

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Дослідження динамічних властивостей пружної системи
головного приводу токарно-револьверного верстата з ЧПК

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

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

		Качор В.І.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник		Буховець В.М.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль		
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри		Крупа В.В.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Рецензент		
	(підпис)	(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ФакультетІнженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

КафедраКонструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Крупа В.В.

(підпис)(прізвище та ініціали)

« » 2024 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступенямагістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

студентуКачору Вадиму Івановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботиДослідження динамічних властивостей пружної системи головного приводу токарно-револьверного верстата з ЧПК

Керівник роботиБуховець Валерій Миколайович, к.т.н.

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

Затверджені наказом ректора від «08» 11 2024 року № 4/7-1066

2. Термін подання студентом завершеної роботи16.12.2024р.
3. Вихідні дані до роботиМатеріали по приводах головного руху токарних верстатів з ЧПК; конструкторська документація по приводах головного руху токарно-револьверних верстатів з ЧПК; матеріали наукових робіт в області динаміки привідних систем верстатів
4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)
1. Аналітичний розділ
2. Проєктний розділ
3. Науково-дослідна частина
4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
1. Структурна та класифікація приводів головного руху токарних верстатів з ЧПК
2. Аналіз конструкцій приводів головного руху токарних верстатів з ЧПК
3. Загальний вигляд та кінематична схема токарно-револьверного верстату з ЧПК
4. Привід головного руху токарно-револьверного верстату з ЧПК (складальне креслення)
5. Шпиндельний вузол токарно-револьверного верстату з ЧПК (складальне креслення)
6. Динамічна та математична моделі пружної системи токарно-револьверного верстату з ЧПК (складальне креслення)
7. Результати моделювання власних частот та форм коливань пружної системи приводу та його перехідних режимів при пуску з урахуванням властивостей приводного двигуна

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання 18.11.2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Студент

(підпис)

Качор В.І

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Буховець В.М.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Качор В.І. Дослідження динамічних властивостей пружної системи головного приводу токарно-револьверного верстата з ЧПК. 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2024 р.

У кваліфікаційній роботі вирішено важливу науково-прикладну задачу розроблення енергоефективного прямого приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК та дослідження динамічних властивостей його пружної системи в перехідних процесах.

Розроблено конструкцію приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК, що являє собою прямий привод з пасовою передачею. Проведено розрахунок та вибір параметрів поліклінопасової передачі, розроблено конструкцію шпиндельного вузла на опорах кочення. З використанням канонічних рівнянь методу сил розроблено математичну модель радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла. Розроблено розрахункову схему динамічної системи приводу головного руху у вигляді двомасової системи та математичну модель її руху з врахуванням характеристики двигуна постійного струму. Проведено моделювання перехідного процесу при розгоні приводу і відсутності навантаження від сили різання. На основі розробленої математичної моделі крутильних коливань двомасової динамічної системи приводу головного руху визначено власні частоти коливань та побудовано форму коливань.

Ключові слова: привід головного руху, пружна система, крутильні коливання, динамічні властивості, математична модель, перехідний процес

ANNOTATION

Kachor V.I. Study of the dynamic properties of the elastic system of the main drive of a CNC lathe-turret machine. 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2024.

In the qualification work, an important scientific and applied problem of developing an energy-efficient direct drive of the main movement of a lathe-turret machine with CNC and researching the dynamic properties of its elastic system in transient processes was solved.

The design of the drive of the main movement of the lathe-turret machine with CNC, which is a direct drive with a belt transmission, has been developed. The calculation and selection of the parameters of the poly-V-belt transmission was carried out, the design of the spindle unit on the rolling bearings was developed. Using the canonical equations of the force method, a mathematical model of the radial stiffness of the front end of the spindle of the spindle assembly was developed. The calculation scheme of the dynamic system of the main motion drive in the form of a two-mass system and the mathematical model of its movement, taking into account the characteristics of the DC motor, have been developed. Modeling of the transition process during acceleration of the drive and the absence of load from the cutting force was carried out. On the basis of the developed mathematical model of torsional oscillations of the two-mass dynamic system of the main motion drive, the natural frequencies of oscillations were determined and the form of oscillations was constructed.

Key words: main motion drive, elastic system, torsional oscillations, dynamic properties, mathematical model, transition process

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПРИВОДІВ ГОЛОВНОГО РУХУ	9
1.1. Загальна структура приводу головного руху	9
1.2. Аналіз конструкції приводів головного руху токарних верстатів з ЧПК	10
1.2.1. Класифікація приводів головного руху токарних верстатів з ЧПК	10
1.2.2. Прямі приводи головного руху токарних верстатів з ЧПК з пасовою передачею	11
1.2.3. Приводи головного руху токарних верстатів з ЧПК з планетарною коробкою швидкостей та пасовою передачею	12
1.2.4. Приводи головного руху токарних верстатів з ЧПК з вмонтованою розширювальною коробкою швидкостей в шпіндельну бабку	14
1.2.5. Приводи головного руху токарних верстатів з ЧПК у вигляді мотор-шпинделя	15
1.3. Огляд існуючих досліджень динамічних характеристик приводів головного руху	16
1.4. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження	22
2. ДОСЛІДНО-ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ	25
2.1. Модернізований привод головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК	25
2.2. Розрахунок і вибір основних технічних характеристик приводу головного руху	26
2.2.1. Розрахунок і обґрунтування і кінематичних характеристик	26
2.2.2. Визначення навантажень на привод та потужності електродвигуна	28
2.3. Вибір та розрахунок параметрів поліклінопасової передачі	30
2.4. Конструювання та розрахунок шпіндельного вузла приводу головного руху	33
2.4.1. Компонувальна схема шпіндельного вузла та вибір опор	33

2.4.2.	Розрахунок радіальної та осьової жорсткості опор шпиндельного вузла	36
2.4.3.	Розрахунок радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла	37
2.5.	Висновки по розділу 2	43
3.	НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	45
3.1.	Методика дослідження крутильної багатомасової системи приводу	45
3.1.1.	Рівняння руху крутильної багатомасової системи приводу	45
3.1.2.	Визначення власних частот коливань крутильної багатомасової системи приводу	50
3.1.3	Методика дослідження перехідних процесів крутильної багатомасової системи приводу	51
3.2.	Розробка розрахункової схеми динамічної системи приводу головного руху і визначення її параметрів	51
3.3.	Математична модель динамічної системи приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК	55
3.4	Моделювання перехідних процесів динамічної системи приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК	58
3.5	Визначення власних частот та форм коливань крутильної двомасової системи приводу	62
3.6	Висновки по розділу 3	64
4.	ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	66
4.1.	Аналіз реалізації обробки на токарно-револьверному верстаті з ЧПК з точки зору безпеки життєдіяльності	66
4.2.	Організація освітлення робочих місць машинобудівної дільниці	70
4.3	Прогнозування можливих надзвичайних ситуацій біля підприємства та методи забезпечення захисту його працівників	73
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	76

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

79

ДОДАТКИ

83

ВСТУП

Токарні верстати з ЧПК є важливою частиною сучасних виробничих систем. Для того щоб вони були успішними на ринку, вони повинні відповідати ряду вимог, які висуває користувач таким як економічність, точність, ефективність і безпека. Окрім того, сьогодні все частіше потрібно враховувати аспекти, які виникають внаслідок інтеграції його в середовище, а такі фактори, як гнучкість і здатність інтегруватися в складні виробничі системи.

Динамічна поведінка токарного верстата з ЧПК має велике значення для оцінки перерахованих вище параметрів. Віб्राції токарного верстата з ЧПК під час обробки знижують точність через підвищене зношення інструментів. Окрім того вони знижують економічну ефективність процесу обробки та створюють багато шуму і, в крайніх випадках, можуть загрожувати безпеці експлуатації.

Система приводу головного руху токарного верстата з ЧПК є основним джерелом енергії, необхідної для здійснення робочого процесу різання. Для забезпечення стійкого різання при інтенсивних режимах, високої точності обробки ця система повинна мати значну жорсткість у статичних і динамічних режимах. Привід головного руху токарного верстата з ЧПК представляє особливий інтерес для визначення динамічної поведінки верстатів. Незважаючи на те, що розробка приводів з безступеневою змінною швидкості в основному зробила зайвими коробки швидкостей, все ще існує певна кількість передавальних механізмів, які потребують динамічної оптимізації. Знання динамічних характеристик дозволяє правильно оцінити навантаження, що діють у системі головного приводу, і вибрати конструктивні параметри системи так, щоб обмежити ці навантаження заданими межами.

Тому використання систем розрахунку та моделювання для оцінки динамічної поведінки пружних систем приводів головного руху токарних верстатів з ЧПК є актуальною науково-практичною задачею.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПРИВОДІВ ГОЛОВНОГО РУХУ

1.1. Загальна структура приводу головного руху

Приводи головного руху токарних верстатів з ЧПК повинні забезпечувати: задані діапазон частот обертання і потужність на шпинделі; мінімальний вплив на точність обертання шпинделя як силових збурень, так і теплових деформацій; можливість автоматичної зміни частоти обертання; високі динамічні властивості; прийнятний рівень шуму; надійність; мінімальну вартість. [1]. Необхідно також враховувати вплив приводу на загальну компоновку верстата.

Приводи головного руху у загальному випадку мають таку структуру (рис. 1.1): двигун D приводу головного руху; з'єднання C_1 двигуна з коробкою швидкостей (з передавальним відношенням i_1), яке виконується в залежності від компонування верстата у вигляді пасової або зубчастої передачі або сполучної муфти; коробка швидкостей $КШ$, при нерегульованому двигуні призначена для зміни передавального відношення приводу, щоб отримати на шпинделі різні швидкості обертання в межах від $n_{\max}$ до $n_{\min}$, тобто i_2 налаштовується відповідно до режимів різання; при регульованому двигуні коробка швидкостей призначена для розширення діапазону регулювання частот обертання двигуна; з'єднання C_2 коробки швидкостей зі шпиндельною бабкою (з передавальним відношенням i_3), як і з'єднання C_1 , виконується у вигляді пасової або зубчастої передачі або сполучної муфти [1, 2, 4].

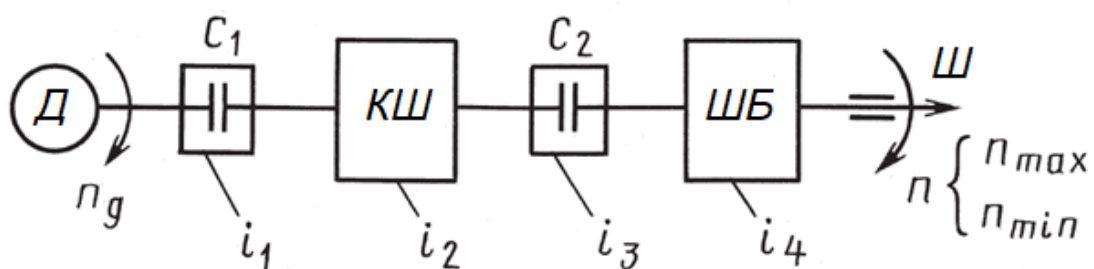


Рис.1.1 - Загальна структура приводу головного руху

Призначення тих чи інших елементів у конкретному приводі насамперед визначається технологічним призначенням верстата, його загальним компонованням та системою управління.

1.2. Аналіз конструкції приводів головного руху токарних верстатів з ЧПК

1.2.1. Класифікація приводів головного руху токарних верстатів з ЧПК

Розвиток сучасних токарних верстатів з ЧПК направлений на отримання максимальної продуктивності, в тому числі шляхом підвищення режимів різання. При цьому, як правило, збільшують не глибину різання, а швидкість. Сучасні інструментальні матеріали дозволяють обробляти деталі із швидкістю різання 500–1000 м/хв і вище [3]. Для роботи на таких швидкостях необхідне надійне закріплення заготовки. Вказані швидкості різання можуть бути реалізовані при високій частоті обертання шпинделя і значній потужності приводу головного руху. Слід враховувати те, що із збільшенням вартості токарних верстатів з ЧПК зростають вимоги до їх універсальності (до розширення діапазону оброблюваних заготовок, номенклатури операцій та ін.). Все це приводить до розширення загального діапазону регулювання приводу, а також (особливо для великих токарних верстатів з ЧПК) розрахункового діапазону регулювання при постійній потужності приводу [1, 4].

В приводах головного руху токарних верстатів з ЧПК використовуються регульовані двигуни постійного струму [1, 4]. Але на даний час все частіше використовуються асинхронні регульовані двигуни змінного струму. В порівнянні з двигунами постійного струму вони простіші по конструкції і володіють більшою надійністю (так як відсутні щіткові вузли), особливо при високих частотах обертання шпинделя [1, 4].

Останні моделі асинхронних регульованих двигунів ведучих закордонних фірм орієнтованих на високошвидкісну обробку, мають розширений діапазон регулювання при постійній потужності, а також порівняно невеликі габарити і масу. Окрім того, завдяки високим точнісним характеристикам в області низьких частот обертання (долі оберта в хвилину) ці двигуни при відповідному керуванні дозволяють здійснити обертання шпинделя в режимі приводу подачі (по координаті С) [1, 4].

Класифікація приводів головного руху токарних верстатів з ЧПК приведена на рис. 1.2) [1, 4].



Рис.1.2 - Класифікація приводів головного руху токарних верстатів з ЧПК

1.2.2. Прямі приводи головного руху токарних верстатів з ЧПК з пасовою передачею

Прямі приводи головного руху з пасовою передачею не передбачають розширювальної коробки швидкостей для збільшення діапазону регулювання з постійною потужністю (рис.1.3), а технологічні можливості приводу

визначаються силовими характеристиками самого двигуна. отримати Розширений діапазон регулювання з постійною потужністю отримується завдяки вибору двигуна з більшою потужністю, ніж розрахункова на шпинделі верстата. Таке рішення рекомендується для верстатів з порівняно невеликою потужністю і високою частотою обертання. При цьому спрощенням механічної частини приводу компенсується деяким збільшенням вартості і габаритів двигуна. Двигун приводу головного руху доцільно вибирати з врахуванням короткочасного підвищення його потужності (до 40%), так як цикл автоматичної токарної обробки деталей при цьому невеликий. [1, 4].

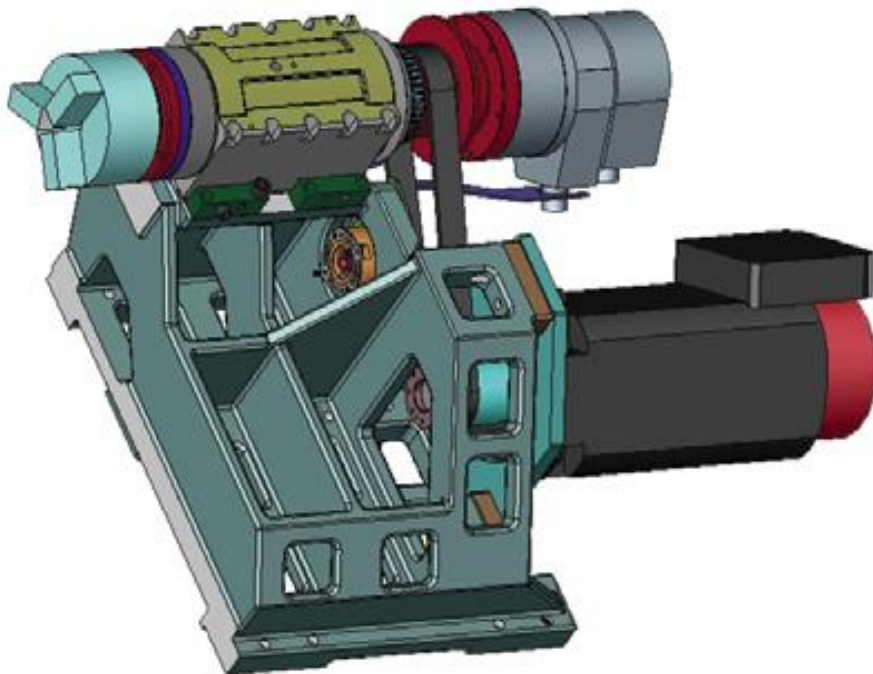


Рис.1.3 - Привід головного руху з пасовою передачею

1.2.3. Приводи головного руху токарних верстатів з ЧПК з планетарною коробкою швидкостей та пасовою передачею

Для збільшення діапазону регулювання з постійною потужністю прямих приводів головного руху з пасовою передачею можуть використовуватися двоступеневі планетарні розширювальні коробки швидкостей, які встановлюються на фланці двигуна (рис.1.4). При використанні сучасних двигунів планетарна розширювальна коробка швидкостей 2 (рис.1.4) забезпечує

передавальні відношення $i=1$ та $i=0,25$. Така конструкція дозволяє в середній частині графіка потужності забезпечити зону регулювання з постійним моментом, коли не вимагається повна потужність приводу [1, 4]. Перевагою планетарних коробок швидкостей в порівнянні зі звичайними, які використовуються у верстатобудуванні, є їх компактність, що забезпечується розподілом потужності на 4 або 5 планетарних колеса (сателіти). Крім того, планетарні передачі з одночасним зачепленням і косозубими колесами забезпечують безшумну роботу навіть на високих швидкостях обертання шпинделя.

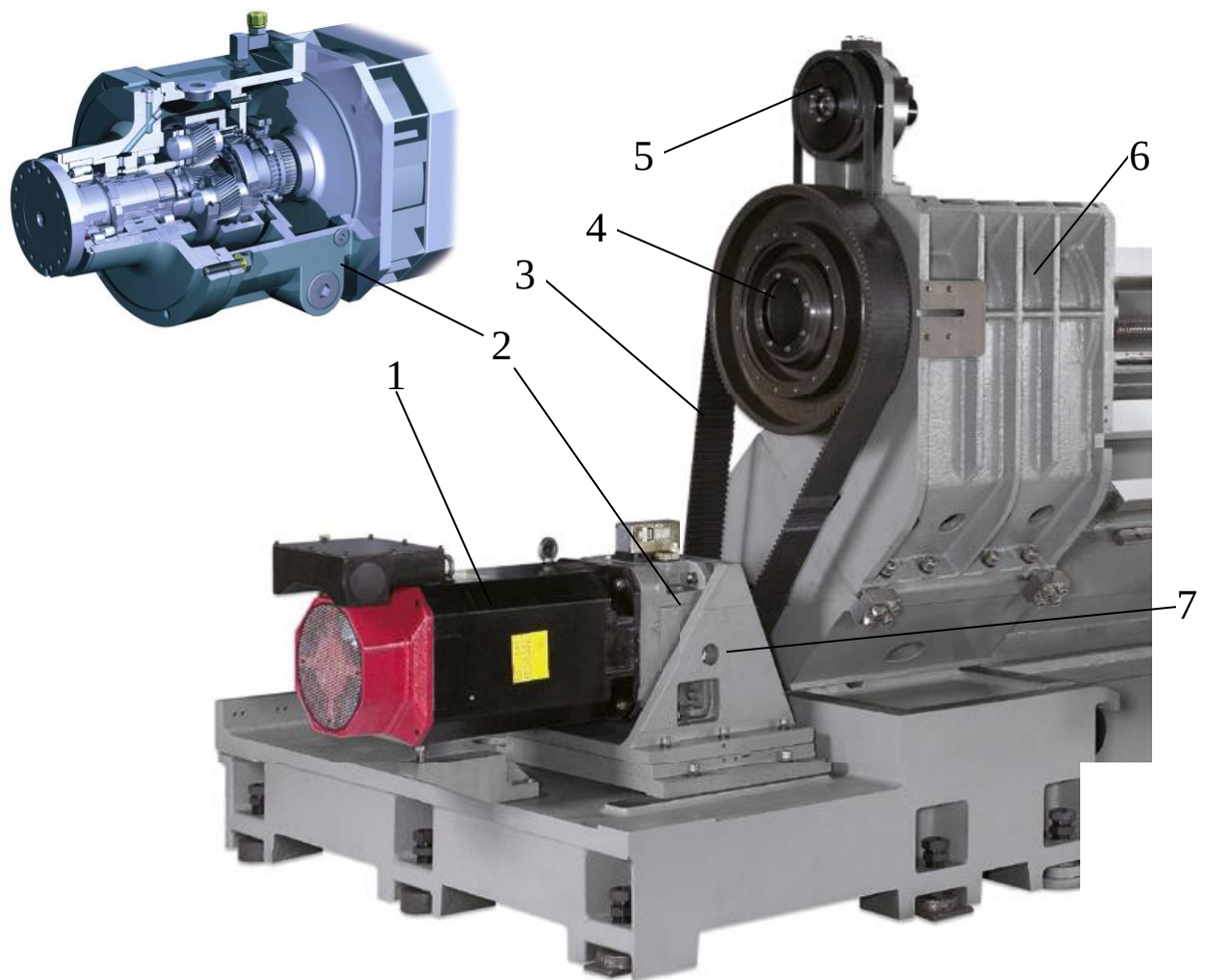


Рис. 1.4 - Привід головного руху з планетарною коробкою швидкостей: 1 – привідний двигун; 2 – планетарна коробка швидкостей; 3 – пасова передача; 4 – шпиндель; 5 – вимірювальна система; 6 – шпиндельна бабка; 7 – плита кріплення привідного двигуна з планетарною коробкою швидкостей.

1.2.4. Приводи головного руху токарних верстатів з ЧПК з вмонтованою розширювальною коробкою швидкостей в шпіндельну бабку

Вмонтовані в шпіндельну бабку розширювальні дво-, три-, чотириступеневі коробки швидкостей забезпечують діапазон регулювання швидкості на головному шпинделі набагато більшим, ніж відповідний діапазон регулювання двигуна [1, 2]. Перемикання передач може відбуватися гідравлічними, пневматичними, або електромеханічними приводами

На рис. 1.5 показаний привід з вмонтованою розширювальною коробкою швидкостей в шпіндельну бабку.

