

**Міністерство освіти і науки України**

**Луцький національний технічний університет**

(повне найменування вищого навчального закладу)

**Факультет транспорту та механічної інженерії**

(повне найменування факультету)

**Кафедра прикладної механіки та мехатроніки**

(повна найменування кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА  
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «БАКАЛАВР»**

**ВДОСКОНАЛЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА  
ГОЛОВНОГО РУХУ ВЕРСТАТА**

спеціальність 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»

(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти  
групи ІМ-41  
Душко Дмитро Анатолійович

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Керівник:  
к.т.н., доцент  
Придальний Борис Іванович

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Кваліфікаційну роботу  
допущено до захисту  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2023 р.  
Гарант освітньої програми:  
к.т.н., доцент  
Божко Тетяна Євгенівна

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Луцьк – 2023 року

# ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет транспорту та механічної інженерії

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

Ступінь вищої освіти: бакалавр

Галузь знань: 13 механічна інженерія

Спеціальність: прикладна механіка

Освітня програма: 131 прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

«  »    2023 р.

## ЗАВДАННЯ

### НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Душко Дмитро Анатолійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Вдосконалення характеристик привода головного руху верстата

Керівник роботи: Придальний Борис Іванович, к.т.н., доцент.

затверджені наказом закладу вищої освіти від «28» грудня 2023 р. №986/01-02

2. Строк подання здобувачем вищої освіти кваліфікаційної роботи «01» червня 2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: Конструкції та характеристики сучасних шпиндельних вузлів фрезерних верстатів, деталь представник з поверхнями для обробки фрезеруванням, нормативні дані

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, що потрібно розробити):  
Вступ. Розділ 1. Огляд поточного стану досліджень та проблеми. Розділ 2. Вплив окремих характеристик шпиндельного вузла на характеристики обробки. Розділ 3. Вплив нагрівання на характеристики функціонування привода головного руху. Розділ 4. Вплив компоновки шпиндельного вузла на характеристики його функціонування. Розділ 5. Охорона праці. Висновки і пропозиції. Список використаних джерел. Додатки.

5. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу:

Креслення деталі для обробки – 1 лист (ф.А1), аналіз схем формоутворення – 1 лист (ф.А1), розгортка коробки швидкостей – 1 лист (ф.А1), згортка коробки швидкостей – 1 лист (ф.А1), шпиндельна головка – 1 лист (ф. А1)

## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «29» листопада 2022 р.**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи бакалавра	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Обґрунтування теми</i>	06.12.2022	
2.	<i>Розділ 1</i>	14.02.2023	
3.	<i>Розділ 2</i>	28.02.2023	
4.	<i>Розділ 3</i>	14.03.2023	
5.	<i>Розділ 4</i>	28.03.2023	
6.	<i>Розділ 5</i>	18.04.2023	
7.	<i>Висновки та пропозиції</i>	09.05.2023	
8.	<i>Формування списку використаних джерел</i>	09.05.2023	
9.	<i>Формування додатків</i>	18.05.2023	
10.	<i>Оформлення ілюстративного матеріалу</i>	24.05.2023	
11.	<i>Нормоконтроль</i>	26.05.2023	
12.	<i>Інструментальна перевірка на академічний плагіат</i>	29.05.2023	
13.	<i>Представлення кваліфікаційної роботи бакалавра до захисту</i>	01.06.2023	

Здобувач вищої освіти

\_\_\_\_\_ (підпис)

(Душко Д.А.)  
(прізвище, ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

\_\_\_\_\_ (підпис)

(Придальний Б.І.)  
(прізвище, ініціали)

## ЗМІСТ

	Вступ.....	6
1	Розділ 1. Огляд поточного стану досліджень та проблеми.....	8
1.1	Вплив вібрацій функціонування шпиндельного вузла.....	8
1.2	Вплив температурних деформацій.....	10
1.3	Особливості роботи підшипників у шпиндельному вузлі.....	13
2	Розділ 2. Вплив окремих характеристик шпиндельного вузла на характеристики обробки.....	17
2.1	Динамічні характеристики привода головного руху.....	17
2.2	Частоти коливань в системі привода.....	18
2.3	Вплив характеристик привода на процес фрезерування.....	20
3	Розділ 3. Вплив нагрівання на характеристики функціонування привода головного руху.....	22
3.1	Особливості впливу нагрівання в системі привода.....	22
3.2	Функціонування підшипників в складі шпинделя.....	25
3.3	Пошук параметрів підшипників.....	27
3.4	Вплив температурних полів.....	30
4	Розділ 4. Вплив компоновки шпиндельного вузла на характеристики його функціонування.....	34
4.1	Загальний підхід до визначення компоновки.....	34
4.2	Процес визначення структури.....	35
4.3	Вибір типу передачі крутного моменту .....	37
4.4	Особливості розташування підшипників.....	39
5	Розділ 5. Охорона праці.....	45
	Висновки і пропозиції.....	49
	Список використаних джерел.....	50
	Додатки	

## ВСТУП

Обробка металу різання за своєю суттю є переривчастим процесом різання, на який значною мірою впливає динаміка верстата і шпинделя, а також їх вплив на інструмент і заготовку під час зняття матеріалу. Жорсткість обертової системи привода шпинделя в основному визначається механічними властивостями валів і жорсткістю інших елементів привода шпинделя. Коли шпиндельна система повністю жорстка, на різучі кромки припадає сильний удар. Хоча це значною мірою залежить від механіки руйнування інструменту та властивостей матеріалу заготовки, іноді надмірне навантаження призводить до несподіваного пошкодження інструменту, наприклад, до відколу на різучій кромці. У такому випадку можна зменшити пошкодження інструменту, поглинувши силу удару в системі приводу шпинделя за рахунок зниження жорсткості привода. Однак, існує і зворотна тенденція, менша жорсткість обертання шпинделя часто призводить до погіршення якості різання, нестабільності процесу різання та вібрацій для певних матеріалів інструменту та заготовки. Таким чином, для деяких видів обробки бажано зберігати високу жорсткість загального процесу різання. Верстати використовуються для різання найрізноманітніших заготовок інструментами різної форми та з різних матеріалів, тому гнучкість для задоволення різноманітних вимог користувачів є дуже важливою характеристикою для обробки на верстатах. Тому важливо, щоб динаміку обертання шпинделя можна було регулювати, що дозволяє вибирати оптимальні налаштування шпинделя для відповідного процесу різання залежно від типу інструменту, матеріалу заготовки та сфери застосування.

Оскільки досягнення гнучкої зміни динамічних характеристик шляхом зміни механічних властивостей не є практичним підходом, вона повинна досягатися за допомогою спеціального керування системою приводу шпинделя. Для програмного керування характеристиками функціонування шпиндельного вузла, двигун головного руху повинен мати високі динамічні характеристики. Такий привод шпинделя є перспективним напрямком для розробки. Відомо, що

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

асинхронні двигуни, які зазвичай використовуються для шпинделів верстатів, не підходять для досягнення високої смуги пропускання через притаманні їм характеристики принципу приводу.

Підвищення точності обробки на верстатах з числовим програмним керуванням є однією з найбільш актуальних завдань інженерів та дослідників. Крім того, моторизований шпиндель є основним компонентом верстатів. Однак ця компактна конструкція, що поєднує вбудований двигун і високошвидкісні підшипники, виділяє велику кількість тепла в систему високошвидкісного шпинделя. Крім того, умови розсіювання тепла погані, властивості матеріалів компонентів різні, а структура шпиндельної системи складна. Інтерактивний вплив таких факторів, як розташування та інтенсивність джерела тепла, умови розсіювання тепла, властивості матеріалу та структура, може призвести до складних теплових характеристик. Наприклад, нерівномірний розподіл внутрішніх і зовнішніх джерел тепла викликає пружну теплову деформацію компонентів шпинделя, що призводить до геометричних і формальних похибок оброблюваних заготовок. Тому важливо дослідити теплові характеристики високошвидкісних шпинделів, щоб уникнути погіршення точності обробки на верстатах.

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

## РОЗДІЛ 1

### ОГЛЯД ПОТОЧНОГО СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ПРОБЛЕМИ

#### 1.1. Вплив вібрацій функціонування шпиндельного вузла

Щоб запобігти небажаній вібрації, багато дослідників провели глибокі дослідження [2, 3]. Завдяки цьому стабільність вібрації тепер можна обґрунтовано прогнозувати і практично застосовувати в багатьох цехах. Однак мало хто розглядав вплив динамічних характеристик напрямку обертання шпинделя, хоча вібрація безпосередньо впливає на відносний рух між ріжучою кромкою і заготовкою, що по суті реалізує процес знімання матеріалу. Попереднє дослідження авторів [1] вказує на те, що динаміка обертання шпинделя також важлива для визначення процесу різання. У той час як концепція стійкості до биття фокусується на нестабільних процесах різання, це дослідження фокусується тільки на оптимізації процесу різання при стабільних фрезерних операціях. У цій роботі представлено концепцію гнучкого керування шпинделем, її вплив на процеси різання, а також наведено приклад математичної моделі та реальних експериментів.

Вплив характеристик жорсткості привода головного руху при фрезеруванні залежить від динамічних характеристик та асинхронного двигуна, що використовувалися. Шпиндельна система, розроблена в попередніх промислових дослідженнях [1], була встановлена на Mori Seiki NV7000, вертикальному обробному центрі з ЧПК високої жорсткості. На рис. 1.1 показана діаграма Боде для високопродуктивного PMSM, експериментально отримана за допомогою аналізу синусоїди з використанням динамічного аналізатора сигналів. На рис. 1.2 також показана діаграма Боде асинхронного двигуна, який спочатку був встановлений на верстаті і розмір якого майже такий самий, як у PMSM. У той час як смуга пропускання PMSM становить приблизно 470 Гц, 107 Гц є найвищою для асинхронного двигуна. Очевидно, що з PMSM можливий ширший діапазон регулювання шпиндельного двигуна порівняно з його аналогом з індукційним приводом.

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

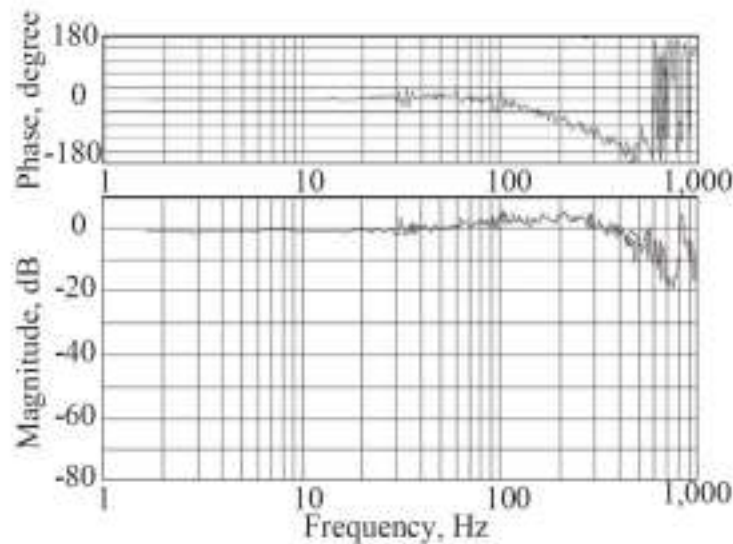


Рисунок 1.1 Діаграма Бодє ПМСМ (смуга пропускання 470 Гц)

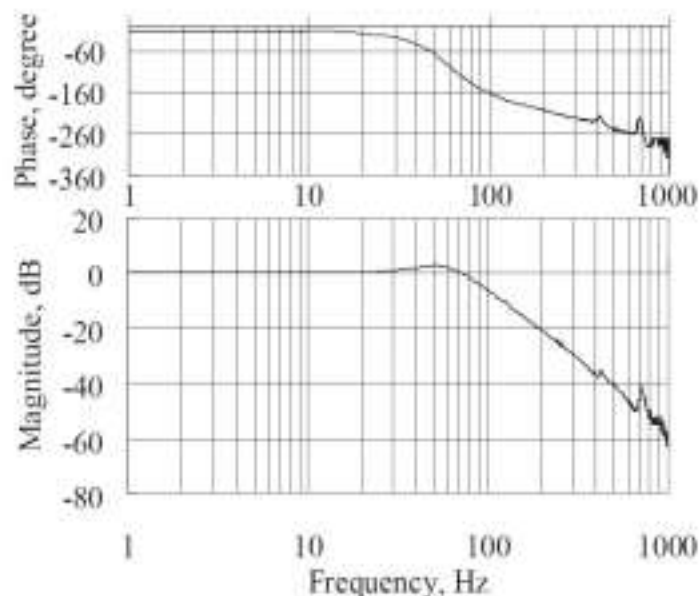


Рисунок 1.2 Діаграма Бодє асинхронного двигуна (смуга пропускання 107 Гц)

