

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

**магістр**

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Підвищення точності токарних верстатів із застосуванням  
гідростатичних шпиндельних опор

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МВнм-61

напряму підготовки (спеціальності) \_\_\_\_\_

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

	_____	<u>Стаднюк О.Д.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник	_____	<u>Кобельник В.Р.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	_____	<u>Ярема І.Т.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	_____	<u>Кобельник В.Р.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Рецензент	_____	_____
	(підпис)	(прізвище та ініціали)

Тернопіль  
2022

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

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Кобельник В.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

20\_\_ р.

**З А В Д А Н Н Я  
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня «магістр»  
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»  
(шифр і назва спеціальності)

студенту Стаднюку Олександр Дмитровичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення точності токарних верстатів із застосуванням  
гідростатичних шпиндельних опор

Керівник роботи Кобельник Володимир Романович, к.т.н., доцент  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «25» 03 2022 року № 4/7-183

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20.05.2022

3. Вихідні дані до роботи

*Технічні характеристики токарних верстатів.*

*Вимоги до гідростатичних шпиндельних опор металорізальних верстатів*

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

*1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ. 1 Шпиндельні вузли на підшипниках кочення. Шпиндельні вузли на підшипниках рідинного тертя. Адаптивне керування точністю верстатів. 2 ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ. Призначення, галузь застосування, основні технічні дані й характеристики верстата. Розробка конструкції шпиндельного вузла верстата. Система адаптивного керування точністю шпиндельного вузла. 3 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ. Аналіз експериментальних досліджень гідростатичного опорного вузла. Дослідження конструктивних параметрів шпиндельних гідростатичних опор чисельними методами. Моделювання пружних і теплових деформацій шпиндельного опорного вузла.*

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

*Конструкції шпиндельних підшипників кочення*

*Характеристики шпиндельних опор*

*Розрахункова схема шпиндельного вузла токарного верстата*

*Залежності експлуатаційних характеристик опорних вузлів від конструктивних параметрів*

*Шпиндельний вузол токарного верстата з опорами кочення*

*Схема живлення шпиндельного вузла з опорами кочення*

*3-D модель шпиндельного вузла на гідростатичних опорах*

*Результати досліджень*

## 6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання 25.03.2022

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Аналіз завдання на кваліфікаційну роботу</i>		
2	<i>Аналітичний розділ</i>		
3	<i>Дослідно-проектний розділ</i>		
4	<i>Науково-дослідний розділ</i>		
5	<i>Охорона праці та безпека в Надзвичайних ситуаціях</i>		
6	<i>Висновки</i>		
7	<i>Графічна частина</i>		
8	<i>Підготовка до захисту</i>		

Студент

\_\_\_\_\_

(підпис)

Стаднюк О.Д.

\_\_\_\_\_

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_

(підпис)

Кобельник В.Р.

\_\_\_\_\_

(прізвище та ініціали)

## ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	4
ВСТУП	5
1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Шляхи підвищення точності механічної обробки на токарних верстатах	7
1.2 Шпиндельні вузли на підшипниках кочення	15
1.3 Шпиндельні вузли на підшипниках рідинного тертя	18
1.4 Класифікація та область застосування опор рідинного тертя	22
1.5 Адаптивне керування точністю верстатів	28
2 ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Призначення, галузь застосування, основні технічні дані та характеристики верстата	31
2.2 Розробка конструкції шпиндельного вузла верстата	37
2.3 Система адаптивного керування точністю шпиндельного вузла	40
3 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Аналіз експериментальних досліджень гідростатичного опорного вузла	
3.1.1 Вимірювання зазорів в опорних вузлах	47
3.1.2 Вимір тисків мастильного матеріалу в зазорі та в системі живлення	49
3.1.3 Вимір об'ємної витрати мастильного матеріалу	50
3.1.4 Вимірювання температури	50
3.2 Дослідження конструктивних параметрів шпиндельних гідростатичних опор чисельними методами	52
3.3 Моделювання пружних і теплових деформацій шпиндельного опорного вузла	61
3.4 Адаптивна система живлення шпиндельного опорного вузла	70
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	78
ВИСНОВКИ	83
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	84
ДОДАТКИ	87

## **АНОТАЦІЯ**

Стаднюк О.Д. Підвищення точності токарних верстатів із застосуванням гідростатичних шпindelних опор. Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2022 р.

В роботі проведено дослідження, конструювання та моделювання параметрів гідростатичних шпindelних опор токарних верстатів. Проведено моделювання та розроблена методика визначення параметрів шпindelного вузла верстата на гідростатичних опорах з контролем пружних і теплових деформацій. Розроблено та запропоновано адаптивні системи змащування шпindelних опор, що забезпечують високу точність і жорсткість опорних вузлів при впливі зовнішніх факторів.

Ключові слова: ТОКАРНИЙ ВЕРСТАТ, ГІДРОСТАТИЧНА ОПОРА, АДАПТИВНЕ КЕРУВАННЯ, АДАПТИВНА СИСТЕМА ЗМАЩУВАННЯ.

## **ANNOTATION**

Stadniuk O. Increase in lathe accuracy due to the use of hydrostatic spindle bearings. Qualification work for the degree of "master" 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2022.

The research and construction and modeling of parameters of hydrostatic spindle supports of lathes are carried out in the work. Modeling and methods for determining the parameters of the spindle assembly of the machine on hydrostatic supports with control of elastic and thermal deformations are developed.

Key words: LATHE, HYDROSTATIC SUPPORT, ADAPTIVE CONTROL, LUBRICATION ADAPTIVE SYSTEM.

## ВСТУП

**Актуальність проблеми.** Найбільш актуальним завданням у верстатобудуванні в теперішній час є підвищення точності обробки.

Відомо, що підвищення точності верстатів вимагає використання додаткових операцій, що в свою чергу впливає на трудомісткість обробки та на продуктивність виготовлення деталей. В свою чергу, підвищення точності та зменшення шорсткості поверхні оброблюваної деталі визначає якість продукції, що виготовляється, та її техніко-економічні характеристики при експлуатації.

Використання шпindelьних опор кочення має ряд обмежень щодо точності. Це насамперед викликано точністю виготовлення тіл кочення, зміною сил у цих опорах за рахунок зміни положення тіл кочення, а також їх деформацією. За рахунок збільшенні натягу в опорах кочення підвищення точності обертання є не значним.

При конструюванні шпindelьних опор токарних верстатів, а особливо важконавантажених, все частіше використовують опори рідинного тертя.

**Мета роботи:** підвищення точності обробки на токарних верстатах із використанням гідростатичних шпindelьних опор.

Для досягнення поставленої мети потрібно розглянути **задачі:**

1. Провести аналіз методів підвищення точності обробки на токарних верстатах з використанням різних шпindelьних опор.
2. Запропонувати методику розрахунків і моделювання шпindelьних вузлів з використанням опор рідинного тертя.
3. Проаналізувати дослідження шпindelьних вузлів токарних верстатів проведені методами кінцевих елементів.
4. Запропонувати засоби керування точністю на основі гідростатичних опор

**Об'єкт дослідження:** шпindelьні вузли токарних верстатів.

**Предмет дослідження:** шпindelьні вузли на гідростатичних опорах

**Наукова новизна:**

1. Запропонована методика розрахунку параметрів шпиндельного вузла токарного верстата з використанням гідростатичних опор з контролем пружних деформацій.

**Практична цінність роботи:**

1. Для шпиндельних вузлів токарних верстатів підвищеної точності визначено необхідні конструктивні параметри.

2. Запропоновані конструкції пристроїв для регулювання систем живлення гідростатичних опор.

# 1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

## 1.1 Шляхи підвищення точності механічної обробки на токарних верстатах

Сьогодні у світовому верстатобудуванні мають місце такі тенденції, як підвищення продуктивності, точності, розширення функціональних можливостей верстатів. Крім того, намітилися нові напрямки, до яких ставляться наступні вимоги:

1) Ріст рівня автоматизації дрібносерійного виробництва й підвищення його гнучкості. У зв'язку із цим вимоги до гнучкості превалюють над вимогами до продуктивності. В області створення гнучких виробництв можна відзначити переорієнтацію на проектування гнучких виробничих модулів замість великих систем; посилення ролі верстатобудівників у розробці проектів автоматизації машинобудівних заводів. Враховуючи наукоємність гнучких виробництв і їх перспективність, розвинені країни реалізують міжнародні науково-технічні програми створення таких виробництв в електронній, електротехнічній, машинобудівній і автомобільній промисловості. У світі вже сьогодні є близько 30 заводів-автоматів з рівнем автоматизації більш 80%. Це заводи фірм Fanuc і Yamazaki Mazak (Японія), FIAT (Італія) і ін. Одним з головних напрямків розвитку верстатів у світі є випуск верстатів зі ЧПК. Цими системами оснащені більш половини (за вартістю) устаткування, що випускається в Європі. Накопичений там досвід радикально переглядається з урахуванням вимог верстатобудівників і користувачів верстатного встаткування. Усе більш широке застосування знаходять персональні системи ЧПК типу PCNC (Personal Computer Numerical Control). Особливістю систем такого типу є відкрита архітектура, яка припускає: конфігурування системи у верстатобудівника й кінцевого користувача; інтеграцію в СЧПК покупних програм; еволюцію СЧПК в умовах незалежності від змін системної платформи; доступ будь-якого модуля до різної інформації, у тому числі до інформації об'єкта керування;



підключення до зовнішньої мережі; використання в архітектурі принципів системної інтеграції.

2) Чіткіше проявляється тенденція підвищення швидкостей різання на верстатах середнього розміру до 10000 м/хв і відповідно частоти обертання шпинделя до 40000...50000 об/хв. Це стало можливим після освоєння прогресивного різального інструменту на основі твердого сплаву з покриттями, кераміки, кубічного нітриду бору, алмазного інструмента. Високошвидкісне різання особливе широко застосовується при виготовленні складних суцільнометалевих деталей, у процесі обробки яких у стружку йде до 80...90% маси заготовки. Високошвидкісна обробка перспективна й для виготовлення деталей простої форми типу плит. При високих швидкостях різання зараз обробляється близько 200 марок металів і сплавів. Продуктивність при цьому збільшується в 3-10 раз, підвищуються якість поверхні й точність, що пов'язане з підвищеним демпфуванням у зоні різання, кращими умовами відводу стружки, зменшенням сил різання внаслідок зміни характеру деформації матеріалу. Подальше поширення швидкісного різання вимагає особливої уваги до розв'язку ряду завдань, а саме:

- розробці шпиндельних вузлів (ШВ) із частотою обертання до 100000 об/хв і більш, а також приводів подач, що забезпечують швидкість переміщень до 60 м/хв. Високі швидкості різання й невелика глибина обробки вимагають підвищеної точності ШВ (1...2) мкм; поліпшення динамічних характеристик верстатів і зменшенню теплових деформацій. Ряд вузлів і механізмів при високих швидкостях можуть стати потужними генераторами вібрацій і теплового випромінювання. Так, у ШВ 30...40% потужності перетворюється в теплоту;

- створенню надійної мікропроцесорної системи контролю стану різального інструменту і якості обробки із включенням її в систему ЧПК верстата;

- підвищенню ефективності відводу стружки із зони різання (наприклад, при фрезеруванні алюмінію при швидкості 3000 м/хв при потужності привода

100 кВт вихід стружки становить більш 1000 кг/год.), у тому числі шляхом удосконалювання складу ЗОР і систем її подачі. Так, якщо в ЗОР впорскують газ при дуже низькій температурі, стружка миттєво скручується й процес її видалення спрощується;

- тривалому збереженню точності основних вузлів, що припускає нові підходи до вибору матеріалів і основних підсистем верстата; вимог до техніки безпеки для виключення травмування персоналу й ушкодження верстата стружкою, осколками інструмента. Тому змінюються підходи до вибору механізмів затискача (геометричне замикання замість силового) і до балансування швидкообертowego інструмента або заготовки;

- оснащенню верстатів приводами й системами керування з підвищеною швидкістю; оптимізації геометричних параметрів інструмента залежно від властивостей оброблюваного матеріалу.

3) Одним з напрямків розвитку верстатобудування, пов'язаних з реалізацією нових технологій, є подальший пошук конструктивних розв'язків надточних верстатів (верстатів, що реалізують нанотехнології) [3].

Процеси механічної обробки на верстатах повинні забезпечувати усе більш зростаючі вимоги до точності й шорсткості одержуваних деталей. За останнє сторіччя точність верстатів зросла більш ніж в 100 раз, з'явилося поняття нанотехнології. Подальше підвищення точності викликає все більш складності при розробці конструкції устаткування й технології його виготовлення, приводить до значного подорожчання верстатів. Особливо це характерно для важкого устаткування, для якого збільшення показників точності вище деяких природних меж стає неможливим при застосуванні традиційних підходів до розробки конструкцій.

Процес формоутворення доцільно розглядати як систему, що полягає з послідовно з'єднаних підсистем: пристрій формування керуючого впливу (ЧПК), системи приводів, кінематичної системи й безпосередньо процесу різання. Для підвищення якості системи приводів верстатів токарної групи й безпосередньо точності обробки необхідно враховувати ланки технологічної

системи, не охоплені зворотним зв'язком. На структурному рівні показана принципова можливість підвищення точності токарної обробки для систем приводів, у якій регульовані координати безпосередньо не охоплюються головним зворотним зв'язком, на основі використання введення паралельної моделі процесу різання. Розроблено два варіанти структурних схем системи керування з моделлю процесу різання. Перший передбачає модель прямого контуру й ланки, що описує процес різання. Другий, більш простий, в якому береться сигнал головного зворотного зв'язку привода й подається на вхід моделі процесу різання [6, 9].

Фірма EMCO (Німеччина) представила на виставці AMB у Штутгарті (Німеччина) новий токарний верстат E25 з керуванням від EOM, обладнаний шпинделем 25 мм. Основними завданнями при створенні нового верстата були поліпшення характеристик верстата, підвищення якості й точності обробки при одночасному зменшенні вартості верстата. Верстат E25 випускається в 4-х модифікаціях, які обладнані 12-позиційною револьверною головкою типу SAURE. Система керування може за бажанням споживача оснащуватися системами Sinumerik 8100 або Fanuc Oitc, включаючи програмування в режимі діалогу Shop Turn або Manual Guide [16].

Генеральною стратегією розвитку й виробництва конкурентоспроможних на ринку верстатів стає збільшення випуску технологічних систем і окремих верстатів з використанням модульного принципу побудови, що дозволяє покупцеві швидко проводити зміни конфігурації й тим самим знижувати витрати й скорочувати час при переході на випуск нової продукції, що має підвищений збут на ринку. У рамках країн-членів ЄС реалізується проект MOTION, що передбачає розробку принципів стикування й керування переміщенням таких вузлів-модулів. Ціль цього проекту - створити єдину для Європи систему швидкої побудови виробництва на основі використання стандартних вузлів-модулів. За рахунок технічних інновацій в елементах верстатів (наприклад, лінійний привід, мехатронні вузли, паралельна кінематика й ін.) у найближчі роки відбудеться прорив у

виробництві компактних верстатів. Контроль і керування за точністю обробки, станом інструментів стають невід'ємною частиною процесу обробки й керування. На ринку з'явилося багато недорогих багатоцільових верстатів, що відрізняються від попередників спрощеною конструкцією, меншою кількістю деталей, і, як наслідок, більш високою твердістю й меншою вартістю. Такі верстати успішно використовуються навіть в автомобільній промисловості. У механообробних виробничих системах відбувається перехід до третього покоління - "третьої хвилі" у верстатобудуванні: маючи на увазі, що перша - це швидкісне різання; друга - обробка по системі керування від ЧПК; третя - застосування в системах механічної обробки "інтелектуальних роботів", обладнаних пристроями технічного зору й тактильними датчиками, що дозволяє уникнути застосування громіздких магазинів інструмента та палет з деталями. Очікується, що виробничі системи четвертого покоління будуть включати пристрої автоматизації управлінських робіт [9].

Специфіка виробів, які обробляються на токарних верстатах – більші маси й габарити оброблюваних деталей, їх унікальність, висока вартість і трудомісткість механічної обробки – висувають особливі умови до конструкцій верстатів, до їхньої експлуатації, які суттєво відрізняються від традиційних розв'язків для дрібних і середніх верстатів (рис.1.1, рис.1.2)

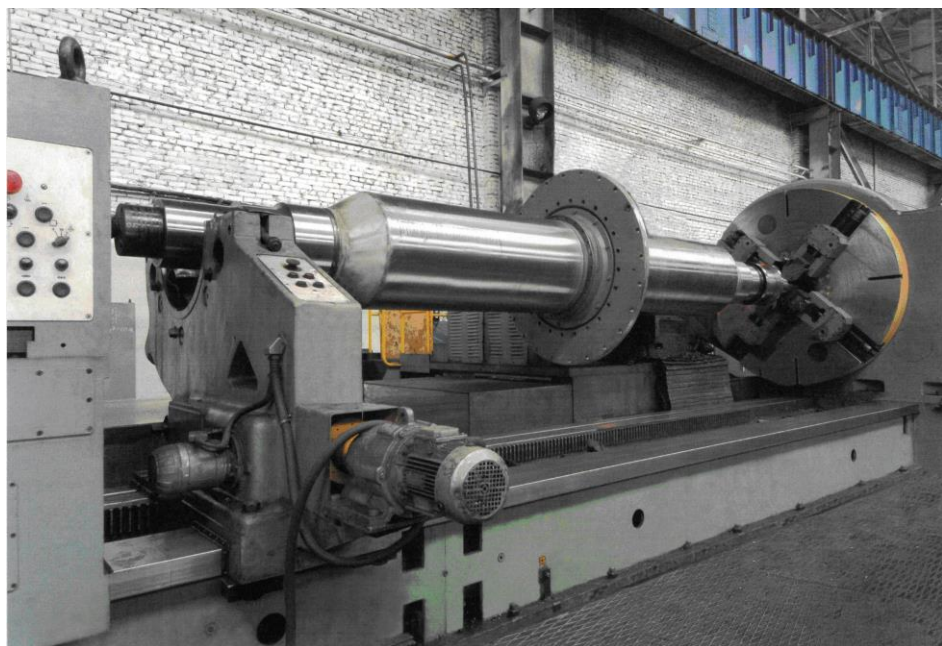


Рисунок 1.1. Токарний верстат моделі КЖ 16275Ф3



Рисунок 1.2. Токарний верстат моделі КЖ 16274.Ф3

Особливості забезпечення точністю верстатів пов'язані з більшими масами виробів і елементами несучої системи, і, відповідно, з більшими прогинами від більших навантажень, труднощів точного позиціонування, рівномірністю повільних переміщень, неминучими похибками виготовлення й складання, більшими температурними деформаціями, пропорційними лінійним розмірам.