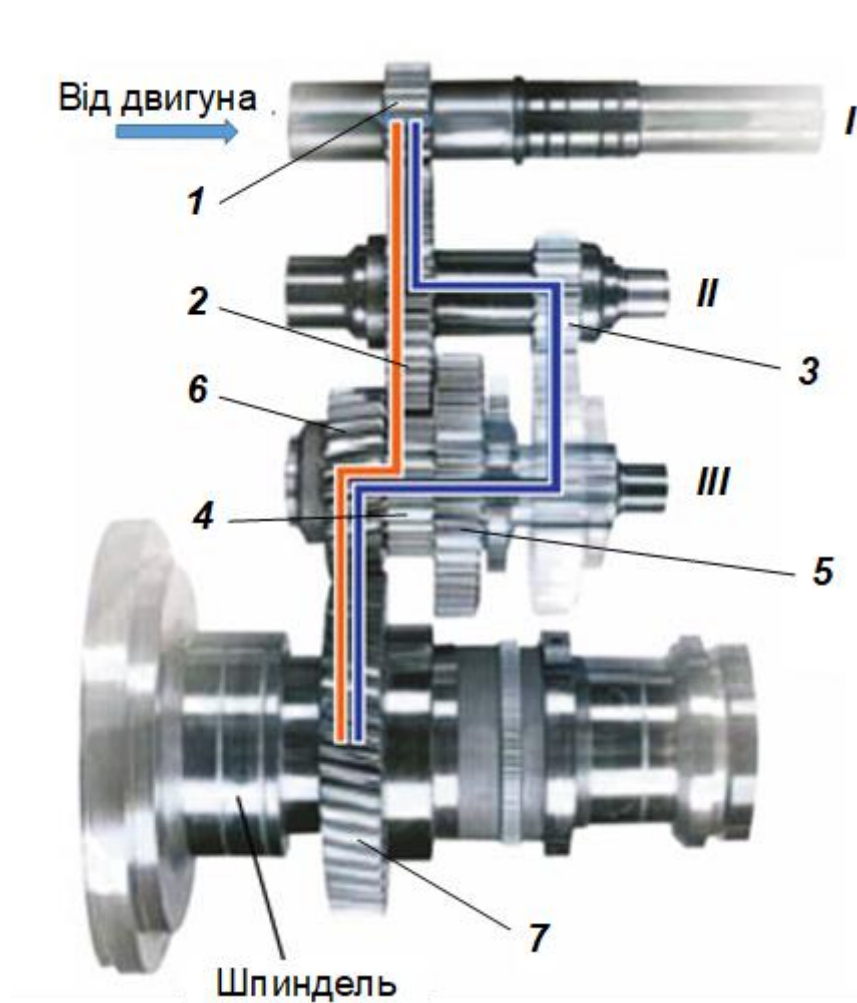


Рис. 1.5 - Привід головного руху з вмонтованою коробкою швидкостей у шпіндельну бабку

Коробка швидкостей – двошвидкісна, чотиривалова, вхідний вал I якої отримує обертання безпосередньо від регульованого електродвигуна. На валу III встановлено рухомий зубчатий блок із шестернями 4, 5, комбінація включення яких з зубчатими колесами 2 та 3 дозволяє отримати на шпинделі два діапазони частот обертання. Рух з валу I на вал II, на якому знаходяться зубчасті колеса 2, 3, передається через колеса 1 та 2. Рух з валу III на шпиндель здійснюється через пару зубчатих коліс 6 та 7.

Верстати з коробкою швидкостей, вмонтованою у шпиндельну бабку, забезпечують сприятливе (з точки зору деформації шпинделя) розташування привідного елемента поблизу передньої опори шпинделя [1, 2].

1.2.5. Приводи головного руху токарних верстатів з ЧПК у вигляді мотор-шпинделя

Привід головного руху токарних верстатів з ЧПК у вигляді мотор-шпинделя має компактну конструкцію та невелику масу (рис.1.6). При роботі такого приводу виділяється тепло, яке потрібно відводити від електродвигуна, вмонтованого у шпиндельну бабку. Габарити шпиндельної бабки в таких приводах будуть визначатися розмірами елементів привідного асинхронного чи синхронного двигуна [1, 2, 4, 5].

Мотор-шпинделі поставляються в комплекті з електронним перетворювачем частоти обертання та являють собою уніфіковані мехатронні пристрої. Їх застосування в якості приводу головного руху дозволяє зменшити втрати енергії, масу верстата, рівні вібрацій і шуму [1, 2, 4, 5].

Механічні передачі, наприклад у вигляді планетарного редуктора, які вмонтовуються у мотор-шпиндель і зв'язують вал електродвигуна з валом шпинделя, дозволяють забезпечити роботу в широкому діапазоні частот обертання, потужностей та крутних моментів. (рис. 1.7) [5].



Рис. 1.6 - Привід головного руху у вигляді мотор-шпинделя

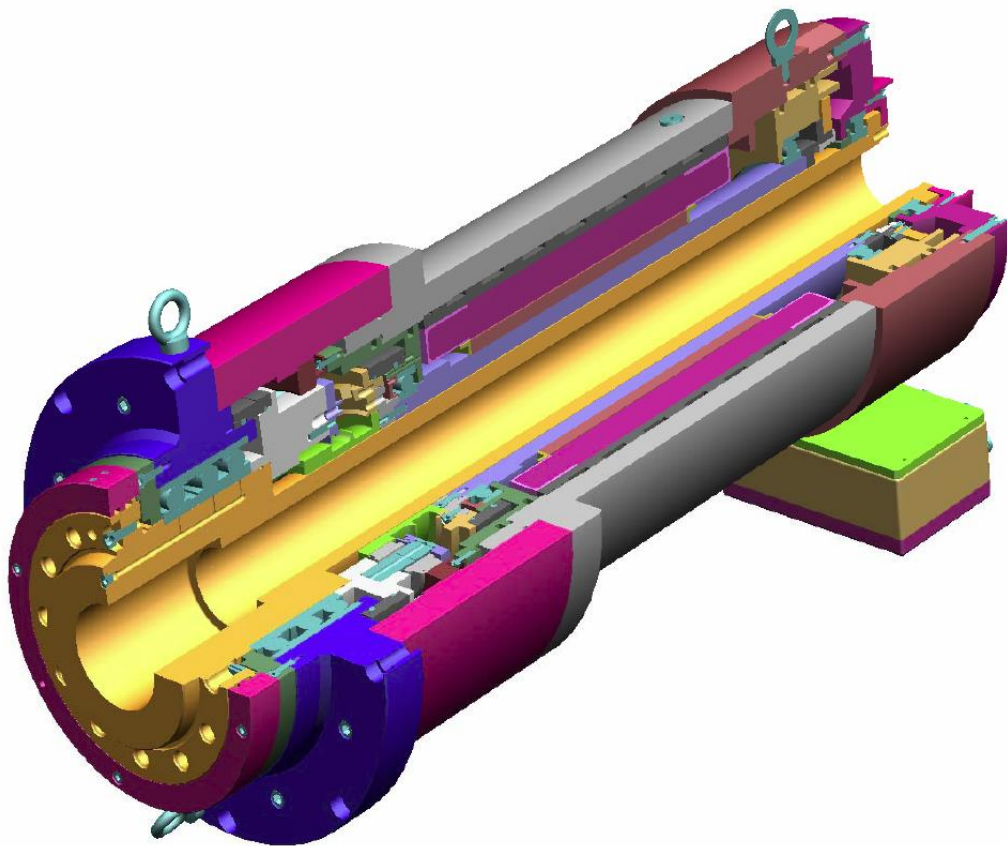


Рис. 1.7 - Привід головного руху у вигляді мотор-шпинделя з планетарною коробкою швидкостей

1.3. Огляд існуючих досліджень динамічних характеристик приводів головного руху

Дослідженню динамічних характеристик приводів головного руху присвячено цілий ряд наукових робіт вітчизняних і закордонних вчених.

Динаміка приводу металорізальних верстатів із урахуванням пружності зв'язків висвітлювалася в роботах Рівіна Е. І., Gegg В. С., Пуша В. Э., Кожевнікова С. М., Кедрова С. С., Brecher С., Орликова М. Л., Петракова Ю. В., Струтинського В. Б. та ін.

Методи математичного моделювання систем головного приводу дозволяють вирішити ряд завдань, пов'язаних з визначенням їх динамічних характеристик [6-12]:

- визначити власні частоти та форми коливань системи;
- у лінійному наближенні та побудувати АФЧХ;
- визначити характер і рівень коливань, що виникають у системі, з урахуванням нелінійності її показників;
- визначити параметри перехідних режимів при пуску та гальмуванні, збільшенні та зниженні навантаження з урахуванням властивостей приводного двигуна;
- визначити вищеперелічені характеристики при зміні конструктивних параметрів системи;
- знайти оптимальні параметри системи при заданих обмеженнях та критеріях оптимальності.

Майже у всіх наукових роботах привід головного руху описується коливальною системою з кількома ступенями вільності, що передає крутний момент від двигуна до шпинделя [6-12]. Спектр збурювальних впливів на привід дуже різноманітний – це можуть бути стаціонарні коливання, ступінчасті та імпульсні впливи. Незважаючи на застосування регульованих електродвигунів, головний привід часто містить ступінчасту коробку. Це призводить до того, що один і той же привід має кілька істотно різних динамічних характеристик, кожна для свого кінематичного ланцюга [6-12].

Як правило, типова розрахункова схема головного приводу являє собою ланцюгову або розгалужену крутильну систему [6-12], що складається з мас з моментами інерції I_k і пружних елементів з коефіцієнтами крутильної жорсткості k_{k-1} , k_k . У ролі пружних елементів виступають вали, з'єднання валів

зі маточинами зубчастих коліс і муфт, самі муфти, зубчасті та пасові передачі тощо. Всі перелічені елементи мають здатність розсіювати енергію коливань, демпфувати їх. Тому при проведенні динамічних розрахунків враховують коефіцієнти поглинання енергії коливань для таких елементів [6-12]. Розсіювання енергії в матеріалі деталей зазвичай не враховують через його невелику кількість [6-12].

Розрахункова схема включає також електромагнітний зв'язок між статором і ротором електродвигуна, що володіє властивостями пружності і демпфування [6-12]. Інерційні параметри, параметри жорсткості та демпфування побудованої динамічної моделі у багатьох роботах [6-12] приводяться до одного валу, як правило, валу двигуна. При приведенні використовують співвідношення, засновані на збереженні кінетичної та потенційної енергій вихідної і приведенної динамічних моделей.

На рис. 1.8 показана приведена до валу двигуна розрахункова схема приводу головного руху металорізального верстата.

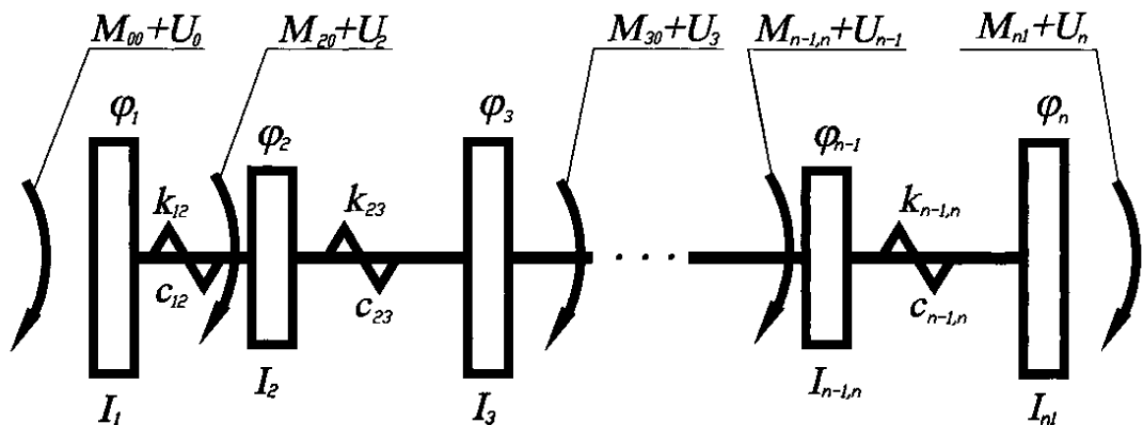


Рис. 1.8 - Типова динамічна модель приводу головного руху

На динамічній моделі приведені інерційні (моменти інерції I_k), пружні (коефіцієнти крутильної жорсткості k_{k-1} , k_{k0}) та демпфувальні (коефіцієнти демпфування c_{k-1} , c_{k0}) параметри системи відповідних ділянок приводу.

Рівняння руху системи зазвичай записують у відхиленнях $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_k$ мас приводу, зосереджених у вузлових точках від рівномірного обертання валу у матричній формі [6-12]:

$$I \ddot{\varphi} + c \dot{\varphi} + k \varphi = M(u, \dot{\varphi}) + U(u, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}), \quad (1.1)$$

де

$$I = \text{diag}(I_1, I_{21}, \dots, I_{\Pi}) \quad (1.2)$$

$$c = \begin{pmatrix} c_{12} & -c_{12} & 0 & \dots & 0 \\ -c_{12} & c_{12} + c_{23} & -c_{23} & \dots & 0 \\ 0 & -c_{23} & c_{23} + c_{24} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & c_{\Pi-1, \Pi} \end{pmatrix}; \quad (1.3)$$

$$k = \begin{pmatrix} k_{12} & -k_{12} & 0 & \dots & 0 \\ -k_{12} & k_{12} + k_{23} & -k_{23} & \dots & 0 \\ 0 & -k_{23} & k_{23} + k_{24} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & k_{\Pi-1, \Pi} \end{pmatrix}; \quad (1.4)$$

$$M = \begin{pmatrix} M_{D0}(u, \dot{\varphi}_1) \\ M_{10}(\dot{\varphi}_2) \\ \dots \\ M_{D0}(\dot{\varphi}_n) \end{pmatrix} \quad U = \begin{pmatrix} U_0(U \dot{\varphi}_1 \varphi_1) \\ U_1(\varphi_1 \dot{\varphi}_1 \ddot{\varphi}_2) \\ \dots \\ U_n(\varphi_n \dot{\varphi}_n \ddot{\varphi}_n) \end{pmatrix}; \quad (1.5)$$

$$\begin{aligned} U_0 &= M_{\text{ст}}(U, \dot{\varphi}_1, \varphi_1); \\ U_S &= -\tilde{I}_S(\varphi_S) \ddot{\varphi}_S + \tilde{M}_S(\varphi_S, \dot{\varphi}_S). \end{aligned} \quad (1.6)$$

В монографії [13] приведена математична модель динамічної системи привода деталі токарного верстата з ЧПК. Динамічна модель представлена у вигляді двомасової системи, маси якої, а саме, механічні системи двигуна та шпиндельного вузла вважаються механізмами з жорсткими ланками та одним ступенем вільності, що з'єднані пружною безінерційною ланкою, яка моделює пасову передачу. На динамічну систему привода діють обертовий момент електродвигуна і момент, який визначається силою різання. Рівняння руху механічних систем двигуна та шпиндельного вузла представлено у вигляді рівнянь Лагранжа другого роду. Для отримання повної системи рівнянь руху привода до цих рівнянь добавлено характеристику двигуна постійного струму.

У роботі [14] поданий аналітичний аналіз крутильних коливань приводу обертання шліфувального круга верстата мод. 3М151 при прийнятій методиці розрахунку власних частот і форм коливань і запропонованій методиці опису крутильної системи рівняннями простору станів, які дозволяють врахувати деформуючі властивості системи, динамічні властивості приводного руху та оцінити амплітуду вимушених коливань будь-якого елемента системи за її амплітудно-частотною характеристикою. У цьому дослідженні сформовано динамічну модель приводу у вигляді простого еквівалентного валу, приведенного до валу ротора електродвигуна для визначення власних частот крутильних коливань. Виведені рівняння руху чотиримасової динамічної моделі, які записані у матричній формі, та при заданих вихідних параметрах отримано власні частоти крутильних коливань.

Проведено дослідження крутильних коливань системи приводу при його описі диференціальними рівняннями простору станів. При цьому в математичній моделі враховано в'язке демпфування в пасовій передачі, а також силове навантаження, викликане активним крутним моментом асинхронного двигуна та моментом сил опору, викликаним силами різання при шліфуванні.

Частотные характеристики крутильной системы привода вращения шлифовального станка 3М151. За результатами моделювання отримані частотні характеристики крутильної системи приводу обертання шліфувального верстата мод. 3М151.

Зроблені висновки про те, що дослідження крутильних коливань за допомогою опису крутильної системи рівняннями в просторі станів, на відміну від відомої методики визначення власних частот коливань, дозволяє врахувати як динамічні властивості двигуна (без спотворення їх спрощеннями), так і демпфувальні властивості системи.

У дослідженні [15] складена тринадцятимасова рядна схема головного приводу карусельних верстатів для обробки залізничних коліс, яка еквівалентно замінена тримасовою пружною розрахунковою схемою з двома ступенями вільності. Визначені власні та парціальні частоти коливань, коефіцієнти зв'язку

і зв'язаності, форми коливань та узагальнений параметр. Форми коливань такі, що мають значну амплітуду на планшайбі і посилюють нерівномірність її руху, що може впливати негативно на якість обробки та різальний інструмент. Наведені експериментальні дані крутильних коливань приводу планшайби. Встановлено, що частоти збудження знаходяться поза межами власних частот системи, тому резонансні і внутрішні посилення коливань не відбувається.

Робота [16] присвячена визначенню умови створення динамічного перевантаження приводу головного руху колесообробного верстата в різних нестационарних режимах експлуатації. Створено динамічну розрахункову багатомасову ланцюгову пружну модель з подальшим математичним моделюванням її навантаження зовнішніми силовими факторами, значення яких були отримані аналітичними й експериментальними методами. При аналітичному визначенні моментів сили різання за одночасного врізання інструментів враховано зміни кінематичних параметрів режиму різання. За допомогою методу розрахунку й експериментальних досліджень встановлене суттєве динамічне перевантаження приводу верстата в режимі реостатного пуску електродвигуном постійного струму. За допомогою складених і розв'язаних моделей визначене навантаження зв'язків та з'ясовані теоретичні умови зниження навантаження в приводі.

У книзі [17] приведені спектральні характеристики стохастичних динамічних ударних навантажень в ланцюговій крутильній системі привода головного руху токарного верстата. Прийнята схема суперпозиції неперервних і розривних випадкових процесів враховуючи значну складність динамічної системи при математичному моделюванні. Проведено кількісний аналіз окремо дії найбільш суттєвих (імпульсних) навантажень в зубчастих передачах та оцінено їх сумарний вплив на зміну кінематичних та динамічних параметрів привода головного руху. Динамічна система привода представлена як ланцюгова система, на яку діють імпульсні навантаження в різних точках по довжині ланцюга. Навантаження виникають хаотично в залежності від взаємного положення зубчастих коліс і визначаються закономірностями

випадкового характеру. Для визначення динамічних навантажень проведено теоретичний аналіз параметрів стохастичних ударних навантажень. Розроблена нелінійна математична модель для визначення параметрів імпульсних навантажень в коробці швидкостей верстата.

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

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Приведена узагальнена структура приводу головного руху металорізального верстата включає привідний двигун, коробку швидкостей, з'єднання двигуна з коробкою швидкостей, з'єднання коробки швидкостей зі шпиндельною бабкою. В залежності від призначення верстата, його загального компоновання та системи управління ті чи інші елементи приводу можуть бути відсутні.

2. На основі аналізу конструкцій приводів головного руху токарних верстатів з ЧПК запропонована їх класифікація за наступними ознаками: число діапазонів регулювання механічних передач; компоновка приводу; тип привідного елемента, що передає обертання шпинделю; система автоматичного перемикання передач.

3. Приведені конструкції, область застосування, переваги та недоліки прямих приводів головного руху з пасовою передачею, з планетарною коробкою швидкостей та пасовою передачею, з вмонтованою розширювальною коробкою швидкостей в шпиндельну бабку, а також приводів головного руху у вигляді мотор-шпинделя.

4. Проведений аналіз багатьох робіт (монографії, підручники і статті) в області досліджень динамічних характеристик приводів головного руху показав, що передумовою для аналізу руху є складання приведеної розрахункової ланцюгової схеми приводу.

5. На основі проведеного аналізу багатьох робіт можна стверджувати, що методики розрахунків вимушених і вільних коливань приводів верстатів мають

загальний характер. Їх розробляли для верстатів із широким діапазоном забезпечення режимів обробки.

6. Ряд робіт присвячений питанням моделювання рівнянь динаміки технологічних машин, у тому числі металорізальних верстатів, у режимі нестационарного навантаження і проблемам демпфування коливань.

7. Аналіз робіт показав, що методи математичного моделювання систем головного приводу дозволяють вирішити ряд завдань, пов'язаних з визначенням таких динамічних характеристик: власних частот та форм коливань системи; побудові АФЧХ; характер і рівень коливань, що виникають у системі, з урахуванням нелінійності її показників; параметри перехідних режимів при пуску та гальмуванні, збільшенні та зниженні навантаження з урахуванням властивостей приводного двигуна.

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

Метою даного дослідження є розроблення енергоефективного прямого приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК та дослідження динамічних властивостей його пружної системи в перехідних процесах.

Об'єкт дослідження – пружна система енергоефективного прямого приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК.

Предмет дослідження – власні частоти та форм коливань пружної системи прямого приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК та параметри його перехідних режимів при пуску з урахуванням властивостей приводного двигуна.

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

1. Привести узагальнену структуру приводу головного руху токарних верстатів з ЧПК.

2. На основі аналізу конструкцій приводів головного руху токарних верстатів з ЧПК провести їх класифікацію за різними ознаками.

3. Провести аналіз відомих конструкцій прямих приводів головного руху, приводів головного руху з планетарною коробкою швидкостей та пасовою передачею, приводів головного руху з вмонтованою розширювальною коробкою швидкостей в шпиндельну бабку, а також приводів головного руху у вигляді мотор-шпинделя токарних верстатів з ЧПК.

4. Провести аналіз наукових досліджень і розробок в області досліджень динамічних характеристик приводів головного руху.

5. Розробити конструкцію енергоефективного прямого приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК.

6. Провести розрахунок кінематичних і силових характеристик прямого приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК.

