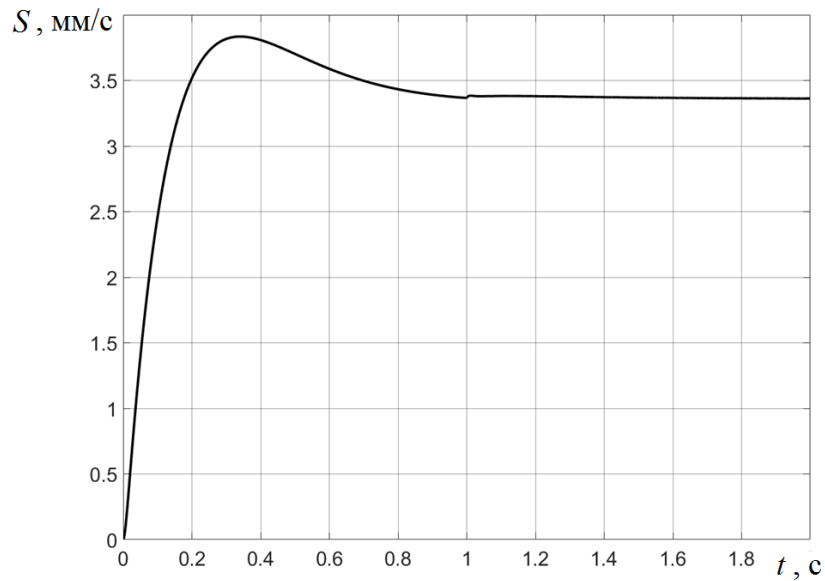
Спочатку підставимо жорсткість передачі гвинт-гайка кочення. Отримаємо такий графік швидкості переміщення як на рис. 5.10.

Далі проводимо аналогічні дії для передачі гвинт-гайка кочення (рис. 5.11).



**Рисунок 5.10** – Графік залежності швидкості подачі  $s$  від часу  $t$  із дією сили 1000 Н за жорсткості, що дорівнює жорсткості передачі гвинт-гайка ковзання 20290 Нм/рад

Робота математичної моделі із жорсткістю, що дорівнює жорсткості передачі гвинт-гайка ковзання є стабільнішою та плавнішою. Відхилення швидкості подачі динамічної системи повзун–привод подач під час початку дії сили різання є однаковим.



**Рисунок 5.11** – Графік залежності швидкості подачі  $s$  від часу  $t$  із дією сили 1000 н за жорсткості, що дорівнює жорсткості передачі гвинт-гайка кочення 149 Нм/рад

Під час проведення цього дослідження було виявлено, що передача гвинт-гайка ковзання має на два порядки більшу жорсткість ніж гвинт-гайка кочення.

Це пояснюється тим, що гвинт-гайка кочення не була обслугована та не було створено чи відрегульовано попередній натяг у передачі перед виконанням.

Робота математичної моделі зі жорсткістю, що дорівнює жорсткості передачі гвинт-гайка ковзання є стабільнішою та плавнішою. Відхилення швидкості подачі динамічної системи повзун–привод подач під час початку дії сили різання є однаковим.

## ВИСНОВОК

Приводи подачі металорізальних верстатів призначені для забезпечення заданих діапазонів швидкостей робочих подач, переміщення робочого органа верстата з високою швидкістю при холостих та установочних рухах і створення необхідної тягової сили.

Безступінчасте регулювання значень подачі та швидкості швидкого переміщення робочого органа, як правило, електричне і здійснюється за допомогою регульованого електродвигуна в верстатах з ЧПК із автоматичною системою управління.

Привід подачі є однією з найважливіших підсистем верстата та повинен відповідати цілому комплексу досить суперечливих вимог: забезпечення необхідних швидкостей переміщення робочого органа, забезпечення необхідної кількості робочих подач, забезпечення необхідної тягової сили в приводі, висока жорсткість приводу, відсутність зазорів в передачах, потрібна висока кінематична точність приводу, мінімальні і постійні сили та моменти тертя в приводі, висока надійність приводу.

У верстатах з ЧПК застосовуються безступеневі електроприводи подач з безперервним регулюванням швидкості подачі. Регулювання, зазвичай, забезпечується за допомогою електродвигуна під управлінням автоматичної системи керування.

З виключенням коробки передач у приводі подачі, і в деяких випадках навіть механічного редуктора, механічна частина приводу значно зменшується. Це призводить до зменшення загального моменту інерції механізму подачі, зниження динамічного крутного моменту на двигуні, підвищення допустимого прискорення для приводу враховуючи механічну міцність і досягнення високих значень обертового моменту та кутових прискорень у перехідних режимах.

Приводи подачі, як правило, мають тягові механізми у вигляді гвинт-гайка ковзання.

Під час проектування приводу подачі необхідно розрахувати необхідну частоту обертання двигуна, попередньо визначивши граничну частоту обертання гвинта і передавальне число редуктора. Для цього необхідно знати мінімальну і максимальну робочі швидкості подач  $s_{\min}$  і  $s_{\max}$ , а також швидкість холостих ходів руху  $v$ .

Кінематичний розрахунок дозволяє аналізувати характеристики системи та визначати параметри, такі як швидкість, прискорення та переміщення.

Силовий розрахунок визначає сили, що діють в системі приводу, і дозволяє оцінити необхідну потужність для виконання різних операцій.

Вибір електродвигуна базується на результатах розрахунків приведених моментів та інших факторів, таких як вимоги до швидкості обертання, динамічної відповіді, та надійності.

У роботі представлено варіант математичної моделі динамічної системи повзун – привод подач токарного верстата з ЧПК, що складається з високомоментного двигуна, пасової (зубчастої) передачі, пари гвинт-гайка і датчика зворотного зв'язку, встановленого на гвинті. Для цього типу приводу особливо високі вимоги висуваються до характеристик точності механізму гвинт – гайка та опор гвинта, оскільки на них не впливає зворотний зв'язок.