Щоб уникнути погіршення точності обробки високошвидкісних шпинделів при фактичній обробці, спричиненої нерівномірним розподілом температурного поля на етапі проектування, для проведення інтерактивного аналізу перехідних процесів термоструктури моторних шпинделів було запропоновано тривимірну (3D) модель скінченно-елементного аналізу (МСЕ), яка враховує комбінований вплив теплового контактного опору (ТКО) і жорсткості підшипників на точність результатів моделювання. Детально обговорено метод розрахунку граничних умов, що використовуються в моделі МСЕ, таких як теплові навантаження, конвективний теплообмін,

									Арх.
						042Б-23.00.00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата					



термоконтактний опір і жорсткість підшипників. На основі аналізу квазістатичної механіки підшипника кочення були проаналізовані передаточні зв'язки між кількома змінними в системі рівнянь рівноваги підшипників. Запропоновано алгоритм Ньютона-Рафсона, який розглядає кут контакту як ітераційну змінну, для розрахунку теплової потужності та жорсткості підшипників і покращення збіжності алгоритму, а також запропоновано критерії припинення пробного розрахунку кута контакту для покращення точності алгоритму. Для характеристики морфології шорсткої поверхні кілець підшипників було використано функцію Вейерштрасса-Мандельброта (WeM) у фрактальній геометрії. Фрактальні параметри були ідентифіковані за допомогою методу спектра потужності, а модель контактної деформації асперсій була розроблена для розрахунку контактних параметрів, що використовуються в моделюванні TCR. Потім було запропоновано прогнозну модель для TXP, яка враховує комбінований вплив морфології кілець підшипників і контактної деформації апертур. Для демонстрації достовірності моделі були проведені експерименти з теплової рівноваги. Результати показали, що модель MCE може точно моделювати температурне поле і теплову деформацію шпindelної системи і що модель MCE була набагато точнішою, ніж традиційна тепла модель високошвидкісної шпindelної системи, яка ігнорувала TCR і жорсткість підшипників.

## 1.2. Вплив температурних деформацій

В останні роки для аналізу розподілу температурного поля та варіації теплової деформації верстатів використовується метод чисельного аналізу. Bossmanns і Tu [2] охарактеризували теплоутворення, тепловіддачу і тепловідводи високошвидкісних шпindelів на основі методу кінцевих різниць (FDM). Лінг та ін. [3] представили інтегровану модель для дослідження різних термомеханічних і динамічних характеристик шпindelів на високих швидкостях. Метод скінченних елементів (MCE) був застосований для поліпшення теплових характеристик і точності обробки системи підшипників

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

шпинделя Kyung та ін. [4]. Морі та ін. [5] використовували МСЕ для оптимізації структури шпиндельної бабки токарних верстатів з ЧПК та мінімізації теплової деформації центральної лінії шпинделя. Zhao та ін. [6] змоделивали температурне поле та теплові похибки шпинделя під дією теплових навантажень та тепловіддачі. Крейтон [7] та Чен [8] проаналізували зміну температурного поля та теплових похибок верстатів на основі МСЕ для підвищення точності обробки на верстатах. У згаданих вище моделях тепловиділення і теплопередача розглядалися як важливі граничні умови для теплового аналізу. Однак вплив ТКР і жорсткості підшипників у цих моделях ігнорувався, оскільки різниця між теплопередачею суцільного середовища і поверхні з'єднання, а також вплив жорсткості підшипників на теплову деформацію не були ідентифіковані. Захеді [9] та Ульманн [10] розробили термодинамічні моделі шпинделя підшипника, що враховують TCR. Однак TCR розглядався як емпірична константа, а комбінований вплив шорсткої морфології поверхні та контактної деформації апертур на TCR не враховувався в їхніх моделях. Насправді, це є необґрунтованим, оскільки існує сильна нелінійна залежність між TCR і такими факторами, як морфологія шорсткої поверхні, площа контакту, тиск на межі поділу фаз, режими контактної деформації і властивості матеріалу. А саме, ТКР є складною міждисциплінарною проблемою, що включає геометричні, механічні та теплові підпроблеми. Більше того, основою для моделювання TCR є характеристика морфології шорсткої поверхні, а ядром аналізу TCR є її механічна проблема.

Для характеристики морфології шорстких поверхонь були використані статистичні та експериментальні методи [11,12]. Однак статистичний метод [11] виявився чутливим до довжини вибірки та роздільної здатності вимірювального приладу при характеристиці неупорядкованості, нестационарних випадкових та самоподібних властивостей шорстких поверхонь. А метод, заснований на експериментах [12], мав свої недоліки, такі як слабка узагальненість, гірша адаптивність і деякі невизначеності. При зміні будь-якого з таких факторів, як матеріал, середня шорсткість і контактний тиск,

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

експеримент повинен бути перепланований для визначення емпіричних констант у кореляціях. Тому важливо запропонувати новий тип методу визначення характеристик, який не залежить від довжини зразка і роздільної здатності вимірювальних приладів і може відображати притаманні шорстким поверхням властивості.

Деформацію апертур шорстких поверхонь важко передбачити згідно з традиційними законами пружної та пластичної деформації, в яких зазвичай використовується контактна теорія Герца [13]. Однак традиційні закони пружного та пластичного деформування розглядають лише проблему макроконтакту шорстких поверхонь. Як відомо, шорстка поверхня складається з різних масштабів аспірацій. Однак мікроконтактна проблема шорсткостей ігнорувалася. А деформація аспірацій суттєво впливає на фактичну площу контакту двох шорстких поверхонь, що контактують, яка безпосередньо визначає величину ТКР. Крім того, при контакті двох шорстких поверхонь мають місце три режими деформування: пружні, пружно-пластичні та пластичні деформації. Однак традиційні моделі контактної механіки ігнорують весь процес деформування тіл. Тому необхідно запропонувати нову модель контактної механіки, яка б враховувала весь процес деформування асперсій.

З іншого боку, вплив жорсткості підшипника на теплову деформацію шпindelної системи був проігнорований. Насправді, осьова і радіальна жорсткість підшипника має великий вплив на теплову деформацію шпindelної системи, і, отже, жорсткість підшипника повинна бути врахована. Однак збіжність і точність традиційного алгоритму Ньютона-Рафсона, який використовується для розрахунку жорсткості і тепловиділення підшипників, була низькою [14]. Тому важливо проаналізувати передаточну залежність між змінними в системі рівнянь балансу підшипників. Крім того, ітераційна змінна повинна бути обрана обґрунтовано, а область пошуку ітераційної змінної повинна бути зменшена для покращення збіжності та точності алгоритму.

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

### 1.3. Особливості роботи підшипників у шпindelьному вузлі

Існують моделі МСЕ, які враховують такі граничні умови, як теплові потужності вбудованого двигуна та підшипників, коефіцієнти конвективного теплообміну, температурний коефіцієнт опору та жорсткість підшипників. Крім того, були детально розглянуті методи розрахунку граничних умов. На основі аналізу квазістатичної механіки підшипників кочення були проаналізовані передаточні співвідношення між кількома змінними, кут контакту був обраний в якості ітераційної змінної для поліпшення збіжності і точності, а область пошуку кута контакту була зменшена вдвічі для прискорення швидкості збіжності. Потім було застосовано алгоритм Ньютона-Рафсона для розрахунку теплової потужності та жорсткості підшипників. Теплова потужність вбудованого двигуна була розрахована на основі аналізу ефективності. Стан потоку рідини визначався за числом Рейнольдса, а коефіцієнти конвективної тепловіддачі різних компонентів шпинделя розраховувалися на основі числа Нуссельта. Було запропоновано геометрично-механіко-теплову прогнозну модель для TCR, яка враховує комбінований вплив морфології підшипникових кілець і контактної деформації зазорів. Для характеристики поверхонь кілець підшипників застосовано функцію Вейєрштрасса-Мандельброта у фрактальній геометрії та створено модель контактної механіки, яка враховує три режими деформування: пружний, пружно-пластичний та пластичний. Результати показали, що модель МСЕ може точно моделювати температурні поля і теплові деформації шпindelьної системи від холодного стану до стану теплової рівноваги, і що модель МСЕ була набагато точнішою, ніж традиційна модель, яка ігнорує TCR і жорсткість підшипників. У розділі 6 представлені висновки, отримані на основі вищезазначеного аналізу.

У ряді робіт запропоновано системний підхід до моделювання та вимірювання теплових характеристик високошвидкісних шпинделів. Для проведення аналізу перехідних процесів теплового зв'язку високошвидкісного шпинделя було запропоновано 3D модель FEA, яка враховує температурний коефіцієнт теплопровідності та жорсткість підшипників. До моделі були

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

застосовані граничні умови, такі як теплові потужності вбудованого двигуна і підшипників, коефіцієнти конвективного теплообміну, температурний коефіцієнт теплопровідності поверхні з'єднання і жорсткість підшипників. Розраховано розподіл температурного поля та теплові деформації системи високошвидкісного шпинделя. За результатами моделювання охарактеризовано розподіл температурного поля та зміну теплової деформації шпиндельної системи. Для перевірки ефективності моделі були проведені експерименти з теплової рівноваги. Результати показали, що модель MSE була набагато точнішою, ніж традиційні моделі без урахування ТКР і жорсткості підшипників. Хоча модель була розроблена для аналізу високошвидкісної шпиндельної системи, вона також може бути використана для теплового аналізу різних обробних систем, а модель TCR виявилася придатною для нерухомих з'єднань. І можна зробити наступні висновки:

Проаналізовано передавальні зв'язки між змінними в системі рівнянь рівноваги підшипників. Теорія контакту Герца, теорія управління каналом та алгоритм Ньютона-Рафсона були застосовані для розрахунку теплової потужності та жорсткості підшипників на основі аналізу квазістатичної механіки підшипника кочення. Початковий кут контакту був обраний в якості ітераційної змінної для поліпшення збіжності і точності традиційного алгоритму Ньютона-Рафсона, а область пошуку кута контакту була зменшена вдвічі для прискорення швидкості збіжності. А час збіжності та кількість ітерацій були значно зменшені. Більше того, теплова потужність вбудованого двигуна розраховується на основі методу аналізу ефективності.

Стан потоку рідини визначався числом Рейнольдса, а конвективні коефіцієнти теплопередачі для статора/системи охолодження, ротора/повітря, вала/повітря та зовнішнього корпусу шпинделя/повітря розраховувалися на основі числа Нуссельта.

Запропоновано комплексну геометрично-механіко-теплову модель TCR, а функція W-M була використана для характеристики морфології шорсткої поверхні підшипникових кілець з її багатомасштабною фрактальною

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

поведінкою для опису неупорядкованості, випадкових і самоподібних характеристик шорстких поверхонь. При цьому було враховано вплив морфології шорсткої поверхні на TCR. Крім того, була розроблена модель контактної механіки поверхні з'єднання для розрахунку контактних параметрів, що використовуються в моделюванні TCR, і враховано комбінований ефект пружної, пружно-пластичної і повністю пластичної деформації апертур для розгляду всього процесу деформації апертур. Потім була розроблена комплексна геометрично-механіко-теплова модель TCR на основі характеристики морфології шорсткої поверхні і моделі контактної механіки поверхні з'єднання. Результати показали, що ТКР має великий вплив на теплопередачу поверхонь з'єднання і тепло, що відводиться від підшипника до вала і корпусу підшипника, що безпосередньо визначає теплову деформацію шпindelної системи. Тому дуже важливо враховувати температурний коефіцієнт теплового опору поверхонь з'єднання при аналізі теплових характеристик високошвидкісної системи.

Важливо знати радіальну та осьову жорсткість підшипника при розрахунку деформації високошвидкісного шпінделя через зміну температури, оскільки жорсткість підшипників має великий вплив на теплову деформацію шпindelної системи. А жорсткість підшипника можна отримати відповідно до аналізу квазістатичної механіки підшипника кочення. І алгоритм Ньютона-Рафсона, який

Шпindel є основним механічним компонентом обробних центрів. Вал шпінделя обертається з різною швидкістю і утримує фрезу, яка обробляє матеріал, закріплений на столі верстата. Статична і динамічна жорсткість шпінделя безпосередньо впливають на продуктивність обробки і якість обробки заготовок. Конструктивні властивості шпінделя залежать від розмірів валу, двигуна, тримача інструменту, підшипників і конструктивної конфігурації шпінделя в цілому.