7. Провести розрахунки елементів прямого приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК. Розробити конструкцію шпиндельного вузла та провести його розрахунки на жорсткість.

8. На основі конструкції прямого приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК розробити його динамічну модель та визначити її параметри.

10. Розробити математичні моделі для визначення власних частот та форм коливань пружної системи приводу та параметрів його перехідних режимів при пуску з урахуванням властивостей приводного двигуна.

11. Визначити власні частоти та форми коливань пружної системи приводу та провести моделювання його перехідних режимів при пуску з урахуванням властивостей приводного двигуна.

2. ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Модернізований привод головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК

До модернізації привод головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК мод. 1В340Ф30 включав двошвидкісний електродвигун потужністю $N=6,0/6,2$ кВт та частотою обертання $n=960/1440$ хв⁻¹), який через зубчасту пасову передачу, автоматичну коробку швидкостей, що забезпечує шість частот обертання, і ще одну зубчасту пасову передачу передавав рух на шпиндель. За рахунок двошвидкісного електродвигуна та попарного перемикання електромагнітних муфт в автоматичній коробці швидкостей шпиндель отримував 12 частот обертання.

Модернізований привод головного руху виконаний у вигляді прямого приводу, який містить електродвигун постійного струму та поліклінопасову передачу (рис. 2.1). Технологічні можливості такого приводу визначаються силовими характеристиками самого електродвигуна.

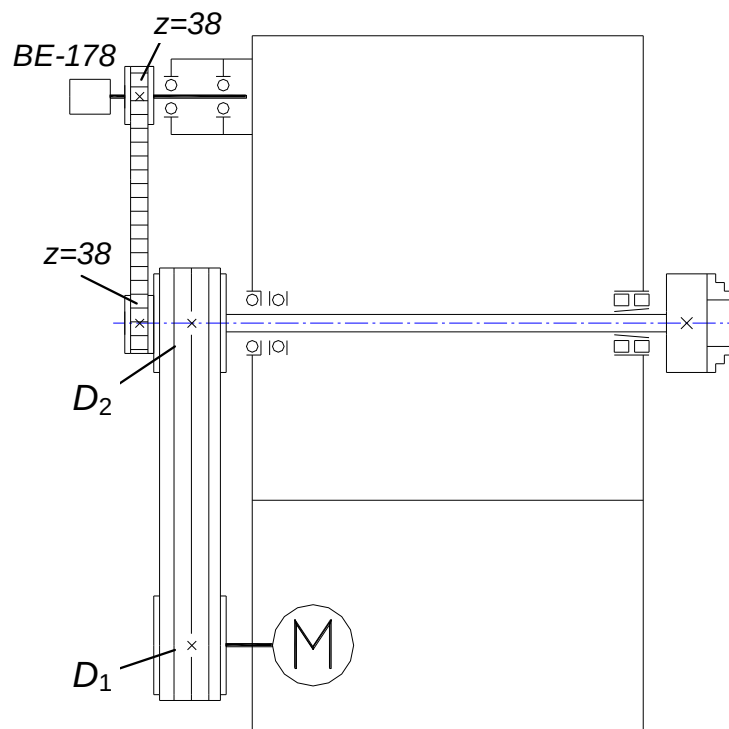


Рис. 2.1 - Модернізований привод головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК мод. 1В340Ф30

Шпиндель, який встановлений на двох опорах, отримує обертання від електродвигуна постійного струму М1, через поліклінопасову передачу з діаметрами шківів D_1 та D_2 . Контроль положення шпинделя здійснюється оптичним датчиком ВЕ-178, рух на який від шпинделя передається через зубчасту пасову передачу з числом зубів $z_1=z_2=38$.

2.2. Розрахунок і вибір основних технічних характеристик приводу головного руху

2.2.1. Розрахунок і обґрунтування і кінематичних характеристик

Для токарно-револьверного верстата з ЧПК мод. 1В340Ф30 по заданому $D_{\max}=200$ мм при обробці штучних заготовок визначається мінімальний діаметр оброблюваного виробу за залежністю [18]:

$$D_{\min} = 0,25 \times D_{\max} = 50 \text{ мм} \quad (2.1)$$

Найбільш економічними для обробки на токарно-револьверному верстаті з ЧПК мод. 1В340Ф30 верстаті будуть вироби, діаметри яких знаходяться між знайденими $D_{\max}$ і $D_{\min}$.

Максимальна глибина різання визначається за залежністю [18]:

$$t_{\max} = C_t \times (D_{\max})^{1/3} = 0,7 \times 200^{1/3} = 4 \text{ мм}, \quad (2.2)$$

де C_t - коефіцієнт, залежний від оброблюваного виробу ($C_t \approx 0,7$).

Мінімальна глибина різання вибираємо із умов чистової обробки [19] і приймемо $t_{\min} = 0,1$ мм.

Максимальна подача при точінні визначається по формулі [19]:

$$S_{\max} = 0,17(D_{\max})^{1/3} + 0,15(t_{\max} - 2) \quad (2.3)$$

Підставивши значення у (2.3) отримаємо

$$S_{\max} = 0,17 \times 200^{1/3} + 0,15(4 - 2) = 1,27 \text{ мм/об.}$$

Мінімальна подача $S_{\min}$ визначається виходячи з вимог до шорсткості поверхні, що досягається після чистової обробки, і приймається рівною подачі для $Ra=2,5 \dots 1,25$. Приймаємо $S_{\min}=0,05$ мм/об.

Визначаємо швидкість різання за залежністю [19]:

$$V = C_v / (T^m \times t^{X_v} \times S^{Y_v} (HB/200)^n), \text{ м/хв}, \quad (2.4)$$

де C_v - коефіцієнт, що враховує матеріал і геометрію різальної частини різця, вид обробки і оброблюваний матеріал;

T - стійкість різця, хв;

m, n, X_v, Y_v – показники степеня;

HB – твердість оброблюваного матеріалу.

Найбільша швидкість різання буде при знятті стружки з найменшою глибиною різання та найменшою подачею і при обробці найбільш м'якого матеріалу найбільш продуктивними різцями (тобто найбільшим C_v). Для пластинок з твердого сплаву при з охолодженням [19]: $C_v=257$; $T=120$ хв.; $m=0,125$; $X_v=0,18$; $Y_v=0,35$.

За (2.4) максимальна швидкість різання буде

$$V_{\max} = 257 / (120^{0,125} \times 0,1^{0,18} \times 0,05^{0,35} (200/200)^1) = 611 \text{ м/хв},$$

Допустима швидкість різання $V_{\text{доп}}$ обмежується коловою швидкістю в зубчатих передачах і підшипниках.

Знаходимо максимальну $n_{\max}$ і мінімальну $n_{\min}$ частоти обертання припускаючи, що з найбільшою швидкістю різання обробляються вироби найменших діаметрів, а з найменшою – найбільших.

$$n_{\max} = 1000 \times V_{\max} / \pi D_{\min} = 1000 \times 611 / \pi \times 50 = 3890 \text{ хв}^{-1}, \quad (2.5)$$

Приймаємо $n_{\max}=3500 \text{ хв}^{-1}$, та $n_{\min}=10 \text{ хв}^{-1}$ (з врахуванням нарізання різьби мітчиками і плашками).

Діапазон регулювання приводу:

$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{3500}{10} = 550. \quad (2.6)$$

Орієнтуючись на верстати-аналоги у першому наближенні вибираємо електродвигун постійного струму з максимальною частотою обертання $n_{\text{отм}}=4500 \text{ хв}^{-1}$ та номінальною частотою обертання $n_{\text{ном}}=1000 \text{ хв}^{-1}$.

Діапазон регулювання двигуна при постійній потужності:

$$R_{д.р} = \frac{n_{\partial max}}{n_{\partial nom}} = \frac{4500}{1000} = 4,5. \quad (2.7)$$

Передавальне відношення приводу

$$i = \frac{n_{max}}{n_{\partial max}} = \frac{3500}{4500} = 0,778. \quad (2.8)$$

2.2.2. Визначення навантажень на привод та потужності електродвигуна

Для головних приводів токарних верстатів номінальний розрахунковий крутний момент на шпинделі $M_{н.р.}$ [18, 19]:

$$M_{н.р.} = C_1 \cdot C_2 \cdot D_{max}; \quad (2.9)$$

де C_1 – коефіцієнт, що враховує силу різання;

C_2 – коефіцієнт, що враховує коливання сили різання і залежить від типу з'єднання приводу зі шпинделем або шпиндельною бабкою;

D_{max} – найбільший діаметр оброблюваної на верстаті заготовки, мм.

Для верстатів з ЧПУ його значення C_1 необхідно помножити на 1,2-1,25, тобто $C_1 = 1250 \cdot 1,25 = 1562,5$; $C_2 = 1$;

Підставивши значення у (2.7) отримаємо:

$$M_{н.р.} = 1562,5 \cdot 1 \cdot 0,2 = 312 \text{ Нм}$$

Ефективна потужність приводу визначається по формулі:

$$P_{эф} = \frac{P_z \cdot V}{60 \cdot 1020}, \quad (2.10)$$

де P_z – сила різання, яка визначається за формулою:

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_p. \quad (2.11)$$

Підставивши значення у формулу $V = 100$ м/хв; $t = 4$ мм, $S = 1,27$ мм/б.
 $C_p = 300$, $x = 1,0$, $y = 0,75$, $n = -0,15$, $K_p = 1$ отримаємо

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 4^{1,0} \cdot 1,27^{0,75} \cdot 120^{-0,15} \cdot 1 = 7000 \text{ Н.}$$

Тоді за залежністю (2.10) отримаємо:

$$P_{ef} = \frac{7000 \cdot 120}{60 \cdot 1020} = 13,7 \text{ кВт.}$$

Втрати потужності в механічній частині можна розділити на постійні і навантажувальні. Втрати, обумовлені тертям в підшипниках, передачах, перемішуванні мастила при холостому обертанні приводу, називаються постійними.

Постійні втрати потужності на шпинделі визначаються сумуванням втрат в поліклінопасовій передачі та підшипниках шпинделя.

Постійні втрати потужності в пасовій передачі визначається за формулою [19]:

$$\Delta P_{x,p} = C_p \cdot z \cdot V_p \left(\frac{1}{D_1^2} + \frac{1}{D_2^2} \right), \quad (2.12)$$

де z - число пасів, $z = 1$ для поліклінової передачі;

D_1, D_2 - діаметр ведучого і веденого шківів, см;

V_p - швидкість паса, м/с;

C_p - коефіцієнт, що враховує тип паса, що визначається за залежністю:

$$C_p = k_1 + k_2 \cdot V_p, \quad (2.13)$$

де k_1, k_2 – коефіцієнти, які для поліклінових пасів рівні: $k_1=2,15$; $k_2=0,008$.

Підставивши значення у (2.9) отримаємо:

$$C_p = 2,15 + 0,008 \cdot 32,7 = 2,4.$$

В більшості випадків діаметр ведучого шківа пасової передачі вибирають за стандартом залежно від вибраного типу перерізу паса. Для поліклінопасової передачі вибираємо $D_1=165$ мм. Тоді діаметр веденого шківа поліклінопасової передачі буде рівним

$$D_2 = \frac{D_1 \eta}{i} = \frac{165 \cdot 0,985}{0,778} = 208 \text{ мм.} \quad (2.14)$$

Приймаємо діаметр веденого шківа $D_2=210$ мм.

Підставивши значення у (2.12) отримаємо:

$$\Delta P_{x.p} = 2,4 \cdot 1 \cdot 32,7 \cdot \left(\frac{1}{(16,5)^2} + \frac{1}{21^2} \right) = 0,47 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт корисної дії механічної частини приводу можна визначити із залежності [20]:

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_{\Pi}^{\gamma}, \quad (2.15)$$

де $\eta_p \cdot \eta_{\Pi}$ – середнє значення ККД відповідно пасової передачі та підшипника;

γ – число підшипників кочення в механічній частині приводу.

Підставивши значення у (2.15) отримаємо:

$$\eta = 0,98^1 \cdot 0,99^3 = 0,95.$$

Визначаємо потужність на валу двигуна:

$$P_{\text{д}} = \frac{P_{\text{ef}}}{\eta} = \frac{13,7}{0,95} = 14,4 \text{ кВт.} \quad (2.16)$$

Визначаємо потужність електродвигуна з врахуванням постійних втрат потужності в пасовій передачі:

$$P_{\text{д max}} = P_{\text{д}} + P_{x.p.} = 14,4 + 0,47 = 14,87 \text{ кВт.}$$

По визначеній потужності вибираємо електродвигун постійного струму серії МР-132 LA. Його номінальна потужність складає $N_{\text{д}}=15$ кВт та максимальна частота обертання $n_{\text{max}}=4500$ об/хв.

2.3. Вибір та розрахунок параметрів поліклінопасової передачі

Полікліновий пас включає в себе декілька робочих поверхонь трикутної форми, що дозволяє рівномірно розподілити навантаження між ними. Невелика висота і кордшнур з хімічного волокна дозволяє їх використовувати на шківках малого діаметру і при швидкості до 40 м/с. [20].

Визначаємо переріз пасу на валу двигуна. Крутний момент на валу двигуна

$$M = 9740 \frac{N}{n_{nom}}, \quad (2.17)$$

де N – потужність, що передається пасом, кВт;

n_{nom} – номінальна частота обертання вала двигуна, до якої відбувається регулювання двигуна з постійним моментом, хв⁻¹.

$$M = 9740 \cdot \frac{15}{1000} = 146 \text{ Нм.}$$

Отже, приймаємо переріз паса L , який має наступні параметри (рис.2.2):
 $H = 9,5$ мм; $t = 4,8$ мм; $h = 4,85$ мм; $r_1 = 0,2$ мм; $r_2 = 0,7$ мм [20].

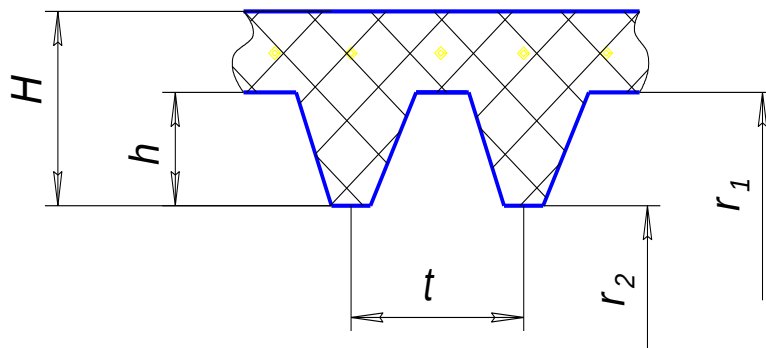


Рис. 2.2 - Параметри поліклінового паса

Для поліклінопасової передачі вибрано діаметр ведучого шківa $D_1=165$ мм та за формулою (2.14) визначено діаметр веденого шківa $D_2=210$ мм.

Приймаємо міжосьову віддаль виходячи з розміщення приводного двигуна і шпинделя в шпиндельній бабці $a = 612$ мм.

Визначаємо розрахункову довжину паса [20]:

$$L_p = 2a + 1,57(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)}{4a}. \quad (2.18)$$

Підставивши значення у формулу (2.18), отримаємо

$$L_p = 2 \cdot 612 + 1,57(165 + 210) + \frac{(210 - 165)}{4 \cdot 612} = 1813 \text{ мм.}$$

Приймаємо найближче стандартне значення довжину паса $L = 1800$ мм.

Уточнюємо міжосьову віддаль по прийнятій довжині паса [20]:

$$a = 0,25 \left[\left(L - \frac{D_2 + D_1}{2} \pi \right) + \sqrt{\left(L - \frac{D_2 + D_1}{2} \pi \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right)^2} \right]. \quad (2.19)$$

Підставивши значення у формулу (2.19), отримаємо

$$a = 0,25 \left[\left(1800 - \frac{210 + 165}{2} \pi \right) + \sqrt{\left(1800 - \frac{210 + 165}{2} \pi \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{210 - 165}{2} \right)^2} \right] = 610 \text{ мм}$$

Визначаємо кут охоплення ведучого шківів D_1 :

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D_2 - D_1}{a} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{210 - 165}{610} = 175,6^\circ. \quad (2.20)$$

Визначаємо максимальну швидкість пасу:

$$V_{max} = \frac{\pi D_1 n_{max}}{60000} = \frac{3,14 \cdot 165 \cdot 4500}{60000} = 38,8 \text{ м/с}. \quad (2.21)$$

Визначаємо номінальну швидкість пасу:

$$V_{nom} = \frac{\pi D_1 n_{nom}}{60000} = \frac{3,14 \cdot 165 \cdot 1000}{60000} = 8,64 \text{ м/с}. \quad (2.22)$$

Визначаємо коефіцієнти [20]:

- кута охоплення – $C_\alpha = 0,97$;
- режиму роботи – $C_p = 0,8$;
- швидкості – $C_v = 1,04 - 0,0004 \cdot V^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot (38,8)^2 = 0,44$;

Визначаємо найменшу міжосьову віддаль, необхідну для надягання пасу:

$$a_{min} = a - 0,01L = 610 - 0,01 \cdot 1800 = 592 \text{ мм}. \quad (2.23)$$

Визначаємо найбільшу міжосьову віддаль, необхідну для витягування пасу:

$$a_{max} = a + 0,02L = 610 + 0,02 \cdot 1800 = 646 \text{ мм}. \quad (2.24)$$

Приймаємо коефіцієнт довжини паса $C_L = 1$.

Число ребер поліклинового паса [20]:

$$z = \frac{10 \cdot F}{[F]_{10}}, \quad (2.25)$$

де $[F]_{10}$ - допустима колова сила для передачі поліклиновим пасом;

F - колова сила.

Допустима колова сила для передачі поліклиновим пасом:

$$[F]_{10} = F_{10} \cdot C_{\alpha} \cdot C_L \cdot C_p, \quad (2.26)$$

де $F_{01}=1190$ Н – допустима колова сила для передачі поліклиновим пасом з десятима ребрами при передавальному відношенні $i=1$, куті охоплення ведучого шківа $\alpha_1=180^\circ$, еталонній довжині L_0 , роботі в одну зміну з постійним навантаженням.

Підставивши значення у (2.26) отримаємо

$$[F]_{10} = 1190 \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 0,8 = 923 \text{ Н.}$$

Колова сила, що передається пасом (по номінальній потужності)

$$F = \frac{1020 \cdot N_n}{V_{nom}} = \frac{1020 \cdot 15}{8,64} = 1771 \text{ Н.} \quad (2.27)$$

Підставивши значення у (2.27) отримаємо число ребер поліклинового пасу:

$$z = \frac{10 \cdot 1771}{923} = 18,4.$$

Приймаємо число ребер поліклинового пасу $z = 18$

Визначаємо ширину шківа

$$B = (z - 1) \cdot t + 2f = (18 - 1) \cdot 4,8 + 2 \cdot 5 = 92 \text{ мм}, \quad (2.28)$$

де $f = 5$ мм – довжина вільної частини шківа.

Робочий ресурс поліклинопасової передачі:

$$H_0 = N_{oi} \frac{L}{\pi D_1 n_{nom}} = 5,7 \cdot 10^6 \frac{1800}{3,14 \cdot 165 \cdot 1000} = 19803 \text{ год.} \quad (2.29)$$

2.4. Конструкція та розрахунок шпиндельного вузла приводу головного руху

2.4.1. Компонувальна схема шпиндельного вузла та вибір опор

Компонувальна схема шпиндельного вузла (рис. 2.3) вибрана по

максимальній частоті обертання та потужності, яка передається.

Для сприйняття радіального навантаження вона передбачає встановлення радіального двохрядного роликового підшипника з короткими циліндричними роликами серії 3182100K у передній опорі та радіально-упорного кулькового підшипника серії 36100K в задній опорі. Для сприйняття осьового навантаження служить кульковий упорний підшипник серії 8100, який встановлений у задній опорі.

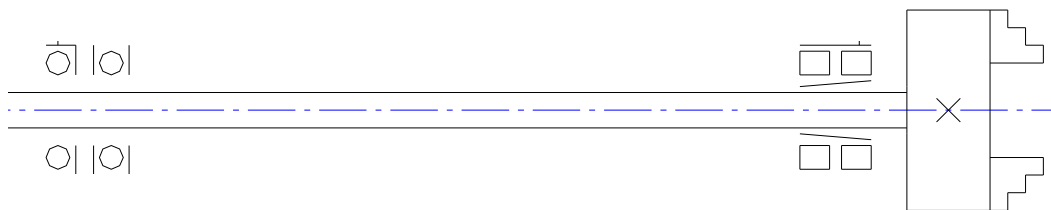


Рис. 2.3 - Компонувальна схема шпиндельного вузла

Вибираємо передній кінець шпинделя (рис.2.4), який служить для базування і закріплення затискного патрона і виконаний фланцевим під поворотну шайбу.