Точність – один з найважливіших показників призначення верстатів, що значно впливає на всі критерії працездатності вузлів, а також на його вхідні параметри: продуктивність, економічну ефективність.

Точність залежить від безлічі складових похибок різної природи, що викликає відхилення кінцевих ланок верстата, що несуть різальний інструмент і оброблювану заготовку. На ранніх етапах проектування верстата актуальним є моделювання процесу формування точності верстата, що залежить від конструктивно-компонувальних параметрів верстата. Завдання оцінки точності при проектуванні полягає в тому, щоб надати конструкторові інформацію для ухвалення рішення, показати "слабкі" ланки, що вносять найбільшу похибку у баланс точності по кожній осі координат. У якості критерію точності верстата

може бути прийнята похибка взаємного положення інструмента й заготовки, обумовлена тільки кутовими зсувами вузлів верстата під дією сили різання й ваги рухомих вузлів [7, 14]

На основі аналізу шляхів підвищення трудомісткості й надійності верстатного устаткування, визначені найбільш ефективні засоби збільшення геометричної й кінематичної точності, жорсткості, вібростійкості, теплостійкості, зносостійкості.

Найдійовіший шлях підвищення точності обробки на діючому устаткуванні - модернізація вузлів верстатного устаткування, що забезпечують точність із застосуванням останніх досягнень науки й техніки в області ремонту, відновлення, зміцнення деталей; заміною приводів на більш сучасні; оснащенням додатковими адаптивними системами, і що особливо важливо, застосуванням прогресивних вузлів тертя.

Тому прагнуть удосконалити всі елементи технологічної системи, що визначають взаємне розташування оброблюваної деталі та інструмента, формоутворюючі рухи, що відтворюють і сприймають зусилля різання й вагові навантаження.

В області вдосконалювання опорних вузлів у цей час проводиться велика кількість досліджень.

Опорні вузли визначають умови сполучення деталей формотворної системи для забезпечення відносних переміщень поверхонь і взаємної передачі навантажень. Тому, саме від опорних вузлів у найбільшій мірі залежить точність формотворних рухів, а значить і точність обробки, тому що, в остаточному підсумку, опори або компенсують інші складові похибок, або привносять додаткові. За цією ознакою опорні вузли різних типів мають кардинальні відмінності.

Опори кочення мають додаткові конструктивні елементи між деталями, (тіла кочення, зовнішні й внутрішні кільця й ін.), тому додають додаткові похибки  $\Delta_{on}$ , обумовлені відхиленнями цих елементів. Опори змішаного тертя копіюють форму базових поверхонь, мають похибку  $\Delta_{on} \approx 0$ , яка збільшується в

процесі експлуатації верстата. Опори рідинного тертя мають шар рідини між поверхнями, що сполучаються, деталей робочих органів, у межах якого зменшуються інші елементи похибок.

Технологічна система (верстат, пристосування, інструмент), як правило, не має адаптивного елемента, здатного комплексно компенсувати різного роду зміни умов обробки. Виключення становлять адаптивні системи ЧПК, оснащені датчиками активного контролю, що коректують початкову програму обробки за результатами поточних вимірів. Однак, такі системи, будучи досить складними й дорогими, не мають достатню універсальність і реагують на зміну лише деяких факторів.

У якості адаптивного елемента технологічної системи можна використовувати опори рідинного тертя рухливих вузлів верстата, що виконують формотворні рухи (супортів, шпинделів, столів, кареток). Завдяки наявності між поверхнями опори шару мастильного матеріалу, параметрами якого можливо керувати, опора рідинного тертя може змінювати свої характеристики (навантажувальну здатність, жорсткість) і здійснювати мікропереміщення для компенсації геометричних похибок і відхилень, що виникають внаслідок неточностей виготовлення, температурних і силових деформацій, а також демпфувати виникаючі коливання.

Опорні вузли мають визначальне значення при забезпеченні точності формоутворення, тому що вони є внутрішнім джерелом інформації у верстаті, отже, траєкторія переміщення робочих органів є результатом копіювання форми опорних вузлів. Опори змішаного тертя (навіть із застосуванням новітніх антифрикційних матеріалів) або опори кочення не дозволяють компенсувати похибки й деформації, ефективно демпфувати вібрації. Крім того, ці типи опор є додатковим джерелом виникнення коливань через стрибки сили тертя й пульсації тіл кочення.

Найбільш відповідальним вузлом будь-якого верстата, що визначають точність обробки на ньому, є шпиндельний вузол.

Якість роботи верстатів значною мірою залежить від статичних і, особливо, динамічних характеристик шпиндельних вузлів. До них пред'являються високі вимоги по точності положення, точності й плавності обертання, жорсткості й вібростійкості.

У верстатах застосовуються шпиндельні вузли, як на підшипниках кочення, так і на гідростатичних опорах. Критерієм вибору типу шпиндельних опор служить необхідна точність оброблюваних на верстаті деталей при необхідній вантажопідйомності.

## **1.2. Шпиндельні вузли на підшипниках кочення**

Одним з найбільш критичних компонентів високошвидкісних шпинделів є система підшипників. Наші вимоги до конструкції визначають, що шпиндель повинен забезпечувати високу швидкість обертання, передавати момент і потужність різальному інструменту й гарантувати прийнятне навантаження й довговічність. Для забезпечення працездатності шпинделя підшипники повинні задовольняти всім цим вимогам.

Високошвидкісні мотор-шпинделі випускаються із двома принципово різними конструкціями підшипників: контактними (кульковими або роликовими) і безконтактними (пневматичними, гідравлічними або магнітними).

Високоточні контактні підшипники поставляються сьогодні багатьма фірмами. Для високошвидкісних шпинделів застосовуються роликові й конічні роликові підшипники, а також кулькові підшипники з кутовим контактом. Критерієм вибору типу підшипника є характеристики шпинделя, кожна з яких впливає в ту або іншу сторону на вибір підшипника.

Існує безліч факторів, що визначають остаточний розв'язок. Шпиндель, спроектований для забезпечення швидкості, не буде забезпечувати жорсткість, а шпиндель із великою жорсткістю не зможе працювати на більших

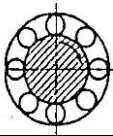
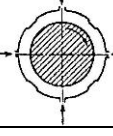
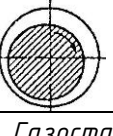
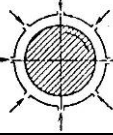
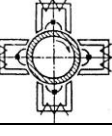


швидкостях без втрати довговічності підшипників. Тому завжди необхідний пошук компромісів остаточної конструкції.

Шпиндельний вал є важливим елементом конструкції, Тому що саме він передає момент від двигуна до інструмента. На ньому розташовуються, і його підтримують підшипники.

Характеристики шпинделів визначаються опорами, отже можна зробити наступний огляд по шпиндельних опорах.

Таблиця 1.1 – Шпиндельні опори

Тип опор шпинделя	Навантажу вальна здатність $\frac{N}{D}$ , кВт/мм	Параметри точності, МКМ		Швидкохідність $D \cdot n$ , мм · мин <sup>-1</sup>	Жорсткість $j_{\text{пшх}} \cdot 10^{-4}$ , $\frac{H}{\text{мм}}$	Демпфування $\xi_{\text{пшх}}$ , $\frac{H \cdot c}{\text{мм}}$
		Биття	Шорсткість			
Кочення 	$\leq 0.75$ $\leq 0.25$	$\geq 0.5$ $\geq 2.0$	$R_a \geq 0.1$ $R_a \geq 0.5$	$2.5 \cdot 10^6$ $4 \cdot 10^5$	12 250	5.0
Гідростатичні 	$\leq 0.8$	$\geq 0.1$	$R_a \geq 0.05$	$2.0 \cdot 10^6$	50	$10^6$
Гідродинамічні 	$\leq 0.5$	$\geq 1.0(0.5)$	$R_a \geq 0.05$	$2 \cdot 10^4$ $1 \cdot 10^6$	40	$10^4$
Газостатичні 	$\leq 0.4$	$\geq 0.05$	$R_z \geq 0.005$	$5 \cdot 10^6$	20	$10^2$
Магнітні 	$\leq 0.5$	$\geq 0.05$	$R_z \geq 0.005$	$3 \cdot 10^6$	100	$10^2$

Усі підшипники мають певний термін служби, обумовлений як час роботи до втрати характеристик або до виходу з ладу. Найбільш частою причиною виходу підшипників з ладу є втому, що викликає погіршення поверхні кілець, що приводить до нагрівання й, іноді, до механічних поломок. Довговічність підшипників, загалом, залежить від навантаження підшипників, осьового і радіального рівня вібрацій, якості й кількості змащення, швидкості, середньої температури підшипників.

У загальному випадку термін служби підшипників і, відповідно, усього шпиндельного вузла, залежить від безлічі факторів, включаючи швидкість, навантаження, змащення й розмір підшипників. Для визначення використовуються складні комп'ютерні моделі, однак звичайно визначають строк служби високошвидкісних підшипників рівним 5000-7000 годин за умови, що шпиндель нормально експлуатується й не попадає в аварійні ситуації.

Сукупність властивостей підшипників кочення визначила їхнє широке застосування в шпиндельних вузлах верстатів. Постійне зростання вимог до характеристик шпиндельних вузлів приводить до вдосконалювання опор. Конструкції підшипників кочення, які застосовуються у сучасних шпиндельних вузлах верстатів, показано на рис. 1.3.

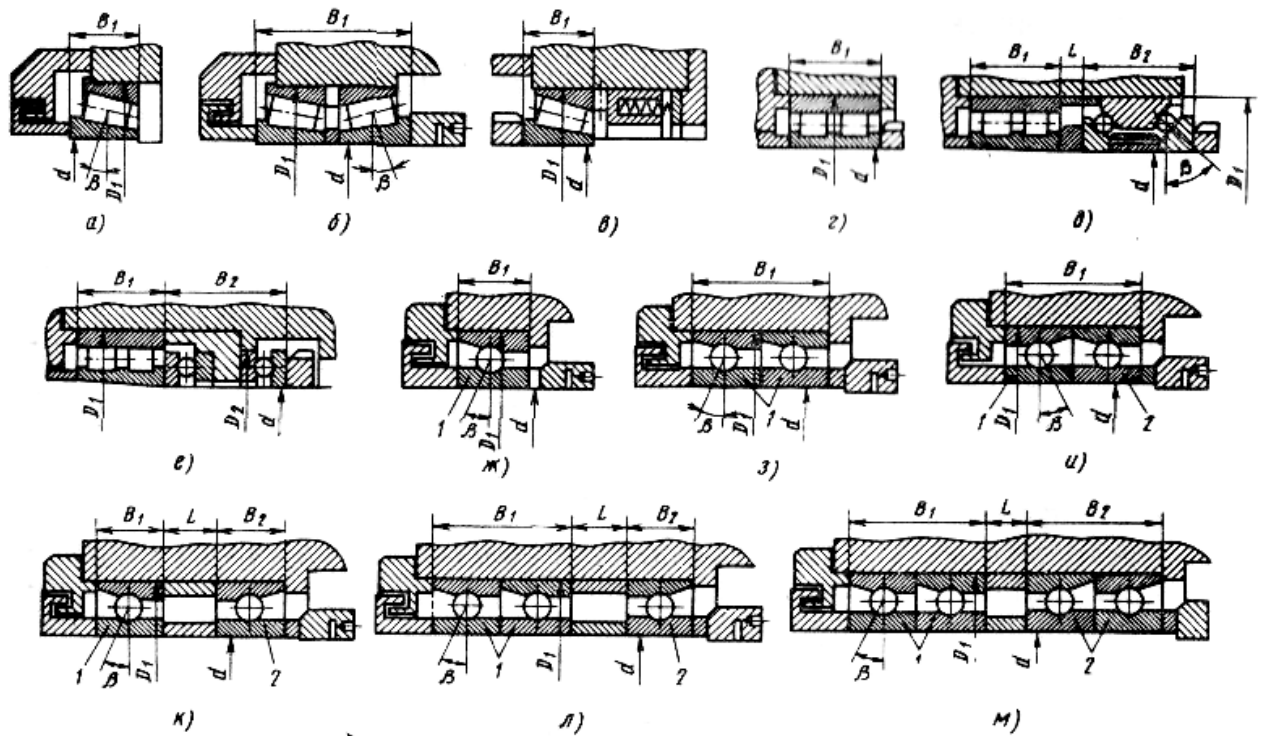


Рисунок 1.3. Конструкції шпindelьних підшипників кочення

Застосування прецизійних конічних роликopідшипників (рис. 1.3 а-в), циліндричних роликopідшипників (рис. 1.3 г-е) упорно-радіальних шарикopідшипників з кутом контакту  $60^\circ$  (рис. 1.3, д), радіально-упорних шарикopідшипників (рис. 1.3, ж-м), і тому числі типу «триплекс» (рис. 1.3 л) і «кварто» (рис. 1.3, ж), а також так званих шпindelьних шарикopідшипників уможливило уніфікацію конструкцій шпindelьних вузлів.

### 1.3 Шпindelьні вузли на підшипниках рідинного тертя

У шпindelьних вузлах особливо точних токарних верстатів знайшли застосування гідростатичні підшипники. Це викликане відсутністю у підшипників кочення необхідного ступеня точності й великої вантажopідйомності.

Підвищення якості технологічної системи дозволяє підвищити як точність, так і продуктивність обробки деталей, причому одним з найбільш ефективних і економічно виправданих шляхів є підвищення якості опорних вузлів верстата,

зокрема заміна змішаного тертя й тертя кочення рідинним тертям, тобто застосування гідравлічних опор і передач у шпindelьних вузлах (рис.1.4).

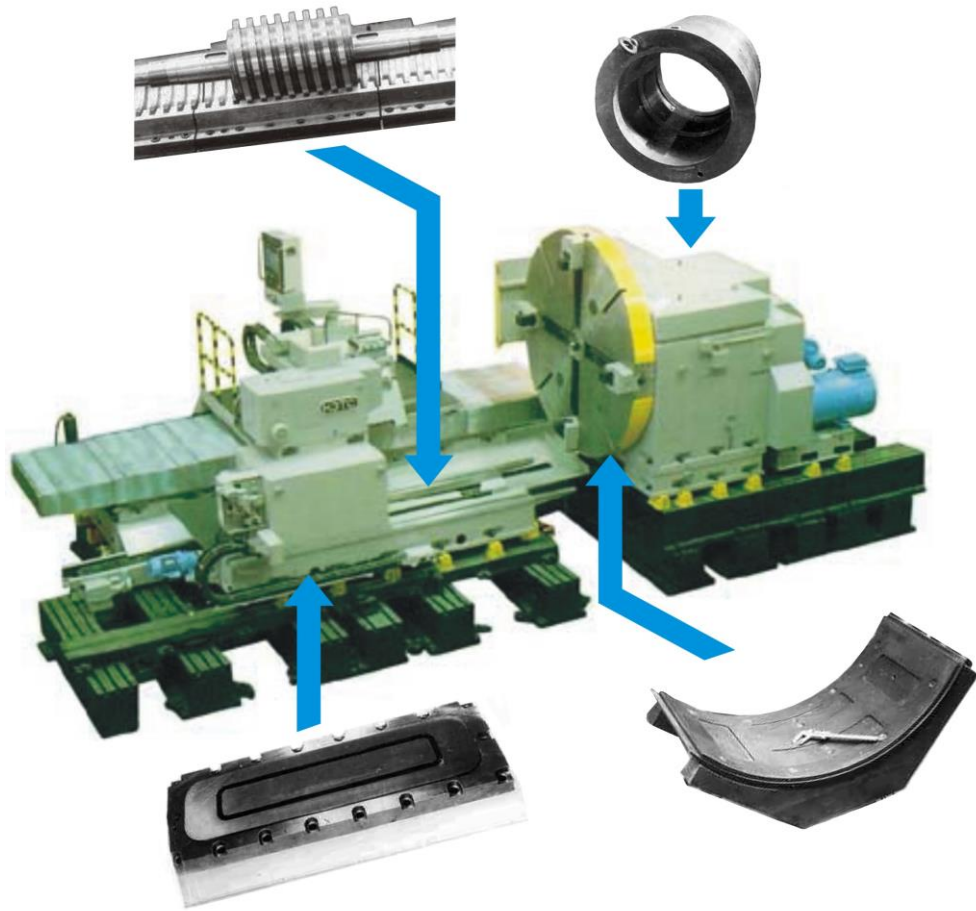


Рисунок 1.4. Опори й передачі рідинного тертя для токарного верстата

Основною перевагою опор рідинного тертя є порівняно просте виготовлення й застосування при досить великих діаметрах вала й посадкового отвору. Найчастіше застосування опор рідинного тертя є єдино можливим конструкторським розв'язком проблеми вибору типу опори для важконавантажувальних вузлів верстата.