У ряді досліджень розглядається вибір і конфігурація компонентів шпінделя з використанням запропонованої експертної системи на основі

						042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			

цифрової бази знань. В якості системи вибору реалізована експертна система з нечіткою логікою. Eskicioglu та ін. [1] розробили алгоритм на основі правил для вибору компонування підшипників шпинделя з використанням PRO-LOG, яка є мовою програмування для експертних систем. Розташування підшипників визначається типом операції різання, а також необхідною силою різання і терміном служби підшипників. Вонг і Аткинсон [2] продемонстрували підхід до осередків знань для різних конструкцій. Вони розділили комірку знань на чотири частини: функція, вибір, графіка та логіка.

Для оптимізації конструкції шпинделів Ян [3] провів розрахунок статичної жорсткості для оптимізації прольоту підшипника з двома підшипниками та описав методи, що використовуються для вирішення методу оптимізації прольотів з декількома підшипниками. Тейлор та ін. [4] розробили програму, яка оптимізує діаметри валів шпинделя для мінімізації статичного прогину при обмеженій масі вала. Для знаходження оптимального значення використовується симплекс-метод Downhill. Lee та Choi [5] провели оптимізаційне проектування, в якому вони мінімізували вагу несучої системи ротора за допомогою розширеного методу множників Лагранжа. Chen та інші. [6] та Nataraj і Ashrafiuon [7] продемонстрували результати оптимізації для мінімізації сил, що передаються підшипниками на опори. Ван і Чанг [8] змоделивали систему шпиндель-підшипник за допомогою скінченно-елементної моделі і порівняли її з експериментальними результатами. Вони дійшли висновку, що оптимальна відстань між підшипниками для статичної жорсткості не гарантує оптимальної динамічної жорсткості системи шпинделя. Nagiu і Gafiranu [9] продемонстрували систему, в якій оптимізовано попередній натяг підшипників шліфувального верстата. Канг та ін. [10] провели статичний і динамічний аналіз шпинделя за допомогою готової системи MCE з додаванням жорсткого диска і нелінійної моделі підшипника.

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

## РОЗДІЛ 2

### ВПЛИВ ОКРЕМИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБРОБКИ

#### 2.1. Динамічні характеристики привода головного руху

Як зазначалося раніше, важливо, щоб шпиндель верстата мав гнучкі динамічні характеристики за допомогою програмного керування. Для оптимізації процесу фрезерування можна використовувати різні динамічні налаштування в залежності від конкретної задачі фрезерування. Для реалізації гнучкого програмного керування необхідно розробити моделі системи для PMSM і динамічної моделі двигуна, а також визначити параметри двигуна.

З еквівалентної схеми PMSM [4], синхронний двигун можна змоделювати як:

$$PMSM = \frac{1}{R_{PMSM} + L_{PMSM}s}$$

де,  $R_{PMSM}$  та  $L_{PMSM}$  – опір та індуктивність PMSM, відповідно.

З моделі PMSM, передатна функція  $G_{PMSM}(s)$  для системи зі зворотним зв'язком за струмом набуває вигляду:

$$G_{PMSM}(s) = \frac{K_{ao}}{L_{PMSM}s + R_{PMSM} + K_{ao}}$$

де,  $K_{ao}$  - коефіцієнт регулювання струму PMSM. Аналогічно, модель асинхронного двигуна і передатна функція

Аналогічно, модель асинхронного двигуна та передатна системи зворотного зв'язку за струмом для асинхронного двигуна  $GIM(s)$  можна отримати як:

$$IM = \frac{R_r + L_r s}{(L_s L_r - M^2)s^2 + (R_s L_r + R_r L_s)s + R_s R_r}$$

де,  $K_a$ ,  $R_s$ ,  $R_r$ ,  $L_s$ ,  $L_r$  та  $M$  - коефіцієнт підсилення керування за струмом, опір статора, опір ротора, індуктивність статора, індуктивність ротора та взаємна індуктивність асинхронного двигуна відповідно.

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



Для демонстрації гнучкого керування динамікою, динаміка асинхронного двигуна, представленого в попередньому розділі, була змодельована за допомогою моделі PMSM, оскільки динаміка асинхронного двигуна іноді є кращою для різання, ніж PMSM. З систем зворотного зв'язку та графіків Бode визначені параметри системи. Змодельовані реакції для PMSM та асинхронного двигуна були проілюстровані пунктирними та суцільними лініями 3. Використовуючи моделі двигунів, можна зі шпинделем PMSM реалізувати такі ж динамічні характеристики шпинделя асинхронного двигуна, ввівши в контролер функцію  $G_{comp}(s)$  в якості компенсатора. Компенсатор можна записати як:

$$G_{comp}(s) = \frac{K_a K_{IM} G_{IM}(s)}{K_{a0} K_{PMSM} G_{PMSM}(s)}$$

де,  $K_{PMSM}$  та  $K_{IM}$  - моторні константи ПМСМ та асинхронного двигуна відповідно.

Структурні схеми, що ілюструють модель керування струмом асинхронного двигуна та САПІ з компенсатором. Зі схем та передаточних функцій видно, що графік Бode для САПІ з компенсатором теоретично стає таким самим, як і для асинхронного двигуна. Графік Бode для PMSM з компенсатором накладається на графік для асинхронного двигуна. Хоча для цього моделювання використовувалася передавальна функція асинхронного двигуна, можна вибрати різні моделі та параметри двигуна. Таким чином, за допомогою високопродуктивного PMSM можна легко досягти різноманітних динамічних характеристик шляхом вільної зміни компенсатора  $G_{comp}$  в контролері.

## 2.2. Частоти коливань в системі привода

Для прикладу впливу на процес різання було проведено експеримент з різання шляхом зміни динамічних характеристик обертання шпинделя PMSM. Оскільки модель компенсатора не була реалізована в драйвері PMSM, коефіцієнт підсилення контуру швидкості двигуна був попередньо

						042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			

відрегульований для імітації різної динаміки. В експерименті в якості робочого матеріалу використовувалася вуглецева сталь С55. Для фрезерування всуху використовували твердосплавні інструменти з покриттям (ISO P) з діаметром торцевої фрези 160 мм. У таблиці 1 наведено умови різання, що використовувалися для експерименту.

Враховуючи, що максимальна смуга пропускання двигуна PMSM становить 470 Гц, було випробувано шість різних смуг пропускання: 50, 75, 100, 200, 300 і 470 Гц, змінюючи коефіцієнт підсилення швидкості, щоб спостерігати за впливом на знос інструменту. Існує діаграма Боде для PMSM після налаштування контролера на смугу пропускання 100 Гц, яка подібна до смуги пропускання асинхронного двигуна, представленого в ряді досліджень.

Існують графіки із залежністю швидкість обертання шпинделя в процесі фрезерування. З них видно що, швидкість обертання значно коливається, коли смуга пропускання PMSM встановлена на 100 Гц, тоді як швидкість є дуже стабільною для смуги пропускання 470 Гц. Очевидно, що вища смуга пропускання є кращою з точки зору швидкості обертання шпинделя, оскільки зміна швидкості обертання відображає коливання подачі на зуб і сили різання в середині процесу зняття матеріалу.

На відміну від цього, струм двигуна, становить 350 А для смуги пропускання 100 Гц, а піковий струм смуги пропускання 470 Гц набагато вищий, ніж для 100 Гц. Загальновідомо, що крутний момент PMSM пропорційний струму. Таким чином, можна помітити, що крутний момент відразу після того, як фреза входить в заготовку, стає вищим, оскільки смуга пропускання двигуна стає вищою. Це означає, що шпиндель створює додаткове навантаження на ріжучі кромки і споживає більше енергії різання,

Також було проведено випробування на знос інструменту, щоб дослідити вплив динамічної поведінки шпинделя при обертанні на стійкість інструменту в цьому конкретному випадку фрезерування. Бічний знос VB фрези різний відповідно до різних налаштувань частоти обертання. Як і в попередніх дослідженнях [5, 6], при зміні динаміки двигуна змінювалися характеристики

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

зносу інструменту. Цікаво відзначити, що найнижчий знос VB на бокових поверхнях був отриманий при обробці зі смугою пропускання 100 Гц, а найвища і найнижча смуги пропускання призвели до більших пошкоджень на різучій кромці. Хоча процес різання є дуже складним процесом, очевидно, що динаміка обертання шпинделя впливає на процес і впливає на результати різання, такі як знос інструменту. Під час експерименту з різання було виявлено, що смуга частот 100 Гц для шпинделя PMSM призводить до мінімізації пошкодження інструменту.

### 2.3. Вплив характеристик привода на процес фрезерування

Однак важливо підкреслити, що для різних застосувань фрезерування повинні існувати різні оптимальні параметри. Існує багато можливих практичних застосувань з використанням гнучкого керування двигуном шпинделя. Динаміка шпинделя може бути оптимізована для задоволення вимог до фрезерування, таких як термін служби інструменту, цілісність поверхні та вібрація. Наприклад, одним з головних інтересів для виробництва штампів і прес-форм є якість поверхні кінцевої продукції. Таким чином, шпиндель може бути налаштований на максимально стабільне обертання для досягнення стабільної подачі на зуб під час фрезерування для найкращої якості поверхні. Динаміка двигуна також може бути оптимізована з метою мінімізації вібрацій під час різання. Різні верстати мають різну динаміку. Важкі верстати зазвичай дуже жорсткі, а високошвидкісні верстати іноді жертвують жорсткістю заради високошвидкісних операцій. Шпиндель іноді можна просто відрегулювати, щоб приглушити вібрацію, або ж він може бути точно налаштований з урахуванням динаміки верстата, щоб збалансувати всю динаміку верстата, включаючи конструкцію верстата і сервоприводи.

Як висновок можна зазначити. Для того, щоб знайти вплив динамічної характеристики фрезерного шпинделя в напрямку обертання, в даній роботі була введена концепція гнучкого програмного керування жорсткістю обертання з використанням високопродуктивної PMSM. Провівши теоретичні та

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

експериментальні дослідження, в даній роботі були отримані наступні висновки. Важливо спроектувати фрезерний шпиндель з широкою смугою пропускання для гнучкого керування двигуном, щоб задовольнити широкий спектр потреб у різанні. Різні види динамічних характеристик можуть бути легко досягнуті за допомогою програмного керування високошвидкісними PMSM. Модель компенсатора була введена для зміни характеристик двигуна шпинделя. За допомогою PMSM можна досягти тих же динамічних характеристик асинхронного двигуна, що і за допомогою моделі компенсатора. Показано, що динамічні характеристики шпинделя впливають на процеси різання і змінюють структуру стійкості інструменту. Оптимізуючи програмні параметри контролера в двигуні фрезерного шпинделя, можна також оптимізувати стійкість інструменту. Оптимальне налаштування шпинделя було знайдено для експериментів з різання. Було впроваджено широкий спектр застосувань, що використовують гнучке керування двигуном.

Визначення параметрів процесу фрезерування деталі-представника проведено у Додаток А

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

## РОЗДІЛ 3

### ВПЛИВ НАГРІВАННЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПРИВОДА ГОЛОВНОГО РУХУ

#### 3.1. Особливості впливу нагрівання в системі привода

Дуже важко отримати точні аналітичні розв'язки температурного поля і теплових деформацій шпинделів. Тому для отримання чисельних розв'язків, що апроксимують аналітичні розв'язки, можна використати метод МСЕ. А аналітичний розв'язок може бути добре апроксимований чисельним розв'язком, якщо структура шпинделя є достатньо спрощеною і дрібносітчастою. Крім того, достовірність результатів моделювання також залежить від того, наскільки чітко визначені граничні умови, такі як теплові навантаження, коефіцієнти теплопередачі, коефіцієнт теплопровідності та жорсткість підшипників.

Була побудована твердотільна модель шпиндельної системи, а деякі дрібні конструкції були спрощені через їх незначний вплив на результат аналізу, такі як отвір під різьбу, шпонковий паз, фаска і галтель. Підшипник був спрощений у вигляді порожнистого циліндра. Для сіткового моделювання твердотільної конструкції був використаний шестигранний елемент з 20 вузлами. Щоб підвищити точність результатів моделювання, область з більш високим градієнтом температури, наприклад, область біля двигуна і підшипників, була сіткована набагато точніше. Загалом у моделі МСЕ налічується 298 147 твердих елементів і 1165 521 вузол. Тверді з'єднання, за винятком утворених підшипник/корпус і підшипник/вал, знаходяться далеко від джерел тепла. Тому впливом ТКМ цих з'єднань на теплові характеристики можна знехтувати. Властивості матеріалів шпинделя наведені в таблиці 1.