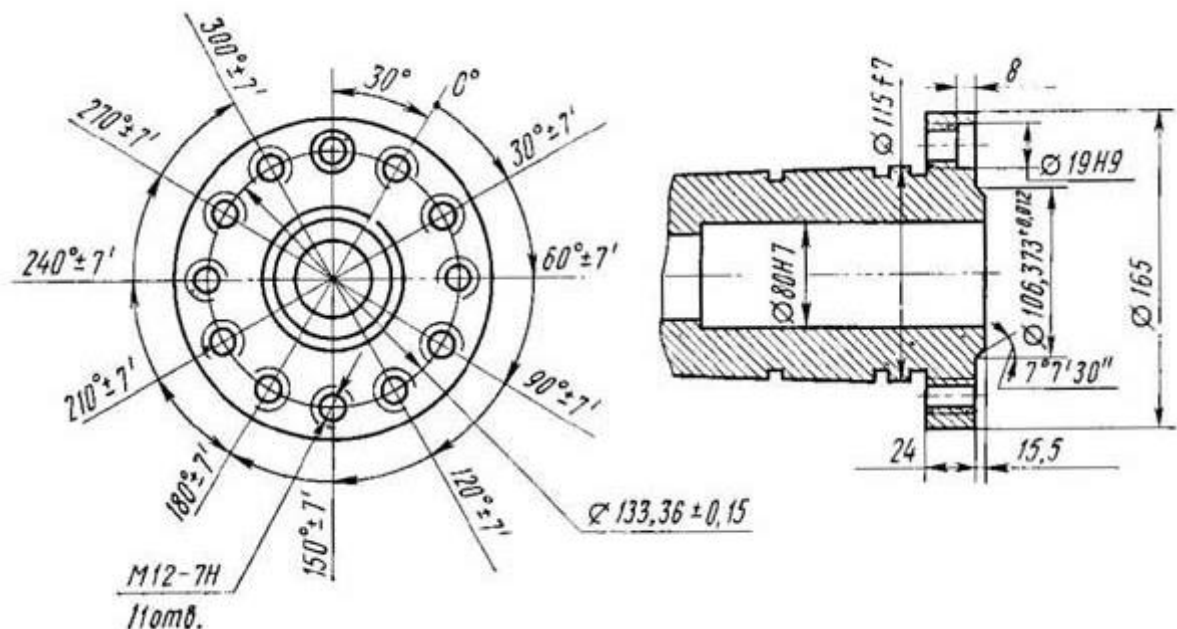


Рис. 2.4 - Фланцевий передній кінець шпинделя під поворотну шайбу

Виходячи із розмірів переднього кінця шпинделя приймаємо діаметр шийки шпинделя під передню опору 110 мм (рис.2.4). Згідно [18] виберемо

підшипник передньої опори роликовий радіальний марки 3182122К (рис.2.5,а). Діаметр шийки шпинделя під задню опору приймемо рівним 85 мм. Тоді для задньої опори виберемо підшипник радіально-упорний марки 36117К [18] (рис. 2.5,б) та упорний підшипник марки 8117.

Характеристики підшипників передньої та задньої опор приведені в табл.2.1.

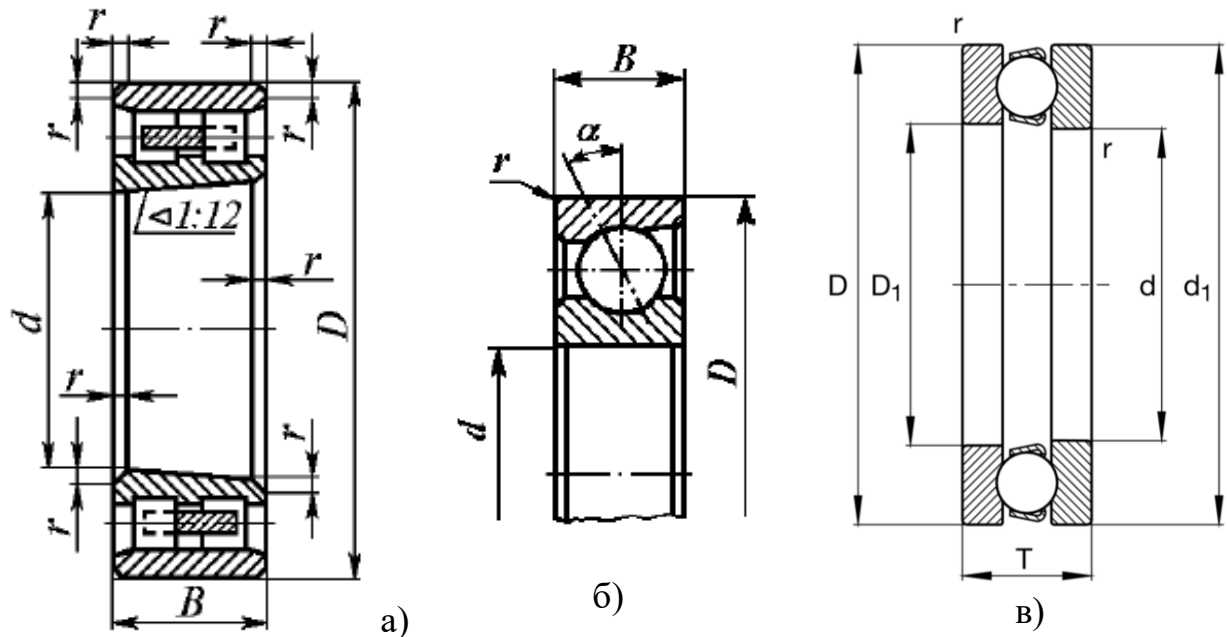


Рис. 2.5 - Підшипники шпиндельного вузла:

а) передньої опори радіальний; б) задньої опори радіально-упорний;
в) задньої опори упорний

Таблиця 2.1 - Характеристики підшипників опор шпинделя

№п/п	Характеристика підшипника	Позначення	Значення		
			3182122К	36117К	8117
1.	Внутрішній діаметр	d, мм	110	85	85
2.	Зовнішній діаметр	D, мм	180	130	110
3.	Ширина підшипника	B (T), мм	45	22	19
4.	Динамічна вантажопідйомність	C_{dyn} , кН	196	47,5	45,5
5.	Статична вантажопідйомність	C_0 , кН	190	46,5	134
6.	Максимальна частота обертання	n, хв ⁻¹	3600	8500	4500

Продовження табл. 2.1.

7.	Сила натягу:				
	– легкий натяг	$F_{VL}, \text{ Н}$	регул.	310	-
	– середній натяг	$F_{VM}, \text{ Н}$		930	
9.	Кут контакту	$\alpha, \text{ град}$	-	15	-

2.4.2. Розрахунок радіальної жорсткості опор шпиндельного вузла

Радіальна податливість роликового двохрядного підшипника визначається за залежністю [18]:

$$k_1 = 28 \cdot 10^{-3} \frac{1}{z l_p} \left(\lg 15,2 \cdot 10^5 \cdot d_p \cdot l_p \frac{z}{F} - 0,4343 \right), \quad (2.30)$$

де z - число роликів;

d_p, l_p - діаметр та довжина ролика відповідно;

F - радіальне навантаження на підшипник.

Радіальна податливість кулькового радіально-упорного підшипника визначається за залежністю [18]:

$$k_2 = 186,7 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{\frac{100}{F z^2 d_u \cos^2 \alpha}}, \quad (2.31)$$

де z - число кульок;

d_u - діаметр кульки;

F - радіальне навантаження на підшипник;

α - кут контакту, град.

На основі даних залежностей у [18] побудовані графіки залежності радіальної жорсткості від діаметрів внутрішнього кільця підшипників.

У відповідності до графічної залежності [18] для роликового двохрядного підшипника з діаметром внутрішнього кільця 110 мм його радіальна жорсткість становить $C_B = 1400 \text{ Н/мкм}$. Відповідно радіальна податливість $k_B = 1/1400 = 7,14 \cdot 10^{-4} \text{ мкм/Н}$.

Для діаметра внутрішнього кільця кулькового радіально-упорного підшипника 85 підшипника у відповідності до графічної залежності [18] його радіальна жорсткість становить $C_C = 130 \text{ Н/мкм}$. Відповідно радіальна податливість $k_C = 1/130 = 7,7 \cdot 10^{-3} \text{ мкм/Н}$.

Для діаметра внутрішнього кільця кулькового упорного підшипника 85 мм у відповідності до графічної залежності [18] його осьова жорсткість становить $C_{oD} = 550 \text{ Н/мкм}$.

Поворотна жорсткість кулькового упорного підшипника визначиться за залежністю

$$C_{nD} = C_{oD} \cdot r^2 = 550000 \cdot (48,5)^2 = 13 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 13 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мкм}, \quad (2.33)$$

де r - радіус розташування центрів кульок відносно осі підшипника.

Поворотна податливість кулькового упорного підшипника

$$k_{nD} = 7,6 \cdot 10^{-7} \text{ 1/Н} \cdot \text{мкм}.$$

2.4.3. Розрахунок радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла

У відповідності до розробленої конструкції шпиндельного вузла він являє собою один раз статично невизначену балку. Розрахункова схема шпиндельного вузла, як статично невизначеної системи приведена на рис. 2.6. Вихідні дані для розрахунку приведені у таблиці 2.2.

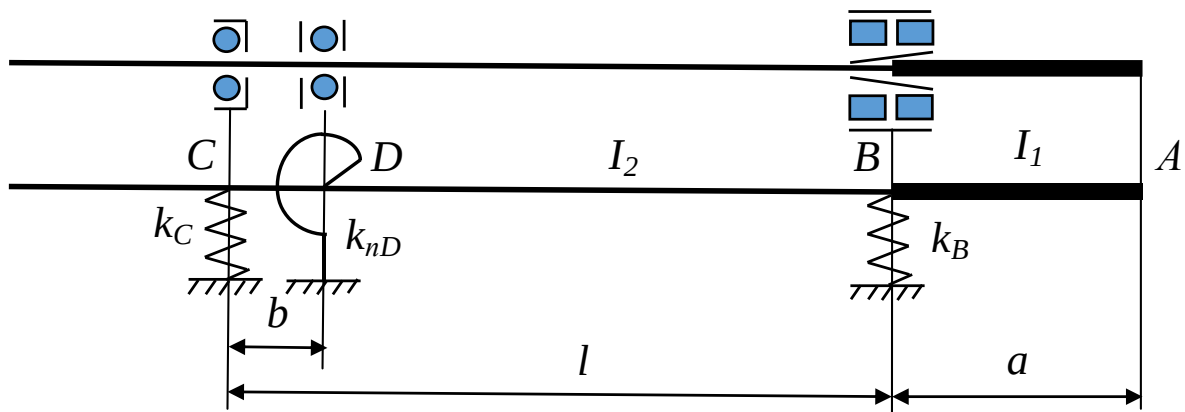


Рис. 2.6 - Розрахункова схема шпиндельного вузла, як статично невизначеної системи

Таблиця 2.2 - Вихідні дані для розрахунку жорсткості

№п/п	Назва величини	Позначення, одиниці вимірювання	Числове значення
1.	Момент інерції перерізу в міжопорній частині шпинделя	$I_2, \text{мм}^4$	3728259
2.	Момент інерції перерізу переднього кінця шпинделя	$I_1, \text{мм}^4$	12003140
3.	Модуль пружності	$E, \text{Н/мм}^2$	$2,1 \cdot 10^5$
4.	Радіальна податливість передньої опори	$k_B, \text{мм/Н}$	$7,14 \cdot 10^{-7}$
5.	Радіальна податливість задньої опори	$k_C, \text{мм/Н}$	$7,7 \cdot 10^{-6}$
6.	Поворотна податливість задньої опори	$k_{nD}, 1/\text{Н мм}$	$7,6 \cdot 10^{-10}$
7.	Міжопорна віддаль	$l, \text{мм}$	400
9.	Виліт переднього кінця шпинделя	$a, \text{мм}$	100
10.	Відстань до упорного підшипника	$b, \text{мм}$	45

Коефіцієнт впливу податливості переднього кінця шпинделя:

$$\delta_A = \alpha_{AA} - \frac{\gamma_{AD}^2}{\varphi_{DD} - k_{nD}}, \quad (2.34)$$

де α_{AA} - зміщення в точці А від одиничної сили, прикладеної в точці А;

γ_{AD} - зміщення в точці А від одиничного моменту, прикладеного в точці D;

.... φ_{DD} - кут повороту в точці D від одиничного моменту, прикладеного в точці в точці D.

Кожен коефіцієнт впливу податливості складається з двох частин:

$$\alpha_{AA} = \alpha'_{AA} + \alpha''_{AA}, \quad \gamma_{AD} = \gamma'_{AD} + \gamma''_{AD}, \quad \varphi_{DD} = \varphi'_{DD} + \varphi''_{DD}, \quad (2.35)$$

де α'_{AA} , γ'_{AD} , φ'_{DD} - коефіцієнти впливу податливості пружної балки на жорстких опорах;

α''_{AA} , γ''_{AD} , φ''_{DD} - коефіцієнти впливу податливості жорсткої балки на пружних опорах.

Для визначення коефіцієнтів впливу податливості пружної балки на жорстких опорах використаємо метод Верещагіна [21]

$$\delta = \sum_{i=1}^n \frac{1}{EI_i} M_i \omega_i, \quad (2.36)$$

де M_i - площа i -ї ділянки епюри згинального моменту;

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

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості α'_{AA} , розрахункова схема для визначення якого приведена на рис. 2.7.

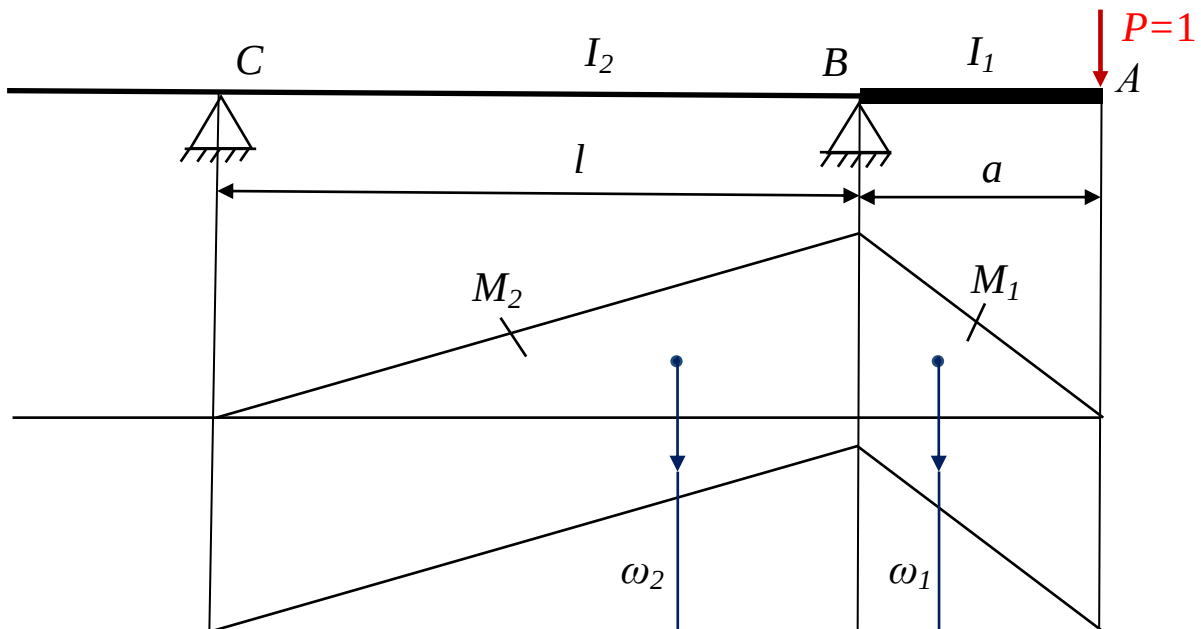


Рис. 2.7 - Розрахункова схема для визначення коефіцієнту впливу податливості α'_{AA}

Використовуючи метод Верещагіна

$$\alpha'_{AA} = \frac{1}{EI_1} M_1 \omega_1 + \frac{1}{EI_2} M_2 \omega_2, \quad (2.37)$$

$$\text{де } M_1 = \frac{1}{2} a^2; \omega_1 = \frac{2}{3} a; M_2 = \frac{1}{2} a l; \omega_2 = \frac{2}{3} a.$$

Підставивши значення у (2.37) отримаємо

$$\alpha'_{AA} = \frac{a^3}{3EI_1} + \frac{la^2}{3EI_2} = \frac{100^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12003140} + \frac{400 \cdot 100^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3728259} = 1,84 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості α''_{AA} за формулою:

$$\alpha''_{AA} = \frac{(l+a)^2}{l^2} k_B + \frac{a^2}{l^2} k_C. \quad (2.38)$$

Підставивши значення у (2.38) отримаємо

$$\alpha''_{AA} = \frac{(400+100)^2}{400^2} \cdot 7,14 \cdot 10^{-7} + \frac{100^2}{400^2} \cdot 7,7 \cdot 10^{-6} = 1,58 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Коефіцієнт впливу податливості у відповідності до (2.35)

$$\alpha_{AA} = 1,84 \cdot 10^{-6} + 1,58 \cdot 10^{-6} = 3,42 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості γ'_{AD} , розрахункова схема для визначення якого приведена на рис. 2.8.

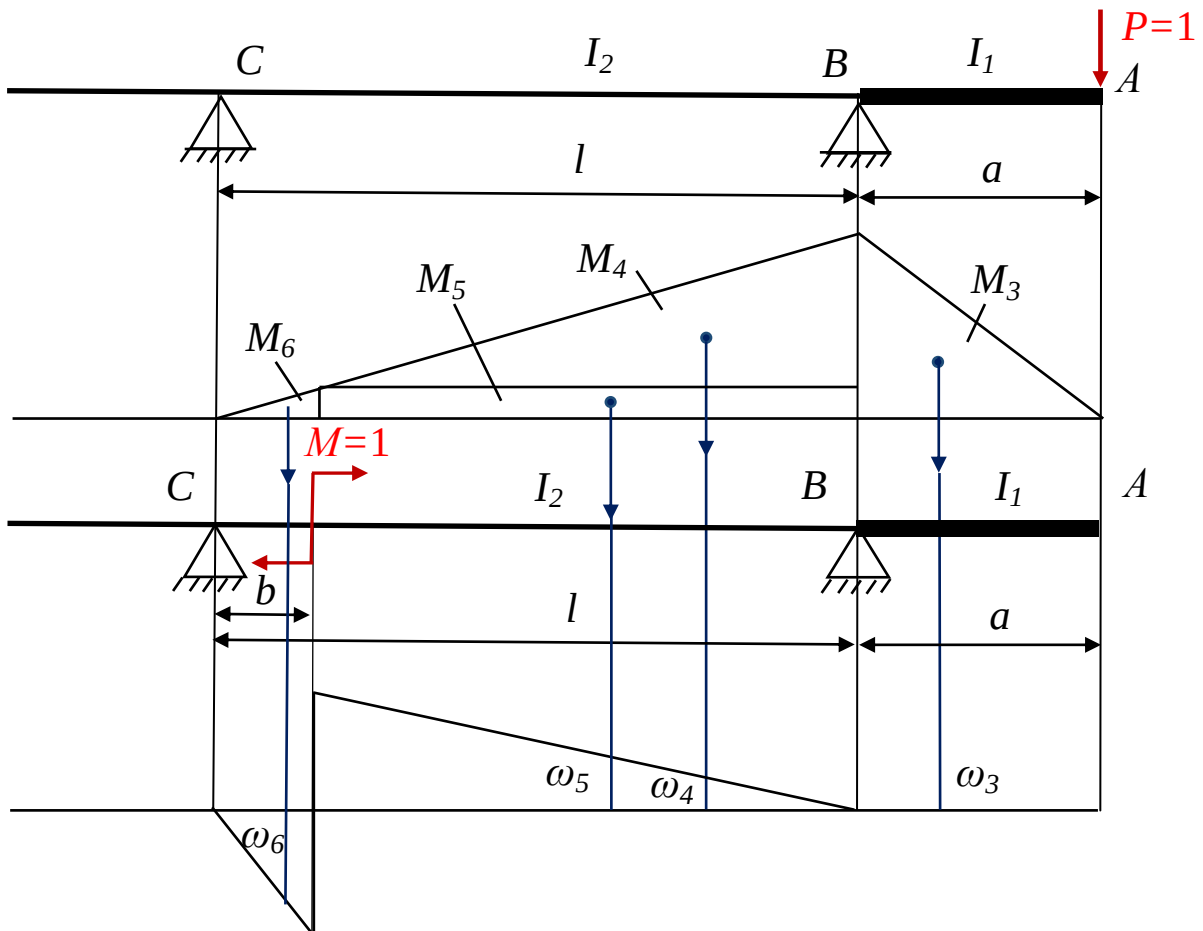


Рис. 2.8 - Розрахункова схема для визначення коефіцієнту впливу податливості γ'_{AD}

Використовуючи метод Верещагіна

$$\gamma'_{AD} = \frac{1}{EI_1} M_3 \omega_3 + \frac{1}{EI_2} (M_4 \omega_4 + M_5 \omega_5 - M_6 \omega_6), \quad (2.39)$$

$$\text{де } M_3 = \frac{1}{2} a^2; \omega_3 = 0; M_4 = \frac{1}{2} (l-b) \left(a - \frac{ab}{l} \right); \omega_4 = \frac{1}{3} \cdot \frac{l-b}{l} = \frac{l-b}{3l};$$

$$M_5 = (l-b) \frac{ab}{l}; \omega_5 = \frac{1}{2} \cdot \frac{l-b}{l} = \frac{l-b}{2l}; M_6 = \frac{1}{2} b \cdot \frac{ab}{l} = \frac{ab^2}{2l}; \omega_6 = \frac{2}{3} \cdot \frac{b}{l}.$$

Підставивши значення у (2.39) отримаємо

$$\begin{aligned} \gamma'_{AD} &= \frac{1}{EI_2} \left(\frac{1}{2} (l-b) \left(a - \frac{ab}{l} \right) \cdot \frac{l-b}{3l} + (l-b) \frac{ab}{l} \cdot \frac{l-b}{2l} - \frac{ab^2}{2l} \cdot \frac{2b}{3l} \right) = \\ &= \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 3728259} \left(\frac{1}{2} (400 - 45) \left(100 - \frac{100 \cdot 45}{400} \right) \cdot \frac{400 - 45}{3 \cdot 400} + (400 - 45) \frac{100 \cdot 45}{400} \times \right. \\ &\times \left. \frac{400 - 45}{2 \cdot 400} - \frac{100 \cdot 45^2}{2 \cdot 400} \cdot \frac{2 \cdot 45}{3 \cdot 400} \right) = 0,82 \cdot 10^{-8} \text{ мм/Н.} \end{aligned}$$

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості γ''_{AD} за формулою:

$$\gamma''_{AD} = \frac{l+a}{l^2} k_B + \frac{a}{l^2} k_C. \quad (2.40)$$

Підставивши значення у (2.40) отримаємо

$$\gamma''_{AD} = \frac{400+100}{400^2} \cdot 7,14 \cdot 10^{-7} + \frac{100}{400^2} \cdot 7,7 \cdot 10^{-6} = 0,7 \cdot 10^{-8} \text{ мм/Н.}$$

Коефіцієнт впливу податливості у відповідності до (2.35)

$$\gamma_{AD} = 0,82 \cdot 10^{-8} + 0,7 \cdot 10^{-8} = 1,52 \cdot 10^{-8} \text{ мм/Н.}$$

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості ϕ'_{DD} , розрахункова схема для визначення якого приведена на рис. 2.9.