Розроблено математичну модель динамічної системи повзун – привод подач у вигляді трьохмасової системи, яка складається з моменту інерції ротора приводного двигуна, маси повзуна і маси револьверної головки з різцем.

З використанням програми Matlab Simulink розроблено блок-схему математичної моделі системи повзун-привод подач, на основі якої проведено математичне моделювання процесів в приводі подач.

Збільшення навантаження приводу подач силою різання з  $p(t) = 500 \text{ Н}$  до  $p(t) = 1500 \text{ Н}$  привело до зростання часу перехідного процесу з моменту врізання у 10 разів, а саме, з  $t = 0,035 \text{ с}$  до  $t = 0,35 \text{ с}$ . Цей результат розрахунку дає можливість зробити висновок, що суттєвий вплив на час перехідного процесу після врізання різця в деталь мають жорсткість приводу подачі та потужність і крутний момент вибраного електродвигуна. Тому, дослідження в напрямку підвищення крутильної жорсткості проводів подач верстатів з ЧПК є актуальними і потребують подальших ґрунтовних досліджень.

Під час проведення досліду було виявлено, що передача гвинт-гайка ковзання має на два порядки більшу жорсткість ніж гвинт-гайка ковзання. Це пояснюється тим, що гвинт-гайка кочення не була обслугована та не було створено чи відрегульовано попередній натяг у передачі перед виконанням.

Робота математичної моделі зі жорсткістю, що дорівнює жорсткості передачі гвинт-гайка ковзання є стабільнішою та плавнішою. Відхилення швидкості подачі динамічної системи повзун-привод подач під час початку дії сили різання є однаковим.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1     Металлорежущие станки: учебник / Бушуев В. В. та ін. ; за ред. Бушуева В. В. Москва: Машиностроение, 2011. 608 с.
- 2     Rao D. V. Metal cutting machine tool design — a review // *Journal of manufacturing science and engineering*. 1997.№ 119. P. 713-716.
- 3     Кочергин А. И., Василенко Т. В. Проектирование привода подачи станка с ЧПУ: учебник. Мінськ: БНТУ, 2014. 73 с.
- 4     CNC machining: the type and classification of CNC machining machine tools, the basis of CNC machining. URL: <https://vmthardware.medium.com/CNC-machining-the-type-and-classification-of-CNC-machining-machine-tools-the-basis-of-CNC-b0af42f8fc07> (дата звернення: 18.09.2023).
- 5     What is multiaxis machining: definition, machines & characteristics. URL: <https://www.techniwaterjet.com/multiaxis-machining/> (дата звернення: 18.10.2023).
- 6     Штіфзон О. Й., Новіков П. В., Бунь В. П. Теорія автоматичного управління: навчальний посібник. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. 144 с.
- 7     What is CNC system & components, types and classification of CNC system. URL: <https://www.dajinprecision.com/news/57--what-is-CNC-system--components-types-and-classification-of-CNC-system> (дата звернення: 08.07.2023).
- 8     A review on vibration analysis and control of machine tool feed drive systems. URL: [https://www.researchgate.net/publication/339324818\\_a\\_review\\_on\\_vibration\\_analysis\\_and\\_control\\_of\\_machine\\_tool\\_feed\\_drive\\_systems](https://www.researchgate.net/publication/339324818_a_review_on_vibration_analysis_and_control_of_machine_tool_feed_drive_systems) (дата звернення: 20.10.2023).
- 9     Time and frequency optimal motion control of CNC machine tools. URL: [https://www.researchgate.net/publication/256667331\\_time\\_and\\_frequency\\_optimal\\_motion\\_control\\_of\\_CNC\\_machine\\_tools](https://www.researchgate.net/publication/256667331_time_and_frequency_optimal_motion_control_of_CNC_machine_tools) (дата звернення: 13.10.2023).

10 Казачковський М. М. Розрахунок електроприводів верстатів з числовим програмним керуванням. Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2013. 50 с.

11 Кучер И. М. Металлорежущие станки. Ленинград, 1970. 720 с.

12 Кочергин А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов, 1991. 382 с.

13 Васильев В. Л. Расчет приводов подач станков с компьютерным управлением, работающих в станочных комплексах и системах ГАП. Псков: ПГУ, 2012. 46 с.

14 Identification of mass and sliding friction parameters of machine tool feed drive using recursive least squares method. URL: [https://www.researchgate.net/publication/343511244\\_identification\\_of\\_mass\\_and\\_sliding\\_friction\\_parameters\\_of\\_machine\\_tool\\_feed\\_drive\\_using\\_recursive\\_least\\_squares\\_method](https://www.researchgate.net/publication/343511244_identification_of_mass_and_sliding_friction_parameters_of_machine_tool_feed_drive_using_recursive_least_squares_method) (дата звернення: 24.08.2023).

15 Identification and compensation of friction for a novel two-axis differential micro-feed system. URL: [https://www.researchgate.net/publication/325500527\\_identification\\_and\\_compensation\\_of\\_friction\\_for\\_a\\_novel\\_two-axis\\_differential\\_micro-feed\\_system](https://www.researchgate.net/publication/325500527_identification_and_compensation_of_friction_for_a_novel_two-axis_differential_micro-feed_system) (дата звернення: 18.09.2023).

16 Simulation-based machining condition optimization for machine tool energy consumption reduction. URL: [https://www.researchgate.net/publication/314011282\\_simulation\\_based\\_machining\\_condition\\_optimization\\_for\\_machine\\_tool\\_energy\\_consumption\\_reduction](https://www.researchgate.net/publication/314011282_simulation_based_machining_condition_optimization_for_machine_tool_energy_consumption_reduction) (дата звернення: 10.12.2022).