Керуюче рівняння перехідного теплового аналізу може бути виражене як

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q$$

де  $T = T(x,y,z,t)$  - температура кожного елемента (С),  $\rho$  та  $c$  - густина

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

матеріалу (кг/м<sup>3</sup>) та питома теплоємність (Дж/(кг С)) відповідно,  $t$  - час (с),  $Q$  - внутрішнє джерело тепла (Вт/м<sup>3</sup>),  $\lambda_x$ ,  $\lambda_y$  та  $\lambda_z$  - теплопровідність матеріалу в напрямках  $x$ ,  $y$  та  $z$  відповідно (Вт/(м К)).

Теплова деформація шпindelьної системи розраховується на основі закону Гука

$$\epsilon = \alpha \cdot \Delta T$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт теплового розширення матеріалу,  $\epsilon$  позначає вектор деформації, а  $\Delta T$  - вектор підвищення температури.

Для високошвидкісного мотор-шпindelя основним джерелом тепла є тепло, що генерується високошвидкісними підшипниками. Тепловиділення підшипників пов'язане з такими факторами, як тип, модель і робочий стан підшипника, а традиційні методи розрахунку тепловиділення і жорсткості підшипників засновані на аналізі квазістатичної механіки. А механічний аналіз компонентів підшипника повинен бути проведений для встановлення системи рівнянь балансу підшипника. Сила, що прикладається до тіл кочення, зображена на рис. 3.1 Відцентрова сила і гіроскопічні моменти прикладаються до тіл кочення на високих швидкостях, і кути контакту, утворені тілами кочення/внутрішнє кільце і тілами кочення/зовнішнє кільце, також будуть змінюватися. А саме, положення центрів кривизни внутрішнього кільця і кульок переміщуються з точки  $m$  в точку  $0$  і з точки  $E$  в точку  $E0$ , відповідно. Взаємне розташування центрів кривизни внутрішнього кільця і тіл кочення під сумарною дією всіх зовнішніх навантажень показано на рис. 3.2

Система рівнянь балансу підшипників складається з геометричних, фізичних рівнянь, рівнянь балансу кульок та кілець. Геометричні рівняння [14] можуть бути отримані відповідно до взаємного розташування центрів кривизни внутрішнього кільця і тіл кочення, показаного на рис. 3.2

$$\begin{aligned} A_{xq} &= BD_w \sin \alpha_0 + \delta_a + \theta R_l \cos \psi_q \\ A_{zq} &= BD_w \cos \alpha_0 + \delta_r \cos \psi_q \end{aligned}$$

де  $A_{xq}$  та  $A_{zq}$  - координати  $x$  та  $z$  центрів кривизни внутрішньої та зовнішньої канавок відповідно,  $q$  -  $q$ -ті тіла кочення,  $B$  - константа кривизни

						042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			

внутрішньої та зовнішньої канавок,  $\alpha_0$  - початковий кут контакту,  $\beta_q$  - кут положення q-ї кульки,  $d_z$  та  $d_r$  - осьова та радіальна деформація відповідно,  $q$  - кутове переміщення внутрішнього кільця,  $D_w$  - діаметр кульок,  $R_i$  - радіус центру кривизни канавки.

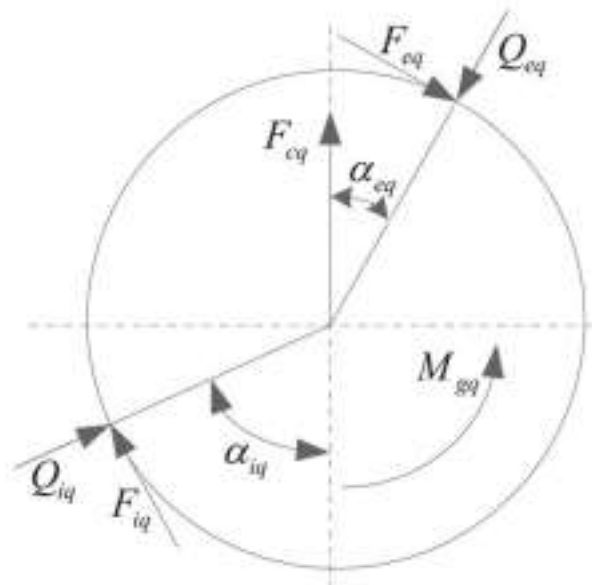


Рисунок 3.1 Сила, прикладена до кульок

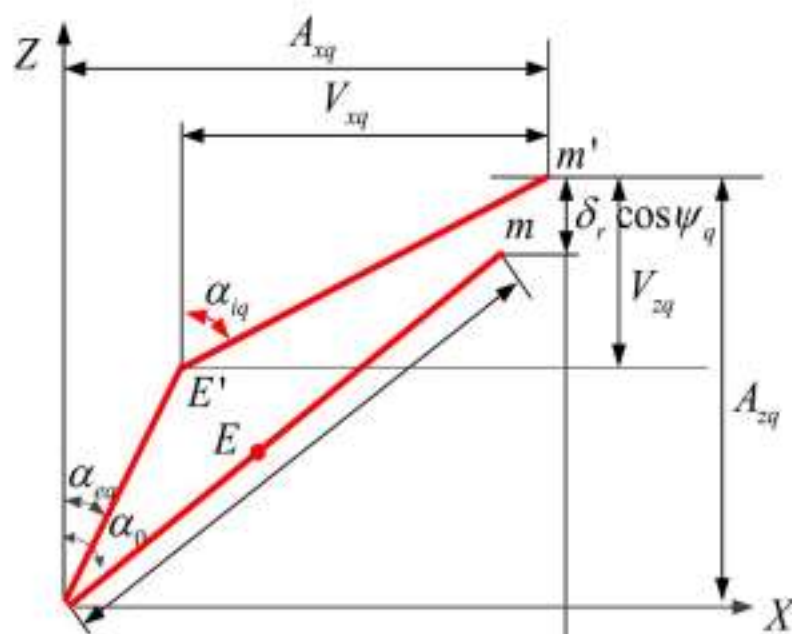


Рисунок 3.2 Відносне положення центру кулі та центру кривизни відкочування

Деформації тіл кочення та внутрішніх/зовнішніх канавок можуть бути отримані відповідно до теореми Піфагора та геометричної залежності,

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

показаної на рис. 3.2

$$\delta_{iq} = (V_{xq}^2 + V_{zq}^2)^{1/2} - (f_i - 0.5)D_w$$

$$\delta_{eq} = [(A_{xq} - V_{zq})^2 + (A_{zq} - V_{xq})^2]^{1/2} - (f_o - 0.5)D_w$$

де  $d_{iq}$  та  $d_{eq}$  - контактні деформації кульок та кілець відповідно,  $f_i$  та  $f_o$  - коефіцієнти радіусів кривизни внутрішньої та зовнішньої канавок відповідно,  $i$  та  $e$  - внутрішнє та зовнішні кільця відповідно, а  $V_{zq}$  - відстань між центром кривизни внутрішнього кільця та кульками змінюються.

### 3.2. Функціонування підшипників в складі шпинделя

Рівняння балансу сил тіл кочення в напрямках X та Y при комбінованій дії навантажень можуть бути виражені у вигляді

$$Q_{iq} \sin \alpha_{iq} - Q_{eq} \sin \alpha_{eq} - \frac{M_{gq}}{D_w} (\lambda_{iq} \cos \alpha_{iq} - \lambda_{eq} \cos \alpha_{eq}) = 0$$

$$Q_{iq} \cos \alpha_{iq} - Q_{eq} \cos \alpha_{eq} - \frac{M_{gq}}{D_w} (\lambda_{iq} \sin \alpha_{iq} - \lambda_{eq} \sin \alpha_{eq}) + F_{cq} = 0$$

де  $Q_{iq}$  та  $Q_{eq}$  - нормальні навантаження q-го тіла кочення та внутрішнього з зовнішнім кільцями відповідно,  $\lambda_{iq}$  і  $\lambda_{eq}$  - параметри керування канавками внутрішнього та зовнішнього кілець відповідно.  $M_{gq}$  і  $F_{cq}$  - гіроскопічний момент і відцентрова сила q-го тіла кочення відповідно, а  $\alpha_{iq}$  і  $\alpha_{eq}$  - кути контакту q-го тіла кочення з внутрішнім кільцем і q-го тіла кочення з зовнішнім кільцем відповідно.

$Q_{iq}$  і  $Q_{eq}$  - нормальні навантаження q-го елемента кочення внутрішнього з зовнішнім кільцями, відповідно,  $\lambda_{iq}$  і  $\lambda_{eq}$  - параметри керування канавками внутрішнього і зовнішнього кілець, відповідно.  $M_{gq}$  і  $F_{cq}$  - гіроскопічний момент і відцентрова сила q-го тіла кочення відповідно, а  $\alpha_{iq}$  і  $\alpha_{eq}$  - кути контакту q-го тіла кочення з внутрішнім кільцем і q-го тіла кочення з зовнішнім кільцем відповідно.

Рівняння балансу кілець можуть бути отримані відповідно до співвідношень балансу [14] між осьовими, радіальними та зовнішніми згинальними моментами.

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



$$F_n - \sum_{q=1}^Z \left[ Q_{iq} \sin \alpha_{iq} - \frac{M_{gq}}{D_w} \lambda_{iq} \cos \alpha_{iq} \right] = 0$$

$$F_r - \sum_{q=1}^Z \left[ Q_{iq} \cos \alpha_{iq} + \frac{M_{gq}}{D_w} \lambda_{iq} \sin \alpha_{iq} \right] \cos \alpha_{iq} = 0$$

$$M - \sum_{q=1}^Z \left[ (Q_{iq} \sin \alpha_{iq} - \lambda_{iq} M_{gq} \cos \alpha_{iq}) R_i + \lambda_{iq} r_i \frac{M_{gq}}{D} \right] \cos \psi_q = 0$$

де  $F_n$  і  $F_r$  позначають радіальне і осьове навантаження підшипника відповідно,  $M$  - зовнішній згинальний момент, а  $r_i$  - радіус канавки.

Для кожного тіла кочення рівняння сили-деформації може бути виражене у вигляді

$$Q_{jq} = K_{jq} \delta_{jq}^{1.5}, \quad (j = i, e)$$

де  $K_{jq}$  позначає контактну жорсткість між тілами кочення і канавками, а  $\delta_{jq}$  позначає контактну деформацію канавки.

Проміжні змінні необхідно вводити в процес розв'язування для покращення збіжності та точності алгоритму Ньютона-Рафсона. Однак ці змінні пов'язані одна з одною, що призводить до зниження збіжності та точності. А матриця Якобі необхідна для обчислення, коли алгоритм Ньютона-Рафсона застосовується для розв'язання вищезгаданих нелінійних рівнянь. Елементи матриці Якобі є частинними похідними від змінних ітерації. Тому метод, заснований на традиційному алгоритмі Ньютона-Рафсона, все ще вимагає застосування FDM або FEM для переходу від диференціальних рівнянь до числових рівнянь. Крім того, початкове значення контактного кута має бути обґрунтовано задане, щоб гарантувати збіжність, оскільки залежність контактної жорсткості, відцентрової сили та гіроскопічного моменту від змінних, які потрібно розв'язати, є дуже важливою. Тому важливо системно проаналізувати передавальні співвідношення між цими змінними. А область пошуку кута контакту повинна бути зменшена для прискорення швидкості збіжності.

Аналізуючи наведені вище нелінійні рівняння, можна отримати передавальні залежності між цими змінними, як показано на рис. 3.3. Видно, що всі наведені вище змінні є функціями кутів контакту  $\alpha_i$  і  $\alpha_e$ , такими як  $F_{sq}$ ,  $M_{gq}$ ,

										Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	042Б-23.00.00.00.000 ПЗ					

$Q_j$  та інші проміжні змінні. Якщо фактичні кути контакту  $\alpha_i$  і  $\alpha_e$  можуть бути визначені в області пошуку, то різні допоміжні рівняння можуть бути розв'язані послідовно. Таким чином, ітераційний алгоритм на основі контактних кутів може покращити збіжність.

З рис. 3.3 видно, що рівняння є функціями контактних кутів. Однак аналітичний розв'язок для змінних важко отримати.