Використовуючи метод Верещагіна

$$\phi'_{DD} = \frac{1}{EI_2} (M_7 \omega_7 + M_8 \omega_8), \quad (2.41)$$

$$\text{де } M_7 = \frac{1}{2} (l-b) \frac{l-b}{l} = \frac{(l-b)^2}{2l}; \omega_7 = \frac{2}{3} \cdot \frac{l-b}{l};$$

$$M_8 = \frac{1}{2} b \frac{b}{l} = \frac{b^2}{2l}; \omega_8 = \frac{2}{3} \cdot \frac{b}{l}.$$

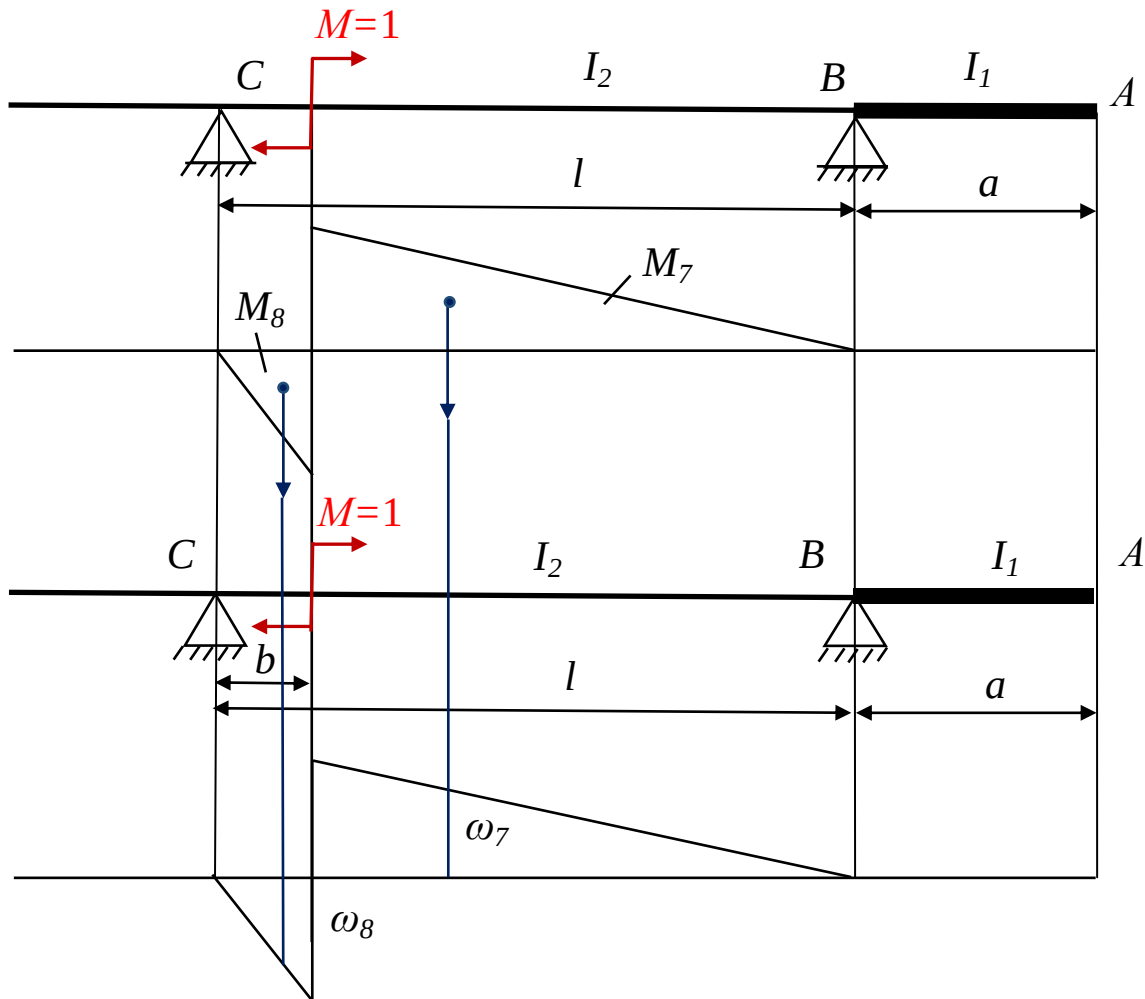


Рис. 2.9 - Розрахункова схема для визначення коефіцієнту впливу податливості φ'_{DD}

Підставивши значення у (2.41) отримаємо

$$\varphi'_{DD} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 3728259} \left(\frac{(400 - 45)^2}{2 \cdot 400} \cdot \frac{2 \cdot (400 - 45)}{3 \cdot 400} + \frac{45^2}{2 \cdot 400} \cdot \frac{2 \cdot 45}{3 \cdot 400} \right) =$$

$$= 0,44 \cdot 10^{-9} \text{ мм/Н.}$$

Визначаємо коефіцієнт впливу податливості φ''_{DD} за формулою:

$$\varphi''_{DD} = \frac{1}{l^2} k_B + \frac{1}{l^2} k_C. \quad (2.42)$$

Підставивши значення у (2.42) отримаємо

$$\varphi''_{DD} = \frac{1}{400^2} \cdot 7,14 \cdot 10^{-7} + \frac{1}{400^2} \cdot 7,7 \cdot 10^{-6} = 4,9 \cdot 10^{-9} \text{ мм/Н.}$$

Коефіцієнт впливу податливості у відповідності до (2.35)

$$\varphi_{DD} = 0,44 \cdot 10^{-9} + 4,9 \cdot 10^{-9} = 5,34 \cdot 10^{-9} \text{ мм/Н.}$$

Підставивши значення у (2.34) отримаємо коефіцієнт впливу податливості переднього кінця шпинделя:

$$\delta_A = 3,42 \cdot 10^{-6} - \frac{(1,52 \cdot 10^{-8})^2}{5,34 \cdot 10^{-9} - 7,6 \cdot 10^{-10}} = 3,37 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

1. Жорсткість переднього кінця шпинделя [31]

$$c_A = \frac{1}{\delta_A} = \frac{1}{3,37 \cdot 10^{-6}} = 2,968 \cdot 10^5 \text{ Н/мм} = 296,8 \text{ Н/мкм.} \quad (2.43)$$

2.5. Висновки по розділу 2

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Розроблено конструкцію приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК, що являє собою прямий привод з пасовою передачею. Привід головного руху забезпечує максимальну потужність 15 кВт та безступеневе регулювання частот обертання в діапазоні 1...3500 об/хв.

2. Проведено розрахунок та вибір параметрів поліклінопасової передачі, а саме: діаметр ведучого шківa $D_1=165$ мм; діаметр веденого шківa $D_2=210$ мм; міжосьову віддаль $a=612$ мм; довжину пасу $L=1800$ мм; число ребер поліклінового пасу $z=18$; ширину шківів $B=92$ мм. Визначено робочий ресурс поліклінопасової передачі, що становить 19803 год.

3. Розроблено конструкцію шпиндельного вузла на опорах кочення. Вибрано підшипник передньої опори роликовий радіальний марки 3182122К, задньої опори - підшипник радіально-упорний марки 36117К та упорний підшипник марки 8117. Проведено розрахунок радіальної та поворотної жорсткості опор шпиндельного вузла

4. У відповідності до розробленої конструкції шпиндельного вузла розроблено його розрахункову схему, як статично невизначеної системи. З використанням канонічних рівнянь методу сил розроблено математичну модель радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла.

Проведено розрахунок коефіцієнтів впливу податливості шпиндельного вузла, як пружної балки на жорстких опорах та жорсткої балки на пружних опорах. За результатами розрахунку радіальна жорсткість переднього кінця шпиндельного вузла становить 296,8 Н/мм.

3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Методика дослідження крутильної багатомасової системи приводу

3.1.1. Рівняння руху крутильної багатомасової системи приводу

При розробленні моделей крутильних багатомасових систем інерційні елементи нумеруватимемо, починаючи від двигуна, при цьому вихідній ланці ротора двигуна присвоюється нульовий номер. Величини, зворотні податливості пружних елементів, тобто жорсткості k і коефіцієнти опору з пружних елементів позначаються подвійними індексами, що утворюються номерами з'єднаних інерційних елементів. Як узагальнені координати вибираються кути повороту твердих тіл.

Кінетична енергія приводу дорівнює сумі кінетичних енергій його інерційних елементів [7, 22]

$$T = \frac{1}{2} \sum_{S=1}^n \tilde{I}_S \dot{q}_S^2, \quad (3.1)$$

де n – число інерційних елементів приводу, крім ротора двигуна. Нехай i_{1S} – передавальне відношення, що зв'язує ротор з вихідною ланкою S -го інерційного елемента.

Узагальненою координатою S -го інерційного елемента, що приведена до ротора, буде називатися величин

$$\varphi_S = i_{1S} q_S, \quad (3.2)$$

де q_S - абсолютна координата.

У приводі з пружними елементами початок відліку q_S вибирають таким чином, щоб усі φ_S дорівнювали q_1 при недеформованих пружних елементах.

Тоді

$$T = \frac{1}{2} \sum_{S=1}^n I_S \dot{\phi}_S^2, \quad (3.3)$$

де $I_S = i_{iS}^{-2} \tilde{I}_S$ – момент інерції S -го елемента, приведений до осі ротора.

Вираз (3.3.) можна записати у вигляді

$$T = \frac{1}{2} \dot{\phi}^T I \dot{\phi}, \quad (3.4)$$

де

$$\phi = \begin{Bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \vdots \\ \phi_{\Pi} \end{Bmatrix}, \quad I = \begin{Bmatrix} I_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & I_2 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & I_{\Pi} \end{Bmatrix} = \text{diag}(I_1, I_2, \dots, I_{\Pi}), \quad (3.5)$$

Активними силами у приводі є пружні та дисипативні сили, що виникають при деформації пружних елементів [7, 22]. Рушійні сили, що призводять до рушійного моменту M_1 , прикладеного до ротора двигуна; сили опору (сила різання, сили зовнішнього тертя) [7, 22]. Для складання рівнянь Лагранжа другого роду необхідно визначити узагальнені сили, що відповідають усім цим активним силам. Розглянемо сили, що діють на S інерційний елемент (рис. 3.1); q_S – кут повороту його вхідної ланки. Сили опору, прикладені до ланок цього механізму, можуть бути зведені до загальної сили опору – приведенного моменту M_S .

Деформація пружного елемента, що з'єднує S -й та $(S-1)$ -й інерційні елементи дорівнює

$$\theta_{S-1, S} = q_{S-1} i_{1, S-1} / i_{1S} - q_S. \quad (3.6)$$

Момент пружних та дисипативних сил, що виникають у цьому елементі, визначаємо за формулами [7, 22]

$$\begin{aligned} M_{S-1, S} &= k_{S-1, S} (q_{S-1} i_{1, S-1} / i_{1S} - q_S) + c_{S-1, S} (\dot{q}_{S-1} i_{1, S-1} / i_{1S} - \dot{q}_S) = \\ &= [k_{S-1, S} (\phi_{S-1} - \phi_S) + c_{S-1, S} (\dot{\phi}_{S-1} - \dot{\phi}_S)] / i_{1S}. \end{aligned} \quad (3.7)$$

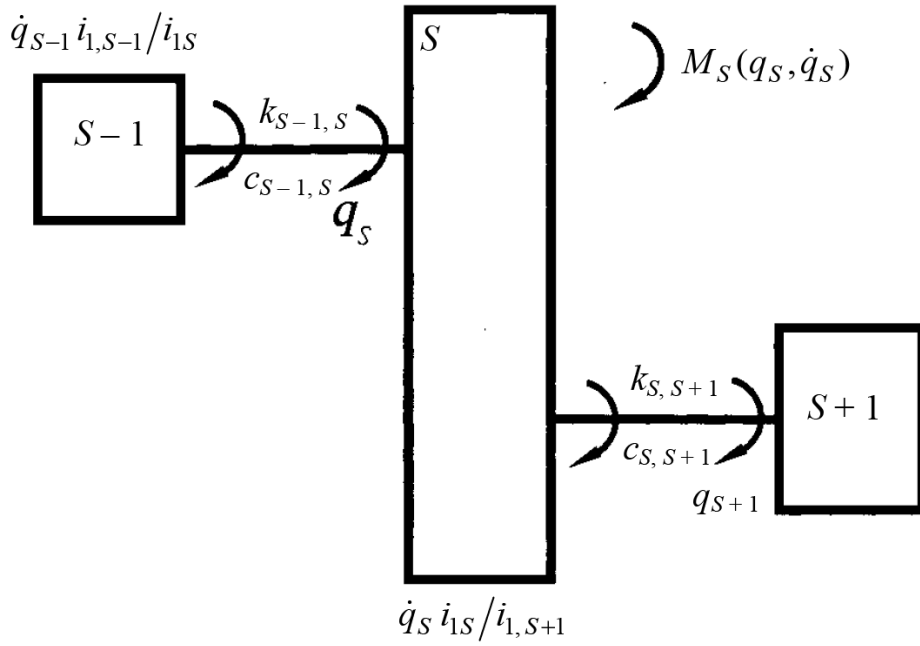


Рис. 3.1 - Модель інерційного елемента

Аналогічно знаходимо момент у пружному елементі, що з'єднує S -й та $(S+1)$ -й елементи [7, 22]:

$$\begin{aligned} M_{S, S+1} &= k_{S, S+1}(q_{S+1} - q_S i_{1S}/i_{1, S+1}) + c_{S, S+1}(\dot{q}_{S+1} - \dot{q}_S i_{1S}/i_{1, S+1}) = \\ &= [k_{S, S+1}(\varphi_{S+1} - \varphi_S) + c_{S, S+1}(\dot{\varphi}_{S+1} - \dot{\varphi}_S)]/i_{1, S+1}. \end{aligned} \quad (3.8)$$

Робота всіх сил на можливому переміщенні [22, 23]

$$\delta A = i_{1S}^{-1} [M_S \delta \varphi_S + M_{S-1, S} \delta \varphi_S] + M_{S, S+1} \delta \varphi_S i_{1, S+1}^{-1}. \quad (3.9)$$

Таким чином, узагальнена сила дорівнює

$$\begin{aligned} Q_S &= i_{1S} [M_S + M_{S-1, S}] + i_{1, S+1}^{-1} M_{S, S+1} = i_{1S}^{-1} M_S(\varphi_S i_{0S}^{-1}, \dot{\varphi}_S i_{1S}^{-1}) + \\ &+ k_{S-1, S} i_{1S}^{-2} (\varphi_{S-1} - \varphi_S) + b_{S-1, S} i_{1S}^{-2} (\dot{\varphi}_{S-1} - \dot{\varphi}_S) + \\ &+ k_{S, S+1} i_{1, S+1}^{-2} (\varphi_{S+1} - \varphi_S) + b_{S, S+1} i_{1, S+1}^{-2} (\dot{\varphi}_{S+1} - \dot{\varphi}_S) = \\ &= \dot{M}_S^* - k_{S-1, S}^* (\varphi_{S-1} - \varphi_S) + c_{S-1, S}^* (\dot{\varphi}_{S-1} - \dot{\varphi}_S) + \\ &+ k_{S, S+1}^* (\varphi_{S+1} - \varphi_S) + c_{S, S+1}^* (\dot{\varphi}_{S+1} - \dot{\varphi}_S). \end{aligned} \quad (3.10)$$

Тут момент сил опору, приведений до ротору двигуна:

$$M_S^*(\varphi_S, \dot{\varphi}_S) = i_{1S}^{-1} M_S(\varphi_S i_{1S}^{-1}, \dot{\varphi}_S i_{1S}^{-1}). \quad (3.11)$$

При $S=1$ замість M_S^* слід підставити M_1 .

Приведені до ротора жорсткості та коефіцієнти опору визначаються формулами:

$$\begin{aligned} k_{S-1, S}^* &= k_{S-1, S} i_{1S}^{-2}; & k_{S, S+1}^* &= k_{S, S+1} i_{1, S+1}^{-2}; \\ c_{S-1, S}^* &= c_{S-1, S} i_{1S}^{-2}; & c_{S, S+1}^* &= c_{S, S+1} i_{1, S+1}^{-2}. \end{aligned} \quad (3.12)$$

Рівняння Лагранжа другого роду [22, 23]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_S} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \varphi_S} \right) = Q_S \quad (3.13)$$

після перетворення набувають вигляду:

$$\begin{aligned} J_S \ddot{\varphi}_S &= k_{S-1, S}^* (\varphi_{S-1} - \varphi_S) + c_{S-1, S}^* (\dot{\varphi}_{S-1} - \dot{\varphi}_S) + \\ &+ k_{S, S+1}^* (\varphi_{S+1} - \varphi_S) + c_{S, S+1}^* (\dot{\varphi}_{S+1} - \dot{\varphi}_S) + M_S^*, \\ S &= 2, 3, \dots, n; \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) + c_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = M_1.$$

Додавши динамічну характеристику двигуна, отримаємо

$$\tau \dot{M}_1 + M_1 = M_{\text{ст}}, \quad (3.15)$$

де τ – власна постійна часу двигуна, отримаємо замкнуту систему рівнянь руху приводу.

Подаючи момент у формі

$$M_S^* = M_{SO}^* + \tilde{M}_S^*, \quad M_{\text{ст}} = M_{\text{до}} + \tilde{M}_{\text{ст}}; \quad (3.16)$$

$$M_{SO}^* - (2\pi i_{1S})^{-1} \int_0^{2\pi i_{1S}} M_S^* d\varphi_S; \quad M_{\text{до}}^* = (2\pi)^{-1} \int_0^{2\pi} M_{\text{ст}} dq_1,$$

система набуває вигляду:

$$\begin{aligned} I_{S1} \ddot{\varphi}_S &+ c_{S-1, S} (\dot{\varphi}_S - \dot{\varphi}_{S-1}) + c_{S, S+1} (\dot{\varphi}_S - \dot{\varphi}_{S+1}) + \\ &+ k_{S-1, S} (\varphi_S - \varphi_{S-1}) + k_{S, S+1} (\varphi_S - \varphi_{S+1}) - M_{SO} = \tilde{M}_S, \\ s &= 2, 3, \dots, n; \end{aligned} \quad (3.17)$$

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + k_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) - M_1 = 0; \quad (3.18)$$

$$\tau \dot{M}_1 + M_1 - M_{D0} = \tilde{M}_{\text{ст}}. \quad (3.19)$$

Рівняння (2.17), (3.18), (3.19) можна записати у формі одного векторного рівняння [7, 22]

$$I \ddot{\varphi} + c \dot{\varphi} + k \varphi = M(u, \dot{\varphi}) + U(u, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}), \quad (3.20)$$

де

$$I = \text{diag}(I_1, I_{21}, \dots, I_{\Pi}) \quad (3.21)$$

$$c = \begin{pmatrix} c_{12} & -c_{12} & 0 & \dots & 0 \\ -c_{12} & c_{12} + c_{23} & -c_{23} & \dots & 0 \\ 0 & -c_{23} & c_{23} + c_{24} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & c_{\Pi-1, \Pi} \end{pmatrix}; \quad (3.22)$$

$$k = \begin{pmatrix} k_{12} & -k_{12} & 0 & \dots & 0 \\ -k_{12} & k_{12} + k_{23} & -k_{23} & \dots & 0 \\ 0 & -k_{23} & k_{23} + k_{24} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & k_{\Pi-1, \Pi} \end{pmatrix}; \quad (3.23)$$

$$M = \begin{pmatrix} M_{D0}(u, \dot{\varphi}_1) \\ M_{10}(\dot{\varphi}_2) \\ \dots \\ M_{D0}(\dot{\varphi}_n) \end{pmatrix} \quad U = \begin{pmatrix} U_0(U \dot{\varphi}_1 \varphi_1) \\ U_1(\varphi_1 \dot{\varphi}_1 \ddot{\varphi}_2) \\ \dots \\ U_n(\varphi_n \dot{\varphi}_n \ddot{\varphi}_n) \end{pmatrix}; \quad (3.24)$$

$$U_0 = M_{\text{ср}}(U, \dot{\varphi}_1, \varphi_1);$$

$$U_S = -\tilde{I}_S(\varphi_S) \ddot{\varphi}_S + \tilde{M}_S(\varphi_S, \dot{\varphi}_S). \quad (3.25)$$

Рівняння (3.20) описують рух механічної системи, зображеної на рис. 3.2.