17 Control of machines with friction. URL: [https://www.researchgate.net/publication/312290882\\_control\\_of\\_machines\\_with\\_friction](https://www.researchgate.net/publication/312290882_control_of_machines_with_friction) (дата звернення: 15.03.2023).

18 Comprehensive parameter identification of feed servo systems with friction based on responses of the worktable. URL: [https://www.researchgate.net/publication/276486000\\_comprehensive\\_parameter\\_identification\\_of\\_feed\\_servo\\_systems\\_with\\_friction\\_based\\_on\\_responses\\_of\\_the\\_worktable](https://www.researchgate.net/publication/276486000_comprehensive_parameter_identification_of_feed_servo_systems_with_friction_based_on_responses_of_the_worktable) (дата звернення: 10.06.2023).

19 Передачі гвинт-гайка. URL: [https://stud.com.ua/72530/tehnika/peredachi\\_gvint\\_gayka](https://stud.com.ua/72530/tehnika/peredachi_gvint_gayka) (дата звернення: 12.06.2023).

20 Ball screw. URL: [https://en.wikipedia.org/wiki/ball\\_screw](https://en.wikipedia.org/wiki/ball_screw) (дата звернення: 10.10.2022).

21 Васильков Д. В., Вейц В. Л., Схиртладзе А. Г. Електромеханические приводы металлообрабатывающих станков. Расчет и конструирование: учебник. Санкт-Петербург: СПб, 2010. 759 с.

22 Решетов Д. Н. Детали и механизмы металлорежущих станков. Москва: Машиностроение, 1972. 520 с.

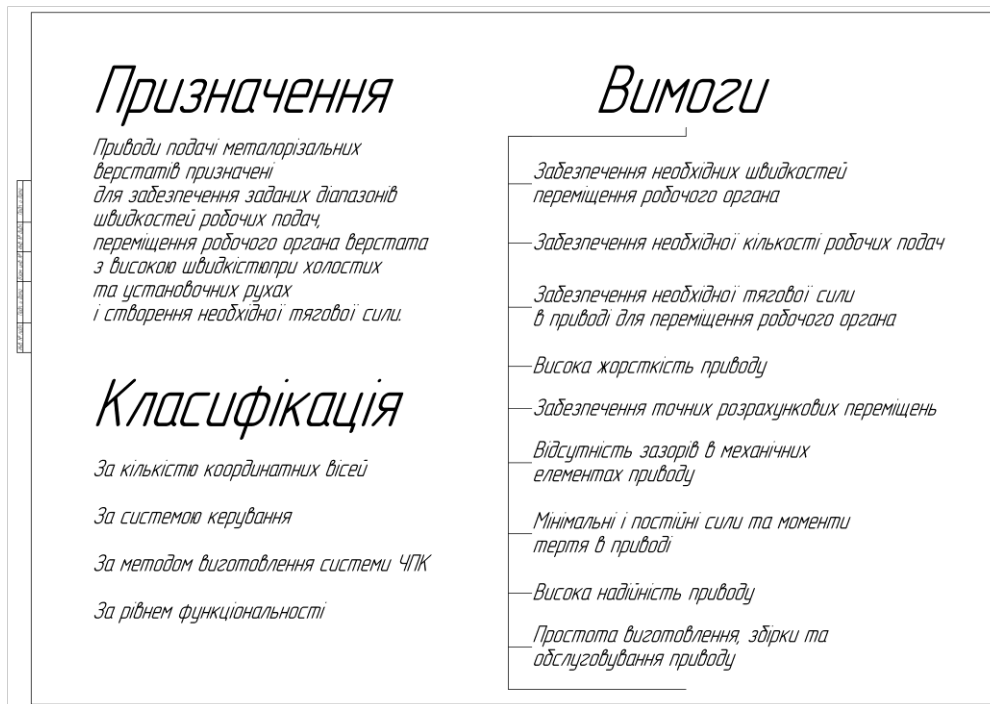
23 Ратмиров В. А., Чурин И. Н., Шмутер Л. С. Повышение точности и производительности станков с программным управлением. Москва: Машиностроение, 1970. 343 с.

24 Левит Г. А., Борисенко Г. А. Расчет и конструирование передач винт-гайка качения: руководящие материалы. Москва: ОНТИ, 1964. 81 с.

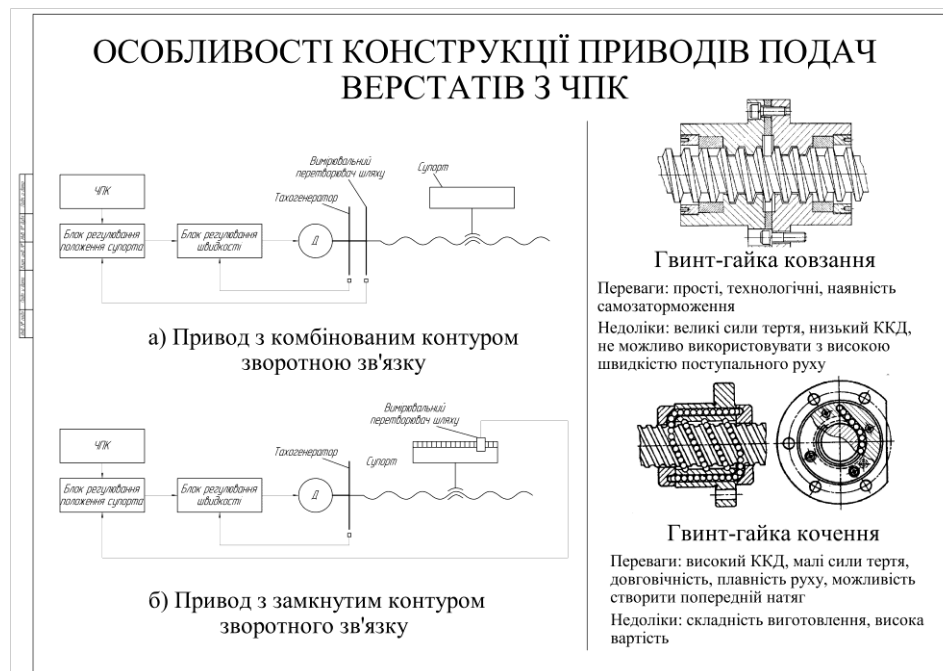
25 Момент сили. URL: [https://leksika.com.ua/16500921/ure/moment\\_sili](https://leksika.com.ua/16500921/ure/moment_sili) (дата звернення: 19.08.2023).