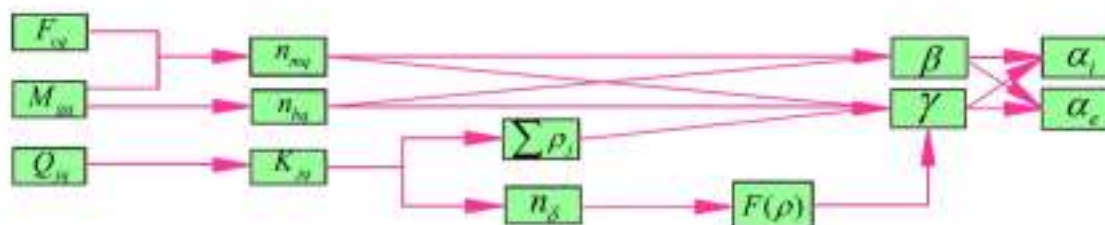


Рисунок 3.3 Залежність переносу між змінними

### 3.3. Пошук параметрів підшипників

Критерії припинення пробного пошуку контактних кутів можуть бути встановлені за методом найменших квадратів. А саме, коли праві частини рівнянь (4) і (5) збігаються до нуля, отримано оптимальний розв'язок. Дискримінантне рівняння припинення пробного обчислення можна виразити як

$$\sum e_i^2 = \min$$

де  $i$  позначає рівняння (4) і (5),  $e_i$  - залишок від  $i$ -го рівняння. Значення  $d_a$ ,  $d_f$  і  $q$  порівнюються із заданими, коли різниця між ними менша за задану, процес обчислень можна припинити. Оскільки поведінка збіжності наведених вище рівнянь тісно пов'язана з початковим значенням контактного кута. Тому важливо обговорити питання вибору початкового значення контактного кута для зменшення області пошуку. Фактично, область пошуку контактного кута визначається симетрично відносно лінії, як показано на рис. 3.4.

Аналізуючи експериментальні дані FAG B7205eC-T-P4S, можна побачити, що кут контакту збільшується зі збільшенням швидкості обертання і зменшується з осьовою силою, тобто  $D_{a1}$   $D_{a2}$  менше 0, де  $D_{a1}$  і  $D_{a2}$  позначають зміни внутрішнього і зовнішнього кутів контакту під комбінованою дією зовнішніх навантажень відповідно. Отже, початкове значення контактного кута

знаходиться нижче лінії. Діапазон переміщення кластера ліній знаходиться у верхній правій частині лінії.

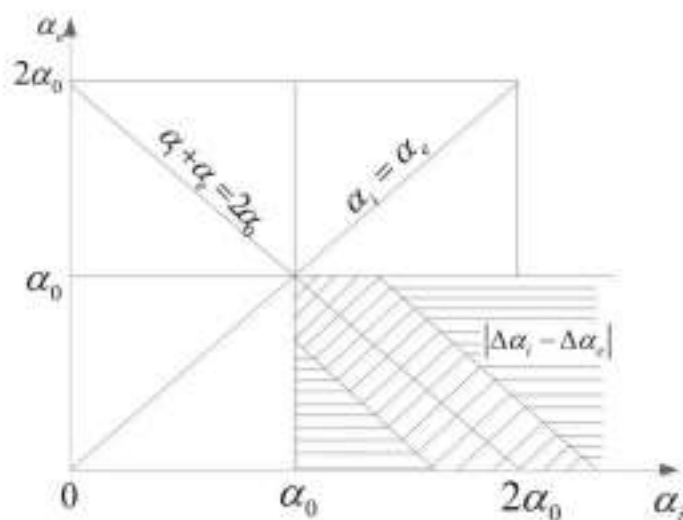


Рисунок 3.4 Область пошуку контактного кута

Тепловиділення  $Q$  кулькових підшипників [15] спричинене трьома видами моментів тертя, що виникають під дією зовнішнього навантаження, в'язкого тертя мастила та обертального руху тіл кочення відповідно,

$$Q = Q_l + Q_v + Q_s$$

де  $Q$  – теплова потужність підшипника,  $Q_l$ ,  $Q_v$  і  $Q_s$  - тепловиділення, спричинене зовнішнім навантаженням, в'язким тертям мастила і обертанням тіл кочення відповідно.

Тепловиділення, спричинене зовнішнім навантаженням. Крутний момент тертя  $M_l$ , викликаний зовнішнім навантаженням, може бути виражений формально. Для того, щоб розрахувати теплову потужність і жорсткість підшипників, необхідно знати кінематичні та динамічні параметри в рівняннях, які можуть бути отримані відповідно до квазістатичного механіки підшипників. Обчислювальний алгоритм, який використовується для розрахунку теплової потужності та жорсткості підшипників, представлені вище. Основні параметри підшипника FAG B7205eC-T-P4S є відомими. Діаметр діаметри внутрішнього та зовнішнього кілець складають 63 мм та 87 мм, відповідно.

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Залежності теплової потужності від швидкості обертання і попереднього натягу показані на рис. 3.5. Видно, що тепла потужність підшипника зростає зі збільшенням попереднього натягу та швидкості обертання. Це пояснюється тим, що збільшення попереднього натягу еквівалентно збільшенню зовнішнього навантаження. При збільшенні швидкості обертання відцентрова сила і гіроскопічний момент тіл кочення також зростають, що призводить до збільшення тертя між тілами кочення і доріжками кочення і, отже, до збільшення тепловиділення підшипника.

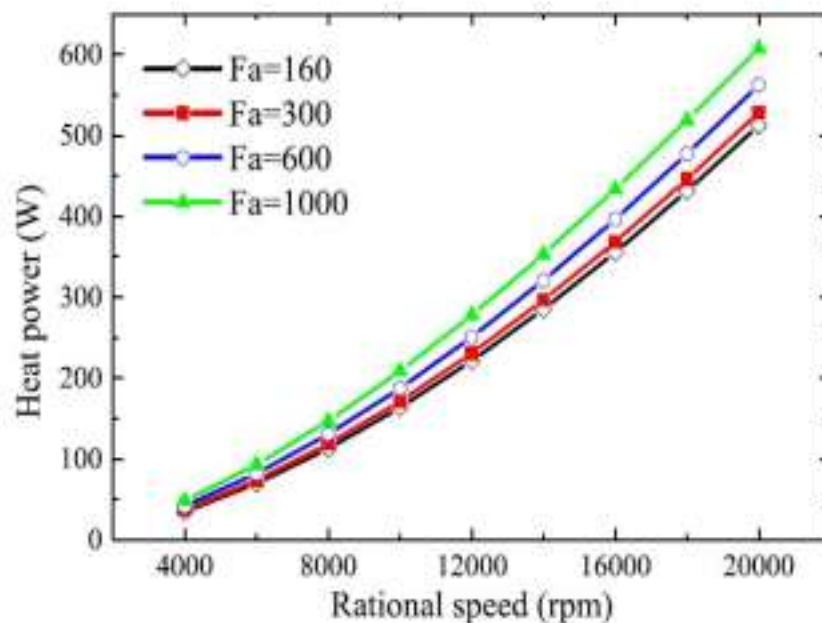


Рисунок 3.5 Залежність теплової потужності підшипника від швидкості обертання та попереднього натягу

Ефективність запропонованого методу, який розглядає кут контакту як змінну ітерації, порівнюється з традиційним алгоритмом Ньютона-Рафсона, як показано в таблиці 2. Видно, що кількість ітерацій даної моделі становить близько половини від традиційного методу, час, що витрачається запропонованим методом, становить близько третини від оригінального методу, а точність ітерацій методу трохи вища, ніж у традиційного алгоритму Ньютона-Рафсона. Причина полягає в тому, що допоміжні рівняння можуть бути визначені після встановлення контактного кута, і можна уникнути зворотного пошуку контактного кута за співвідношенням між геометрією та силою.

### 3.4. Вплив температурних полів

Тепловиділення вбудованого двигуна. Для високошвидкісного моторизованого шпинделя тепло, що генерується вбудованим двигуном, є основним джерелом тепла. Важко точно розрахувати втрати міді, заліза та інші додаткові втрати. Тому для розрахунку теплової потужності вбудованого двигуна використовується метод аналізу ефективності двигуна. Втрати опору повітря можна виразити як

$$P_w = \frac{\pi^3 \cdot d^3 \cdot L \cdot \mu_{air} \cdot f^2}{h}$$

де  $P_w$  - втрати на опір повітря,  $d$  і  $L$  - зовнішній діаметр і довжина ротора зовнішній діаметр і довжину ротора відповідно,  $h$  - товщина зазору між ротором і статором,  $\mu_{air}$  - динамічна в'язкість повітря.

Коефіцієнт корисної дії двигуна визначається як

$$\eta = \frac{P_{out} + P_b + P_w}{P_{in}}$$

Видно, що розподіл температури в шпинделі нерівномірний, і градієнт температури очевидний. А максимальна внутрішня температура шпиндельної системи становить близько 55,4 С (ротор). Розраховуючи теплову потужність компонентів, теплова потужність статора є максимальною. Однак температура статора не є найвищою. Причина в тому, що система охолодження відводить більшу частину тепла, що генерується статором. Тому температура значно знижується. І значна частина тепла ротора перетікає у вал. Крім того, передній підшипник знаходиться ближче до двигуна, ніж задній. Таким чином, тепло, що надходить від ротора до переднього підшипника, більше, ніж до заднього, тому температура переднього підшипника відносно вища, ніж температура заднього підшипника.

Градієнт температури підшипника з корпусом підшипника і валом очевидний. Причиною цього є те, що наявність ТКР суцільних з'єднань погіршує умови тепловідведення підшипників. Конвективний теплообмін між сорочкою охолодження і статором настільки сильний, що тепловіддача статора очевидна, і велика кількість тепла потрапляє у водяну сорочку. Однак водяна

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

сорочка контактує з корпусом шпинделя, тому значна частина тепла перетікає в корпус шпинделя, внаслідок чого температура корпусу підвищується.

Існують ряд діаграм де показано теплову деформацію (збільшену в 250 разів) шпиндельної системи. Максимальна деформація шпиндельної системи досягає 60,8 мм і відбувається на кінці Yr. Максимальні деформації досягають 58,0 мм, 18,5 мм і 8,0 мм для напрямків X, Y і Z відповідно. Деформація на лівій стороні шпинделя більша, ніж на правій стороні. Причиною такого розподілу температурних деформацій є те, що температура переднього підшипника (лівого) вища, ніж температура заднього підшипника (правого).

Температурні нефограми статора, водяної сорочки, підшипників, ротора і вала видно, що температура області, яка контактує з сорочкою охолодження, нижча, ніж температура інших областей, оскільки система охолодження відводить більшу частину тепла, що генерується статором. І чим далі від місця контакту статора з водяною сорочкою, тим вищою буде температура. Відповідно, розподіл температурного поля водяної сорочки протилежний розподілу поля статора. З діаграм видно, що розподіл температури заднього підшипника і температура внутрішнього кільця вища, ніж зовнішнього, оскільки тепло, що генерується ротором, потрапляє у внутрішнє кільце, а тепло зовнішнього кільця - в корпус підшипника. Закономірності розподілу температури переднього підшипника, і температура області, що контактує з валом і корпусом підшипника, нижча, ніж температура інших областей, оскільки тепло області контакту перетікає в вал і корпус підшипника. Крім того, можна побачити, що температура зовнішнього кільця досягає 40,3 С, коли шпиндельна система досягає стану теплової рівноваги.

Температура області, яка контактує з валом, нижча за температуру інших областей, оскільки тепло, що генерується ротором, перетікає у вал. А температура відповідного місця на валу підвищується. Температурна діаграма валу показує, що температура області, яка контактує з ротором, вища, ніж температура інших областей. Фактично, тепло, що надходить від ротора до валу, більше, ніж від інших теплових ресурсів. Існують порівняння між

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

виміряними і прогнозованими температурними залежностями в часі статора, водяної сорочки, а також переднього і заднього підшипників. Температури переднього і заднього підшипників повільно зростають від самого початку і різко зростають на ранній стадії, а потім поступово насичуються до кінцевої температури, коли кількість тепловиділення врівноважується з тепловіддачею в атмосферу.

Статор і водяна сорочка, а також передній і задній підшипники досягають стану теплової рівноваги приблизно за 2000 секунд. Насправді, швидкість обертання шпинделя має великий вплив на час досягнення теплової рівноваги через залежність тепловиділення підшипників і двигуна від швидкості обертання. І чим вища швидкість обертання шпинделя, тим коротшим буде час встановлення рівноваги. Крім того, нахил кривих "температура статора і водяної сорочки" більший, ніж у задніх і передніх підшипників, оскільки тепло, що виділяється статором, більше, ніж підшипниками. Тобто, час теплової рівноваги статора і водяної сорочки коротший, ніж у підшипників.

Існують чітко показані порівняння вимірних температурних історій, розрахованих результатів з урахуванням TCR і без урахування TCR. Температура без урахування TCR приблизно на 12°C нижча за вимірні значення для переднього і заднього підшипників, відповідно. Причина полягає в наступному: Роль опору, яку відіграють температурні коефіцієнти теплового опору нероз'ємних з'єднань підшипників, обмежує тепловіддачу від підшипників до корпусу та валу, що призводить до підвищення локальної температури підшипників. Таким чином, тепло від високошвидкісних підшипників важко перетікає у вал і корпус підшипника, а отже, тепло, що генерується підшипником, акумулюється на ньому самому. Тому температура без урахування впливу TCR є нижчою за вимірні значення. Більше того, чим більший TCR, тим більшою буде різниця температур між двома сторонами поверхні з'єднання.