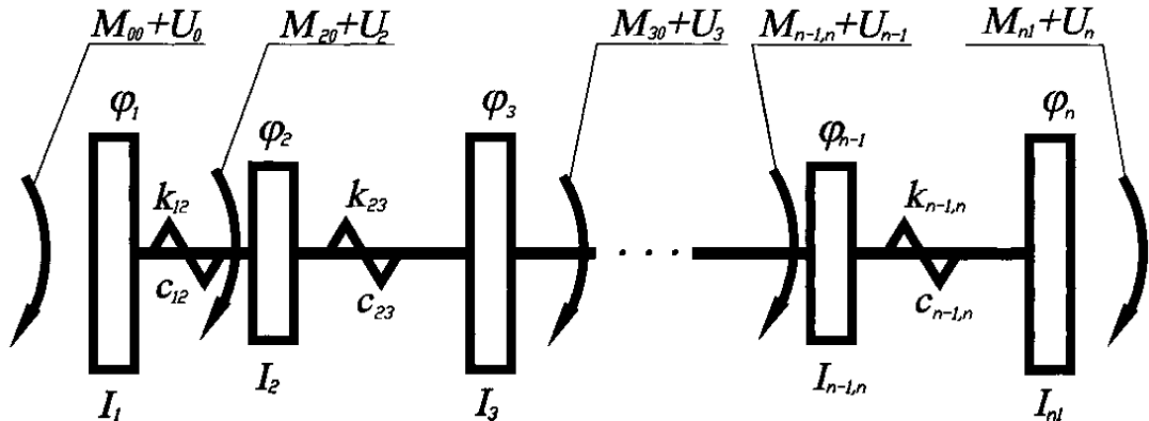


Рис. 3.2 - Приведена модель вільної ланцюгової системи

3.1.2. Визначення власних частот коливань крутильної багатомасової системи приводу

При $c=0$, $M+U=0$ у загальному випадку рівняння вільних коливань ланцюгової системи, зображеної на рис. 3.2, може бути записано у векторній формі [7, 22]

$$I\ddot{\varphi} + K\varphi = 0. \quad (3.26)$$

Часткове рішення рівняння (3.26) шукаємо у вигляді

$$\varphi = A \cos(kt + \alpha). \quad (3.27)$$

Підставляючи (3.27) у (3.26), отримуємо векторне рівняння для визначення амплітуд крутильних коливань A :

$$(K - Ik^2)A = 0. \quad (3.28)$$

Ця система однорідних рівнянь має ненульове рішення, якщо

$$(K - Ik^2)A = 0. \quad (3.29)$$

Це частотне рівняння має таку структуру:

$$\begin{vmatrix} k_{12} - Ik^2 & -k_{12} & 0 & \dots & 0 \\ -k_{12} & k_{12} + k_{23} - I_{21}k^2 & -k_{23} & \dots & 0 \\ 0 & -k_{23} & k_{23} + k_{34} - I_{31}k & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & k_{n-1,n} - I_{n1}k^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (3.30)$$

Рівняння (3.30) завжди має корінь $k^2_1=0$, що відповідає обертанню системи як жорсткого механізму.

Інші корені k^2_s є додатними числами і, отже, ланцюгова система має $n-1$ ненульових власних частот. Для ланцюгових нерозгалужених систем всі корені є різними. Пронумеруємо їх у порядку зростання:

$$k_1^2 < k_2^2 < k_3^2 \dots < k_n^2$$

Для кожного k^2_s рівняння (3.27) має безліч рішень, оскільки воно є системою лінійних однорідних алгебраїчних рівнянь, з визначником рівним нулю. Ці рішення представимо у формі

$$A_S = l \begin{pmatrix} 1 \\ A_{S2} \\ \dots \\ A_{Sn} \end{pmatrix}, \quad (3.31)$$

де l - довільний скалярний множник.

Прийнявши $A_{S1}=1$ можна однозначно визначити всі інші компоненти векторів A_S , які і називаються власними формами коливань системи. Вектор A_1 відповідний частоті $k_1=0$ складається з одиниць і відповідає обертанню системи як жорсткого механізму.

3.1.3. Методика дослідження перехідних процесів крутильної багатомасової системи приводу

Дослідження перехідних процесів [7, 13] зводиться до інтегрування рівняння (3.20) доповненого характеристикою двигуна

$$\tau \dot{M}_0 + M_0 = M_{\text{ст}}(U, \dot{\varphi}_0, \varphi_0). \quad (3.32)$$

Залежно від характеру перехідного процесу вхідний параметр може бути постійним (при некерованому розбігу $U=U_0=\text{const}$; при гальмуванні з вимкненням двигуном $U=0$); бути заданою функцією часу (при керованому розгоні, при програмному управлінні).

Інтегрування рівнянь руху за заданих початкових умов може виконуватися на ЕОМ, у результаті виходять закони зміни узагальнених координат $\varphi_0(t) \dots \varphi_n(t)$ і рушійного моменту $M_D(t)$ [7, 22].

3.2. Розробка розрахункової схеми динамічної системи приводу головного руху і визначення її параметрів

Привод головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК складається з двигуна постійного струму, поліклінопасової передачі та шпиндельного вузла. При розробці математичної моделі пружної системи

такого приводу необхідно в першу чергу врахувати пружність найбільш податливих ланок [26, 27]. Найбільш податливою ланкою приводу, конструктивна схема якого наведена на рис. 3.3, є поліклінопасова передача.

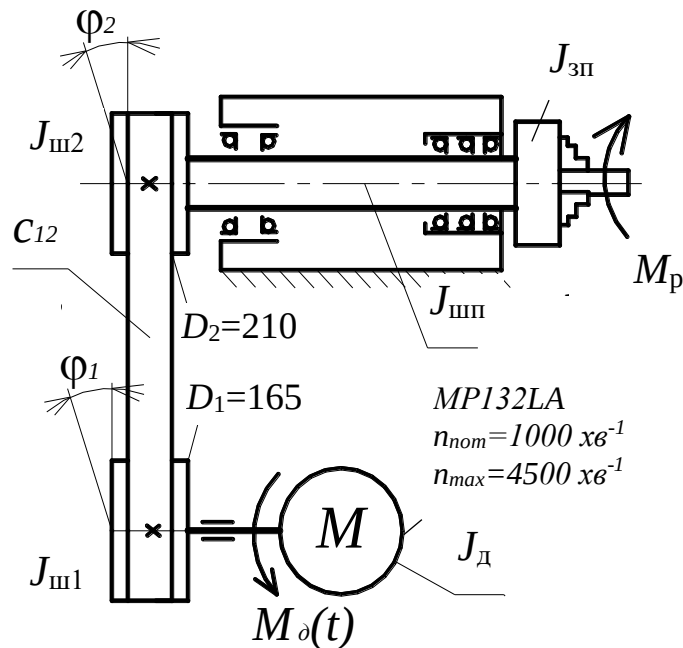


Рис. 3.3 - Конструктивна схема приводу головного руху токарно-револьверного верстату з ЧПК

Шпиндельний вузол та механічна система двигуна є ланками приводу, що мають суттєво більшу жорсткість. З іншого боку, маса пасу є незначною по відношенню до інших мас рухомих ланок приводу і її величину у першому наближенні можна не враховувати. Враховуючи це, динамічну систему приводу можна представити у вигляді двомасової системи, маси якої, а саме, механічні системи двигуна та шпиндельного вузла, будемо вважати механізмами з жорсткими ланками та одним степенем вільності, що з'єднані пружною безінерційною ланкою, яка моделює пасову передачу (рис.3.4.) [26, 27].

Маси механічних систем двигуна із шківом та шпиндельного вузла із шківом та затискним патроном розглядаються відповідно із зведеними моментами інерції J_1 та J_2 в системі координат, що рівномірно обертається із середньою швидкістю вала електродвигуна. Через c_{12} на рис. 3.4 позначено жорсткість поліклінопасової передачі. Сили внутрішнього в'язкого тертя в пасовій передачі поглинають енергію коливань обумовлену пружним зв'язком,

проте величина цих сил незначна, тому вони суттєво не впливають на затухання коливань мас [13]. У зв'язку з цим знехтуємо демпфуванням поліклінопасової передачі приводу h_{12} .

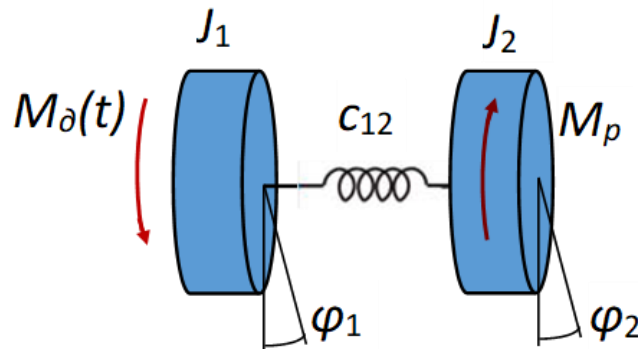


Рис. 3.4 - Розрахункова схема динамічної системи приводу головного руху токарно-револьверного верстату з ЧПК

На систему приводу (рис. 3.4) діють обертовий момент електродвигуна $M_d(t)$ і статичний момент від тангенціальної складової сили різання $M(t)=M_p$. Кут повороту ротора двигуна позначений $\varphi_1(t)$, а кут повороту шпинделя з оброблюваною деталлю – $\varphi_2(t)$.

Виходячи із технічних характеристик двигуна постійного струму з незалежним збудженням МР 132 LA [23] момент інерції ротора двигуна – $J_{дв}=0,163$ кг·м². Згідно технічних характеристик токарного затискного патрона ROTA NC plus 2 215-66/2 [24] його момент інерції – $J_{зп}=0,12$ кг·м².

У відповідності до конструкторської документації приводу головного руху момент інерції шківів поліклінопасової передачі, посадженого на валу двигуна – $J_{ш1}=0,054$ кг·м², а момент інерції шківів поліклінопасової передачі, посадженого на шпиндель – $J_{ш2}=0,138$ кг·м². Згідно конструкторської документації шпиндельного вузла момент інерції шпинделя – $J_{шп}=0,066$ кг·м².

Зведений момент інерції на валу двигуна J_1

$$J_1 = J_{дв} + J_{ш1} = 0,163 + 0,054 = 0,217 \text{ кг·м}^2. \quad (3.33)$$

Зведений момент інерції на валу шпинделя $J_{2шп}$

$$J_{2шп} = J_{шп} + J_{ш2} + J_{зп} = 0,066 + 0,138 + 0,12 = 0,324 \text{ кг·м}^2. \quad (3.34)$$

Приведення моменту інерції з валу шпинделя до валу ротора електродвигуна:

$$J_2 = J_{2\text{шп}} / i^2 = 0,324 / (0,774)^2 = 0,540 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \quad (3.35)$$

де i – передавальне відношення поліклінопасової передачі.

Номінальна кутова швидкість валу ротора електродвигуна:

$$\omega_0 = \pi \cdot n_0 / 30 = 3,14 \cdot 1000 / 30 = 105 \text{ рад/с}, \quad (3.36)$$

Де $n_0 = 1000$ об/хв – номінальна частота обертання валу ротора електродвигуна [23].

Податливість пасової передачі

Приведена крутильна податливість поліклінопасової передачі отримується із виразу [25]:

$$e_p = \frac{l_{ef}}{\alpha R^2 EF}, \text{ рад/}(\text{Н}\cdot\text{м}) \quad (3.37)$$

де R - радіус шківа, до якого приводиться крутильна податливість всієї передачі;

l_{ef} - розрахункова довжина вітки між шківами, м;

F - площа перерізу пасу, м^2 ;

E - модуль пружності пасу, МПа;

α - коефіцієнт, що враховує умови роботи передачі: $\alpha = 1$ при $P > 2P_0$.

Розрахункова довжина вітки між шківами

$$l_{ef} \approx l + \frac{v}{100} (R_1 \alpha_1 + R_2 \alpha_2) \approx l + \frac{v}{100} \left[\pi (R_1 + R_2) + \frac{2(R_1 - R_2)}{L} \right], \quad (3.38)$$

де v - швидкість пасу, м/с;

R_1 і R_2 - радіуси шківів, м;

L - міжосьова відстань, м;

α_1 і α_2 - кути охоплення, рад;

l - відстань між точками дотику пасу із шківами, м.

Швидкість пасу

$$v = \pi \cdot D_1 \cdot n_0 / 60 \cdot 10^3 = 3,14 \cdot 165 \cdot 1000 / 60 \cdot 10^3 = 8,64 \text{ м/с}. \quad (3.39)$$

Підставивши значення у (3.38) отримаємо:

$$l_{ef} \approx 0,6 + \frac{8,64}{100} \left[3,14 \cdot (0,0825 + 0,105) + \frac{2 \cdot (0,0825 - 0,105)}{0,612} \right] = 0,843 \text{ м}.$$

Прийнявши модуль пружності для кордотканинного паса $E = 200 \cdot 10^6$ Н/м² та знайшовши площу поліклінового паса $F = 0,00076$ м², отримаємо за (3.37) приведену крутильну податливість поліклінопасової передачі

$$e_p = \frac{0,843}{1 \cdot (0,0825)^2 \cdot 200 \cdot 10^6 \cdot 0,00076} = 0,00081, \text{ рад/(Н}\cdot\text{м)}$$

Приведена крутильна жорсткість поліклінопасової передачі

$$c_{12} = \frac{1}{e_p} = \frac{1}{0,00081} = 1235 \text{ Н}\cdot\text{м/рад.} \quad (3.40)$$

3.3. Математична модель динамічної системи приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК

Складемо рівняння руху для системи, що наведена на рис. 3.4. Для цього використаємо рівняння Лагранжа другого роду [7, 13]. Для механічної системи з голономними зв'язками рівняння Лагранжа другого роду запишеться у вигляді:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad i = 1, \dots, N. \quad (3.41)$$

Тут q_i – узагальнені координати, їх кількість N дорівнює ступеню вільності системи; $\dot{q}_i = dq/dt$ – узагальнені швидкості; T – кінетична енергії механічної системи; Q_i – узагальнені сили.

Виберемо у якості узагальнених координат кут повороту ротора двигуна $\varphi_1(t)$ та кут повороту шпинделя з оброблюваною деталлю $\varphi_2(t)$, приведений до валу двигуна множенням на величину передавального числа пасової передачі $U_p = D_2/D_1$.

Тоді рівняння Лагранжа другого роду запишеться у вигляді:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_j}{\partial \dot{\varphi}_j} - \frac{\partial T_j}{\partial \varphi_j} = M_{\Sigma j}, \quad (3.42)$$

де $M_{\Sigma j}$ – сумарний приведений момент сил опору для j маси.

Врахуємо також, що момент, який виникає в поліклінопасовій передачі,

може розглядатися як момент сил опору, що діє на ротор двигуна, та як рушійний момент, що прикладений до шпиндельного вузла.

Кінетична енергія механічних систем двигуна та шпиндельного вузла визначається за формулами [26, 27]:

$$T_1 = \frac{1}{2} J_1 \cdot \omega_1^2 \text{ та } T_2 = \frac{1}{2} J_2 \cdot \omega_2^2, \quad (3.43)$$

де ω_1 та ω_2 – кутові швидкості обертання валу двигуна та шпиндельного вузла.

Із виразу кінетичної T енергії знаходимо частинні похідні

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} = J_1 \dot{\phi}_1 = J_1 \omega_1; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} \right) = J_1 \ddot{\phi}_1 = J_1 \dot{\omega}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial \phi_1} = 0; \quad (3.44)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} = J_2 \dot{\phi}_2 = J_2 \omega_2; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} \right) = J_2 \ddot{\phi}_2 = J_2 \dot{\omega}_2; \quad \frac{\partial T}{\partial \phi_2} = 0; \quad (3.45)$$

Різниця $\phi_2 - \phi_1$ представляє собою деформацію поліклінопасової передачі, що приведена до валу двигуна. Тоді, пружний момент, прикладений до шпиндельного вузла, визначається таким чином:

$$M_{2np} = -c_{12} \cdot (\phi_2 - \phi_1). \quad (3.46)$$

Відповідно до цього, пружний момент, прикладений до валу двигуна, дорівнює:

$$M_{1np} = -M_{2np} = -c_{12} \cdot (\phi_1 - \phi_2) \quad (3.47)$$

Підставляємо частинні похідні від кінетичної енергії (3.44) і (3.45) та врахувавши сумарні моменти сил опору, прикладені до двигуна (3.46) та шпиндельного вузла (3.47), у відповідності із рівнянням (3.42), отримаємо рівняння руху механічної системи двигуна:

$$J_1 \cdot \ddot{\phi}_1 = M_o(t) - c_{12}(\phi_1 - \phi_2), \quad (3.48)$$

та рівняння руху шпиндельного вузла:

$$J_2 \cdot \ddot{\phi}_2 = -M_p - c_{12}(\phi_2 - \phi_1). \quad (3.49)$$

Рівняння (3.48) та (3.49) містять три невідомих $M_o(t)$, $\phi_1(t)$ та $\phi_2(t)$. Для отримання повної системи рівнянь руху привода необхідно до цих рівнянь додати характеристику двигуна, із якої можна отримати $M_o(t)$.

Для двигуна постійного струму із незалежним збудженням, електромеханічний зв'язок між механічними координатами першого інерційного елемента, до складу якого входить двигун, описується співвідношенням [26]:

$$M_o(t) = \beta(\omega_0 - \omega_1), \quad (3.50)$$

де β – жорсткість механічної характеристики двигуна постійного струму;
 ω_0 – частота обертання холостого ходу.

Жорсткість механічної характеристики двигуна постійного струму визначається конструкцією двигуна постійного струму і визначається за залежністю [7]:

$$\beta = \frac{(K\Phi)^2}{R_{я\Sigma}}, \quad (3.51)$$

де K – конструкційна стала двигуна постійного струму;

Φ – магнітний потік, який створює обмотка збудження;

$R_{я\Sigma}$ – сумарний електричний опір якірного кола.

Сумарний електричний опір якірного кола без додаткового резистора:

$$R_{я\Sigma} \approx 0,5(1 - \eta_n) \frac{U_n}{I_n} + R_d, \quad (3.52)$$

де U_n – номінальна напруга якоря, В;

I_n – номінальний струм якоря, А;

η_n – номінальний ККД двигуна;

R_d – опір обмоток (при 15°С) додаткових полюсів.

Величина добутку $K\Phi$ визначається за формулою

$$K\Phi = \frac{U_n - R_\Sigma \cdot I_n}{\omega_n}, \quad (3.53)$$

Статичний момент M_p від тангенціальної складової сили різання визначається за залежністю:

$$M_p = F_z \cdot R_p, \quad (3.54)$$

де F_z – тангенціальна складова сили різання;

R_p – радіус оброблюваної поверхні.

3.4. Моделювання перехідних процесів динамічної системи приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК

Після диференціювання рівняння (3.47) отримаємо:

$$\frac{dM_{1np}}{dt} = c_{12} \cdot (\omega_1 - \omega_2). \quad (3.55)$$

Повний математичний опис коливань двомасової системи буде представлено трьома диференціальними рівняннями:

$$\begin{cases} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_\partial(t) - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = -M_p - c_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) \\ \frac{dM_{1np}}{dt} = c_{12} \cdot (\omega_1 - \omega_2) \end{cases} \quad (3.56)$$

Підставивши у перше рівняння системи (3.56) обертовий момент електродвигуна $M_\partial(t)$ (3.50), отримаємо

$$\begin{cases} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = \beta(\omega_0 - \omega_1) - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = -M_p - c_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) \\ \frac{dM_{1np}}{dt} = c_{12} \cdot (\omega_1 - \omega_2) \end{cases} \quad (3.57)$$

Запишемо систему рівнянь (3.57) в нормалізованій формі (формі Коші) [26]:

$$\begin{cases} \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{\beta}{J_1} \omega_0 - \frac{\beta}{J_1} \omega_1 - \frac{M_{1np}}{J_1} \\ \frac{d\omega_2}{dt} = -\frac{M_p}{J_2} + \frac{M_{1np}}{J_2} \\ \frac{dM_{1np}}{dt} = c_{12} \cdot (\omega_1 - \omega_2) \end{cases} \quad (3.58)$$

Перепишемо рівняння (3.58) наступним чином:

$$\begin{cases} \frac{d\omega_1}{dt} = -\frac{\beta}{J_1}\omega_1 - \frac{M_{1np}}{J_1} + \frac{\beta}{J_1}\omega_0 \\ \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{M_{1np}}{J_2} - \frac{M_p}{J_2} \\ \frac{dM_{1np}}{dt} = c_{12}\omega_1 - c_{12}\omega_2 \end{cases} . \quad (3.59)$$

Матрична форма запису рівнянь математичної моделі у формі Коші, призначеної для розв'язання чисельними методами, має вигляд [26]:

$$\frac{d}{dt} \bar{X}(t) = A \cdot \bar{X}(t) + B \cdot \bar{V}(t). \quad (3.60)$$

де $\bar{X}(t)$ – вектор змінних, таких, що описують стан електромеханічної системи приводу;

$\bar{V}(t)$ – вектор відомих зовнішніх впливів на електромеханічну систему приводу;

A – матричний коефіцієнт при змінних стану;

B – матричний коефіцієнт при векторі відомих зовнішніх впливів.

Із системи рівнянь (3.59) вектор змінних, таких, що описують стан електромеханічної системи приводу буде мати вигляд:

$$\bar{X}(t) = \begin{vmatrix} \omega_1(t) \\ \omega_2(t) \\ M_{1np}(t) \end{vmatrix}, \quad (3.61)$$

а вектор відомих зовнішніх впливів на електромеханічну систему приводу буде мати вигляд:

$$\bar{V}(t) = \begin{vmatrix} \omega_0(t) \\ M_p(\omega_2) \end{vmatrix}. \quad (3.62)$$

Із системи рівнянь (3.59) матричний коефіцієнт при змінних стану та матричний коефіцієнт при векторі відомих зовнішніх впливів будуть мати вигляд:

$$A = \begin{vmatrix} -\frac{\beta}{J_1} & 0 & -\frac{1}{J_1} \\ 0 & 0 & \frac{1}{J_2} \\ c_{12} & -c_{12} & 0 \end{vmatrix}; \quad B = \begin{vmatrix} \frac{\beta}{J_1} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{J_2} \\ 0 & 0 \end{vmatrix}. \quad (3.63)$$

При чисельному розв'язанні рівняння (3.60) для отримання результату, що характеризується прийнятною точністю, слід правильно вибрати крок інтегрування (Δt), величина якого визначається найменшою сталою часу T_{min} . Доцільно при виборі кроку інтегрування керуватися наступним співвідношенням [26]:

$$\Delta t = (0,01 \dots 0,05) \cdot T_{min}. \quad (3.64)$$

T_{min} визначається як мінімальна величина з двох сталих часу T_{m1} , T_{m2} , причому:

$T_{m1} = (J_1 + J_2) / \beta$ – стала часу аперіодичної складової перехідного процесу в двомасовій системі;

$T_{m2} \approx 2\pi \sqrt{\frac{J_1 J_2}{c_{12}(J_1 + J_2)}}$ – період коливальної складової перехідного процесу в двомасовій системі.

Проведемо моделювання перехідних процесів в динамічній системі приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК. Інерційні параметри та параметри жорсткості динамічної моделі розраховані у п. 3.2.