Доцільність застосування опор рідинного тертя пояснюється тим, що в такій опорі тертя завжди рідинне й шпindelь у момент початку обертання й у період розгону завжди знаходиться на масляній подушці. У такій опорі відсутній зношування, зникає небезпека заклинювання підшипників, різко зменшується момент тертя.

Гідростатичні підшипники найбільше доцільно застосовувати в шпindelних вузлах особливо точних верстатів і важко навантажених шпindelних опорах, що працюють із різними швидкостями.

Аналізуючи результати, отримані в процесі експлуатації нових металорізальних верстатів, у вузлах яких застосовані гідростатичні опори рідинного тертя, можна зробити наступні висновки:

- точність траєкторії переміщень перевищує точність спряжених поверхонь;
- практично відсутнє зношування поверхні ковзання;
- полегшені налагоджувальні рухи на заданий розмір;
- у всьому діапазоні швидкостей, включаючи швидкості, близькі до нуля, забезпечується плавність переміщень;
- ступінь складності обслуговування не зростає;
- експлуатаційні витрати споживача залишилися на тому ж рівні, як і для верстатів, у яких не застосовані гідростатичні опори.

Для верстатів опори рідинного тертя на сьогоднішній день є, у ряді випадків, єдиним конструктивним варіантом, що забезпечують необхідні експлуатаційні характеристики вузлів – високу несучу здатність, довговічність, жорсткість, точність тощо.

Опори рідинного тертя мають рядом переваг:

- дозволяють одержати високу точність переміщень, яка значно перевищує точність виготовлення несучих деталей опори;
- забезпечує лінійну характеристику тертя, і, що особливо важливо, у діапазоні малих швидкостей, при переході від спокою до руху й при реверсі, що дозволяє одержати високі плавність і точність переміщень;
- можуть бути винятково вібростійкими й жорсткими;
- забезпечують у з'єднанні порівняно великий зазор і виключають люфт;
- дозволяють контролювати навантаження й полегшують реалізацію самонастроювальних систем у верстатах. Крім того, можна створити опори для будь-якого режиму експлуатації, причому зміни цього режиму допускаються в

широких межах. При цьому можна управляти вихідними параметрами опор, наприклад жорсткістю, точністю, демпфіруванням.

Необхідно відзначити, що опори рідинного тертя мають недоліки, що перешкоджають їхньому широкому впровадженню.

Для живлення опор потрібен джерело тиску – гідростанція порівняно високої потужності; опори є джерелом тепловиділень, причому тепловиділення ростуть зі збільшенням швидкості ковзання; при використанні опор необхідно запобігати, наприклад, фільтрацією, попадання в змащення на вході в опору часток, розмір яких більше зазору в опорі; необхідно забезпечувати збір і повернення в джерело живлення порівняно більших потоків змащення; несучі деталі навантажені тиском змащення деформуються; у режимі рідинного тертя опори практично виключають демпфування у напрямку ковзання.

Незважаючи на згадані простоту й доступність конструкції, в опорах рідинного тертя мають місце складні процеси, що на ряду зі специфічними властивостями опор, вимагає високої відповідальності проектування, виготовлення й експлуатації.

Великий вплив на роботу гідростатичних шпindelних підшипників робить спосіб регулювання зазору між шпindelем і втулкою. У зазначених верстатах використовуються дросельні пристрої із саморегулювальними характеристиками, що дозволяє шпindelю встановлюватися в центрі підшипника автоматично, без регулювання. Слід зауважувати, що час установки шпindelної групи на вісь після включення верстата визначається масою шпинделя, величиною зазорів у підшипниках і параметрами дросельних пристроїв. Для верстатів тривалість точної установки шпинделя на вісь у гідростатичних підшипниках (після тривалої зупинки верстата) становить 1...3 хвилини [4, 22, 23].

При виборі типу змащувального речовини виходять із умов роботи верстата. При збільшенні швидкості ковзання застосовують менш густі масла. Одна із серйозних вимог при застосуванні гідростатичного змащення – захист масла від забруднення й надійна фільтрація. Перед включенням системи

змащення, а також після зміни масла, заміни гідроапаратури доцільно для очищення системи протягом 1 години зливати масло в бак [20].

#### **1.4 Класифікація та область застосування опор рідинного тертя**

За принципом утворення мастильного матеріалу опори рідинного тертя можуть бути розділені на гідродинамічні, гідростатодинамічні й гідростатичні.

У гідродинамічних опор, що працюють у рідинному режимі тертя, шар змащення між поверхнями, що відносно переміщаються, утворюється за рахунок затягування мастильного матеріалу, до поверхонь ковзання, у клиновий зазор, який звужується в напрямку руху. Як показує практика, правильно спроектовані гідродинамічні опори можуть надійно працювати при питомих навантаженнях, що перевищують 10 МПа, і швидкостях понад 10 м/с. У вузлах машин і механізмів, для яких у процесі експлуатації можливо одержати стійкий гідродинамічний режим тертя й не потрібно високого ступеня точності щодо орієнтації рухливих вузлів, найбільш доцільними є гідродинамічні опори.

У гідростатичних опорах рідинний режим забезпечується за рахунок прокачування мастильного матеріалу під високим тиском між поверхнями, які перебувають у стані спокою або відносного руху. Гідростатичні опори мають певні експлуатаційні переваги в порівнянні з іншими типами опор. Це висока несуча здатність, мала величина тертя в широкому діапазоні швидкостей, високе демпфування, редукування погрішностей сполучених поверхонь ковзання, висока довговічність.

Інтенсифікація режимів експлуатації опор рідинного тертя й застосування малов'язких мастильних матеріалів привели до створення нового типу опор – гідростатодинамічних. За принципом утворення шару мастильного матеріалу між поверхнями ці опори займають проміжне положення між гідродинамічними й гідростатичними. Для сприйняття зовнішнього навантаження в них використовуються ефекти, що виникають у шарі змащення,

як від відносного переміщення поверхонь, що сполучаються, так і від прокачування мастильного матеріалу. Гідростатодинамічні опори мають високу працездатність і надійність, однак їх застосування стримується малою вивченістю, а також відсутністю рекомендацій з розрахунків, проектування й експлуатації.

Гідростатичні шпindelні опори (ГШО) практично не мають альтернативи при створенні прецизійних і високошвидкісних, а також важких і унікальних верстатів. Найпоширеніші ГШО з розвиненими несучими кишнями, пов'язаними із джерелом нагнітання робочої рідини (РР) через дроселі постійного опору. У важких і унікальних верстатах знаходять застосування ГШО з нагнітанням РР за схемою насос-кишеня, які складніші й дорожчі, але мають кращі навантажувальні й енергетичні характеристики. І ті й інші ГШО відносяться до опор пасивного типу, тому що параметри системи нагнітання РР не залежать від діючого навантаження. Більш перспективні, але недостатньо вивчені ГШО з регуляторами нагнітання РР активного типу (АГШО) експлуатаційні характеристики мають значно кращі (навантажувальну здатність, податливість, потужність і ін.). Найбільш перспективні АГШО, у яких рухливий елемент регулятора "плаває" у гідростатичному підвісі й утворює з корпусом компактний і технологічний модуль. У конструкції радіальної АГШО для верстатів кожна пара протилежних несучих кишень має окреме плаваюче кільце-регулятор. У конструкції радіальної АГШО, призначеної для високошвидкісних шпindelів, рухливий елемент регулятора також являє собою плаваюче кільце. Однак у несучих кишнях АГШО при високих швидкостях ковзання виникають явища турбулентності й кавітації, що спричиняє істотний ріст фрикційних втрат і зниження точності обертання шпинделя. До недоліків цієї АГШО належать також ускладнена схема нагнітання РР і наявність додаткової дренажної порожнини в регуляторі, що збільшує насосні втрати. У Донбаській державній машинобудівній академії розроблена й досліджена аналогічна конструкція радіальної АГШО, яка не має кишень і інших міждросельних порожнин і може працювати як гідро- і



аеростатична. Її особливістю є використання плаваючого кільцевого регулятора з гідро- або аеростатичним підвісом східчастого типу, що суттєво спрощує конструкцію. В іншій радіальної АГШО, плаваючий кільцевий регулятор утворює східчастий підвіс не тільки з поверхнею корпусу, але й з поверхнею цапфи шпинделя. Особливостями такої АГШО є простота й технологічність деталей, а також можливість обертання регулятора під дією фрикційного моменту, що виникає в несучому шарі при обертанні шпинделя. Це дозволяє уникнути облітерації РР у дросельних щілинах регулятора й зменшити втрати на тертя [18, 19].

Поява великої кількості опор рідинного тертя в машинобудуванні, приладобудуванні й інших галузях техніки вимагає проведення аналізу різного роду виконання таких опор для розмежування області ефективного застосування їх залежно від поставлених завдань. Із цією метою проведемо класифікацію опор рідинного тертя по чотирьом ознакам:

1 Ознака А – за принципом утворення шару мастильного матеріалу, що розділяє поверхні рухомих деталей.

2 Ознака Б – по відносному напрямкові сумарного вектора сприймаючих ними зовнішніх сил.

3 Ознака В – за геометричною формою з'єднувальних поверхонь.

4 Ознака Г – по конструктивному виконанню.

Як було вказано вище, за принципом утворення шару мастильного матеріалу, що розділяє поверхні деталей, опори рідинного тертя можуть бути розділені на наступні типи:

- 1) гідродинамічні опори;
- 2) гідростатодинамічні опори;
- 3) гідростатичні опори.

Залежно від відносного напрямку сумарного вектора зовнішніх сил опори рідинного тертя можуть бути розділені:

- 1) на радіальні (опорні);
- 2) радіально-осьові;

- 3) осьові (упорні);
- 4) опори поступального переміщення (напрямні).

За геометричною формою поверхонь деталей, що перебувають у відносному русі, опори рідинного тертя можуть бути розділені:

- 1) на плоскі;
- 2) циліндричні;
- 3) конічні;
- 4) сферичні;
- 5) опори зі складною геометричною формою поверхонь.

По конструктивному виконанню опори рідинного тертя можуть бути розділені на велику кількість груп, до того ж ці групи постійно доповнюються новими й видозмінюються. Тому розглянемо тільки кілька основних груп опор рідинного тертя, що різняться конструктивним виконанням.

1 Опори зазорні й беззазорні. Беззазорними опорами є такі, які при відсутності шару мастильного матеріалу, що розділяє в робочому стані сполучені поверхні, сполучаються без зазору в більшій частині досліджуваної області.

2 Опори розімкнуті (незамкнуті) і замкнуті. У розімкнутих опорах сумарний вектор зовнішніх сил сприймається опорою із частковим охоптом сполучених поверхонь. Особливістю незамкнутих опор є залежність їх жорсткості від величини прикладених зовнішніх сил.

3 Опори із суцільними несучими поверхнями й у вигляді окремих поверхонь, розділених дренажними канавками, міжподушними канавками, монтажними зазорами і т.д., що представляють собою нерухомі з'єднання з іншими деталями рухомих вузлів.

У ряді випадків несучі поверхні опор виконуються на деталях, що мають можливість самовстановлення стосовно поверхні яка перебуває у відносному русі. Ця група в техніці відома як опори із самовстановлювальними елементами й завдяки своїм перевагам (зменшенню зазорів, витрати мастильного матеріалу, збільшенню жорсткості) знаходять широке застосування.

4 Опори (особливо, якщо говорити про гідростатичні опори) багатокишенькові й однокишенькові.

На базі наведеної класифікації опор рідинного тертя побудована таблиця 1.2, у якій наведені практично всі наявні в техніці типи й види опор рідинного тертя.

Слід мати на увазі, що вибір систем живлення опор рідинного тертя виявляє не менший вплив на працездатність опор, ніж конструктивне виконання.

Гідродинамічні опори рідинного тертя в наш час знаходять обмежене застосування у вузлах верстатів у зв'язку із заміною їх на більш ефективні за експлуатаційними показниками вузли тертя.

До 60-х років ще широко використовувалися в якості шпindelьних опор токарних верстатів гідродинамічні опорні підшипники з повним кутом охопту. В 60-і роки у верстатобудуванні проводиться заміна шпindelьних вузлів з підшипниками ковзання на вузли з підшипниками кочення.

У цей час гідродинамічні шпindelьні опори збереглися в розточних верстатах, у яких діаметр шпинделя досягає 1200 мм і більш, а також у шпindelьних вузлах вертлюжного типу.

Широко застосовуються гідростатичні опори в шпindelьних вузлах верстатів, у яких потрібна висока точність обертання (радіальне биття від 2...5 мкм для верстатів до сотих часток мкм - для легких верстатів), високе демпфування й висока діагностична жорсткість.

Таблиця 1.2. Опори рідинного тертя

За геометричною формою	Гідродинамічні опори	Гідростато-динамічні опори	Гідростатичні опори
Плоскі зворотно-поступальні	Напрявні вузлів верстатів головного руху (поздовжньо-стругальні й ін.)	Напрявні вузлів верстатів головного руху й подач (поздовжньо-стругальні, шліфувальні й ін.)	Напрявні вузлів подач верстатів зі ЧПК (токарні, карусельні, розточувальні й ін.)
Плоскі кільцеві, у тому числі сегментні	Опори гідротурбін	Опори гідротурбін	Опори планшайб карусельних і барабанного типу верстатів. Опори гідротурбін
Циліндричні зворотно-поступальні	Поршневі групи двигунів внутрішнього згорання	Опори лінійних двигунів, вібростендів	Циліндричні напрямні верстатів, опори вібростендів
Циліндричні обертання з повним і частковим кутом охопту	Опори двигунів внутрішнього згорання, турбін, авіаційних двигунів, компресорів,	Опори двигунів, компресорів, прокатних станів,	Шпиндельні опори верстатів, двигунів, прокатних станів, млинів, люнетів, додаткові опори планшайб і ін.
Конічні	Опори прокатних станів, шпиндельні опори	Опори прокатних станів, шпиндельні опори	Шпиндельні опори верстатів і прокатних станів
Сферичні	—	Опори рудорозмольних млинів	Опори телескопів,
Комбіновані (з частковим гідророзвантаженням, з опорами кочення)	Напрявні задніх бабок важких верстатів	Шпиндельні опори верстатів. Опори авіадвигунів	Шпиндельні опори верстатів. Опори авіадвигунів. Напрявні подач верстатів

## 1.5 Адаптивне керування точністю верстатів

Найбільш перспективним представляється підвищення точності обробки за допомогою систем адаптивного керування замкненого типу, які ще називають системами керування за результатами виміру вихідного параметра. Вони здатні підтримувати вихідну величину на заданому рівні незалежно від дестабілізуючих факторів. Ефективність систем керування такого роду багато в чому залежить від правильності вибору керованого параметра.

Особливо актуальне це питання для важких токарних верстатів завдяки ряду специфічних особливостей їх проектування й експлуатації. У першу чергу, ця перевага вагових навантажень над силами різання, як від оброблюваного виробу, так і від ваги власних вузлів. Крім того, це переважно збірні конструкції корпусних елементів і напрямних, що вносить додаткові похибки складання, викликає значні контактні деформації й змінні в часі внутрішні напруження, а також обмеження жорсткості конструкції значенням прийнятної металоємності, більші теплові деформації через значні габарити й ряд інших особливостей.

Найбільш актуальним завданням у верстатобудуванні в цей час є підвищення точності верстатного устаткування. Як правило, для підвищення точності обробки необхідно підвищувати точність виготовлення вузлів і деталей верстата, які приводять до підвищення його вартості. Особливо різке підвищення вартості відзначається для великих деталей верстатів, які беруть участь у формоутворенні. Із цієї причини необхідно розбудовувати інші напрямки підвищення точності, не пов'язані з підвищенням точності виготовлення вузлів верстата. Одним з таких напрямків є впровадження систем адаптивного керування. Розвиток останнім часом систем із числовим програмним керуванням відкриває широкі можливості для впровадження адаптивного керування [11, 15, 20].

На сьогодні питання досягнення необхідної точності цілком справедливо можна вважати найбільш важливим при проектуванні нових моделей

верстатного устаткування, оскільки саме в цій області розроблювачі зустрічаються з найбільшою кількістю проблем, які змушують шукати обхідні шляхи, іти на компроміси, які, в остаточному підсумку, відображаються на загальній якості й конкурентоспроможності нової продукції

Для одержання необхідної точності обробки на верстаті доводиться підвищувати до необхідного рівня точність виготовлення вузлів і складання самого верстата, причому вона, як правило, повинна бути на порядок вище необхідну точності обробки. Подібні вимоги ставляться й до жорсткості вузлів верстата, які беруть участь у формоутворенні. Тут доводиться шукати компроміс між точністю, продуктивністю й ціною, тоді як кінцевою метою є гармонічне поліпшення цих показників.