З ряду закономірностей видно, що температури, вимірні експериментально, демонструють очевидну хвилеподібну поведінку з часом,

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

що є наслідком впливу системи охолодження. А тепло, що виділяється статором, водяною сорочкою і підшипниками, відводиться системою охолодження. Насправді, механізм роботи системи охолодження полягає в тому, що датчик температури охолоджуючої води на виході контролює температуру всієї системи шпинделя. А саме, коли температура охолоджуючої води не досягає критичного значення, система охолодження не починає працювати, а температура компонентів шпинделя поступово підвищується.

Загальна деформація валу може бути отримана, як представлено у розрахунках. Видно, що максимальна деформація може досягати 60,8 мкм і відбувається на кінці  $Y_r$ . При цьому вал нахиляється в напрямку  $X$  і розширюється в напрямку  $Y$ . Причому деформація лівої сторони більша, ніж правої.

Для дослідження впливу теплової деформації на точність обробки, порівняння теплових похибок між експериментальними даними та результатами моделювання, виявлено. Видно, що деформація в напрямку  $X$  є значною. Ця деформація може серйозно вплинути на точність обробки. У той же час, деформація в напрямку  $Y$  також велика, тому вал буде розширюватися вздовж осевого напрямку, що має великий вплив на точність обробки.

Результати обох моделей, одна з яких враховує TCR і жорсткість підшипника, а інша нехтує цими факторами, ілюстровані на попередніх рис. Оскільки TCR з'єднань підшипників враховані, деформації в запропонованій моделі набагато менші, ніж в моделі, яка ігнорує TCR і жорсткість підшипників. Причина полягає в наступному: потік тепла від підшипників до валу обмежений опором ТКР підшипник/вал і підшипник/корпус підшипника. Тому кількість тепла, що надходить у вал, коли враховується TCR, є меншою, ніж у вал, коли TCR ігнорується. Відповідно, теплові деформації в напрямках  $X$ ,  $Y$  і  $Z$  також менші, якщо не враховувати TCR.

Визначення окремих кінематичних параметрів привода головного руху для обробки деталі-представника представлено у Додаток Б

									042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата						



## РОЗДІЛ 4

### ВПЛИВ КОМПОНОВКИ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЙОГО ФУНКЦІОНУВАННЯ

#### 4.1. Загальний підхід до визначення компоновки

У класичних компоновках використовуються лише два опорні підшипники, хоча практичні шпинделі можуть використовувати більше підшипників залежно від застосування обробки. Крім того, більшість з них оптимізують конструктивні параметри, такі як діаметр вала, проліт підшипника і попередній натяг підшипника, щоб мінімізувати статичний прогин. У цій роботі розглядається більше двох підшипників у моделі шпинделя і враховується стійкість до вібрації, яка повністю пов'язана з динамічними властивостями шпинделя.

Загальна система експертного проектування шпинделя розроблена описана досить детально. Проектування шпинделя з оптимізованою відстанню між підшипниками автоматизовано з використанням вимог, встановлених програмою обробки, правил експертного проектування шпинделів, механіки різання, структурної динаміки і стійкості до вібрацій в процесі фрезерування.

Експертна система для проектування шпинделів представлена тут, щоб полегшити процес проектування, використовуючи минулий досвід і знання. Експертна система в поєднанні з нечіткою логікою використовується як система вибору компонентів для проектування шпинделя, щоб врахувати невизначеності в процесі проектування. Необхідні вхідні дані для проектування шпинделя, такі як крутний момент і потужність різання, розраховуються з використанням законів механіки різання, як описано в. Вхідні дані вводяться в систему нечіткого виводу, яка створюється експертами з проектування, і нечітко визначаються за допомогою функцій приналежності. В якості системи виведення використовується метод Мамдані. Нечіткі значення застосовуються до нечітких правил і агрегуються за допомогою методу максимуму. Результат агрегування дефазифікується за допомогою методу центроїда, і отримується

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

дефазифіковане число. Просте дефазифіковане число застосовується до правила вибору компонентів шпинделя. До системи нечіткого виведення підключена зовнішня база даних, яка містить коефіцієнти різання матеріалу, до якої мають доступ користувачі. Інженер-керівник, якому дозволено підтримувати цю експертну систему, може модифікувати функцію належності і базу даних, коли тенденція нечітких термінів, таких як "високий", "середній" і "низький", змінюється в міру розвитку технології. У цій роботі за допомогою експертної системи з нечіткою логікою визначено типи трансмісії та мастил.

#### 4.2. Процес визначення структури

Крутний момент повинен передаватися від двигуна до валу шпинделя. Існує декілька типів трансмісій, і основними конфігураціями є зубчасті (G), ремінно-шківні (B), з прямим з'єднанням (D) і моторні (M), як показано в рис. 4.1 ілюструє процес, який використовується для визначення типу передачі між валом шпинделя і шпindelним двигуном. Процес вибору типу передачі можна описати наступним чином:

Крок 1. Оцінка необхідного крутного моменту та потужності. Необхідний крутний момент різання оцінюється на основі заданих умов різання і порівнюється з технічними характеристиками шпindelного двигуна. Миттєвий крутний момент різання  $T_c$  оцінюється на основі законів механіки різання, як описано в літературі.

Крок 2. Технічні характеристики шпindelного двигуна. Для визначення типу трансмісії необхідно визначити характеристики шпindelного двигуна. Діаграма потужності та крутного моменту показана на рис. 4.2. Залежність між потужністю двигуна  $P_{mo}$  і обертовим моментом  $T_{mo}$  може бути виражена наступним чином

$$P_{mo} = \frac{2\pi}{60} n_{mo} T_{mo}$$

де  $n_{mo}$  - швидкість обертання двигуна в об/хв. птах, як показано на рис. 4.2, - максимальна швидкість двигуна.

									Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	042Б-23.00.00.00.000 ПЗ				

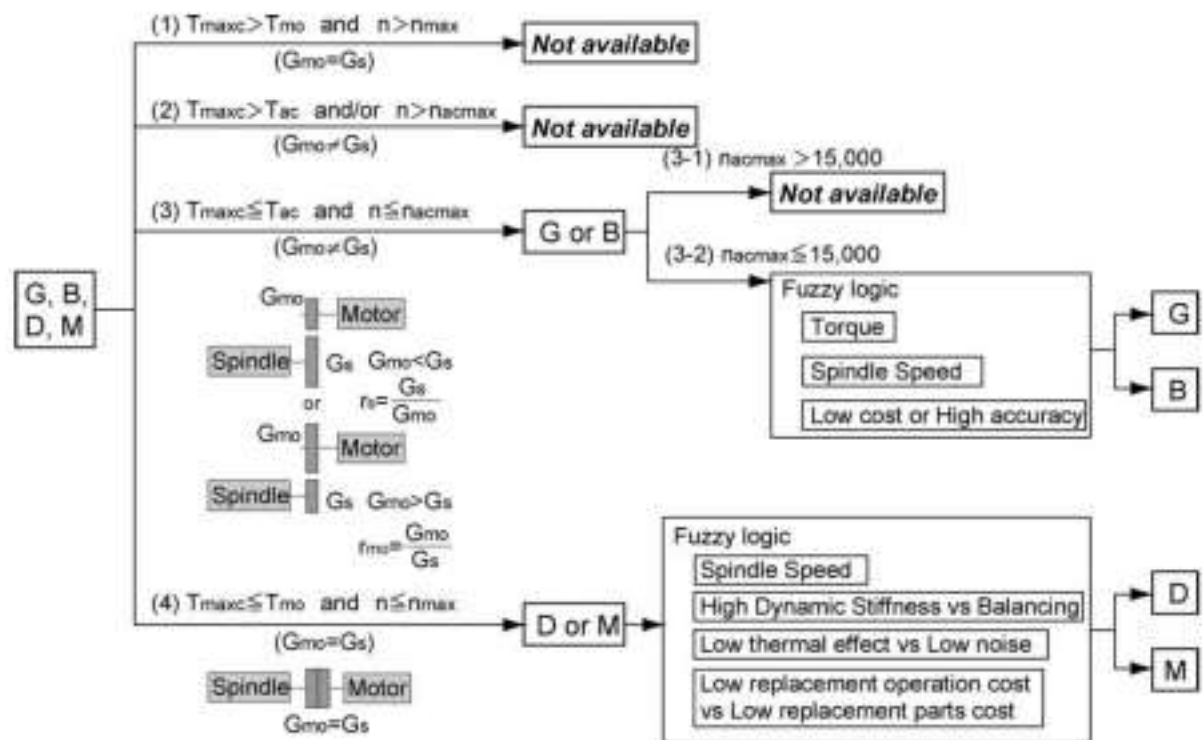


Рисунок 4.1 Процес вибору типу передачі

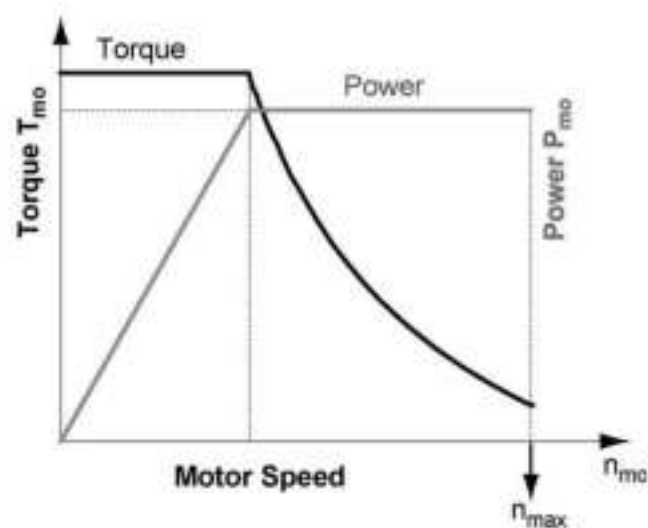


Рисунок 4.2 Діаграма потужності та крутного моменту

$$T_c = \frac{D}{2} \sum_{j=1}^N F_{ij}(\phi_j), \quad \text{with } \phi_{st} \leq \phi_j \leq \phi_{ex}$$

де  $D$  - діаметр фрези,  $N$  - кількість зубців фрези,  $f_j$  - миттєвий кут занурення,  $\phi_{st}$  і  $\phi_{ex}$  - кути входу і виходу фрези.

Крок 3. Класифікація. Перевірка технічних характеристик шпиндельного двигуна здійснюється за максимальним крутним моментом різання  $T_{max}$  с та

									Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	042Б-23.00.00.00.000 ПЗ				

необхідною відповідною частотою обертання шпинделя  $n$  на рис. 4.2. Експертна система перевіряє, чи не є максимальний крутний момент різання нижчим за крутний момент двигуна  $T_{mo}$ . Система також перевіряє, чи максимальна частота обертання  $n_{max}$  двигуна більша за частоту обертання шпинделя, що використовується в цільовій програмі обробки.  $T_{ac}$  і  $n_{астmax}$  - це фактичний крутний момент шпинделя і фактична максимальна швидкість шпинделя, відповідно, і виражаються наступним чином

$$T_{ac} = T_{mo} \frac{G_s}{G_{mo}}, \quad n_{астmax} = n_{max} \frac{G_{mo}}{G_s}$$

де  $G_{mo}$  і  $G_s$  – розміри шестерень з боку двигуна і шпинделя відповідно. Якщо швидкість і крутний момент, необхідні для цільової обробки, перевищують потужність двигуна, конструкторам рекомендується внести зміни в конструкцію. У таблиці 2 наведено класифікацію для вибору трансмісії.

Крок 4. Застосування нечіткої логіки. У прикладі класифікації, наведеному на кроці 3, можливості трансмісії скорочуються від зубчастої, ремінно-шківної, з прямим з'єднанням і моторизованого типу до простого механізму "зубчаста/ремінно-шківна" або "з прямим з'єднанням/моторизованого". Процес нечіткої логіки для вибору передачі між зубчастим і пасово-шківним типами показаний наступним чином.

#### 4.3. Вибір типу передачі крутного моменту

Наступні нечіткі множини використовуються для вибору передачі між зубчастим та пасово-шківним типами. Ці функції встановлюються на основі каталогів підшипників [13-15] та 5-річного досвіду роботи провідного автора в японській верстатобудівній компанії в якості конструктора шпинделів.

Крутний момент. Ремінно-шківна передача не може передавати великий крутний момент порівняно з зубчастою передачею. Функція приналежності набору крутного моменту описана вище. Крутний момент можна класифікувати як "малий", "середній" та "великий".