## ДОДАТОК А

### Графічний матеріал



**Рисунок А.1 – Призначення, вимоги і класифікація**



**Рисунок А.2 – Особливості конструкції**

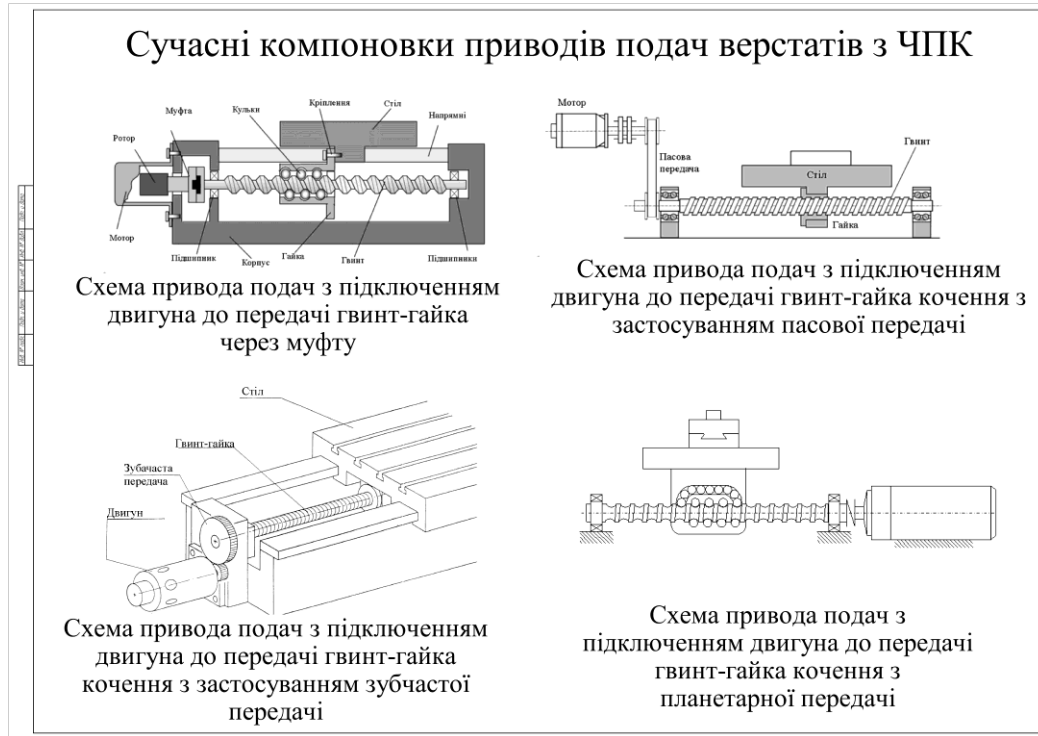


Рисунок А.3 – Сучасні компоновки

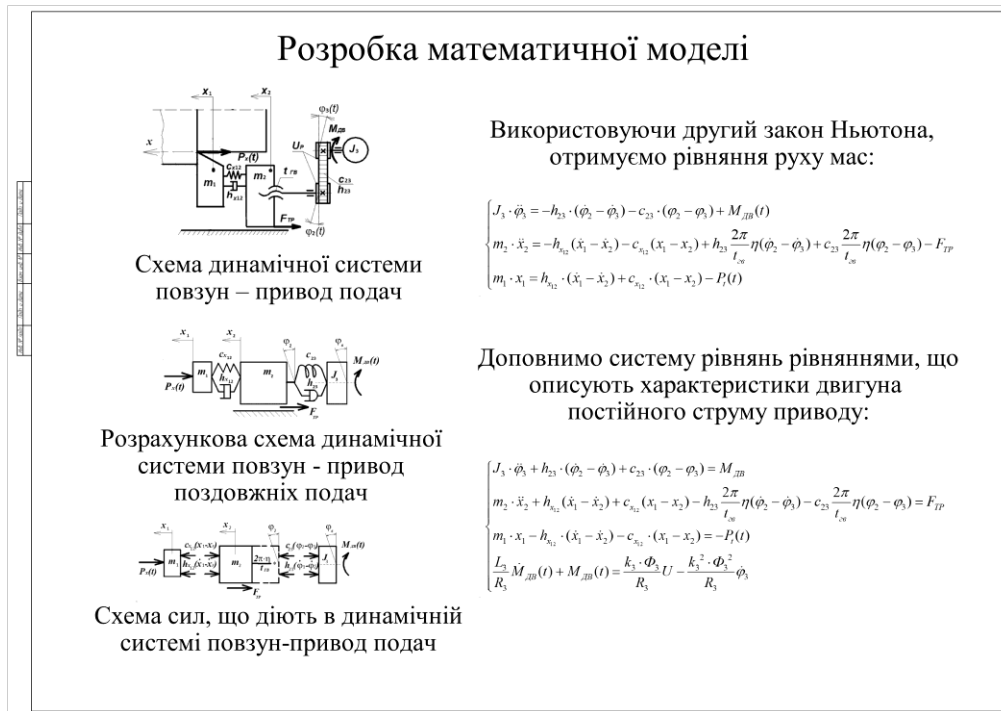


Рисунок А.4 – Розробка математичної моделі

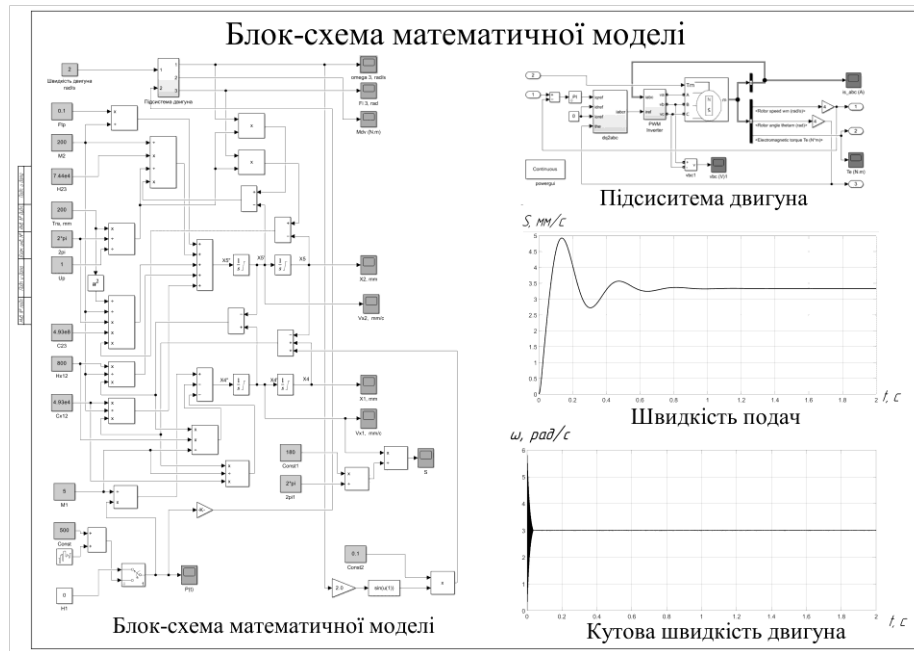


Рисунок А.5 – Блок схема



Рисунок А.6 – Математичне моделювання



Рисунок А.7 – Експериментальний стенд

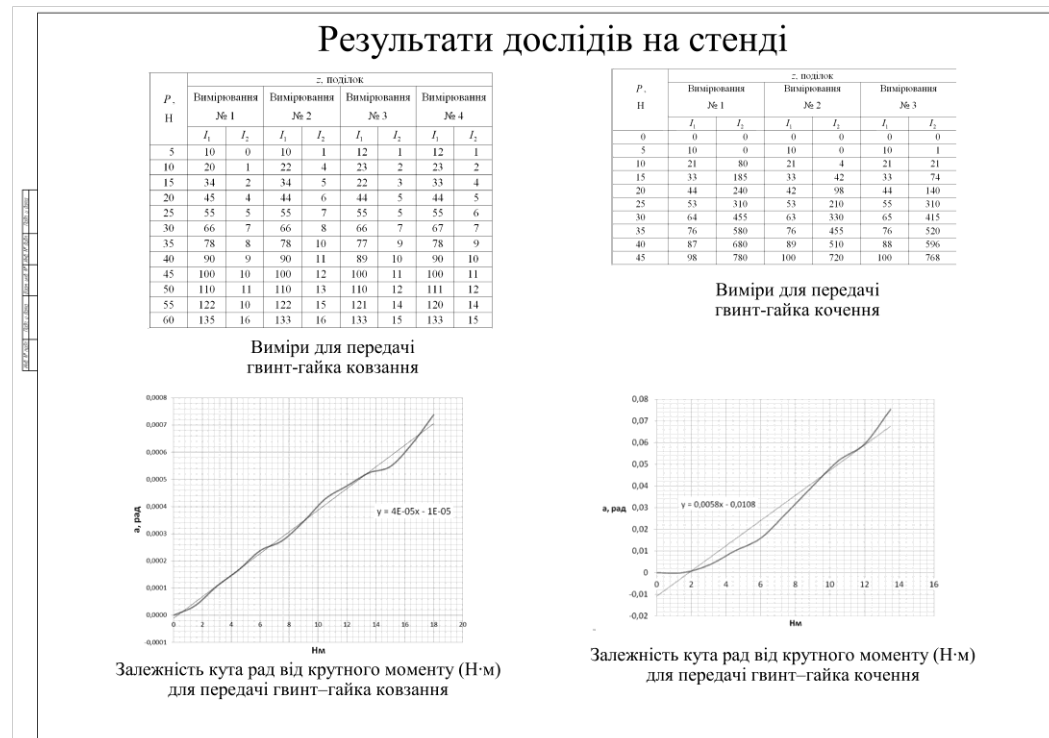


Рисунок А.8 – Результати дослідів

## Висновки

Вимоги до приводів подач включають в себе потребу у високій точності переміщень, стійкості системи, швидкості реакції та можливості адаптації до різних умов обробки.

У верстатах з ЧПК застосовуються безступеневі електроприводи подач з безперервним регулюванням швидкості подачі. Регулювання, зазвичай, забезпечується за допомогою електродвигуна під управлінням автоматичної системи керування.

Приводи подачі, як правило, мають тягові механізми у вигляді гвинт-гайка ковзання.

У роботі представлено варіант математичної моделі динамічної системи повзун – привод подач токарного верстата з ЧПК, що складається з високомоментного двигуна, пасової (зубчастої) передачі, пари гвинт-гайка і датчика зворотного зв'язку, встановленого на гвинті.

Розроблено математичну модель динамічної системи повзун – привод подач у вигляді трьохмасової системи, яка складається з моменту інерції ротора приводного двигуна, маси повзуна і маси револьверної головки з різцем.

За результатами розрахунків визначено, що найбільший вплив на час перехідного процесу в приводі подач має його крутильна жорсткість.