Безконтактні опори ковзання (гідростатичні, аеростатичні) застосовують у шпindelьних вузлах і напрямних прецизійних, високошвидкісних і важких металорізальних верстатів. Найбільш відомі пасивні безконтактні опори ковзання, у яких змащення (масло або повітря) нагнітається в несучий шар від зовнішнього джерела високого тиску через капілярні, щілинні або діафрагмові дроселі постійного опору. Більш перспективні адаптивні безконтактні опори ковзання з регуляторами нагнітання змащення, опір яких автоматично змінюється протилежно зміні тиску в несучому шарі. Такі опори мають значно кращі навантажувальні, швидкісні й енергетичні характеристики. При достатній активності регулятора вони можуть працювати в режимі негативної податливості (шпindelь зміщається назустріч навантаженню), який дозволяє компенсувати негативний вплив пружних деформацій базових елементів верстата на точність обробки. Однак практичне застосування адаптивних безконтактних опор ковзання в шпindelьних вузлах і напрямних металорізальних верстатів стримувалося відсутністю досить компактних, технологічних і надійних конструкцій. Розроблені адаптивні безконтактні шпindelьні опори нового покоління із вбудованими плаваючими регуляторами нагнітання змащення, позбавлені відзначених недоліків і які характеризуються наступними перевагами: компактністю, технологічністю й надійністю, оскільки

складаються з деталей простої форми й не вимагають настроювання при монтажі й експлуатації; відсутність несучих кишень дозволяє в гідростатичних опорах уникнути кавітації й турбулентності змащення при високій частоті обертання шпинделя, підвищити стійкість навантажувальної характеристики, а також використовувати в якості змащення повітря (аеростатичний режим роботи); більш висока навантажувальна здатність дозволяє зменшити тиск нагнітання змащення або розміри опори й за рахунок цього знизити втрати потужності; більший діапазон навантажень при негативних ексцентриситетах сприяє значному підвищенню точності обробки за рахунок компенсації пружних деформацій верстата й надає шпиндельному вузлу функції системи адаптивного керування; обертання регулятора при обертанні шпинделя виключає облітерацію дросельних щілинних зазорів і додатково знижує фрикційні втрати потужності [25, 26]

Фірма Heidenhain пропонує систему адаптивного керування AFC для безперервного контролю потужності шпинделя й відповідного регулювання швидкості подачі. На підставі граничних значень подачі, отриманих у процесі "приладового різання", система перераховує швидкість подачі й змінює цю швидкість залежно від значення потужності різання й інших факторів процесу обробки. Основні переваги пропонованої системи: оптимізація циклу обробки, контроль стану інструмента й зменшення зношування верстата [26]

## 2 ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

### 2.1 Призначення, галузь застосування, основні технічні дані та характеристики верстата

Токарний верстат моделі КЖ16275Ф3 (рис.2.1) призначений для обробки деталей типу тіл обертання.

Верстат призначений для виконання найрізноманітніших операцій на деталях широкої номенклатури з різних матеріалів різцями з різальними пластинами із твердого сплаву, надтвердих матеріалів. Тому в конструкції верстата враховані можливості одержання високих швидкостей різання при чистових роботах, більших зусиль різання при чорновій обробці.

Конструкція забезпечує зручність розташування й надійність органів керування затискних пристроїв, забезпечення мінімальних витрат часу на зручності налагодження при переході від однієї операції до іншої. Враховуючи, що на важких токарних верстатах за зміну при виконанні чорнових операцій знімається до 8 тонн стружки, верстат, як правило, комплектується стружкозбиральними транспортерами.

Верстат оснащений контурною системою ЧПК, що дозволяє робити обробку криволінійних контурів, нарізування різьблення, спіралей з високою точністю в автоматичному режимі по програмі.

Станина верстата зварена з 4-х балок. Направляючі станини загартовані.

По двох задніх напрямних здійснюється переміщення супорта. Вони закриті телескопічним захистом. Відкритий люнет встановлюється на три напрямних. При цьому в зоні установки люнета телескопічний захист забирається.

Супорт спроектований з урахуванням забезпечення необхідної точності обробки деталей із складним криволінійним контуром. Привод поздовжньої (вісь Z) і поперечної (вісь Y) подач здійснюється від високомоментних двигунів постійного струму через редуктори з високоточних зубчастих передач із обмеженим бічним зазором. Кінцевою ланкою приводів подач по осі X є передача



гвинта-гайки кочення. Редуктор осі Z оснащений гідроліфтовибираючим пристроєм для вибірки люфту в рейковому зачепленні.

Різцеві блоки спеціальної конструкції кріпляться в плоских різцетримачах.

Передня бабка для забезпечення високої жорсткості виконана з нероз'ємними шпindelними опорами. Два шаблі бабки забезпечуються кінематичним ланцюгом, зібраним із точних зубчастих передач і підшипників кочення. У якості приводу застосований двигун постійного струму, регульований при 1500-315 об/хв із постійною потужністю, а при 315-35 об/хв – при постійному моменті.

Верстат оснащений контурною системою ЧПК СМС типу «Sinumeric 840D». Механізми основних навантажених вузлів забезпечені автоматичною системою змащування.

Модифікація верстата КЖ16275.600Ф3 з міжцентровою відстанню 18000 мм оснащена двома токарними супортами й вісьмома спеціальними люнетами.

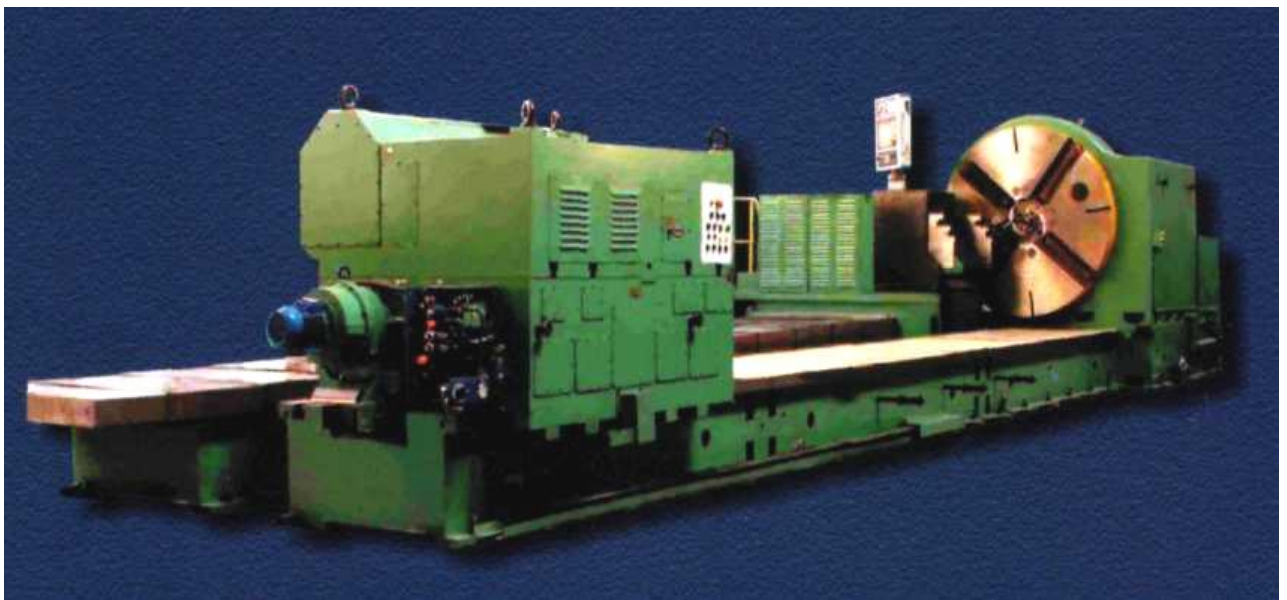


Рисунок 2.1 - Токарний верстат із ЧПК моделі КЖ16275Ф3



Рисунок 2.2. Токарний верстат із ЧПК моделі КЖ16275Ф3 на збиральній ділянці

Таблиця 2.1 – Технічні дані верстата в порівнянні з кращими закордонними аналогами

	<i>Найменування параметрів</i>	<i>КЖ16275Ф3</i>	<i>P 500/600CNC</i>	<i>SR3</i>	<i>CTU 3500</i>
1	Виробник	КЗТС Україна	HERKULES Німеччина	SKODA Чехія	TORNI TACCHI Італія
2	Найбільший діаметр обробки, мм: над супортом над станиною	1400 2000	1200	1000 1340	2100 3500
3	Найбільша довжина обробки, мм	8000	6500	6000	6000
4	Найбільша маса оброблюваної деталі, кг	60000	25000	25000	12000
5	Кількість плоских різцетримачів, шт	2	2	2	-
6	Розмір плоских різцетримачів, мм	35,70	80-80		-
7	Дискретність завдання переміщення, мкм	1	1	1	-
8	Кількість керованих осей координат, шт	2	2	2	-
9	Границі частот обертання шпинделя, об/хв	1-160	1-300	1-700	1,5-250
10	Найбільший крутний момент на шпинделі, кНм	100	50	35	28
11	Потужність головного приводу, кВт	110	85	100	40
12	Габаритні розміри верстата, мм: довжина × ширина × висота	19157 ×6020 ×3020	12000× 5200× 2200		
13	Маса верстата, кг	106800	58000		
14	Тип системи ЧПК	Sinumeric 840D	Sinumeric 840D	Sinumeric 840D	Sinumeric 840D
15	Точність: Биття, мм Циліндричність, мм Відхилення профілю, мм Якість поверхні	0,01 0,025/300 +/- 0,02 Ra0,8	0,02 0,03/300 +/- 0,03 Ra0,8	0,02 0,03/300 +/- 0,03 Ra0,8	0,02 0,03/300 +/- 0,03 Ra0,8

Конструкція верстата і його компоновання забезпечують необхідну точність обробки й створюють достатні умови для безпечного й зручного обслуговування.

Обробка зовнішніх поверхонь деталі виробляється методом обточування, при якому деталі повідомляється необхідна частота обігу (головний рух), а різцю – рух подачі.

У верстаті застосовані новітні досягнення в галузі верстатобудування.

Верстат має раціональне компоновання з базовими вузлами та елементами несучої системи, які мають конструктивні параметри, що визначені на базі багаторічного досвіду проектування, натурних експериментів, експлуатації верстатів, сучасних методів математичного моделювання, розрахунків.

Особлива увага приділена вузлам, які визначають точність верстатів.

У шпindelних опорах передньої бабки та в обертовому центрі задньої бабки верстата застосовані високоточні великогабаритні підшипники фірми FAG за точністю й параметрами вище класу “SP” або гідростатичні підшипники, що дозволяє виконувати обробку деталей з більш жорсткими допусками.

Створена нова конструкція токарних супортів, у якій на вертикальних напрямних встановлені опори кочення, а горизонтальні напрямні армовані синтетичним антифрикційним покриттям. Для напрямних поздовжніх і поперечних переміщень можуть застосовуватися гідростатичні опори, які дозволяють значно збільшити точність, плавність переміщень, практично ліквідувати зношування, ефективно демпфірувати вібрації. Високоточні шпindelні вузли, напрямні, підтримки планшайби й люнети з гідростатичними опорами забезпечують необхідну точність, надійність, довговічність надважких токарних верстатів і дозволяють різко підвищити їх вантажопідйомність.

Гідросистема виконана на базі елементів фірми Rexroth, BOSCH і забезпечує підвищення робочих тисків (до 22 Мпа). Виносна гідростанція

передньої бабки й пристрій охолодження масла забезпечують високу термостабільність вузла.

Основні вузли супорта – каретка й поперечний полозок з ламелями. Для забезпечення плавності й точності переміщень горизонтальні напрямні армовані антифрикційним матеріалом – стрічкою з наповненого фторопласту, на вертикальних напрямних встановлені роликові опори кочення. Каретка й поперечний полозок з ламелями мають жорстку конструкцію, яка забезпечує високу точність обробки. На ламелях можлива установка інструментального модульного оснащення з різальними пластинами із твердого сплаву з покриттями й інструментом з надтвердих матеріалів.

У шпindelній бабці передбачений пристрій усунення дисбалансу шпинделя й планшайби.

Задня бабка оснащена датчиком активного контролю осьового зусилля затискача виробу в центрах.

Діагностика технічного стану відповідальних вузлів верстата забезпечується установкою на вузлах відповідних датчиків, розробкою алгоритму роботи системи керування верстатом і видачею на пульт керування або дисплей комп'ютера повідомлення про відмову або несправність і методу усунення або вказівки для дій оператора верстата;

Управління верстата від системи числового програмного керування фірми «SIEMENS» забезпечує підвищення точності виготовлення деталей і продуктивності. Система керування верстатом Sinumeric 840D поєднує завдання числового програмного керування, програмувального контролера й завдання периферії в єдиному Ncu-Модулі. Варіанти процесора NCU дають можливість оптимально пристосувати систему керування і до верстата, і до завдань механічної обробки й максимально дозволяє звести до мінімуму вплив людського фактора. Розроблені додаткові адаптивні модулі для здійснення адаптивного керування процесом обробки з компенсацією пружних і температурних деформацій елементів несучої системи верстата, заготовки, для здійснення граничного й оптимального регулювання режимів роботи верстата.

## 2.2 Розробка конструкції шпindelного вузла верстата

У новій гамі верстатів, що випускаються на даний час, у якості шпindelних опор застосовані високоточні підшипники кочення фірми FAG з ручною селекцією тіл кочення. За радіальні опори прийняті дворядні підшипники із циліндричними роликами. Осьові навантаження сприймаються упорними підшипниками. Таке конструктивне виконання дозволяє одержати як високу радіальну жорсткість шпindelного вузла, так і достатню осьову жорсткість.

Радіальне биття підшипника на діаметрі 560 мм – не більше 4 мкм.

Для підвищення жорсткості підшипників, а також усунення зазорів, що підвищує точність обертання, застосовується попередній натяг підшипників. У радіальних підшипниках попередній натяг створюється зсувом внутрішнього кільця підшипника на конічній шийці шпинделя (конусність 1/12), що викликає радіальні деформації кільця. Враховуючи значні сили, необхідні для усунення зазорів і створення натягів, у шпindelному вузлі передбачені спеціальні пристрої, виконані у вигляді гідроциліндра, поршнем якого служить манжета. Джерелом тиску є гвинтовий гідропрес, що постачається в комплекті з верстатом.

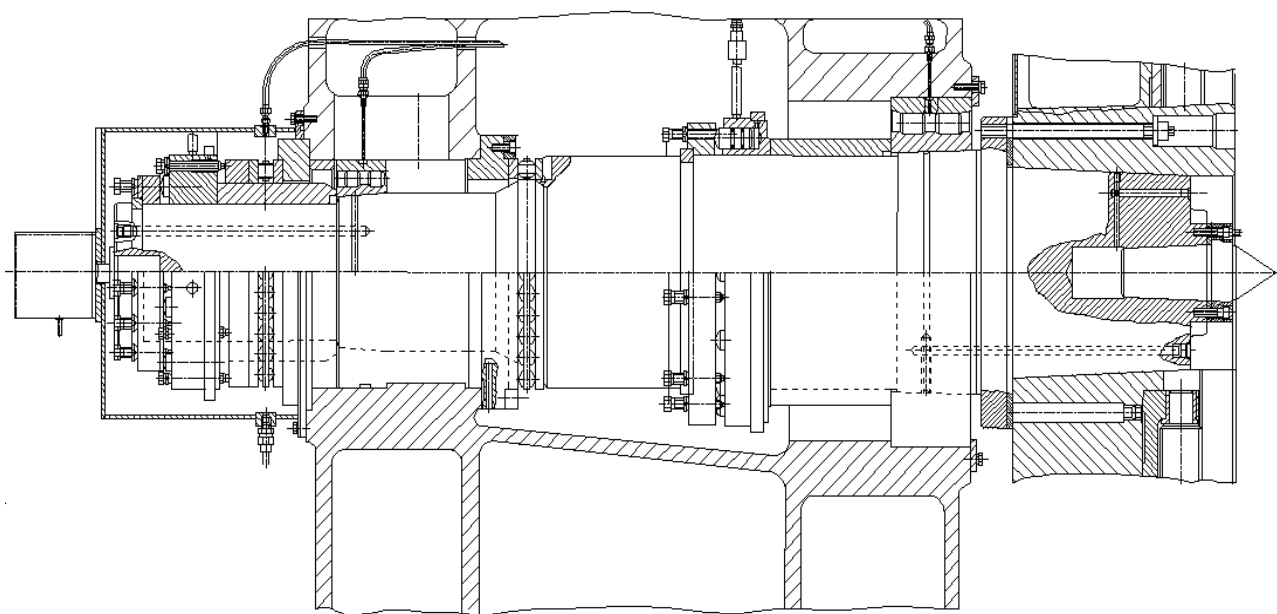


Рисунок 2.3. Схема шпindelного вузла на опорах кочення

Від старанності та точності регулювання попереднього натягу багато в чому залежить працездатність шпиндельного вузла. При збільшенні попереднього натягу різко зростає тепловиділення в підшипниках. Тому прагнення підвищити жорсткість шпиндельних опор збільшенням натягу неминуче пов'язане з підвищенням температури підшипників.

Для забезпечення точності роботи верстата важливо, щоб при роботі в широкому діапазоні частот обертання умови роботи шпиндельного вузла залишалися незмінними. Цю умову важко витримати, тому що на малих обертах бажано мати натяг, а при більших обертах цей натяг є причиною надмірного нагрівання. Нагрівання шпиндельного вузла приводить до температурних деформацій і до погіршення динаміки шпиндельного вузла.

Таким чином, при підвищенні статичної жорсткості не слід перевищувати певних величин попереднього натягу (10 мкм), тому що це не поліпшує статичні параметри шпиндельного вузла, а динамічні параметри при цьому навіть погіршуються. Рекомендуються монтажні зазори-натяги, рівні нулю.

У шпиндельних вузлах особливо точних важких верстатів знайшли застосування гідростатичні підшипники. Застосовуються також комбіновані шпиндельні опори: радіальні підшипники гідростатичні, а упорні – підшипники кочення фірми FAG (рис.2.4).