Швидкість обертання шпинделя. Ремінь може розширюватися під дією відцентрової сили на високих швидкостях, що перешкоджає передачі великого

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

крутного моменту. Представлено схеми функції приналежності від швидкості обертання шпинделя. Ремінні та зубчасті передачі, як правило, недоступні в діапазоні частот обертання шпинделя вище 15 000 об/хв. Тому при виборі зубчастої або ремінно-шківної передачі використовуються функції приналежності "Низька" і "Середня".

Низька вартість проти високої точності. Деталі ремінно-шківної передачі можуть бути виготовлені за низькою вартістю завдяки своїй простоті. На відміну від них, зубчасті передачі коштують дорожче через складність проектування та виробництва. З іншого боку, через натяг ременя в точці шківа вал шпинделя відхиляється, і точність обертання його шпинделя не така висока, як у шестерні. Функції приналежності наборів з низькою вартістю або високою точністю розроблені не досить детально. Користувачі повинні вибрати ціле вагове число від 1 до 10, яке вказує на конфлікт між вартістю та точністю. Шестерня проти ремінно-шківної передачі. Тип трансмісії також має бути нечітким. Функції приналежності шестерні або ремінного шківа визначаються за відомою методикою. Ці функції належності використовуються в процесі імплікації.

Нечіткі правила, показані в таблиці 3, застосовуються до нечітких значень крутного моменту, швидкості, співвідношення вартості та точності, а також типу зубчастої/ремінної передачі за допомогою функцій належності. Ці правила визначаються на основі принципів проектування.

Наступний приклад ілюструє процедуру експертного проектування шпинделя. Необхідний крутний момент різання, максимальна частота обертання шпинделя і значення ваги для співвідношення ціна/точність задані як 180 Нм, 6000 об/хв і 7 відповідно. Ці три числа застосовуються до функцій належності. Зверніть увагу, що тільки функції належності для низьких і середніх швидкостей використовуються для вибору типу передачі або ремінного шківа. До функцій належності застосовуються всі сім правил.

4. Крутний момент, частота обертання шпинделя та вартість/точність нечітко визначені як 0,133, 0,666 та 0,3 відповідно. Оскільки для імплікації

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

використовується мінімальний оператор, мінімальне нечітке число 0,133 застосовується до функції належності для типу "шестерня/ремінь-шків".

Створено передумови для розробки всього процесу нечіткої логіки. Після застосування всіх семи правил отримано сім функцій належності, як це описано вище. Ці сім функцій належності об'єднуються і отримується остаточно функція належності, як продемонстровано в описі. З остаточної функції належності обчислюється центральна точка, а значення бічної осі береться як дефаззіфіковане число.

#### 4.4. Особливості розташування підшипників

Для того, щоб застосувати оптимізацію до конструкції шпинделя, встановлюються цільові та проектні змінні. Вібрація Вібрація є важливою проблемою для верстатів, оскільки вона може призвести до пошкодження шпинделя, фрези та деталі.

У типовому процесі проектування шпинделя враховується значна кількість параметрів, таких як розміри шпиндельного валу, корпусу та шийок. Однак для оптимізації конструкції шпинделя на практиці необхідно вибрати найбільш ефективні параметри. Існує багато обмежень на геометричну форму деталей шпинделя, а також на конструктивні розміри, які зазвичай пов'язані між собою. Наприклад, якщо змінюється діаметр валу шпинделя, то змінюється і діаметр отвору в корпусі, де потрібно враховувати більше параметрів, що може призвести до проблеми збіжності алгоритму оптимізації. Оскільки цільова функція є сильно нелінійною, метод послідовного квадратичного програмування (SQP) використовується в оптимізації конструкції шпинделя. Операції ітераційної оптимізації можна виразити наступним рівнянням

$$x_{k+1} = x_k + x^* d$$

де  $k$  - номер ітерації,  $x_{k+1}$  - новий вектор змінних конструкції,  $x_k$  - поточний вектор змінних конструкції,  $d$  - напрямок пошуку вектора,  $x^*$  - скалярна величина, яка визначає відстань переміщення у напрямку  $d$ . Алгоритм оптимізації, що використовується у цій роботі на рис 4.3.

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Цільова функція. Умови різання, глибина різання та частота обертання шпинделя, повинні знаходитися в межах пелюсток стійкості, щоб уникнути виникнення коливань при різанні металу [16]. Розташування кишень стійкості, тобто пелюсток, залежить від власних частот шпиндельної системи, а допустима глибина різання - від динамічної жорсткості режимів. В даній роботі пропонується автоматизоване налаштування режимів шпинделя таким чином, щоб створювалися вільні від вібрацій кишень стійкості при необхідній частоті обертання шпинделя і глибини різання. Налаштування динаміки шпинделя досягається шляхом оптимізації розподілу підшипників по валу шпинделя.

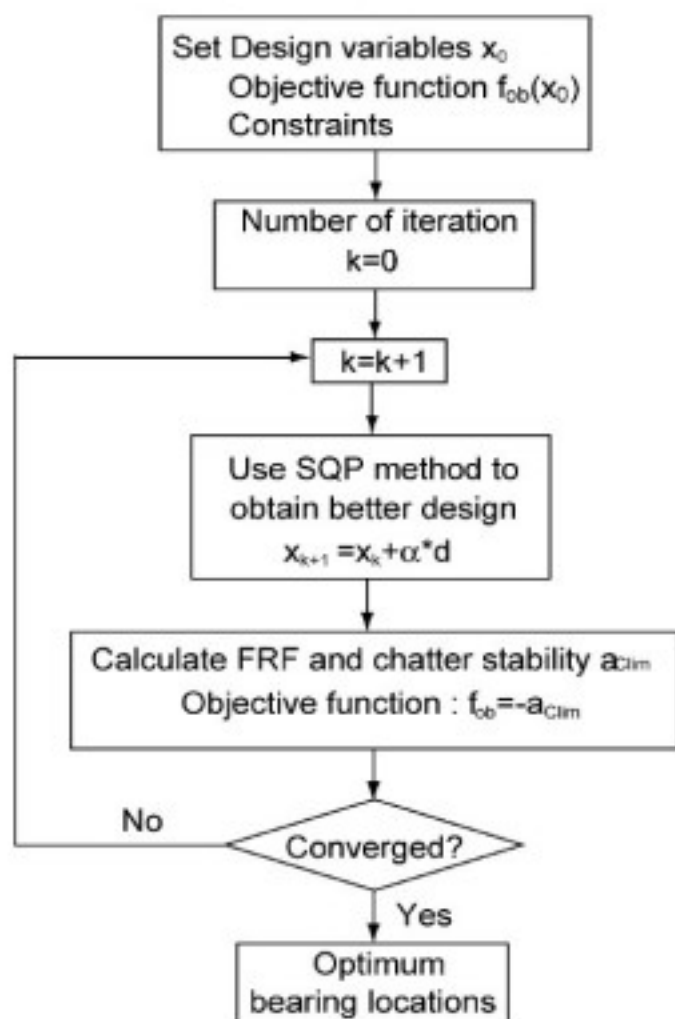


Рисунок 4.3 Алгоритм оптимізації

Коли критична глибина різання показників стійкості при частоті обертання шпинделя ( $a_{Clm}$ ) максимальна, різання є найбільш стійким. Тому цільова функція ( $f_{ob}$ ) просто визначається наступним чином. Змінні

										Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	042Б-23.00.00.00.000 ПЗ					





підшипників встановлюються з урахуванням простору для мастильних пристроїв.

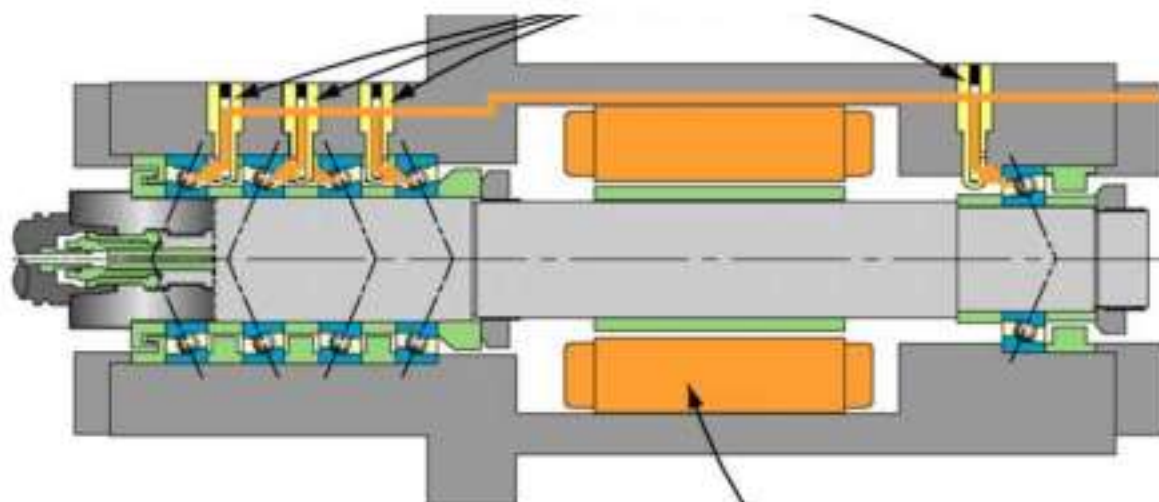


Рисунок 4.5 Загальна конфігурація шпindel-мотора

Три типи початкових прольотів підшипників встановлюються без порушення обмежень. Наступні три прольоти використовуються як початкові прольоти. SQP використовується для оптимізації несучих прольотів. Градієнт цільової функції  $f_{ob}$  і матриця Гессіана не можуть бути обчислені аналітично. Тому їх отримують за допомогою чисельного диференціювання та квазіньютонівського методу відповідно. Мінімальна зміна розрахункових змінних для кінцево-різницевого градієнту встановлюється на рівні 0,01 мм, так що перша часткова похідна  $Vf_{ob}$  отримується шляхом віднімання 0,01 мм від несучих прольотів. Для оновлення матриці Гессіана використовується метод апроксимації BFGS. Допуск на закінчення значень цільової функції встановлено на рівні 0,0001. У випадку, якщо різниця між попереднім і поточним значенням оптимізованого значення менше 0,0001, розрахунок припиняється і кінцеве значення відображається як оптимізоване.

Кілька фрез з різними конструкціями також можуть бути оптимізовані для одного шпинделя. Можливе використання одного шпинделя і умов різання при застосуванні трьох фрез з двома, трьома і п'ятьма канавками. Базовою є перша початкова конструкція. В оригінальній конструкції різання не є стабільним для фрези з п'ятьма канавками, а для фрез з двома та трьома

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

канавками воно близьке до нестабільних ділянок. Для оптимізованої конструкції існують дуже великі запаси для двох і трьох зубчатих фрез, а для п'ятизубої фрези різання залишається стабільним, хоча і близьким до нестабільної області. Оптимізована конфігурація шпинделя показана на рис. 21.

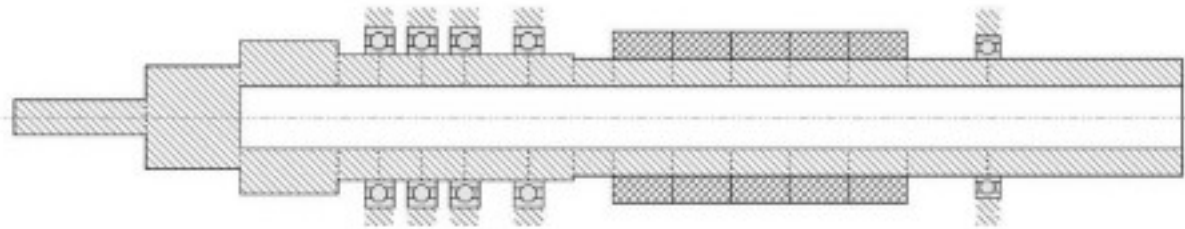


Рисунок 4.6 Варіант оптимізованої моделі шпинделя для декількох фрез

У цій роботі представлено систему експертного проектування шпинделів для інженерів-верстатобудівників. Вона пропонує альтернативний метод до існуючої практики проектування, який базується на минулому досвіді окремих проектувальників, намагаючись усунути дорогі випробування, використовуючи закони проектування верстатів, механіки твердого тіла та динаміки різання металу в інтегрованому вигляді.