Під час проведення дослідів було виявлено, що передача гвинт-гайка ковзання має на два порядки більшу жорсткість ніж гвинт-гайка ковзання. Це пояснюється тим, що гвинт-гайка ковзання не була обслугована та не було створено чи відрегульовано попередній натяг у передачі перед виконанням.

Рисунок А.9 – Висновки

## ДОДАТОК Б

### Акт впровадження

„ЗАТВЕРДЖУЮ”

Директор НН ММІ

Національного технічного університету

України «Київський політехнічний

інститут імені Ігоря Сікорського»



Ігор ГРИШКО

січня 2024 р.

#### АКТ

про використання результатів досліджень магістра кафедри конструювання машин (КМ) Римара Володимира Андрійовича в навчальному процесі на навчально-науковому механіко-машинобудівному інституті (НН ММІ) для підготовки бакалаврів і магістрів по спеціальності 131 – «Прикладна механіка»

Комісія в складі:

голова – д.т.н., проф., завідувач кафедри КМ	Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО
члени: - д.т.н., професор кафедри КМ	Олександр САЛЕНКО
- д.т.н., проф., науковий керівник	Олександр ШЕВЧЕНКО

склала цей акт про те, що матеріали та результати магістерської роботи Римара Володимира Андрійовича на тему «Дослідження динамічних характеристик приводу подач токарного верстата з ЧПК» впроваджені у навчальному процесі на НН ММІ при підготовці бакалаврів і магістрів по спеціальності 131 – «Прикладна механіка» за освітньою програмою «Конструювання та дизайн машин».

Практичну цінність роботи Римара В.А. складає розроблена та перевірена на практиці методика досліджень статичних і динамічних характеристик приводів подач з передачами гвинт-гайка ковзання і гвинт-гайка кочення, яка реалізована базі стенду в лабораторії кафедри конструювання машин і планується до використання в навчальному процесі кафедри при викладанні дисциплін «Конструкторсько-технологічне забезпечення машинобудівних виробництв» та «Дослідження, динаміка та надійність обладнання і машин».

Голова комісії  
д.т.н., проф.

Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО

Члени комісії:  
д.т.н., проф.

Олександр САЛЕНКО

д.т.н., проф.

Олександр ШЕВЧЕНКО

### Рисунок Б.1 – Акт впровадження

ДОДАТОК В  
Презентація

# Дослідження динамічних характеристик привода подач токарного верстата з ЧПК

---

Керівник: д. т. н., професор Шевченко О. В.  
Виконав: Римар В. А., МК-21мп

Рисунок В.1 – Титулка

## Мета

Пошук шляхів підвищення ефективності привода подач токарного верстата із ЧПК



Рисунок В.2 – Мета

## Задачі

- Сформулювати призначення, вимоги та класифікацію
- Визначити особливості, огляд відомих конструкцій
- Розглянути основи кінематичного та силового розрахунку
- Розробити математичну модель динамічної системи повзун-привод подач
- Виконати математичне моделювання
- Виконати експериментальні дослідження жорсткості