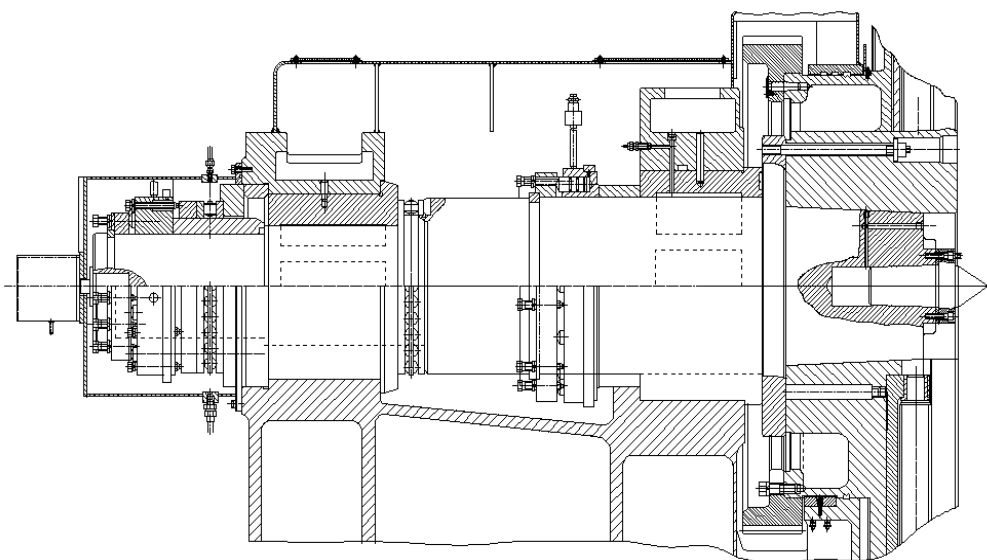


Рисунок 2.4. Шпиндельний вузол з радіальними гідростатичними підшипниками й упорними підшипниками фірми FAG

Така схема дозволяє одержати всі переваги гідростатичних опор, а саме забезпечити високу точність обертання, високу демфуючу здатність, що підвищує вібростійкість шпиндельного вузла, високу довговічність і в той же час не ускладнює системи живлення гідростатичних опор.

На рис. 2.5 показана схема шпиндельного вузла на гідростатичних радіальних і упорних підшипниках.

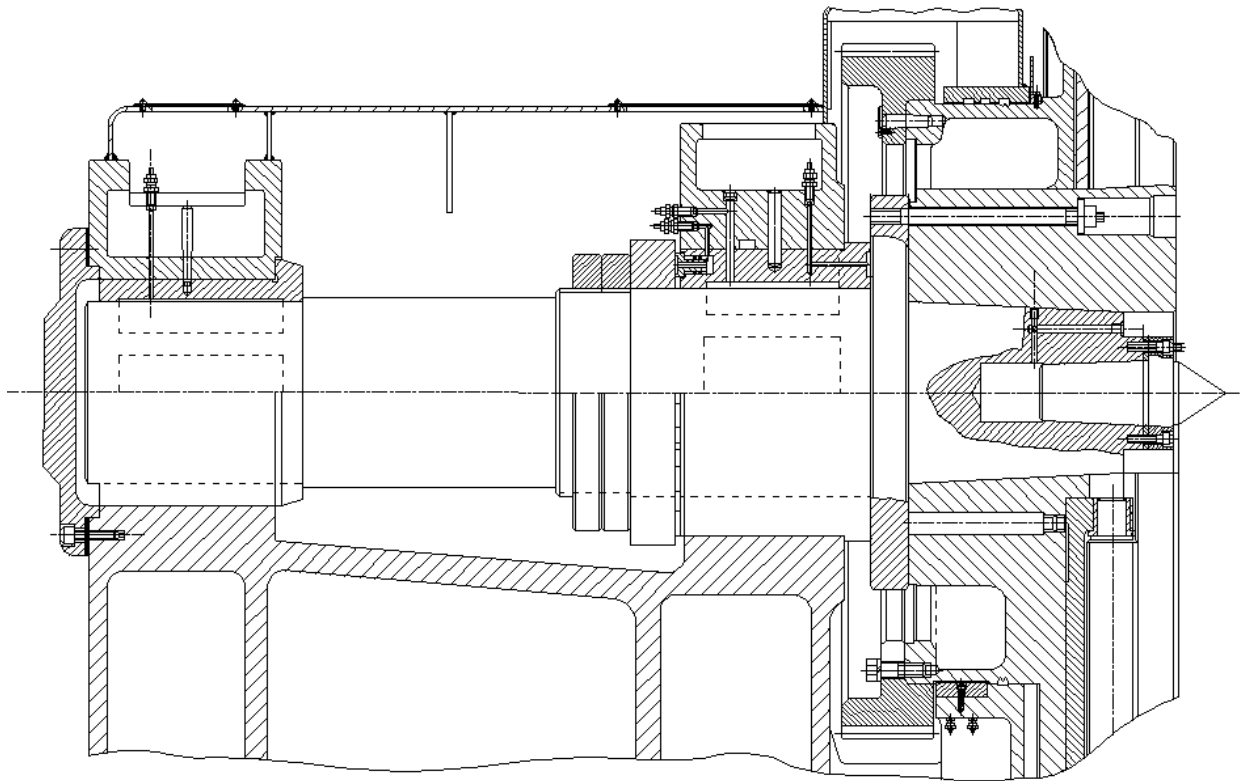


Рисунок 2.5. Шпиндельний вузол токарного верстата з радіально-упорними гідростатичними підшипниками.

Аналізуючи результати, отримані в процесі експлуатації нових металорізальних верстатів, у вузлах яких застосовані гідростатичні опори рідинного тертя, можна зробити наступні висновки:

- точність траєкторії переміщень перевищує точність поверхонь, що перебувають у сполученні;
- практично відсутнє зношування поверхні ковзання;
- полегшені настановні рухи на заданий розмір;
- у всьому діапазоні швидкостей, включаючи швидкості, близькі до нуля, забезпечується плавність переміщень;



- ступінь складності обслуговування не зріс;
- експлуатаційні витрати споживача залишилися на тому ж рівні, як і для верстатів, у яких не застосовані гідростатичні опори.

Для важких верстатів опори рідинного тертя є єдиним конструктивним варіантом, що забезпечують необхідні експлуатаційні характеристики вузлів – високу несучу здатність, довговічність, жорсткість, точність тощо.

У результаті проектування шпинделя токарного верстата і його розрахунків чисельним методом, робимо висновок про те, що найбільш ефективним методом підвищення точності, надійності й довговічності верстатів є оснащення їх гідростатичними опорами, а також удосконалювання методик їх досліджень і розрахунків.

### **2.3 Система адаптивного керування точністю шпиндельного вузла**

У гідростатичних опорах необхідне застосування різних регуляторів зі зворотним зв'язком, причому застосування відомих конструкцій регуляторів зі зворотним зв'язком за тиском і витратою мастильного матеріалу в цьому випадку недостатньо, оскільки великий час реагування, пов'язаний з неможливістю миттєво підвищити тиск у кишнях є їх істотним недоліком. У системах живлення з такими регуляторами, регулювання положення шпинделя в опорах відбувається на основі непрямих вимірів.

Необхідно розробити систему живлення з регуляторами, що мають зворотні зв'язки за результатами вимірів дійсного положення шпинделя або оброблюваної деталі.

Для адаптивного регулювання параметрів гідростатичних опор оптимальним варіантом є застосування регуляторів, що змінюють витрату або тиск мастильного матеріалу за електричним сигналом. На рис.2.6 наведена блок-схема системи автоматичного керування точністю за електричним сигналом, що надходить від датчиків, що вимірюють відхилення планшайби або супорта. Принцип роботи системи полягає в безперервному регулюванні

витрати мастильного матеріалу або тиску в кишнях у відповідь на мінливі умови процесу обробки

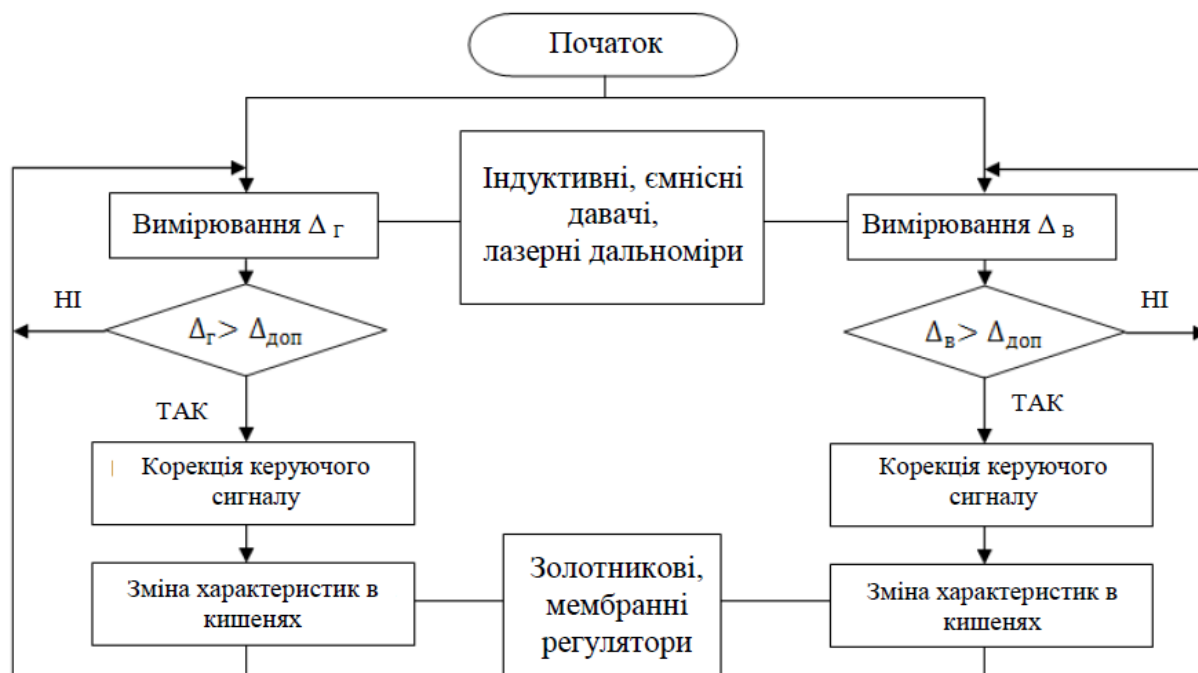


Рисунок 2.6. Блок-схема системи автоматичного керування точністю за електричним сигналом

Розроблена система керування точністю шпиндельного вузла за допомогою адаптивних гідростатичних опор зі зворотним зв'язком по дійсному положенню шпинделя вимірюваного на планшайбі у вертикальній і горизонтальній площині за допомогою датчиків (рис 2.7). Датчики можуть бути індуктивними, ємнісними показаними раніше. Також можна використовувати лазерні датчики.

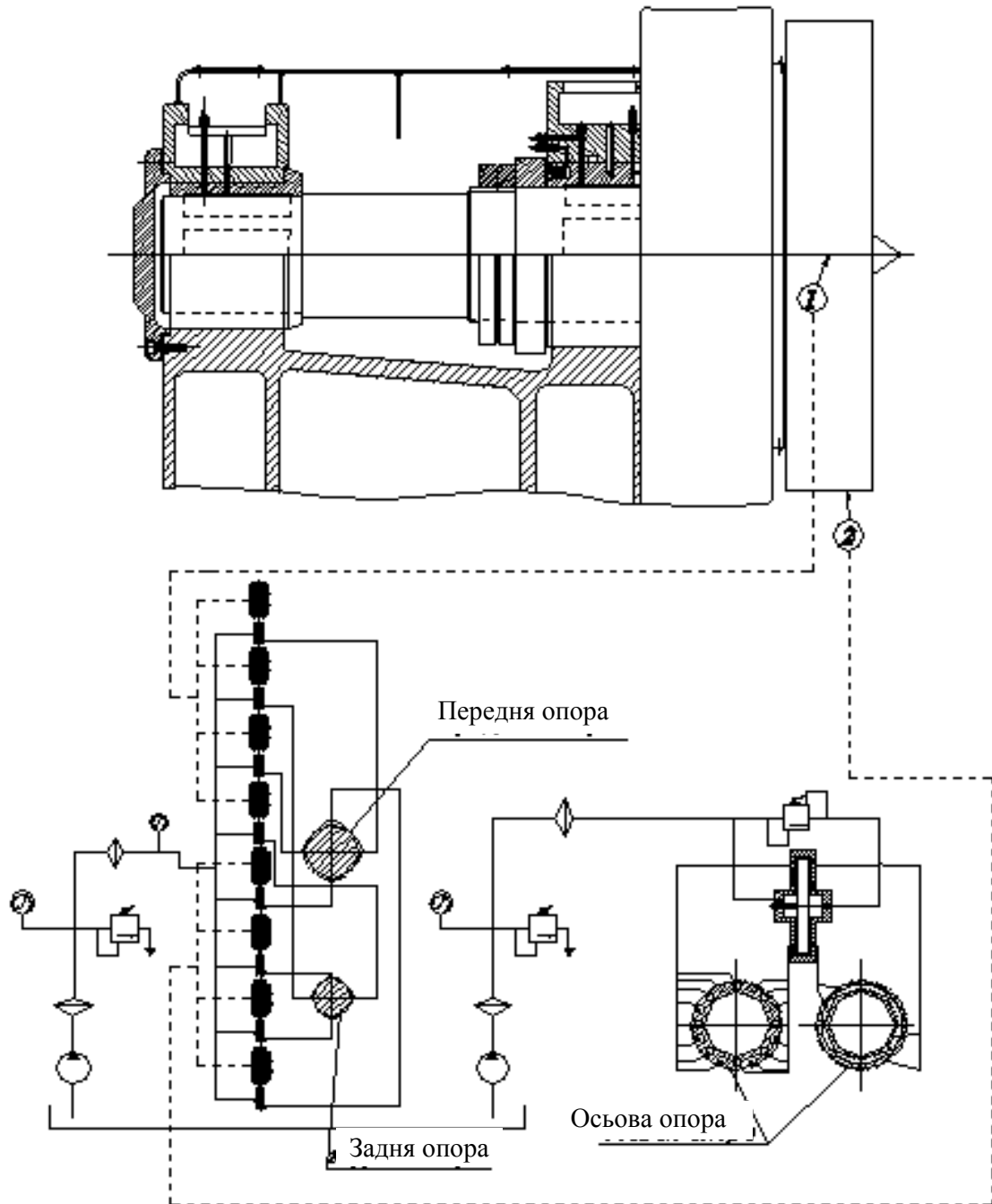


Рисунок 2.7. Схема системи адаптивного керування

При зміні положення шпindelного вузла відхилення планшайби фіксується датчиками 1 і 2. датчики можуть бути індикаторного, ємнісного типу або лазерні далекоміри. Сигнали від датчиків управляють регуляторами витрати мастильного матеріалу в системі живлення гідростатичних опор, таким чином, щоб перерозподіляти витрати й тиску через відповідні кишені й тим

самим, змінивши координати опорних реакцій, компенсувати зміну навантаження й зменшити деформацію шпиндельного вузла. Для такої системи необхідно розробити регулятори витрати мастильного матеріалу, керовані за електричним сигналом.

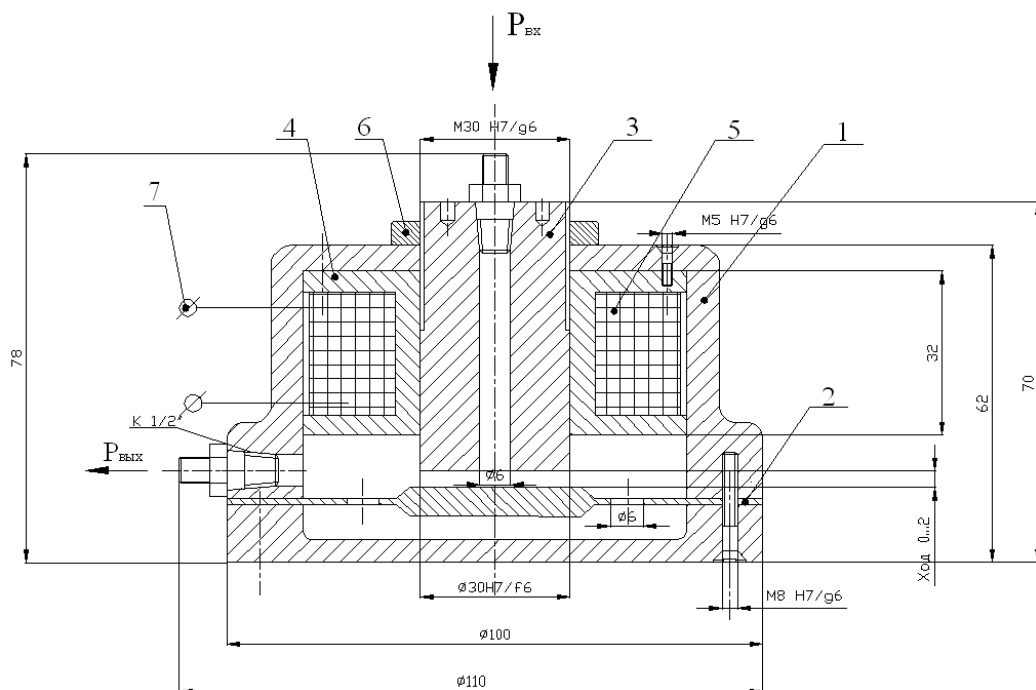


Рисунок 2.8. Схема однобічного мембранного регулятора

Мембранний однобічний регулятор містить корпус, вхідне й вихідне сопла й мембрану, на якій виконаний якір у вигляді стовщення, вхідне сопло є сердечником котушки індуктивності й з'єднане з корпусом нарізним сполученням і зафіксоване гайкою. Контакти котушки індуктивності пов'язані з контактами датчиків, установлених на планшайбі. Залежно від зміни електричного струму на контактах котушки змінюється напруженість магнітного поля, і як наслідок, товщина щілини між мембраною й торцем вхідного сопла.