Конфігурації та функції приналежності зберігаються в базі знань з використанням наборів правил проектування, заснованих на минулому досвіді та законах механіки різання. Нечітка логіка використовується як механізм виведення в запропонованій експертній системі. Нечітка логіка може впоратися з проектними невизначеностями, такими як високі, середні та низькі швидкості або великий чи малий крутний момент, що вимагається від шпинделів, де точні числові значення важко жорстко встановити конструкторам. Функції приналежності можуть бути оновлені проектувальниками в міру того, як правила змінюються через технологічний прогрес у промисловості. Експертна система сприяє генеруванню конфігурації шпинделя, яка включає приводний вал, тип і розмір двигуна, механізм передачі між двигуном і валом, а також тип тримача інструменту.

У той час як конфігурація і компоненти шпинделя базуються на вимогах до крутного моменту, потужності і швидкості верстата, точне розташування підшипників повинно бути визначено на основі стійкості шпинделя до вібрацій,

										Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	042Б-23.00.00.00.000 ПЗ					

що виникають під час роботи. У роботі пропонується стратегія оптимізації відстані між підшипниками для шпинделів, сконфігурованих експертною системою або спроектованих інженерами. Проектувальник надає початкові оцінки розташування підшипників, включаючи обмеження. Сконфігурований шпиндель може бути проаналізованим за допомогою запропонованого алгоритму скінченно-елементного аналізу (СЕА) на основі елементів балки Тимошенка. Функція частотної характеристики шпинделя на вершині інструменту може бути отримана за допомогою модального аналізу. Розташування підшипників оптимізується ітеративно до тих пір, поки спроектований шпиндель не задовольнить обмеженням на відсутність вібрацій при різанні. Послідовне квадратичне програмування (SQP) використовується як метод оптимізації для визначення оптимального розташування підшипників. Експертна стратегія проектування шпинделя може бути придатна для проектування різних видів шпиндельних вузлів металорізальних верстатів основних типорозмірів, що використовуються в у різних галузях машинобудівної промисловості.

Визначення характеристик елементів конструкції привода головного руху для обробки деталі-представника наведено у Додаток В.

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

## РОЗДІЛ 5

### ОХОРОНА ПРАЦІ

Об'єктом досліджень дипломного проектування є розробка вузла свердлильно-фрезерного верстату. Одним з головних чинників успішного виконання заходів охорони праці є організація робочого місця для обслуговуючого персоналу, створення безпечних умов праці, забезпечення необхідного температурного режиму, освітленості, шумо- та віброізоляції.

Організація робочого місця. Робоче місце – це зона, оснащена необхідними технологічними засобами, в якій постійно або частково здійснюється діяльність робочого або групи робочих, які виконують разом певну роботу. Раціональна організація робочого місця включає його планування, оснащення і обслуговування. Планування буває загальним (зовнішнім) і внутрішнім. Організація робочого місця – це система заходів по оснащення робочого місця засобами і предметами праці і їх розміщення в певному порядку. Загальне планування – це раціональне розміщення на промисловій площі виконавців і верстатного обладнання, матеріалів, підйомно – транспортних засобів, оснастки. Внутрішнє планування – це розміщення інструментів, їх пристосіблень і необхідних матеріалів на поверхні і всередині оснастки. Організація робочого місця також включає засоби для забезпечення комфорту на робочому місці (освітленість, обмеження рівня шуму, вібрацій і естетичних заходів) та засоби, що забезпечують безпеку діяльності. Температура зовнішніх поверхонь технологічного обладнання або огорожуючи його пристроїв не повинні виходити більше ніж на 2°C за межі оптимальних величин температури повітря. При температурі поверхонь огорожуючи конструкцій нижче або вище оптимальних величин температури повітря робочого місця повинно бути віддалене на відстань не менше 1 м. Коливання температури повітря по горизонталі в робочій зоні, а також на протязі зміни допускається до 4°C - при легких роботах, 5°C – при середній важкості робіт і до 6°C - при тяжких роботах.

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Інтенсивність теплового опромінення працюючих від нагрітих поверхонь технологічного обладнання, освітлюючи приладів не повинна перевищувати 35 Вт/м<sup>2</sup> при опроміненні 50% поверхні тіла і більше 70 Вт/м<sup>2</sup> – при величині опроміненої поверхні від 25 до 50%.

Вібрація є шкідливим фактором, дія якого визначається передачею людині механічної енергії та джерела коливань. Вони виникають при обертанні валів, шківів і маховиків, особливо при поганому балансуванні, а також при використанні механізмів із зворотно - поступальним рухом. Особливо шкідливою є вібрація з частотою 6 – 9 Гц, яка близько до власної частоти коливань для більшості внутрішніх органів людини: при її дії виникає резонанс, який збільшує коливання внутрішніх органів, розширюючи їх або звужуючи, що досить шкідливо. Для зменшення вібрації використовують наступні методи її зменшення: зниження вібрації в джерелі виникнення, віброізоляція окремих верстатів, виключення режиму резонансу (наприклад, за рахунок зміни параметрів різання), а також використання засобів індивідуального захисту.

Для забезпечення електробезпеки при роботі на верстаті використовують окремо або у сукупності з один з одним наступні технічні способи і засоби: захисне заземлення, занулення, захисне відключення, малу напругу, електричне розділення сіток, вирівнювання потенціалів, ізоляцію струмоведучих частин, індивідуальні засоби захисту, а також огорожуючі пристрої, попереджувальну сигналізацію, блокування, знаки безпеки.

Розрахунок штучного освітлення. Для освітлення дільниці площею  $S=23.3 \text{ м}^2$  використовуємо люмінесцентні лампи високого тиску типу ЛДЦ напругою 220 В. Знайдемо індекс приміщення за формулою:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)}$$

де  $H_p$  – висота підвісу світильників над робочою поверхнею, м;  $A$  і  $B$  – довжина і ширина дільниці. З врахуванням проходів отримаємо:  $A=7.380 \text{ м}$ ,  $B=3.160 \text{ м}$ .

Згідно інженерно-технічних норм дільниць: висота приміщення становить  $H = 6 \text{ м}$ ; відстань від стелі до краю світильника  $h_z = 0.4 \text{ м}$ ; висота,

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



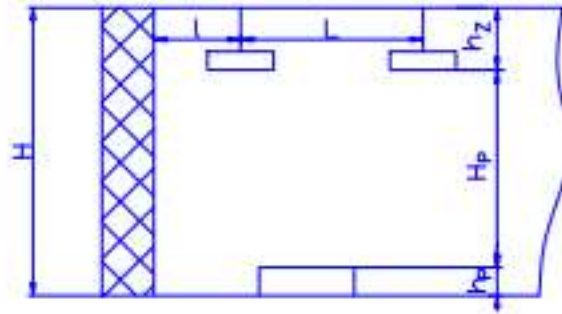


Рисунок 5.1 Схема для розрахунку штучного освітлення

Розрахунок захисного заземлюючого пристрою. Мета розрахунку – визначення кількості і розмірів заземлювачів. Вихідними даними для розрахунку є: величина опору заземлюючого пристрою, питомий опір ґрунту, що визначається вимірюванням або із таблиць нормативів, тип, розміри і умови розташування в ґрунті одиничних заземлювачів. Нормативне значення опору заземлювача  $R_{H1}$ . Нормативне значення опору заземлюючого пристрою  $R_H$  до якого приєднані нейтралі металевих частин електрообладнання у будь-яку пору року має бути не більше 2, 4 і 8 Ом, відповідно при лінійній напрузі 680, 380 і 220 В в джерелах однофазного струму. Згідно умов приймаємо  $R_{H1} = 4$  Ом.

Визначимо розрахунковий питомий опір ґрунту  $\rho$  в якому будемо розміщувати електроди заземлювача:  $\rho = \rho_{tabl} \cdot \psi$  Ом м де  $\rho_{tabl}$  – табличне значення питомого опору ґрунту, Ом м. Приймаємо  $\rho_{tabl} = 40$  Ом м – для глинистих ґрунтів при вологості 10..20 % до маси ґрунту,  $\psi$  - кліматичний коефіцієнт, питомого опору ґрунту. Приймаємо  $\psi = 1.3$  – при середній вологості ґрунту.

$$\rho = 40 \cdot 1.3 = 52 \text{ Ом.}$$

Приймаємо вертикальний стержневий заземлювач, круглого перерізу. Схематично вертикальний заземлювач показано на рисунку 5.2.

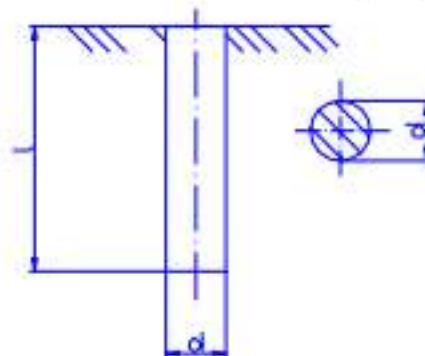


Рисунок 5.2 Схема вертикального заземлювача

									Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	042Б-23.00.00.00.000 ПЗ				





## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Soshi M, Yu S, Ishii S, Yamazaki K. Development of a high torque - high power spindle system equipped with a synchronous motor for high performance cutting. *Annals of the CIRP* 2011; 60/1, p. 399-402.
2. Smith S, Winfough W.R., Borchers H.J. Power and stability limits in milling. *Annals of the CIRP* 2000; 49/1, p. 309-312.
3. Altintas Y, Weck M. Chatter stability of metal cutting and grinding. *Annals of the CIRP* 2004; 53/2: p. 619-642.
4. W.L.D. Wong, J. Atkinson, A knowledge cell approach to processing design information, *Journal of Materials Processing Technology* 107 (1–3) (2000) 44–52.
5. Soshi M, Ishiguro H, Yamazaki K, A study on the development of a multi-purpose spindle system for quality productive machining, *Annals of the CIRP*. 2009; 58/1, p. 327-330.
6. Wang Z, Soshi M, Yamazaki K. A comparative study on the spindle system equipped with synchronous and induction servo motors for heavy duty milling with highly stable torque control. *Annals of the CIRP*. 2010; 59/1, p. 369-372.
7. Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І. Приводи затискних механізмів металообробних верстатів: монографія / Під заг. ред. д.т.н., проф. Ю.М. Кузнецова. – Луцьк : Вежа-Друк, 2016. – 352 с.
8. Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І. Гао Сінмін. Технологічне оснащення фрезерних верстатів: проектування, теорія, практика. – Луцьк: ВежаДрук, 2023. – 292 с. ISBN ISBN 978-966-940-449-7
9. Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І. Проектування цільових механізмів маніпулювання верстатів нового покоління : навч. посіб. для студ. машинобуд. спец. вищ. навч. закл. Рекомендовано Міністерство освіти і науки України. – Вид. 2-ге, змін. / за заг. ред. проф. Ю. М. Кузнецова. – Луцьк : Вежа-Друк 2014. – 428 с. ISBN 978-617-7181-20-9
10. Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І. Теорія технічних систем в аспектах досліджень та технічної творчості. Підручник для здобувачів освіти за

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

спеціальністю 131 «Прикладна механіка» – Луцьк: ВежаДрук, 2023. – 284 с.  
ISBN 978-966-940-450-3

11. Агрегатно-модульне технологічне обладнання нового покоління, його оснащення та інструментальне забезпечення.ч.3, під ред Ю.М.Кузнецова - Кіровоград, 2003, – 507с.

12. Данильченко Ю.М., Кузнецов Ю.М. Прецизійні шпиндельні вузли на опорах кочення (Теорія і практика). – Тернопіль – Київ, Економічна думка, 2003. – 344с.

13. Кузнецов Ю.М. Критичні частоти обертання шпиндельного вузла токарного автомата. /Ю.М. Кузнецов, Б.І. Придальний, Р.Г. Редько // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету.– Кіровоград, 2009.– Випуск 22.– С. 243–252.

14. Кузнецов Ю.М. Сучасний стан, перспективи розвитку і виробництва металорізальних верстатів в Україні // Вісті академії інженерних наук України. №1(41), 2011. - С.2-10.

15. Кузнецов Ю.М. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія [Упорядник Кузнецов Ю.М.] / Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, О.В. Шевченко, В.Н. Волошин – К.– Тернопіль: Терно-граф, – 2011.–692с.

16. Пальчевський Б.О. Принципи побудови і сучасні тенденції розвитку методів проектування технологічного обладнання // науковий журнал «Технологічні комплекси». - №1. – 2010 –с. 3-9.

17. Придальний Б.І. Вплив частоти обертання шпинделя на силові характеристики затискного механізму з важільним приводом /Придальний Б.І. // Всеукраїнський науково-технічний журнал "Промислова гідравліка і пневмоавтоматика". - 2007. - №3 (17).- С.64-72.

18. Li, B., Tian, X. & Zhang, M. Thermal error modeling of machine tool spindle based on the improved algorithm optimized BP neural network. Int J Adv Manuf Technol 105, 1497–1505 (2019)

					042Б-23.00.00.00.000 ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		