Рисунок В.3 – Задачі

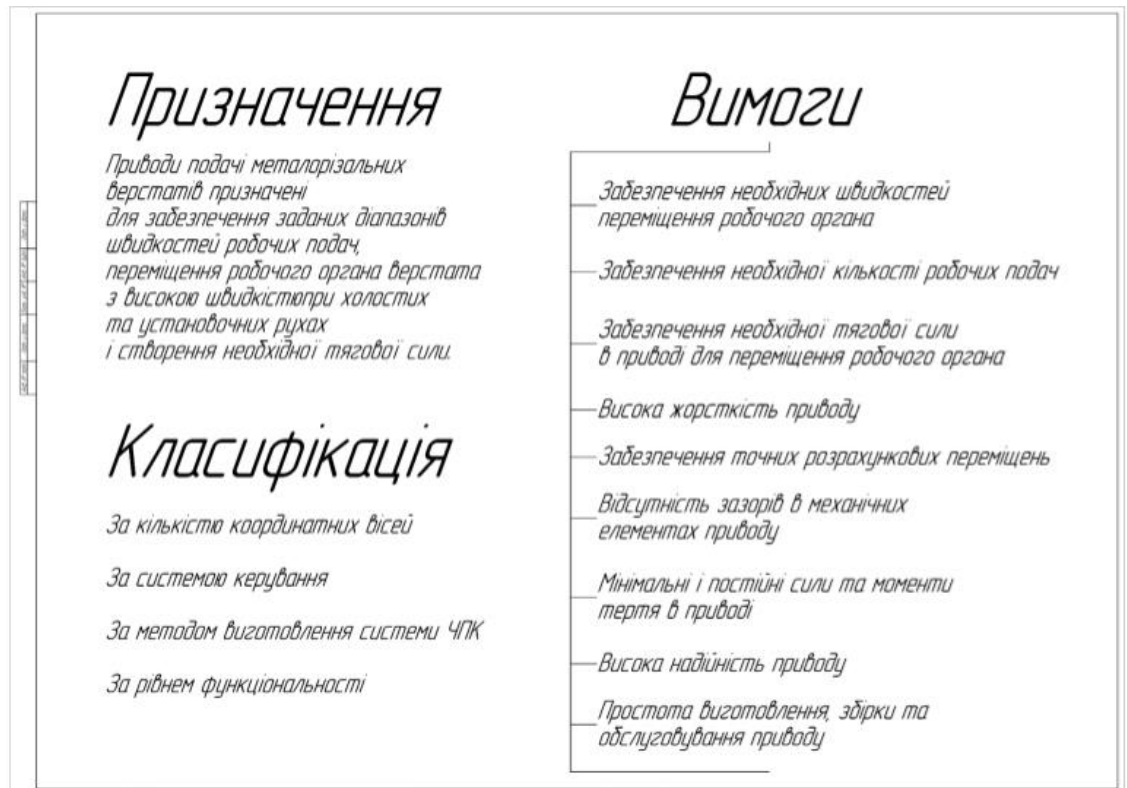


Рисунок В.4 – Призначення, вимоги, класифікація

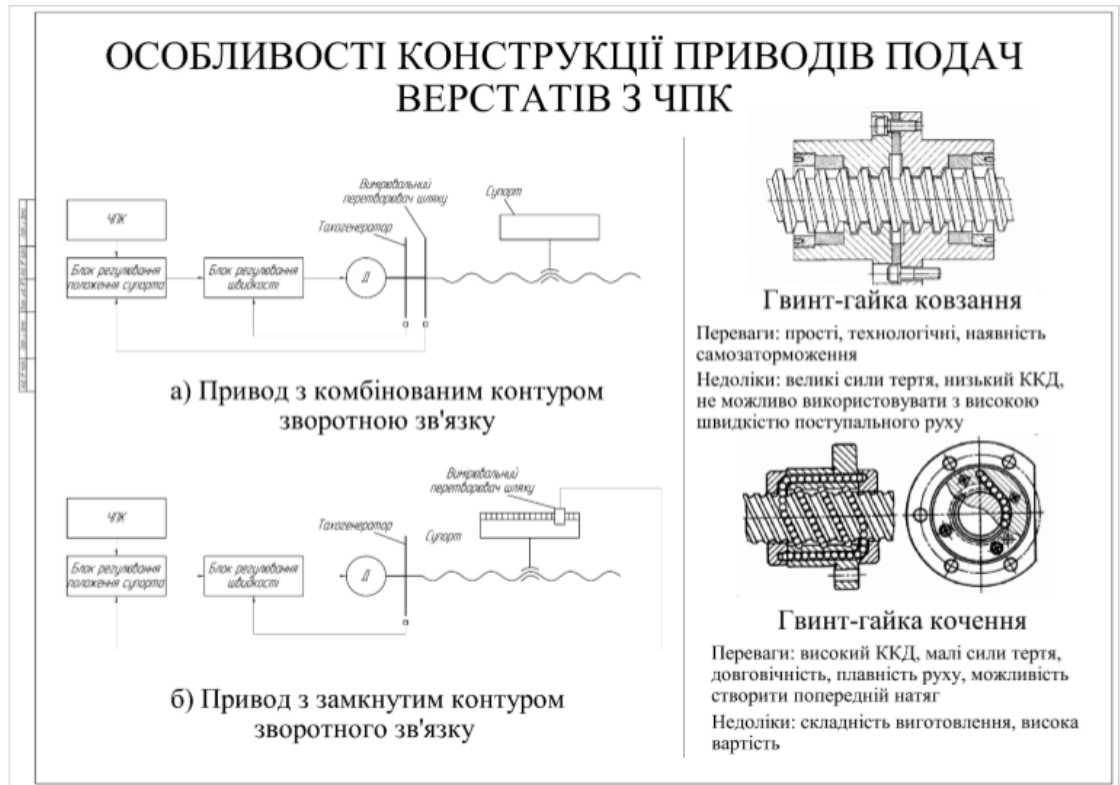


Рисунок В.5 – Особливості конструкції

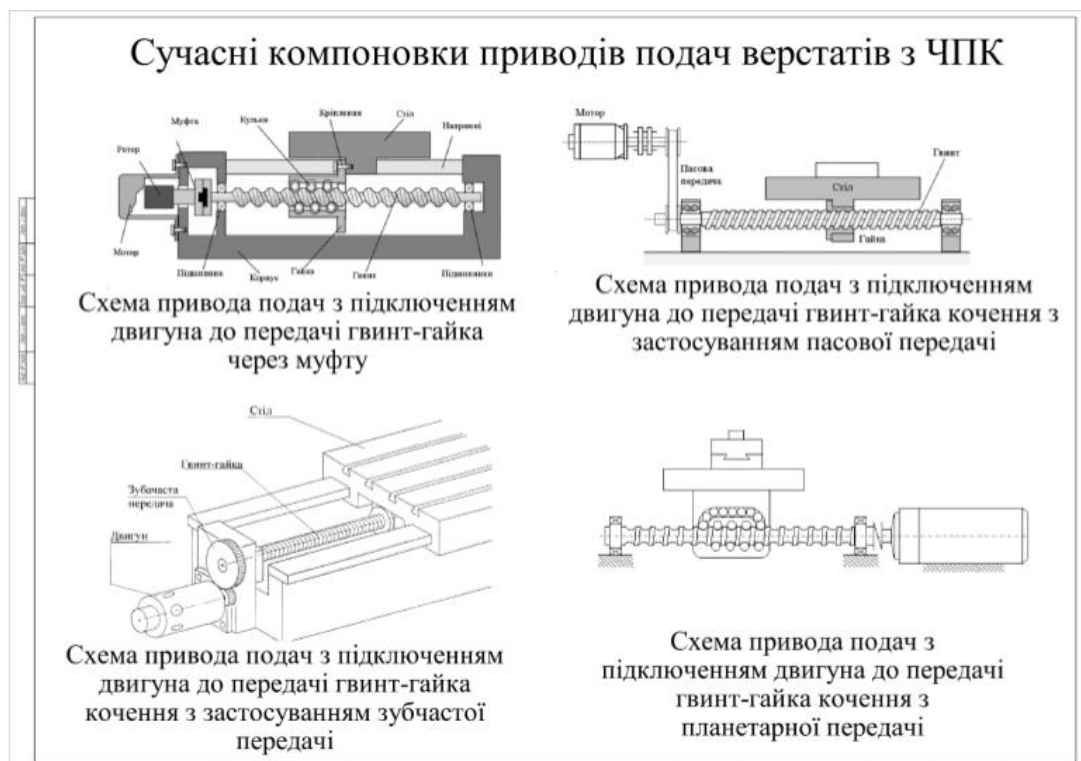


Рисунок В.6 – Сучасні компоновки

# Методика кінематичного розрахунку та силового розрахунку

Рисунок В.7 – Методика розрахунку

## Вхідні дані:

Кінематична схема, параметри гвинта

Маса рухомих частин

Максимальна та мінімальна швидкості подач

Сила різання

Циклограма навантажень

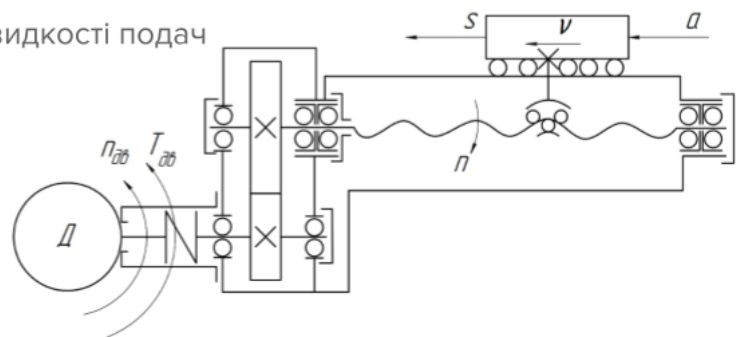


Рисунок В.8 – Вхідні дані

## Має такі етапи

Визначення діапазону частот обертання ходового гвинта

Розрахунок передатного відношення редуктора

Визначення фактичних частот обертання двигуна

Розрахунок приведених моментів навантажень привода подач та вибір електродвигуна

Визначення крутного моменту двигуна

Розрахунок тягового зусилля привода

Розрахунок дії сил різання

Розрахунок приведених моментів навантажень привода подач

Вибір електродвигуна

Рисунок В.9 – Етапи розрахунку

### Розробка математичної моделі

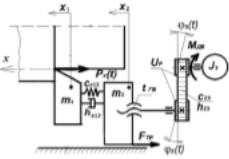
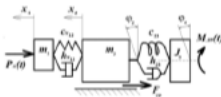


Схема динамічної системи повзун – привод подач



Розрахункова схема динамічної системи повзун - привод поздовжніх подач

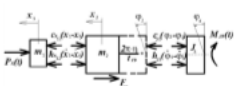


Схема сил, що діють в динамічній системі повзун-привод подач

Використовуючи другий закон Ньютона, отримуємо рівняння руху мас:

$$\begin{cases} J_3 \cdot \ddot{\phi}_3 = -h_{23} \cdot (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) - c_{23} \cdot (\phi_2 - \phi_3) + M_{23}(t) \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 = -h_{20} \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_{20} \cdot (x_1 - x_2) + h_{23} \frac{2\pi}{l_{20}} \eta (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) + c_{23} \frac{2\pi}{l_{20}} \eta (\phi_2 - \phi_3) - F_{TP} \\ m_1 \cdot \ddot{x}_1 = h_{10} \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_{10} \cdot (x_1 - x_2) - P_f(t) \end{cases}$$

Доповнимо систему рівнянь рівняннями, що описують характеристики двигуна постійного струму привода:

$$\begin{cases} J_3 \cdot \ddot{\phi}_3 + h_{23} \cdot (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) + c_{23} \cdot (\phi_2 - \phi_3) = M_{23} \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + h_{20} \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_{20} \cdot (x_1 - x_2) - h_{23} \frac{2\pi}{l_{20}} \eta (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) - c_{23} \frac{2\pi}{l_{20}} \eta (\phi_2 - \phi_3) = F_{TP} \\ m_1 \cdot \ddot{x}_1 - h_{10} \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_{10} \cdot (x_1 - x_2) = -P_f(t) \\ \frac{L_3}{R_3} \dot{M}_{23}(t) + M_{23}(t) = \frac{k_1 \cdot \Phi_3}{R_3} U - \frac{k_2^2 \cdot \Phi_3^2}{R_3} \dot{\phi}_3 \end{cases}$$

Рисунок В.10 – Розробка математичної моделі



Рисунок В.11 – Математична модель



Рисунок В.12 – Математичне моделювання



Рисунок В.13 – Експериментальний стенд



Рисунок В.14 – Результати розрахунку

## Висновки

У роботі представлено варіант математичної моделі динамічної системи повзун – привод подач токарного верстата з ЧПК, що складається з високомоментного двигуна, пасової (зубчастої) передачі, пари гвинт-гайка і датчика зворотного зв'язку, встановленого на гвинті. Для цього типу приводу особливо високі вимоги висуваються до характеристик точності механізму гвинт – гайка та опор гвинта, оскільки на них не впливає зворотний зв'язок.

Розроблено математичну модель динамічної системи повзун – привод подач у вигляді трьохмасової системи, яка складається з моменту інерції ротора приводного двигуна, маси повзуна і маси револьверної головки з різцем.

Збільшення навантаження приводу подач силою різання з  $P(t) = 500$  Н до  $P(t) = 1500$  Н привело до зростання часу перехідного процесу з моменту врізання у 10 разів, а саме, з  $t = 0,035$ с до  $t = 0,35$ с. Цей результат розрахунку дає можливість зробити висновок, що суттєвий вплив на час перехідного процесу після врізання різця в деталь мають жорсткість приводу подачі та потужність і крутний момент вибраного електродвигуна.

Під час проведення дослідів було виявлено, що передача гвинт-гайка ковзання має на два порядки більшу жорсткість ніж гвинт–гайка ковзання. Це пояснюється тим, що гвинт–гайка кочення не була обслугована та не було створено чи відрегульовано попередній натяг у передачі перед виконанням.

## Рисунок В.15 – Висновки