Згідно з технічними характеристиками двигуна постійного струму з незалежним збудженням МР 132 ЛА [23] $U_n = 400\text{В}$ $I_n = 46\text{А}$; $\eta_n = 0,87$; $R_d = 0,51\text{Ом}$

Підставивши значення у (3.52) отримаємо

$$R_{\Sigma} \approx 0,5 \cdot (1 - 0,87) \cdot \frac{400}{46} + 0,51 \approx 1,07 \text{ Ом}.$$

Підставивши значення у (3.53) отримаємо

$$K\Phi = \frac{400 - 0,7 \cdot 46}{105} = 3,34$$

Жорсткість механічної характеристики двигуна постійного струму за (3.51):

$$\beta = \frac{(3,34)^2}{1,07} = 10,4 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}.$$

Проведемо моделювання перехідного процесу при розгоні приводу і відсутності навантаження від сили різання (оскільки процес різання відбувається в усталеному режимі обертання шпинделя верстату) без врахування приведенного моменту тертя в елементах приводу за допомогою пакета MathCAD шляхом розв'язання системи диференціальних рівнянь (3.60) чисельним методом Рунге-Кутта з фіксованим кроком.

На рис. 3.5 приведені графіки залежностей моменту на валу двигуна M_∂ та моменту пружності $M_{1\text{пр}}$ від часу t при відсутності навантаження від сили різання без врахування приведенного моменту тертя в елементах приводу в період розгону від 0 до $n_H=1000$ об/хв.

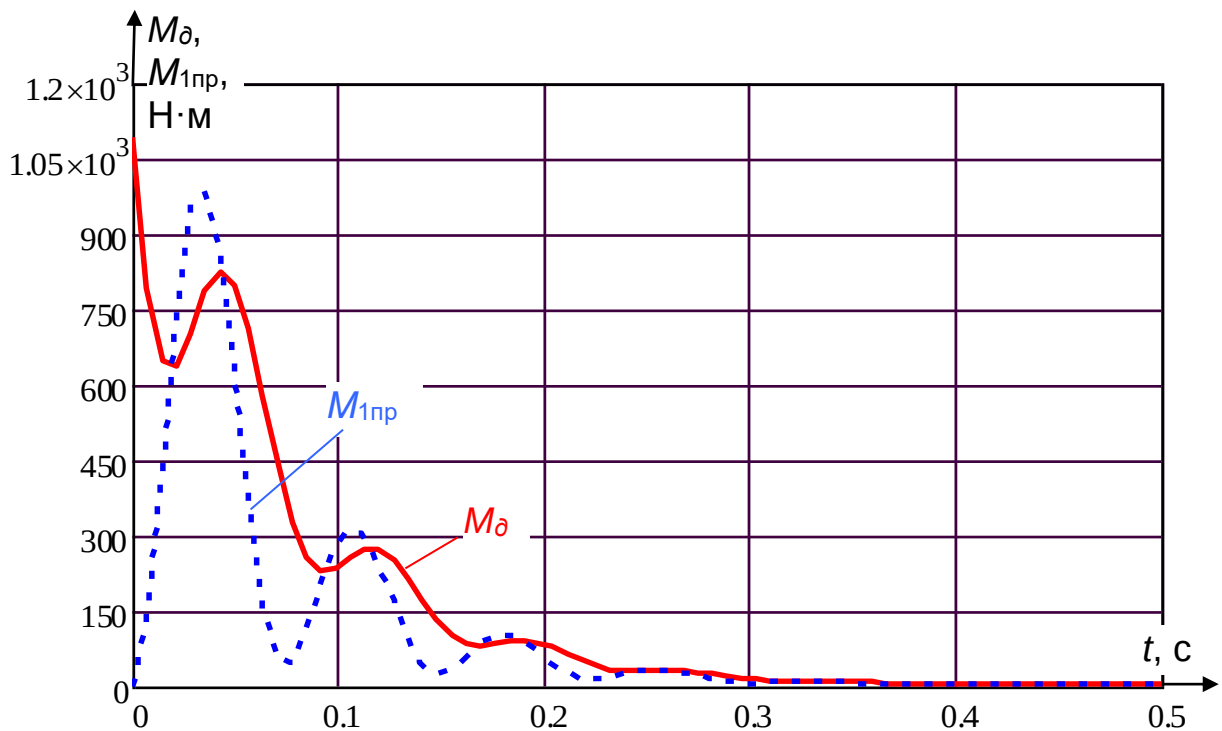


Рис. 3.5 - Графічні залежності моменту на валу двигуна M_∂ та моменту пружності $M_{1\text{пр}}$ від часу t при відсутності навантаження

На рис. 3.6 приведені графіки залежностей кутових швидкостей першої ω_1 та другої ω_2 маси від часу t при відсутності навантаження від сили різання

без врахування приведенного моменту тертя в елементах приводу в період розгону приводу від 0 до $n_H=1000$ об/хв.

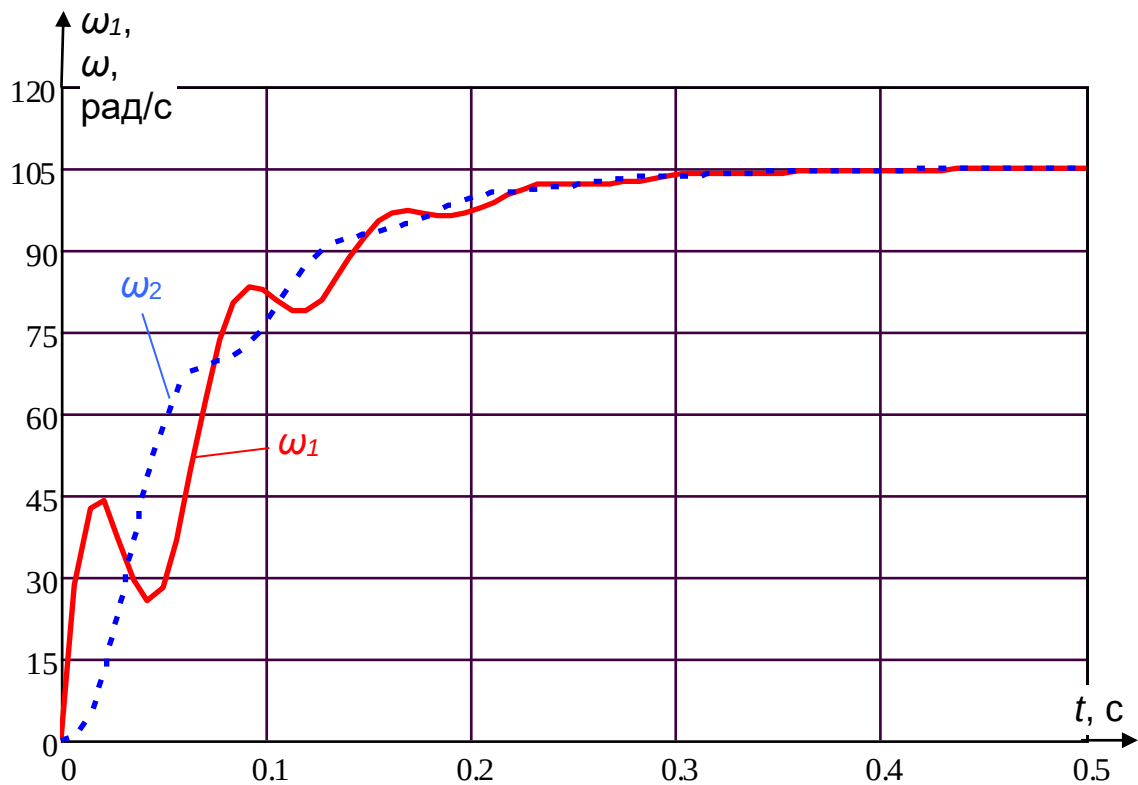


Рис. 3.6 - Графічні залежності кутових швидкостей першої ω_1 та другої ω_2 маси від часу t

Аналіз обидвох графіків показує, що тривалість перехідного процесу становить $t=0,4$ с. Миттєве максимальне значення моменту пружності при цьому становить $M_{\text{лпр}}=975$ Н·м

3.5. Визначення власних частот та форм коливань крутильної двомасової системи приводу

Рівняння вільних коливань для крутильної двомасової системи приводу у відповідності до (3.26) у векторній формі буде мати вигляд

$$I\ddot{\varphi} + C\varphi = 0 \quad (3.65)$$

де I – діагональна матриця моментів інерції;

C – матриця жорсткості

Часткове рішення рівняння (3.65) у відповідності до (3.27) шукаємо у вигляді:

$$\varphi = A \cos(pt + \alpha) \quad (3.66)$$

де A – амплітуда коливань;

p – власна частота коливань.

У відповідності до (3.28) векторне рівняння для визначення амплітуд крутильних коливань A :

$$(C - Ip^2)A = 0 \quad (3.67)$$

Для знаходження власних частот у відповідності до (3.30) запишемо

$$\begin{vmatrix} c_{12} - I_1 p^2 & -c_{12} \\ -c_{12} & c_{12} - I_2 p^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (3.68)$$

Знайдемо визначник

$$(c_{12} - I_1 p^2)(c_{12} - I_2 p^2) - c_{12}^2 = 0 \quad (3.69)$$

В результаті математичних перетворень отримаємо частотне рівняння

$$I_1 I_2 p^4 - (I_1 c_{12} + I_2 c_{12}) p^2 = 0, \quad (3.69)$$

бо

$$p^2 (I_1 I_2 p^2 - (I_1 c_{12} + I_2 c_{12})) = 0, \quad (3.70)$$

Рівняння (3.70) завжди має корінь $p_1 = 0$ (перша власна частота), що відповідає обертанню системи як жорсткого механізму.

Другу власну частоту визначимо із рівняння:

$$p_2 = \sqrt{\frac{c_{12}(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}}. \quad (3.71)$$

Підставивши значення отримаємо

$$p_2 = \sqrt{\frac{1235 \cdot (0,217 + 0,54)}{0,217 \cdot 0,54}} = 89,3 \text{ рад/с.} = 14,2 \text{ Гц.}$$

Відношення амплітуд коливань для двомасової крутильної системи

$$\frac{A_2}{A_1} = -\frac{I_1}{I_2} = -\frac{0,217}{0,54} = -0,4. \quad (3.72)$$

Прийнявши амплітуду першої маси $A_1 = 1$, отримаємо $A_2 = -0,4$.

Форма коливань крутильної двомасової системи приводу приведена на рис. 3.7.

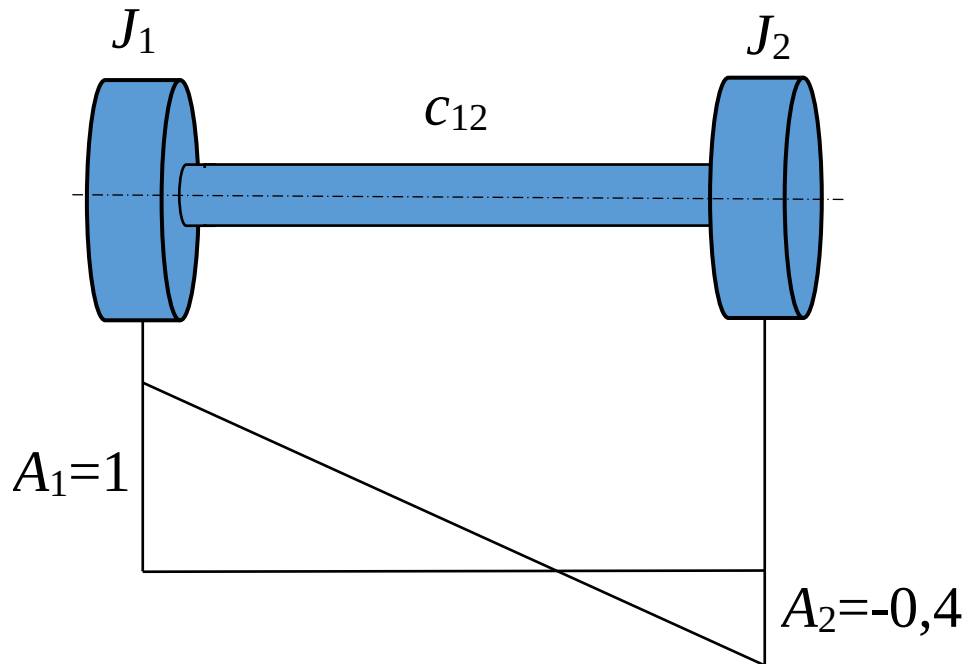


Рис. 3.7 - Форма коливань крутильної двомасової системи приводу

Крутильна коливна двомасова система приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК має тільки одну коливну степінь вільності; другій степені вільності відповідає обертання системи як жорсткого тіла.

3.6. Висновки по розділу 3

Результати, які досягнуті у розділі 3, дозволяють зробити наступні висновки:

1. Розроблено розрахункову схему динамічної системи приводу головного руху у вигляді двомасової системи, маси якої, а саме, механічні системи двигуна постійного струму та шпиндельного вузла вважаються механізмами з жорсткими ланками з одним ступенем вільності, до яких прикладені обертовий момент електродвигуна і статичний момент опору, що з'єднані пружною безінерційною ланкою, яка моделює пасову передачу.

2. На основі рівняння Лагранжа другого роду для механічної системи з голономними зв'язками розроблена математична модель руху динамічної

системи приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК. Для отримання повної системи рівнянь руху додано рівняння характеристики двигуна постійного струму.

3. За допомогою пакета MathCAD шляхом розв'язання системи диференціальних рівнянь руху чисельним методом Рунге-Кутта з фіксованим кроком проведено моделювання перехідного процесу при розгоні приводу і відсутності навантаження від сили різання (оскільки процес різання відбувається в усталеному режимі обертання шпинделя верстату) без врахування приведенного моменту тертя в елементах приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК.

4. Отримано графічні залежності моменту на валу двигуна та моменту пружності від часу та кутових швидкостей першої та другої маси від часу в період розгону від 0 до $n_n=1000$ об/хв. Встановлено, що тривалість перехідного процесу становить $t=0,4$ с, а миттєве максимальне значення моменту пружності при цьому становить $M_{1пр}=975$ Н·м.

5. На основі розробленої математичної моделі крутильних коливань двомасової динамічної системи приводу головного руху визначено власні частоти коливань. Отримано першу власну частоту коливань $p_1=0$, що відповідає обертанню системи як жорсткого механізму, та другу власну частоту яка рівна $p_2=14,2$ Гц. Прийнявши амплітуду коливань першої маси $A_1=1$, отримано амплітуду коливань другої маси $A_2=-0,4$ та побудовано форму коливань крутильної двомасової системи приводу.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Аналіз реалізації обробки на токарно-револьверному верстаті з ЧПК з точки зору безпеки життєдіяльності

При організації виробництва де застосовується механічне оброблення важливу роль відводять комплексу дій, направлених на забезпечення безпеки життєдіяльності виробничого персоналу, так як при цьому застосовується, в основному, металорізальне обладнання.

При роботі на токарно-револьверному верстаті з ЧПК можуть виникати небезпеки, зв'язані з наступними факторами.

1. На токарних операціях різальний інструмент може призвести до нещасного випадку, зокрема при його поломці. Осколки, що розлітаються, можуть нанести травму працівнику, якщо не будуть використанні огорожувальні пристрої і засоби індивідуального захисту.

2. Приводні та передавальні механізми токарно-револьверного верстата з ЧПК теж можуть нанести травму його налагоджуванні та ремонті, а ходові також гвинти є небезпечними в процесі роботи верстата.

3. Зливна стружка оброблюваного матеріалу може нанести травму (порізи рук, ніг), інколи з важкими наслідками. Травму може отримати верстатник у процесі експлуатації верстата і при прибиранні робочого місця.

4. Рухомі частини токарно-револьверного верстата з ЧПК (поперечний, поздовжній і відрізний супорти) можуть привести до травми, якщо людина не помітить їх руху. Виходячи з цього, з метою безпеки виробничого персоналу існують жорсткі вимоги до безпеки експлуатації технологічного обладнання.

Основними із загальних вимог є наступні:

- передачі (пасові, зубчасті та інші), які розташовані поза корпусом верстата, огорожуються суцільним огородженням;

- передбачається фарбування в сигнальні кольори рухомих складальних одиниць та огорожувального обладнання;

- органи керування токарно-револьверного верстата з ЧПК мають мати надійні фіксатори, які виключають можливість їх випадкового переміщення і вмикання, а також вони обладнуються пояснювальними надписами, символами та іншими засобами;

- затискні патрони повинні мати гладкі зовнішні поверхні, а виступаючі частини - заглиблення, або огороження;

- токарно-револьверний верстат з ЧПК облаштовується пристроями для відведення з зони обробки стружки;

- на операціях, що виконуються на токарно-револьверному верстаті з ЧПК, для полегшення процесу різання застосовуються МОР. При їх випаровуванні в повітря вміст вуглеводнів складає $150...940 \text{ мг/м}^3$, мастила аерозолію $7...45 \text{ мг/м}^3$, забруднення одягу складає $800...900 \text{ мг/дм}^3$ [28]. Концентрація МОР і окремих компонентів, а також їх якісний склад залежить від їх витрат, способу подачі, термостабільності, характеру і режиму обробки деталі, властивостей оброблюваного матеріалу, наявності і ефективності санітарно-технічних пристроїв;

- токарно-револьверний верстат з ЧПК повинен бути безпечним при монтажі, експлуатації і ремонті.

Перед початком роботи на токарно-револьверному верстаті з ЧПК для нового оператора майстер проводить ввідний інструктаж з техніки безпеки. Робоче місце оператора має бути підготовлене до роботи; для створення високопродуктивних та безпечних умов праці оператора робоче місце оснащують допоміжним обладнанням (інструментальною шафою, полицями, тарою тощо) для зберігання заготовок, готових виробів, інструментів, пристроїв. Наявність допоміжного обладнання, його раціональне розташування дозволяє не забруднювати робоче місце, що сприяє зростанню продуктивності праці та запобігає виникненню нещасних випадків.

Забороняється вимірювати деталі при роботі токарно-револьверного верстата з ЧПК, так як це пов'язано із небезпекою травмування оператора різальним інструментом, деталлю, яка обробляється, чи пристроями. Для

контролю розмірів деталей, які обробляються, токарно-револьверний верстат з ЧПК необхідно зупинити.

При роботі на токарно-револьверному верстаті з ЧПК оператор має використовувати засоби індивідуального захисту: захисні окуляри, індивідуальні щитки і спецодяг, який потрібен для його захисту від дій мастила, емульсій та інших рідин, що використовуються.

Захисні окуляри та індивідуальні щитки використовуються, головним чином, для захисту органів зору від механічної дії різних факторів виробничого середовища. Використання окулярів і щитків також запобігає травмуванню очей частинами, які відлітають від деталі, що обробляється, та інструменту

Струмопровідні частини токарно-револьверного верстата з ЧПК мають бути надійно ізольовані, або огорожені. Якщо і є відкриті струмопровідні частини, то їх розміщують усередині шаф. Дверцята шаф з електрообладнанням повинні мати автоматичний пристрій, який забезпечує відключення живлення електрообладнання при відкриванні дверцят електрошаф.

Електрообладнання токарно-револьверного верстата з ЧПК має мати нульовий захист, який виключає, незалежно від положення органів управління та робочих органів, невимушене увімкнення обладнання при відновленні подачі струму, що раптово зник. Металеві частини токарно-револьверного верстата з ЧПК, які можуть внаслідок пошкодження ізоляції потрапити під електричний струм, повинні бути заземлені мідним проводом із площею перетину не менше 10мм^2 . При цьому загальний опір пристрою заземлення не повинен перевищувати $4,0\text{ Ом}$, [28].

Засоби захисту мають бути багатофункціонального типу, тобто вирішувати кілька завдань одночасно. Конструкція токарно-револьверного верстата з ЧПК повинна забезпечувати огороження небезпечних елементів та зниження рівня шуму і вібрації.

Оскільки у токарно-револьверного верстата з ЧПК наявна підсистема електроприводу, останній має бути виконаний відповідно до Правил побудови

електричних установок. У верстаті повинні передбачатись засоби захисту від електромагнітних випромінювань, забруднень атмосфери пилом.

Надійність токарно-револьверного верстата з ЧПК визначається ймовірністю порушення нормальної роботи обладнання. Такі порушення можуть бути причиною аварій, травм. Велике значення у забезпеченні надійності має міцність конструктивних елементів. Конструкційна міцність визначається міцністю як матеріалу конструкції елементів верстата, так і його кріпильних з'єднань (зварні шви, заклеювання, штифти, шпонки, різьбові з'єднання), а також умовами їх експлуатації (наявність, мастильного матеріалу, корозія під дією навколишнього середовища, наявність надмірного зношування тощо).

Велике значення у забезпеченні надійної роботи токарно-револьверного верстата з ЧПК є наявність необхідних контрольно-вимірювальних приладів та пристроїв автоматичного керування та регулювання.

При неспрацьовуванні автоматики надійність роботи токарно-револьверного верстата з ЧПК визначається ефективністю дій обслуговуючого персоналу. Тому токарно-револьверний верстат з ЧПК та робоче місце оператора повинні проектуватися з урахуванням фізіологічних та психологічних можливостей людини та її антропометричних даних.

На токарно-револьверному верстаті з ЧПК необхідно забезпечити можливість швидкого правильного зчитування показань контрольно-вимірювальних приладів та чіткого сприйняття сигналів. Наявність великої кількості органів управління та приладів (шкал, кнопок, рукояток, світлових та звукових сигналів) викликає підвищену втому оператора.

Органи управління токарно-револьверного верстата з ЧПК повинні бути надійними, доступними і добре помітними, зручними в користуванні. Вони розташовані безпосередньо на токарно-револьверному верстаті з ЧПК та його спеціальному пульті, віддаленому від нього на деяку відстань.

Токарно-револьверний верстат з ЧПК повинен бути зручними для огляду, змащування, розбирання, налагодження, прибирання, транспортування, встановлення та управління ним в роботі.

Ступінь стомлюваності оператора на токарно-револьверному верстаті з ЧПК обумовлена не тільки нервовим і фізичним навантаженням, а й психологічним впливом навколишнього середовища, тому велике значення має вибір кольору зовнішніх його поверхонь та приміщення.