Мембранний однобічний регулятор складається з корпуса 1, мембрани 2, вхідного сопла 3, котушки індуктивності 4, обмотки 5, гайки 6, контактів 7. Котушка закріплено в корпусі 1 за допомогою болтів. Для грубого настроювання тиску в кишені гідростатичного підшипника є можливість зміни

товщини дроселюючої щілини за рахунок того, що сердечник (вхідне сопло 3) може загвинчуватися в корпус 1. Для фіксації положення вхідного сопла в котушці передбачена гайка 6. Вхідний канал регулятора пов'язаний із загальною гідросистемою верстата, вихідний канал – з відповідною кишенею гідростатичного підшипника.

Мембранний регулятор працює в такий спосіб:

Перед включенням подачі масла виконується попереднє настроювання регулятора на діапазон тиску шляхом регулювання товщини дроселюючої щілини між торцем вхідного сопла 3 і мембраною 2 за допомогою гайки 6. При зміні навантаження на планшайбу змінюється струм у ланцюзі живлення котушки індуктивності 4, мембрана 2 при цьому прогинається, що спричиняє зміни величини дроселюючої щілини й опору регулятора. Масло подається в корпус 1 по каналу в отворі вхідного сопла 3, дроселюється через щілину й іде з регулятора через вихідний канал. У мембрані 2 виконані отвори, необхідні для створення шару масла під мембраною. Витрата рідини, що протікає через регулятор, залежить від товщини дроселюючої щілини. Прогин мембрани 2 залежить тільки від напруженості магнітного поля, а не від швидкості й тиску потоку рідини, що дозволяє регулювати малі витрати рідини. Використання пропонованого винаходу дозволить спростити конструкцію регулятора витрати й підвищити його надійність.

Застосування мембранного однобічного регулятора дозволяє адаптивно змінювати тиск у відповідній кишені гідростатичного підшипника й завдяки цьому регулювати положення осі шпинделя.

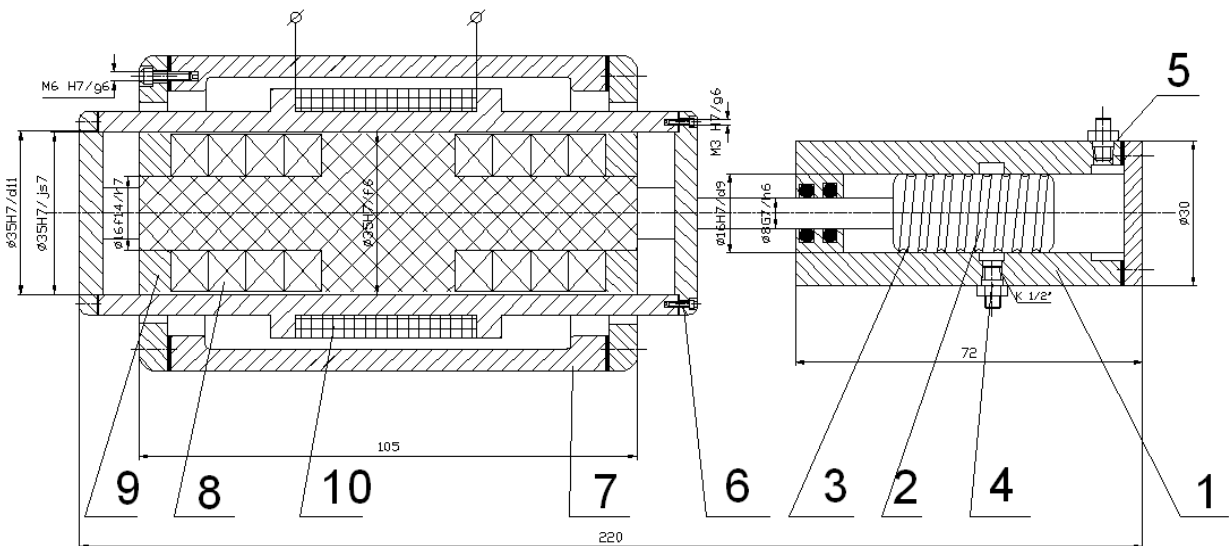


Рисунок 2.9. Схема регулятора з лінійним двигуном

Регулятор складається з корпусу 1, у якому переміщається золотник 2 із гвинтовою канавкою 3, є вхідне 4 і вихідне сопло 5. Золотник пов'язаний з якорем 6 лінійного електродвигуна 7, який має обмотку збудження на постійних магнітах 8 у нерухливому статорі 9 і обмотку 10, у рухливому якорі.

Регулятор з лінійним двигуном працює в такий спосіб:

Мастильний матеріал від насоса подається через вхідне сопло 4, дроселюється у гвинтовій канавці золотника 2 і через сопло 5 надходить у гідростатичну опору. Витрата мастила через регулятор залежить від розташування золотника щодо сопла 4.

Постійні магніти 8 створюють магнітне поле в порожнині статора, у якій переміщається обмотка якоря. Якір із золотником переміщається у відповідну сторону, зменшуючи або збільшуючи витрату мастила через регулятор.

Така система дозволяє використовувати витрату або тиск мастильного матеріалу як фізичної величини для розробки систем автоматичного керування точністю верстатів.

Застосування адаптивних систем живлення забезпечує наступні переваги:

1. Підвищується надійність опор, тому що дроселюючі елементи при роботі перебувають у русі, що перешкоджає заростанню дроселюючої щілини;
2. Знижується нагрівання опори внаслідок збільшення потоку мастильного матеріалу через опору в міру нагрівання;
3. Підвищується жорсткість і несуча здатність шару мастильного матеріалу;
4. Виключаються налагоджувальні роботи із установлення робочого тиску в кишнях опори.

## **3 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ**

### **3.1 Аналіз експериментальних досліджень гідростатичного опорного вузла**

Устаткування, яке застосовується при експериментальних дослідженнях повинне з найбільшою ймовірністю забезпечити можливість одержання інформації про параметри опорних вузлів верстатів.

Основними параметрами опорних вузлів є:

1) вихідні параметри – швидкість відносного переміщення поверхонь опор, розміри досліджуваної області й форма зазору між поверхнями, що сполучаються, а також температура на границях досліджуваної області;

2) диференціальні параметри – навантаження між поверхнями ковзання в досліджуваній області;

3) інтегральні параметри – основні величини (безрозмірні коефіцієнти), що характеризують експлуатаційні характеристики опорних вузлів.

#### **3.1.1 Вимірювання зазорів в опорних вузлах**

Зазор, що розділяє поверхні, опор рідинного тертя верстатів, є основним параметром, що характеризують не тільки режим тертя, але й точність переміщень в опорах, від чого залежить точність обробки на верстаті, надійність опорного вузла.

Вимір зазору в досліджуваній області являє собою досить складне завдання при експериментальних дослідженнях опорних вузлів. Зазор вимірюється за допомогою датчиків індуктивного або ємнісного типу, а також за допомогою індикаторів годинного типу ИЧ-5 із ціною розподілу 1 мкм.

Використовуються два типи індуктивних датчиків: Ш - подібний і малогабаритний П - подібний. Ш-подібний індуктивний датчик (рис. 3.1) складається із сердечника із установлені на ньому котушкою. Сердечник виготовлений з 20 пластин трансформаторної сталі товщиною 0,4 мм. Котушка містить 500 витків мідного проводу ПЕВ діаметром 0,12 мм.

П-подібний індуктивний датчик (рис. 3.2) містить сердечник,



виготовлений зі сталі, і дві котушки з 100 витків проведення ПЭШОММ діаметром 0,1 мм кожна. Котушки з'єднуються так, що магнітні потоки, що наводяться ними, складаються.

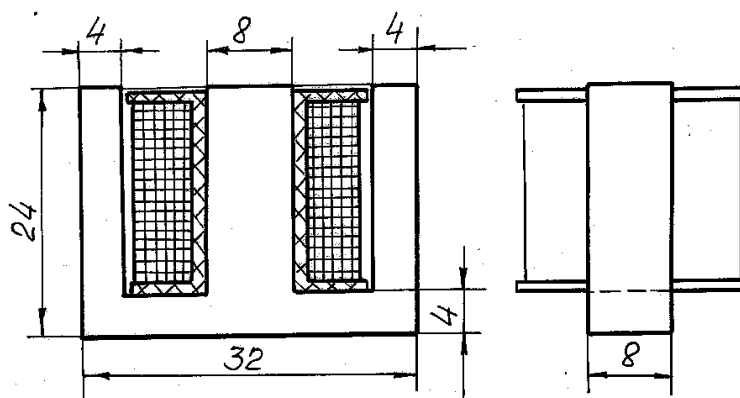


Рисунок 3.1. Ш - подібний індуктивний датчик для виміру зазору.

Габарити такого датчика дозволяють установлювати його в отвір діаметром 5 мм. Для кращої фіксації матеріалу, яким датчик заливається, отвір виконується з різьбою М6.

Обоє типу датчиків працюють у комплекті зі стандартними тензометричними установками ТА-5 з несучою частотою 7.0 КГц. Дисбаланс вимірювальної схеми здійснюється за рахунок зміни повного опору робочого датчика, що відбувається внаслідок зміни зазору між його полюсами і поверхнею. До виходів тензопідсилювача підключається АЦП, яка дає можливість реєструвати зміни зазору. Тарування вимірювальної схеми здійснюється за допомогою мірних пластинок відомої товщини.

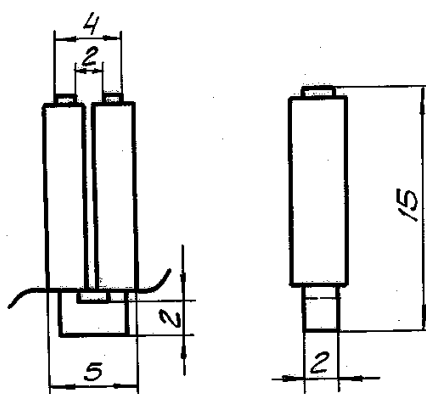


Рисунок 3.2. П - подібний індуктивний датчик для виміру зазору.

Чутливість виміральної схеми становить 3 мкм у діапазоні 0-300 мкм.

Похибка виміру товщини шару за допомогою індуктивних датчиків складається з похибок, пов'язаних з намагнічуванням сердечників датчиків  $\delta_1 = \pm 3\%$  ; похибок приладів  $\delta_2 = \pm 3\%$  ; похибок тарування  $\delta_3 = \pm 3\%$  ; похибок розшифрування  $\delta_4 = \pm 3\%$  . Сумарна відносна похибка становить

$$\delta_h = \sqrt{\sum_{i=1}^4 \delta_i^2} = \pm 6\%$$

### **3.1.2 Вимір тисків мастильного матеріалу в зазорі та в системі живлення**

Тиски вимірялися за допомогою зразкових манометрів типу МО кл. 0,4 (ГОСТ 8625-77).

Відносна похибка безпосереднього виміру тиску містить у собі похибку показання манометрів  $\delta_1 = \pm 4\%$  ; похибки, що виникають через втрати в трубопроводі  $\delta_2 = \pm 1,5\%$  ; похибку зчитування показання манометра  $\delta_3 = \pm 1\%$  й становить  $\delta_p = \begin{matrix} +1,8\% \\ -1,1\% \end{matrix}$  .

Для реєстрації тисків на АЦП, на стінки трубок Бурдона манометрів наклеєні датові тензодатчики, з опором 200 Ом і базою 20 мм, підключені за мостовою схемою до тензопідсилювача ТА-5 і АЦП. Тарувальні залежності для цієї виміральної схеми - лінійні.

Відносна похибка при даному методі виміру й реєстрації тисків складається з похибки показання манометрів  $\delta_1 = \pm 0,4\%$  ; похибки приладів  $\delta_2 = \pm 3\%$  ; похибки тарування  $\delta_3 = \pm 2\%$  ; похибки розшифрування  $\delta_4 = \pm 3\%$  ; похибки, що виникають через втрати в трубопроводі  $\delta_5 = \pm 1,5\%$  ; і становить

$$\delta_p = \begin{matrix} +4,9\% \\ -4,7\% \end{matrix}$$

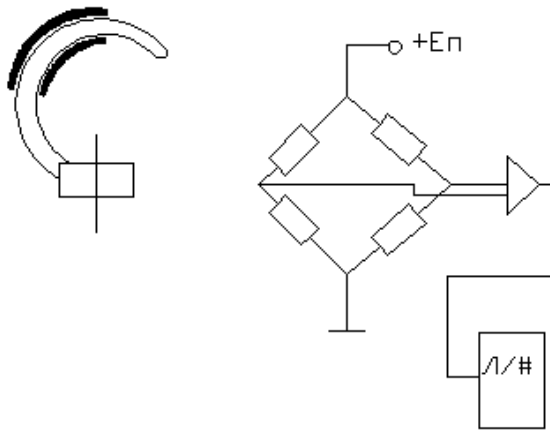


Рисунок 3.3. Трубка Бурдона з наклеєними тензодатчиками; мостова схема для підключення до АЦП.

### 3.1.3 Вимір об'ємної витрати мастильного матеріалу

Витрата мастильного матеріалу, яке прокачується через опори, визначався шляхом вимірювання тиску в системі живлення перед компенсатором і на виході з нього.

$$Q_{кан} = k_Q (p_0 - \bar{p}_k)$$

Видаткові характеристики компенсаторів  $k_Q$  необхідно одержати попередньо, забезпечуючи при цьому температурний режим змащення, тотожний температурному режиму плинну мастильного матеріалу в системі живлення опор, також використовуючи масло по одному сертифікату. Відносна похибка при визначенні витрати мастила через підшипник становить  $\Delta_Q = \pm 3,4\%$  і складається з похибки виміру витрати через компенсатор ( $\pm 3,2\%$ ), похибки манометрів ( $\pm 0,4\%$ ) і зчитування їх показів ( $\pm 1\%$ ).

Витрата мастила визначалася також безпосередньо виміром кількості мастильного матеріалу, зібраного в мірну ємність в одиницю часу.

### 3.1.4 Вимірювання температури

Визначення температури проводилося за допомогою залізо-константанових термопар. Величину термоструму в ланцюзі термопар вимірювали міліамперметром типу М1104 (межі виміру 0-150 мА, клас

точності 0,2). Тарування термопар робили, нагріваючи один спай у печі, а інший підтримуючи при кімнатній температурі, рівної 292°K, при цьому температуру вимірювали термометром із ціною поділки 0,5°K. У діапазоні вимірюваних температур 292-353°K (19-80°С) характеристика термопар лінійна й має вигляд:

$$T = 0,49 I_T + T_o,$$

де  $T$  - температура змащення, °K;

$T_o$  - температура навколишнього середовища (холодного спаю),

$I_T$  – величина термоструму в ланцюзі (показання міліамперметра), мА.

Відносна похибка виміру температури змащення з урахуванням похибок міліамперметра, зчитування показань із його шкали й тарування термопар становить  $\Delta_T = \pm 2,9\%$ .

Дані методики дозволяють здійснювати теоретичні й експериментальні дослідження обраного об'єкта – верстатних опорних вузлів і передач із рідинним режимом тертя.

Методика теоретичних досліджень побудована на спільному розв'язку крайових завдань, що описують робочий процес, на основі диференціальних рівнянь у частинних похідних з відповідними граничними умовами й визначенні диференціальних і інтегральних характеристик.

Визначаються просторові розподілені навантаження, що дозволяє вирішувати завдання деформативності в тривимірній постановці.

Для реалізації математичних моделей на ЕОМ застосовані чисельні методи розв'язку систем диференціальних рівнянь у частинних похідних другого порядку – метод кінцевих елементів з обґрунтуванням точності розв'язку на всіх етапах виходячи з фізичного змісту.

Методика експериментальних досліджень робочого процесу, в опорних вузлах верстатів, дозволяє на основі розроблених критеріїв подібності вимірювати фізичні величини при дослідженнях на стендах і натурних випробуваннях в умовах експлуатації верстатів, включаючи методи виміру зазорів, тисків з безперервним записом цих функцій, що дає можливість

зробити зіставлення диференціальних і інтегральних величин.

### **3.2 Дослідження конструктивних параметрів шпindelних гідростатичних опор чисельними методами**

Вихідні рівняння в досить повному виді без грубих спрощень можна реалізувати чисельними методами наближеного розв'язку диференціальних рівнянь у частинних похідних. При цьому розв'язок можна отримати з високим ступенем точності, з використанням великої кількості варіантів співвідношень різних параметрів.