Найважливішою умовою забезпечення безпеки токарно-револьверного верстата з ЧПК є облік та виконання вимог безпеки на всіх етапах його створення, починаючи з розробки технічного завдання на проектування та закінчуючи здаванням дослідних зразків у серійне виробництво. Перелік таких вимог визначається з урахуванням аналізу небезпечної зони виробничого устаткування [29].

4.2. Організація освітлення робочих місць машинобудівної ділянки

Серед факторів зовнішнього середовища, що впливають на організм людини в процесі праці, світло займає одне з важливих місць. Вірно спроектоване та виконане освітлення забезпечує можливість нормальної виробничої діяльності [29].

Світло впливає не лише на функцію органів зору, а й на діяльність організму загалом. При поганому освітленні людина швидко втомлюється, працює менш продуктивно, зростає потенційна небезпека помилкових дій і нещасних випадків. Врешті, погане освітлення може призвести до професійних захворювань, наприклад, таких як робоча міопія (короткозорість), спазм акомодатії.

Для створення оптимальних умов зорової роботи слід урахувати не лише кількість та якість освітлення, а й кольорове оточення. Для створення сприятливих умов зорової роботи, які б виключали швидку втомлюваність очей, виникнення професійних захворювань нещасних випадків і сприяли

підвищенню продуктивності праці та якості продукції, виробниче освітлення має відповідати наступним вимогам:

- створювати на робочій поверхні освітленість, що відповідає характеру зорової роботи і не є нижчою за встановлені норми;
- не повинно чинити осліплюючої дії як від самих джерел освітлення, так і від інших предметів, що знаходяться в полі зору;
- забезпечувати достатню рівномірність та постійність рівня освітленості у виробничих приміщеннях, щоб уникнути частої переадаптації органів зору;
- не створювати на робочій поверхні різких та глибоких тіней (особливо рухомих);
- має бути достатній для розрізнення деталей контраст поверхонь, що освітлюються;
- не створювати небезпечних та шкідливих виробничих факторів (шум, теплові випромінювання, небезпечне ураження струмом, пожежо- та вибухонебезпека світильників);
- повинно бути надійним і простим в експлуатації, економічним та естетичним.

Залежно від джерела світла виробниче освітлення може бути:

- природним, що створюється прямими сонячними променями та розсіяним світлом небосхилу;
- штучним, що створюється електричними джерелами світла;
- суміщеним, при якому недостатнє за нормами природне освітлення доповнюється штучним.

Природне освітлення поділяється на: бокове (одно - або двостороннє), що здійснюється через світлові отвори (вікна) у зовнішніх стінах; верхнє, здійснюване через ліхтарі та отвори в дахах і перекриттях; комбіноване, що поєднує верхнє та бокове освітлення.

Штучне освітлення може бути загальним та комбінованим. Загальним називають освітлення, при якому світильники розміщуються у верхній зоні приміщення (не нижче 2,5 м над підлогою) рівномірно (загальне рівномірне

освітлення) або з урахуванням розташування робочих місць (загальне локалізоване освітлення). Комбіноване освітлення складається із загального та місцевого. Його доцільно застосовувати при роботах високої точності, а також, якщо необхідно створити певний або змінний, у процесі роботи, напрямок світла. Місцеве освітлення створюється світильниками, що концентрують світловий потік безпосередньо на робочих місцях. Застосування лише місцевого освітлення не допускається з огляду на небезпеку виробничого травматизму та професійних захворювань. Робоча освітленість обов'язкова у всіх приміщеннях і на освітлюваних територіях для забезпечення нормальної роботи, проходу людей і руху транспорту.

Як джерела світла для освітлення виробничих приміщень використовують газорозрядні лампи. Основною перевагою газорозрядних ламп є велика світлова віддача - 40...110 лм/Вт [29].

Від газорозрядних ламп можливо отримати світловий потік практично в любій частині спектру, підбір відповідним чином інертних газів і парів металів, в атмосфері яких відбувається розряд. Газорозрядні лампи мають також ряд недоліків: відсутність інерції випромінювання газорозрядних ламп може привести до появи пульсації світлового потоку. Пульсація світлового потоку погіршує умови зорової роботи, а стробоскопічний ефект веде до збільшення небезпеки травматизму, і робить неможливе успішне виконання ряду виробничих операцій. Для стабілізації світлового потоку газорозрядних ламп необхідно використовувати дво- і трифазне включення в мережу, або послідовно вмикати баластний, ємнісний або індуктивний опір. Напруга при запалюванні в газорозрядних лампах, зазвичай, є значно вищою, ніж напруга мережі, тому для вмикання ламп доводиться використовувати складні пускові пристрої.

Найбільш розповсюдженими газорозрядними лампами є люмінесцентні, які мають форму циліндричної трубки. Внутрішня поверхня трубки покрита тонким шаром люмінофора, що використовується для перетворення

ультрафіолетового випромінювання, яке виникає від дії електричного розряду в випарах ртуті, у видиме світло.

Створення у виробничих приміщеннях якісного й ефективного освітлення неможливе без використання раціональних світильників.

Найменша освітленість робочих поверхонь у виробничих приміщеннях регламентується СНиП 11-4-79 і визначається, в основному, характеристикою зорової роботи. Норми носять міжгалузевий характер. На їх основі, як правило, розробляють норми для окремих галузей промисловості.

Електричний світильник є сукупністю джерела світла і освітлювальної арматури. Важливою характеристикою світильника є його коефіцієнт корисної дії. Освітлювальна арматура споживає частину світлового потоку випромінюючим джерелом світла. Відношення фактичного світлового потоку світильника до світлового потоку розміщеної в ньому лампи називається коефіцієнтом корисної дії. При використанні люмінесцентних ламп для освітлення виробничих приміщень із великим умістом пилу використовуються вологовивбухопилозахищені світильники ПВЛМ. У цьому світильнику встановлено дві лампи, що дає можливість зменшити пульсацію сумарного світлового потоку, і виключити стробоскопічний ефект.

Світильники серії ПВЛМ призначені для загального освітлення виробничих приміщень. В якості джерела світла використовується люмінесцентна лампа, яка живиться від мережі 220В або 380В і 50 Гц. Клас захисту від ураження електричним струмом - 1 по ГОСТ 12.2.007.0-75, захисний кут - не менше 15°, кліматичне виконання - УХЛ4, 04, ступінь захисту - 5'3 [29].

4.3. Прогнозування можливих надзвичайних ситуацій біля підприємства та методи забезпечення захисту його працівників

Цех, в якому працює токарно-револьверний верстат з ЧПК, розташований у місцевості, в якій можуть виникнути такі стихійні лиха:

- у теплу пору року можливий спалах сухої трави, як на території підприємства, так і на прилеглій території, що призведе до виникнення природної пожежі, при якій погіршаться умови праці на підприємстві через задимленість повітря, підвищення його температури. Також вітер може переносити іскри на значну відстань, що може призвести до пожежі на складах паливно-мастильних матеріалів;

- у літній період ураганні вітри та град можуть стати причиною пошкодження покрівель будівель, руйнування світлоаераційних ліхтарів, можуть заподіяти шкоду здоров'ю людей, що знаходяться поза будівлями;

- значне підвищення температури у літній період може призвести до погіршення умов праці робітників та до зупинки обладнання;

- у холодний період року можливі рясні снігопади, внаслідок яких може статися припинення вантажопасажирського сполучення підприємства з прилеглими населеними пунктами, обвалення покрівель промислових будівель під вагою снігу, порушення технологічних процесів внаслідок припинення переміщення предметів праці між підрозділами підприємства;

- нормальне транспортне сполучення з підприємством може бути порушене внаслідок ожеледиці;

- через налипання мокрого снігу може статися обрив проводів ліній електропередач;

На території підприємства розташований склад, в якому зберігаються паливно-мастильні матеріали, на яких може статися пожежа. Газова котельня, на якій може статися пожежа та вибух, що може призвести до руйнування інших будівель.

Найбільш ефективними методами захисту працівників підприємства є попередження аварій та катастроф. Це досягається як організаційними, так і інженерно-технічними заходами, які полягають у виявленні та усуненні причин можливих аварій, та попередженні наслідків катастроф [30].

До організаційних заходів відносять [30]: навчання співробітників використанню засобів індивідуального захисту; проведення регулярних навчань

з цивільного захисту; організація взаємодії сил цивільного захисту підприємства із силами цивільного захисту міста, області.

Інженерно-технічні заходи включають аналіз інженерних об'єктів та технологічних процесів та внесення до проектів планувальних та технологічних рішень, які мають виключити або знизити ймовірність виникнення аварійної ситуації, або мінімізувати її наслідки. Наприклад, заміну небезпечних процесів у виробництві безпечними. При проектуванні систем водопостачання підприємства необхідно передбачити можливість їх використання для пожежогасіння, знезараження техніки та людей під час хімічної аварії.

При великих аваріях (вибухах, пожежах) та стихійних лихах (снігопади, град, ожеледиця) роботи з ліквідації їх наслідків повинні проводитися в найкоротші терміни. Під час обвалення будівель та споруд необхідно якнайшвидше врятувати людей, які перебувають у завалах та заблокованих у підвальних приміщеннях, надати постраждалим екстрену допомогу.

У разі витоків небезпечних речовин із гальванічних цехів та цехів хіміко-термічної обробки необхідно провести укриття персоналу підприємства у захисних спорудах.

Захисна споруда повинна забезпечувати захист від усіх можливих вражаючих факторів: температури, вибухової хвилі, отруйних речовин. Люди повинні мати можливість перебувати в захисній споруді тривалий час.

Діючим способом захисту людей під час надзвичайних ситуацій є їхня евакуація та розосередження, які проводяться за планами, складеними штабом цивільного захисту населеного пункту.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В даній кваліфікаційній роботі магістра вирішено важливу науково-прикладну задачу розроблення енергоефективного прямого приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК та дослідження динамічних властивостей його пружної системи в перехідних процесах.

2. Аналіз показав, що узагальнена структура приводу головного руху металорізального верстата включає привідний двигун, коробку швидкостей, з'єднання двигуна з коробкою швидкостей, з'єднання коробки швидкостей зі шпиндельною бабкою. В залежності від призначення верстата, його загального компонування та системи управління ті чи інші елементи приводу можуть бути відсутні.

3. Приведені конструкції, область застосування, переваги та недоліки прямих приводів головного руху з пасовою передачею, з планетарною коробкою швидкостей та пасовою передачею, з вмонтованою розширювальною коробкою швидкостей в шпиндельну бабку, а також приводів головного руху у вигляді мотор-шпинделя.

4. Проведений аналіз багатьох робіт в області досліджень динамічних характеристик приводів головного руху показав, що передумовою для аналізу руху є складання приведеної розрахункової ланцюгової схеми приводу, а методики розрахунків вимушених і вільних коливань приводів верстатів мають загальний характер. Огляд робіт показав, що методи математичного моделювання систем головного приводу дозволяють вирішити ряд завдань, пов'язаних з визначенням таких динамічних характеристик: власних частот та форм коливань системи; побудови АФЧХ; параметрів перехідних режимів при пуску та гальмуванні, збільшенні та зниженні навантаження з урахуванням властивостей приводного двигуна.

5. Розроблено конструкцію приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК, що являє собою прямий привод з пасовою

передачею. Привід головного руху забезпечує максимальну потужність 15 кВт та безступеневе регулювання частот обертання в діапазоні 1...3500 об/хв.

6. Проведено розрахунок та вибір параметрів поліклінопасової передачі, розроблено конструкцію шпиндельного вузла на опорах кочення. Вибрано підшипник передньої опори роликовий радіальний марки 3182122K, задньої опори - підшипник радіально-упорний марки 36117K та упорний підшипник марки 8117. Проведено розрахунок радіальної та поворотної жорсткості опор шпиндельного вузла.

7. У відповідності до розробленої конструкції шпиндельного вузла розроблено його розрахункову схему, як статично невизначеної системи. З використанням канонічних рівнянь методу сил розроблено математичну модель радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла. Проведено розрахунок коефіцієнтів впливу податливості шпиндельного вузла, як пружної балки на жорстких опорах та жорсткої балки на пружних опорах. За результатами розрахунку радіальна жорсткість переднього кінця шпиндельного вузла становить 296,8 Н/мкм.

8. Розроблено розрахункову схему динамічної системи приводу головного руху у вигляді двомасової системи з прикладеними до мас обертовим моментом електродвигуна і статичним моментом опору, що з'єднані пружною безінерційною ланкою, яка моделює пасову передачу.

9. На основі рівняння Лагранжа другого роду для механічної системи з голономними зв'язками розроблена математична модель руху динамічної системи приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК. Для отримання повної системи рівнянь руху додано рівняння характеристики двигуна постійного струму.

10. За допомогою пакета MathCAD шляхом розв'язання системи диференціальних рівнянь руху чисельним методом Рунге-Кутта з фіксованим кроком проведено моделювання перехідного процесу при розгоні приводу і відсутності навантаження від сили різання (оскільки процес різання відбувається в усталеному режимі обертання шпинделя верстату) без

врахування приведенного моменту тертя в елементах приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК.

11. Отримано графічні залежності моменту на валу двигуна та моменту пружності від часу та кутових швидкостей першої та другої маси від часу в період розгону від 0 до $n_n=1000$ об/хв. Встановлено, що тривалість перехідного процесу становить $t=0,4$ с, а миттєве максимальне значення моменту пружності при цьому становить $M_{\text{пр}}=975$ Н·м.

12. На основі розробленої математичної моделі крутильних коливань двомасової динамічної системи приводу головного руху визначено власні частоти коливань. Отримано першу власну частоту коливань $p_1=0$, що відповідає обертанню системи як жорсткого механізму, та другу власну частоту яка рівна $p_2=14,2$ Гц. Приймаючи амплітуду коливань першої маси $A_1=1$, отримано амплітуду коливань другої маси $A_2=-0,4$ та побудовано форму коливань крутильної двомасової системи приводу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Brecher C., Weck M. Machine Tools Production Systems 2. Design, Calculation and Metrological Assessment – Berlin: Springer-Verlag GmbH, 2021 – 840 p.
2. Neugebauer R. Werkzeugmaschinen. Aufbau, Funktion und Anwendung von spanenden und abtragenden Werkzeugmaschinen. – Berlin: Springer-Verlag GmbH, 2012 – 478 s.
3. Erdel B. High-speed Machining. – Michigan: Society of Manufacturing Engineers, 2003. – 247 p.
4. Hirsch A. Werkzeugmaschinen. Grundlagen, Auslegung, Ausführungsbeispiele – Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2012. – 439 s.
5. Wu Y. Zhang L. Intelligent Motorized Spindle Technology. – Singapore: Springer Nature Singapore Pte Ltd, 2020. – 303 p.
6. The influence of titanium as a desferoidizing element on the stability of production of magnesium cast irons with compacted graphite/A.Senuk,L.Slobodyan,V. Aulina,V.Kropivnua, O.Kuzyk,O.Lyashuk,M.Bosyia,Y.Vovk, A.Kropivna,M.Sokolc// Tribology in Industry.-Kragujevac:Universty of Kragujevac,2021.-Vol.43.-№4.-P.654-666.
7. Harmonic-dispersion analysis of the shape accuracy of the rolling bushings of drive roller and bushing chains /Senyk A.,Kavalov V.,Klymenko G.,Vasylchenko Y., Shapovalov M.,Kobelnyk O.//Procedia Structural Integrity.7th International Conference on IN-service Damage of Materials:Diagnostics an Prediction,DMDP 2023 Ternopil 18 October 2023 to 20 October 2023.2024 Vol.59,P502-507
8. New technology for the manufacturing and use of rolling kingpin bushings in the undercarriage of certain vehicles / Senyk A., Kobelnyk V., Gagaliuk A., Plavutska I., Matviyishin A., Larochnik A.,Dubyniak T.//Procedia Structural Integrity.7th International Conference on In-service Damage of Materials:Diagnostics and Prediction,DMDP 2023 Ternopil 18 October 2023 to 20 October 2023.2024 Vol.59,P502-507

9. Карпенко Т.Н. Колебательные процессы в станках. – Мариуполь: ПГТУ, 2006. – 81 с.

10.Пижов В.М., Красношайка Н.Д., Островерхов М.Я. Электропривод: Механіка електроприводу. Електромеханічне перетворення енергії та електромеханічні властивості двигунів постійного струму. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського – Електронні текстові дані (1 файл: 2,48 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 198 с.

11.Dresig H., Fidler A. Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese. – Berlin: Springer-Verlag, 2014. – 651 s.

12.Trucks V. Rechnergestützte Beurteilung von Getriebestrukturen in Werkzeugmaschinen. – Berlin: Springer-Verlag, 1996. – 141 s.

13.Crowder R. Electric Drives and Electromechanical Systems. - Elsevier Ltd, 2020 – 292p.

14.Weck M. Teipel K. Dynamisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen.– Berlin: Springer, 1977.

15.Boehm. R. Beitrag zum Torsionsschwingungsverhalten von Werkzeugmaschinenantrieben mit Zahnschaltgetrieben. München: TU, Diss.,1976.

16.Кузнєцов Ю.М. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: монографія// Ю.М. Кузнєцов, І.В. Луців, О.В. Шевченко, В.Н. Волошин – К.: - Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.

17.Сизый Ю.А. Метод пространства состояний при исследовании и анализе крутильных колебаний привода вращения/ Ю.А. Сизый, Э.Г. Чайка, А.Н. Ушаков// Вісник Національного технічного університету «ХПІ» Серія: Технології в машинобудуванні. – Випуск 2, 2017. – с. 3-7.

18.Погребняк Р.П. Динамічні властивості пружної системи приводу важкого карусельного верстата для обробки залізничних коліс// Проблеми обчислювальної техніки і міцності конструкцій. - Випуск 27, 2017. – с. 129-136.

19.Погребняк Р.П. Нестационарні режими роботи головного привода карусельного верстата для обробки суцільнокатаних залізничних коліс// Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. - №3(75), 2018. – с. 128-137.

20.Струтинський, В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки. – Житомир : ЖІТІ, 2001. – 612 с.

21.Верба І.І., Даниленко О.В. Статичний розрахунок шпиндельних вузлів на опорах кочення: Методичні вказівки до виконання розрахунків у дипломних проектах та курсових проектах з дисциплін «Металорізальні верстати», «Металорізальні верстати та обладнання автоматизованого виробництва», «Конструювання обладнання металообробних цехів» для студентів напряму підготовки 6.050503, спеціальностей «Металорізальні верстати та системи» та «Інструментальне виробництво» і спеціальностей 7.05050201, 8.05050201 «Технологія машинобудування». Частина 1. – К.: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2017. – 104 с.

22.Бочков В.М., Сілін, Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник. – Львів: Бескид Біт, 2008– 448 с.

23.Карнаух С.Г., Чоста Н.В. Розрахунки механічних передач : навчальний посібник до курсового й дипломного проектування. – Краматорськ: ДДМА, 2008. – 204 с.

24.Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів: Підручник. – К.: Вища школа, 2004. – 665с.

25.Хорошев К.Г., Кикоть С.В., Ніколаєнко В.А. Методичні вказівки до виконання циклу розрахунково-графічних робіт з динаміки механічних систем на базі ПЗ «OpenModelica» (v.1.12) для студентів денної форми здобуття освіти галузі знань 13 «Механічна інженерія», спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» та галузі знань 14 «Електрична інженерія», спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування». – К.: НТУ, 2019. - 98 с.

26.Електродвигуни постійного струму МР 132 LA. [Електронний ресурс].

- Режим доступу: <https://ek.ck.ua/elektrodivhun-postiynoho-strumu-mp132la/> (дата звернення: 07.12.2024).

27. ROTA NC plus 2 215-66 Z170-SV90° 3-jaw power chuck with through-hole. [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://schunk.com/au/en/workpiece-clamping-technology/lathe-chucks/power-lathe-chucks-with-through-hole/rota-nc-plus-2/rota-nc-plus-2-215-66-z170-sv90-/p/000000000000852116> (дата звернення: 07.12.2024).

28. Волошин В.Н. Динамічна модель крутильних коливань механічної частини електроприводу головного руху металорізального верстата. Методичні вказівки та завдання до виконання практичної роботи №1 з дисципліни «Приводи верстатів і верстатних комплексів» для студентів освітнього ступеня магістра спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» – Тернопіль, ТНТУ, 2019. – 32 с.

29. Волошин В.Н. Моделювання перехідних процесів двомасової електромеханічної системи приводу технологічної машини. Методичні вказівки та завдання до виконання практичної роботи №5 з дисципліни «Динаміка машин» для студентів освітнього ступеня магістра спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» – Тернопіль, ТНТУ, 2024. – 17 с.

30. Волошин В.Н. Динамічні властивості пружної системи головного приводу токарно-револьверного верстату з ЧПК/ В.Н. Волошин, В.М. Буховець, В.І Качор// Матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (11-12 грудня 2024 р.). – Тернопіль: ТНТУ, 2024. – С. 211-212.

31. Голубенко О.Л., Касьянов М.А., Гунченко О.М. Охорона праці в машинобудівному виробництві. Підручник. – Луганськ. Східноукраїнський університет ім. В. Даля, 2010 – 456 с.

32. Пістун І.П., Стець Р.Є., Трунова І.О. Охорона праці в галузі машинобудування. Навчальний посібник (стереотипне видання) – Суми: Університетська книга, 2023 – 556 с.

33.Левчук К.О., Романюк Р.Я., Толок А.О. Цивільний захист: навчальний посібник. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2016. – 325 с.

34.Кобельник В.Р, Кривий П.Д. Жорсткість вертикально-свердлильних верстатів// Вісник ЖДТУ. Технічні науки. : Житомир : ЖДТУ, 2007. Вип. № 1 (40). С. 34–40.

35.Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / Кобельник Володимир Романович; Тернопіль, 2013 – 168 с.

36.Кобельник В.Р., Крупа В.В., Тимошенко Н.М. Використання методу ітерацій для дослідження точності подач металорізальних верстатів.

Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї: наука: виробництво: тези допов.: Краматорськ: ДДМА, 2018. С.78-80.

ДОДАТКИ