На даний час активно почав застосовуватися для завдань гідромеханіки метод кінцевих елементів [1, 15]. З математичної точки зору цей метод являє собою узагальнення методу Реллея-Рітца. Основною перевагою методу кінцевих елементів для розв'язку завдань гідродинамічної теорії змащення є його здатність реалізувати граничні умови, що реалізує рівність нулю шуканої функції й першій похідній від неї у відповідному напрямку. По теоремі Ейлера розв'язок вихідного диференціального рівняння еквівалентно вимозі мінімізації відповідного функціонала, що реалізується методом кінцевих елементів при лінійній варіації тиску по елементу. У якості кінцевих елементів використовуються погоджені й неузгоджені трикутники й прямокутники. Однак при реалізації системи кінцево-елементних рівнянь, що апроксимують вихідне диференціальне рівняння, забезпечується дуже мала швидкість збіжності, а в багатьох випадках процес є взагалі розбіжним. Це вимагає введення уточнення невідомого значення функції тиску на кожній ітерації за допомогою спеціального коефіцієнта [28]. Необхідність реалізації, загалом кажучи, нелінійної системи рівнянь знижує переваги кінцево-елементного методу розв'язку вихідних рівнянь у порівнянні з кінцево-різницеvim.

У роботах [4, 5] для розв'язку системи нелінійних однорідних алгебраїчних рівнянь (кінцево-елементних) використаний ітераційний метод Ньютона-Рафсона. Для того щоб зменшити число ітерацій (збільшити швидкість збіжності), використаний початковий пробний вектор для методу

Ньютона-Рафсона, узятий з розв'язку для лінійної системи алгебраїчних рівнянь (у розглянутому випадку взятий з розв'язку для підшипника з капілярною компенсацією, з відповідними конструктивними параметрами).

Враховуючи вищевикладені обставини, можна констатувати, що для розглянутого класу завдань метод кінцевих елементів ще вимагає доробки й особливих переваг у порівнянні з методом кінцевих різниць не дає, тим більше, що розв'язку, одержувані методом кінцевих елементів з розбивкою двовимірної області на трикутні або прямокутні елементи, і методом кінцевих різниць із апроксимацією вихідних рівнянь згідно зі схемою центральної п'ятикінцевої зірки, дають практично однакові результати. Тут слід лише зазначити, що у випадку, коли очікується різкий градієнт зміни досліджуваної функції, необхідно локально зменшити крок кінцево-різницевої сітки в зоні очікуваного явища.

Досить перспективним для є метод граничних елементів [1, 15], що розвивається останнім часом. Метод дозволяє понизити розмірність завдання на одиницю й апроксимувати вихідну функцію на границі області. Метод заснований на переході від диференціальних рівнянь у частинних похідних до інтегральних рівнянь, результатом якого, в остаточному підсумку, є система рівнянь, що включає значення змінних тільки на границі заданої області, що знижує розмірність завдання на одиницю. Тому, на відміну від методів кінцевих різниць і кінцевих елементів, наступна дискретизація завдання проводиться тільки на границі досліджуваної області. Останнє обумовлює більш високу точність розв'язку й суттєво менший обсяг вхідних даних при реалізації методів на ЕОМ.

Тут наведені лише вирази для чисельної реалізації вихідного завдання методом кінцевих різниць, як найбільш розробленого, що й дає гарну збіжність. Кінцево-різницева апроксимація вихідного рівняння, згідно зі схемою центральної п'ятиточкової зірки (рис.3.4), має такий вигляд (рівняння щодо шуканої функції  $p_{i,k}$ ):

$$\bar{p}_{i;k} = \frac{(\bar{h}^3_{i+1/2;k} \bar{p}_{i+1;k} + \bar{h}^3_{i-1/2;k} \bar{p}_{i-1;k}) H_{02}^2 + (\bar{h}^3_{i+1/2;k} + \bar{h}^3_{i-1/2;k}) H_{02}^2 + (\bar{h}^3_{i;k+1/2} \bar{p}_{i;k+1} + \bar{h}^3_{i;k-1/2} \bar{p}_{i;k-1}) H_{01}^2 - \Omega (\bar{h}^3_{i+1/2;k} - \bar{h}^3_{i-1/2;k}) H_{01} H_{02}^2}{(\bar{h}^3_{i+1/2;k} + \bar{h}^3_{i-1/2;k}) H_{02}^2 + (\bar{h}^3_{i;k+1/2} + \bar{h}^3_{i;k-1/2}) H_{01}^2} \quad (3.1)$$

Однак, враховуючи, що в завданні можливі випадки, коли граничні вузли не збігаються з вузлами сітки, наприклад при розгляді областей з округленими торцями або кутами, тут необхідно ще обумовити й можливі шляхи запису граничних умов у цих вузлах.

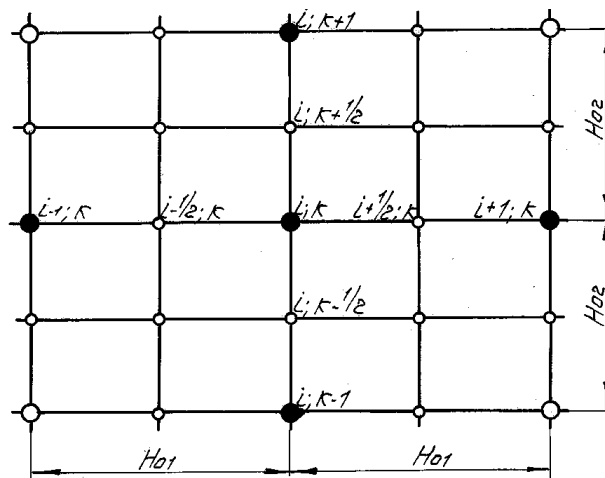


Рисунок 3.4 Схема центральної п'ятиточкової зірки

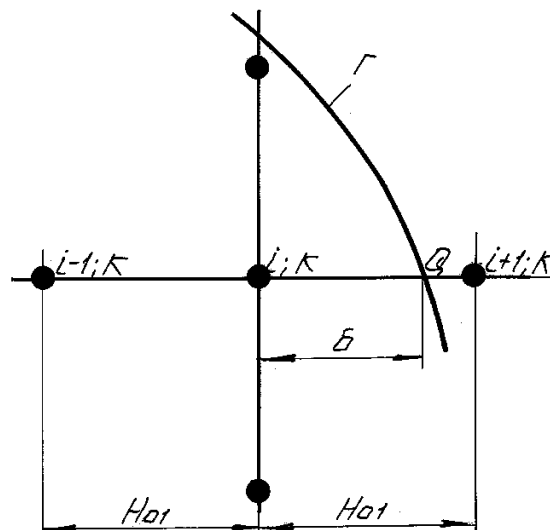


Рисунок 3.5 – До визначення граничних умов у граничних вузлах методом Коллатца

Найбільш обґрунтованим у цьому випадку є метод Коллатца, що полягає в наступному: якщо  $(i; k)$  - граничний вузол (рис. 3.5), тоді хоча б один

з відрізків, що з'єднують вузол  $(i; \kappa)$  з іншими вузлами зірки, перетинає границю досліджуваної області  $\Gamma$ . Нехай це буде відрізок до вузла  $(i+1; \kappa)$ , а  $Q \in \Gamma$  - найближча до  $(i; \kappa)$  точка перетинання, причому відстань між  $Q$  і  $(i; \kappa)$  рівно  $\delta$ . Передбачається, що весь відрізок, що з'єднує  $Q$  з  $(i-1; \kappa)$ , належить досліджуваній області. Якби шукана функція  $p(x; z)$  була лінійною на цьому відрізку, можна було б записати:

$$\frac{\bar{p}_{i-1; \kappa} - \bar{p}_{i; \kappa}}{H_{01}} = \frac{\bar{p}_{i; \kappa} - \bar{p}_Q}{\delta}; \quad (3.2)$$

$$\bar{p}_{i; \kappa} = \frac{1}{H_{01} + \delta} (\delta \cdot \bar{p}_{i-1; \kappa} + H_{01} \bar{p}_Q).$$

Якщо значення функції на контурі рівно  $\bar{p}_Q = \varphi_p$  (гранична умова), то одержимо

$$\bar{p}_{i; \kappa} = \frac{1}{H_{01} + \delta} (\delta \cdot \bar{p}_{i-1; \kappa} + H_{01} \varphi_p). \quad (3.3)$$

Кожному граничному вузлу ставиться у відповідність одне рівняння (3.3) Тому в системі, отриманій об'єднанням усіх рівнянь, число рівнянь дорівнює числу всіх вузлів, що лежать у досліджуваній області, і збігається із числом невідомих.

### Умови, що визначають точність розв'язку

Чисельно реалізувавши систему лінійних кінцево-різничних рівнянь, одержуємо закон розподілу тисків мастильного матеріалу в досліджуваній області.

При цьому ітераційний процес розв'язку системи рівнянь обривається, коли виконується умова:

$$\frac{\sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m (\bar{p}_{i; \kappa})_j - \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m (\bar{p}_{i; \kappa})_{j-1}}{\sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m (\bar{p}_{i; \kappa})_j} \leq \varepsilon, \quad (3.4)$$

де  $\varepsilon = 10^{-4}$  - величина нев'язки;



$j$ - номер ітерації.

До збіжності ітераційного процесу пред'являються вимоги, що в основному обумовлені необхідністю визначення часток похідних із заданим ступенем точності по контуру досліджуваної області при знаходженні ряду величин, що характеризують основні експлуатаційні параметри опор рідинного тертя.

Однак повною мірою оцінити точність розв'язку завдання можна, лише перевіривши дотримання виконання необхідної умови балансу витрат – рівності кількості мастильного матеріалу, що надходить у досліджувану область, що й виходить з неї.

Якщо в досліджуваній області є активні джерела ( $0 \leq \Omega \leq 1$ ), то ця умова запишеться в наступному вигляді:

$$\sum_{n=1}^N K_{\Omega \Gamma_n} = K_{\Omega \Gamma_0}, \quad (3.5)$$

де  $n$  – номер активного джерела ( $0 \leq n \leq N$ );

$K_{\Omega \Gamma_0}$  – безрозмірний коефіцієнт, що характеризує витрати мастильного матеріалу через границю  $\Gamma_0$  досліджуваної області,

$$\begin{aligned} K_{\Omega \Gamma_0} = & \frac{1}{12} \int_0^H \left( -\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + \Omega \bar{h} \right) \Big|_{\bar{x}=0} d\bar{z} + \frac{1}{12} \int_0^H \left( -\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} - \Omega \bar{h} \right) \Big|_{\bar{x}=1} d\bar{z} + \\ & + \frac{1}{12} \int_0^1 \left( -\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right) \Big|_{\bar{z}=0} d\bar{x} + \frac{1}{12} \int_0^1 \left( -\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right) \Big|_{\bar{z}=H} d\bar{x}. \end{aligned} \quad (3.6)$$

У тих випадках, коли розглядається область без джерел або всі джерела пасивні ( $\Omega = 1$ ), точність розв'язку завдання буде оцінюватися умовою:

$$K_{\Omega \Gamma_0} = 0. \quad (3.7)$$

При цьому величина нев'язання у виразах (3.6) і (3.7) не повинна перевищувати 1...2%. Якщо ця умова не виконується, то необхідно зменшити крок сітки  $H_{01}$  і  $H_{02}$  у два рази й здійснити ітераційний процес до виконання умови (3.4).

Визначивши чисельно закон розподілу тисків у досліджуваній області, можна знайти основні експлуатаційні параметри опор рідинного тертя.

На рис.3.6 показаний алгоритм розрахунків опор рідинного тертя на ЕОМ

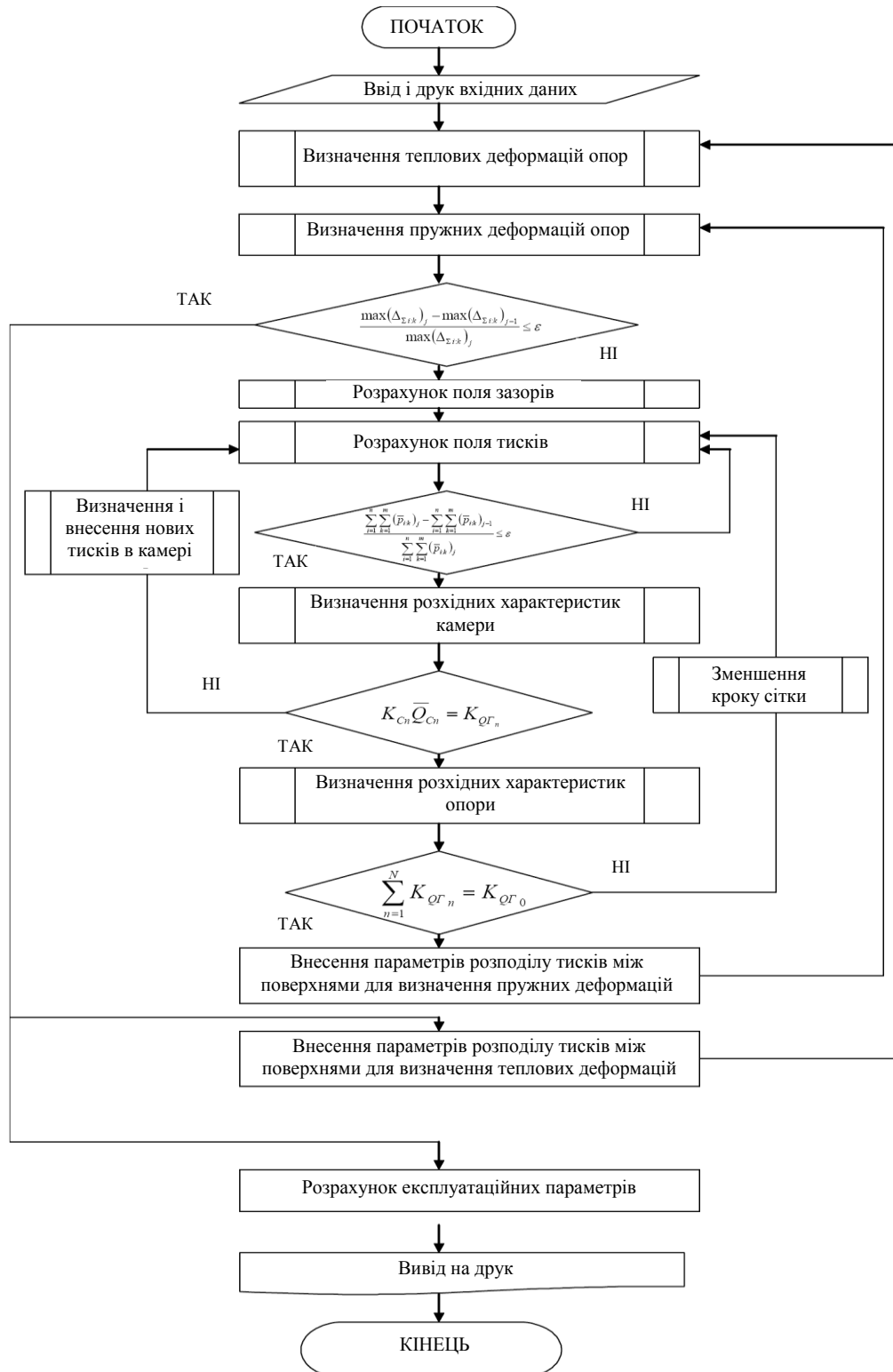
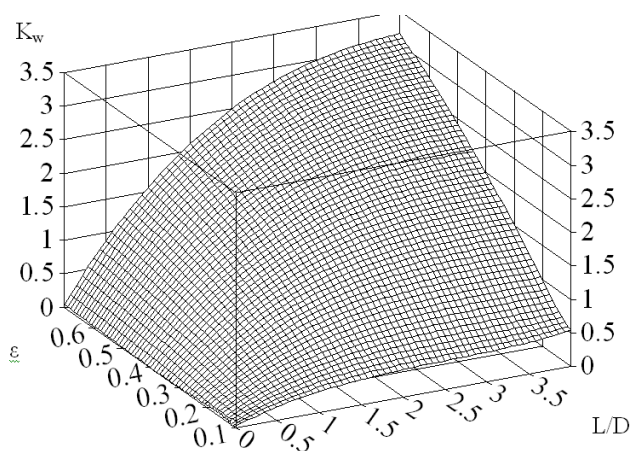
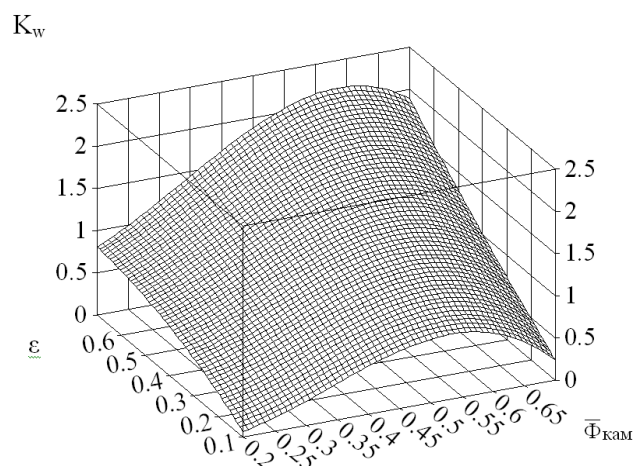


Рисунок 3.6. Алгоритм розрахунків опор рідинного тертя на ЕОМ

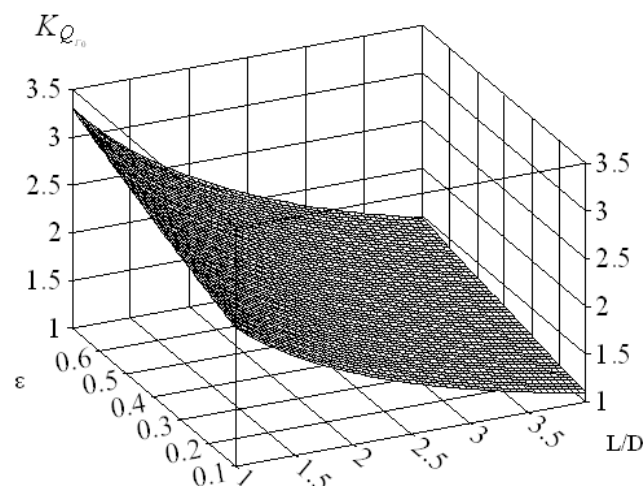
Проведені чисельні параметричні дослідження залежностей експлуатаційних характеристик плоских опорних вузлів від конструкційних параметрів (рис.3.7)



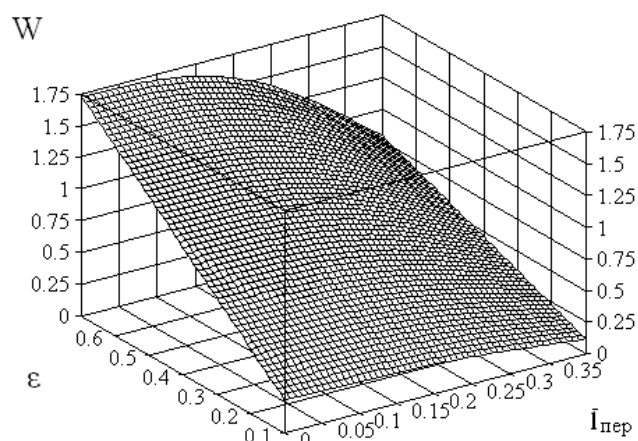
Залежність  $K_w$  від  $L/D$  і  $\varepsilon$



Залежність  $K_w$   $\Phi_{кам}$  і  $\varepsilon$  для шестикамерної опори



Залежність  $KQ$  від  $L/D$  і  $\varepsilon$



Залежність  $K_w$  від  $I_{пер}$  і  $\varepsilon$

Рисунок 3.7. Залежності експлуатаційних характеристик від конструктивних параметрів

Розглянутий вплив експлуатаційних характеристик опорних вузлів на точність верстатів. Для забезпечення необхідної точності, жорсткості, навантажувальної здатності й інших експлуатаційних характеристик за критеріями роботоздатності верстата визначаються конструктивні параметри опор. Змінюючи конструктивні характеристики й настроювання опорних вузлів

(рис.3.8) наведена розрахункова схема для шпиндельного вузла важкого токарного верстата, керуються системою сил, регулюючи величини навантажувальної здатності  $W_i$  і жорсткості  $J_i$  опор і координати  $X_i, Y_i, Z_i$  головних векторів реакцій опорного вузла, перерозподіляють загальний силовий баланс із метою мінімізації відхилення кінцевих ланок формотворної системи. Регулюючи й перерозподіляючи витрати мастильного матеріалу  $Q_j$  через окремі  $j$  камери опор, здійснюються мікропереміщення у вузлах у межах величини зазору  $h_i$  між опорними поверхнями для компенсації відхилень  $\Delta$ .

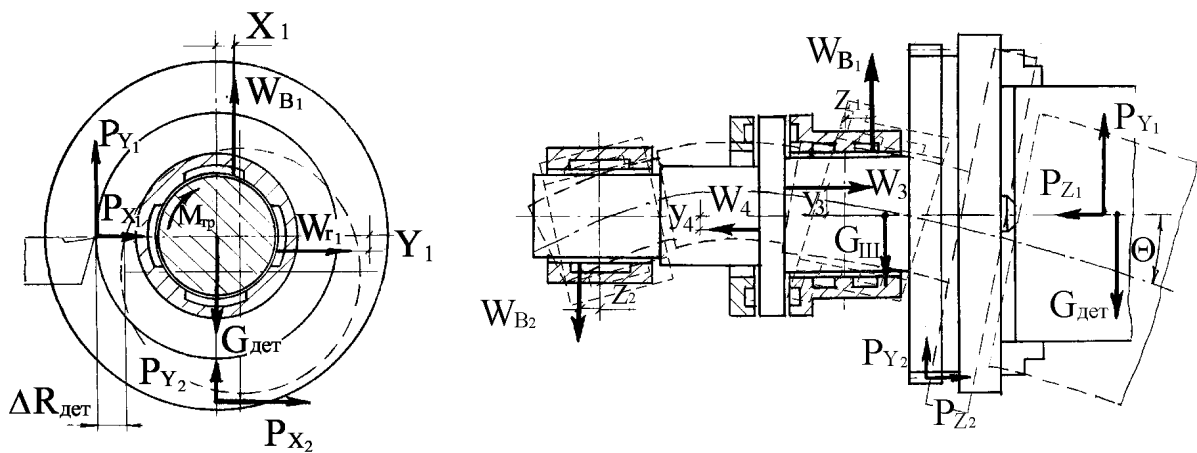


Рисунок 3.8. Розрахункова схема шпиндельного вузла важкого токарного верстата

Для циліндричних опор з  $R_{втулки} > R_{вала}$  розглядається просторове положення вала у втулці з ексцентриситетом і перекосом:

$$h = R_2 - R_1 - e \cos(\varphi - \varphi_0) + \delta_{\varphi,r} = \Delta [1 - \varepsilon \cos \Phi(\varphi - \varphi_0)] + \delta_{\varphi,r}, \quad (3.8)$$

де  $e$  - ексцентриситет вала в опорі;  $\Delta = R_2 - R_1$  - радіальний зазор в опорі;

$\varepsilon = \frac{e}{\Delta}$  - відносний ексцентриситет ( $0 \leq \varepsilon \leq 1$ ),  $\varphi_0$  - координата лінії нахилу;

$\delta_{\varphi,r}$  - закон зміни сумарних деформацій опорних поверхонь.

$$e = \frac{h_0 [e_a^2 + e_z^2 \operatorname{tg}^2 \Phi(0,5 - \varphi_0)]^{1/2}}{\cos \Phi(1 - \varphi_0) [1 + \operatorname{tg}^2 \Phi(0,5 - \varphi_0)]^{1/2}}, \quad (3.9)$$

де  $e_a$  і  $e_z$  - проєкції ексцентриситету  $e$  на вертикальну й горизонтальну осі;

$e_{z0}$  і  $e_{\phi}$ ,  $e_{z0}$  і  $e_{\phi}$ - значення проекцій у точках з координатами  $z=0$  і  $z=L$ .

Для циліндричних опор з поверхнями, які з'єднуються, рівної кривизни, у яких  $R_{\text{вала}}=R_{\text{втулки}}=R$ :

$$h = h_0 \frac{\left[ e_s^2 + e_z^2 \operatorname{tg}^2 \phi (0,5 - \bar{\varphi}_0) \right]^{\frac{1}{2}} \cos \phi (\bar{\varphi} - \bar{\varphi}_0^*)}{\left[ 1 + \operatorname{tg}^2 \phi (0,5 - \bar{\varphi}_0) \right]^{\frac{1}{2}} \cos \phi (1 - \bar{\varphi}_0)} + \delta_{\phi, r}, \quad (3.10)$$

де  $\varphi_0^*$  - кут лінії центрів, яка змінюється по довжині підшипника:

$$\varphi_0^* = 0,5 - \frac{1}{\phi} \operatorname{arctg} \left[ \frac{(1 + \gamma z) \operatorname{tg} \phi (0,5 - \bar{\varphi}_0)}{1 + \alpha z} \right] \quad (3.11)$$

Основою для визначення експлуатаційних характеристик опорних вузлів є розподіл навантажень у досліджуваній області.

Врахування деформацій опорних поверхонь істотно уточнює значення експлуатаційних характеристик, особливо по жорсткості й моменту головного вектора, який характеризує кутову жорсткість опор. Зменшення моменту самовстановлення, зокрема, пов'язане з деформацією перемички між камерами. Це приводить, до того, що при вигині й перекосі вала в опорі внаслідок деформацій знижується вирівнюючий момент, і вал не встановлюється в положення, паралельне осі втулки. Величина деформацій збільшується в зоні мінімального зазору, приводячи до більш різкого падіння тиску у вихідній границі опори. Це знижує навантажувальну здатність і твердість опори, збільшує витрати мастильного матеріалу й потужність на його прокачування.

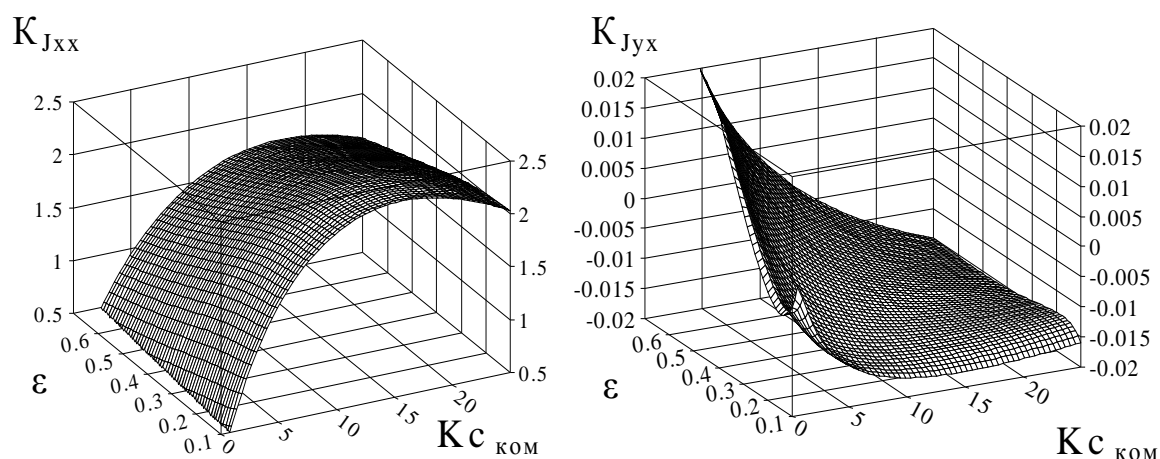


Рисунок 3.9.- Показники жорсткості чотирикамерної циліндричної шпindelьної опори

При вертикальному зсуві вала відзначена зміна тиску в бічних кишнях, що підтверджує дані теоретичного аналізу.

Жорсткість шпindelьного вузла і його опор досліджувалася при статичному навантаженні необертового шпindelя й складала 178 Н/мкм.

### 3.3 Моделювання пружних і теплових деформацій шпindelьного опорного вузла

#### Варіант алгоритму розрахунків у лінійній постановці

Маючи математичний апарат для одержання матриць жорсткості кінцевих елементів, приведення навантажень, прикладених до поверхні або в об'ємі елемента до зусиль у вузлах, а також розв'язку зворотних завдань: обчислення полів деформацій і напружень в об'ємі елемента на базі переміщень у вузлах, можна побудувати алгоритм МКЕ.

1. Проводиться дискретизація об'єму, займаного деталлю або розкладанням на елементи, або, інакше кажучи, будується сітка кінцевих елементів. Для об'ємного тіла область розбивається (у рамках функціональності Cosmosworks) на тетраедри із гранями, які апроксимуються лінійними (лінійна залежність від координат) або параболічними функціями координат. Для

поверхневих моделей — на плоскі (лінійна) або криволінійні (параболічна залежність) трикутники.

2. Для просторових кінцевих елементів ступенями вільності є переміщення в напрямку осей локальної системи координат елемента. Для кінцевих елементів оболонки до трьох переміщень у кожному вузлі додаються по три кути повороту нормалі до серединної поверхні області, яка апроксимується елементом, щодо тих же осей.

3. Визначаються залежності для перетворення переміщень і кутів повороту у вузлах до глобальної системи координат.

4. Обчислюються матриці жорсткості кінцевих елементів. У формули для розрахунків компонентів матриць жорсткості кінцевих елементів крім координат вузлів входять модулі пружності й коефіцієнти Пуассона матеріалів. Тобто якщо аналізується складання, то залежно від приналежності елемента деталі при розрахунках матриць жорсткості елементів використовуються відповідні характеристики жорсткості матеріалу.

5. Отримані матриці жорсткості з використанням залежностей для переходу від локальних систем координат елемента в глобальні перетворюються в глобальну систему координат.

6. Матриці жорсткості, представлені в глобальних координатах, поєднуються в глобальну матрицю жорсткості  $[k]$ .

7. Призначені граничні умови, статичні й кінематичні, приводяться до навантажень і переміщенням у вузлах, вираженим у глобальній системі координат, і включаються в стовпець зусиль  $[F]$ .

8. Отримана лінійна система рівнянь виду  $[K] \cdot [\Delta] = [F]$  вирішується щодо стовпця переміщень. Це найбільш трудомісткий етап розрахунків. Для розв'язку використовуються ітераційні або прямі методи. Матриця жорсткості, як правило, зберігається в компактній формі, структура якої визначається до етапу її заповнення матрицями жорсткості елементів.

9. Для кожного кінцевого елемента, маючи переміщення (кути повороту) у вузлах і апроксимуючі функції, розраховуються деформації. Якщо елементи

лінійні — деформації в межах елементів постійні, якщо елементи параболічні — деформації змінюються лінійно. На основі деформацій обчислюються напруження в елементах. При необхідності (функція програми) напруження у вузлах суміжних елементів усереднюються (це також досить відповідальний етап, по-різному розв'язуваний у різних програмах) з наступним перерахуванням напружень у межах кожного елемента.

10. На основі компонентів напружено-деформованого стану й параметрів міцності матеріалу (матеріалів) проводиться обчислення еквівалентних напружень за яким-небудь критерієм міцності.

Значення сил, заданих для розрахунків у пакеті Cosmosworks:

1.1 Сила різання  $P_z = 15000$  Н;  $P_x = 3000$  Н;  $P_y = 7500$  Н; [17]

1.2 Крутний момент  $M_{кр} = 9000$  Н · м;

1.3 Вага деталі  $G = 10000$  Н;

1.4 Сили ваги всіх компонентів складання.

Проводилося моделювання роботи шпindelних вузлів за допомогою оригінальних програмних засобів, а також у пакетах COSMOS Works, ANSYS.



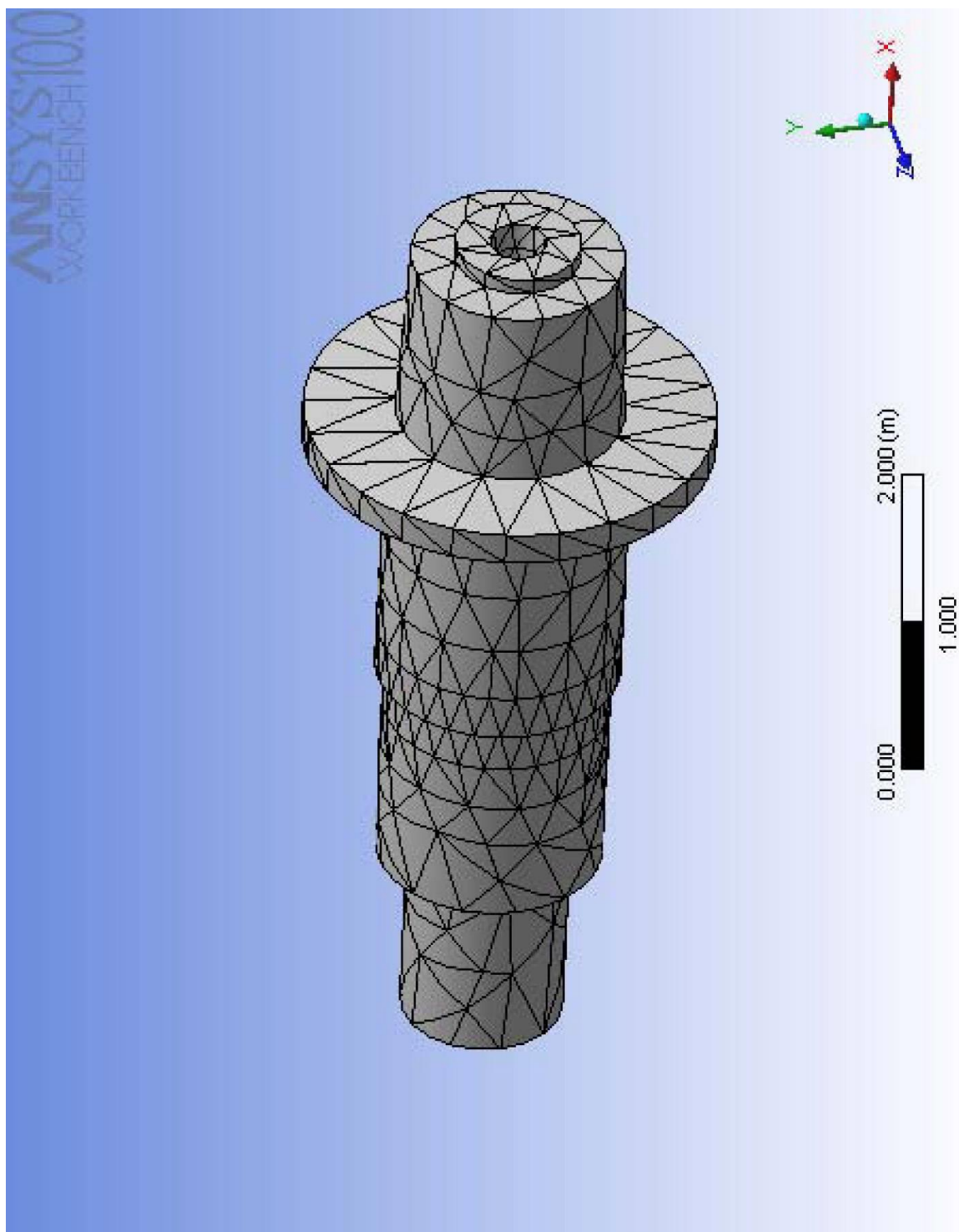


Рисунок 3.10. Сітка кінцевих елементів ШВ на гідростатичних опорах

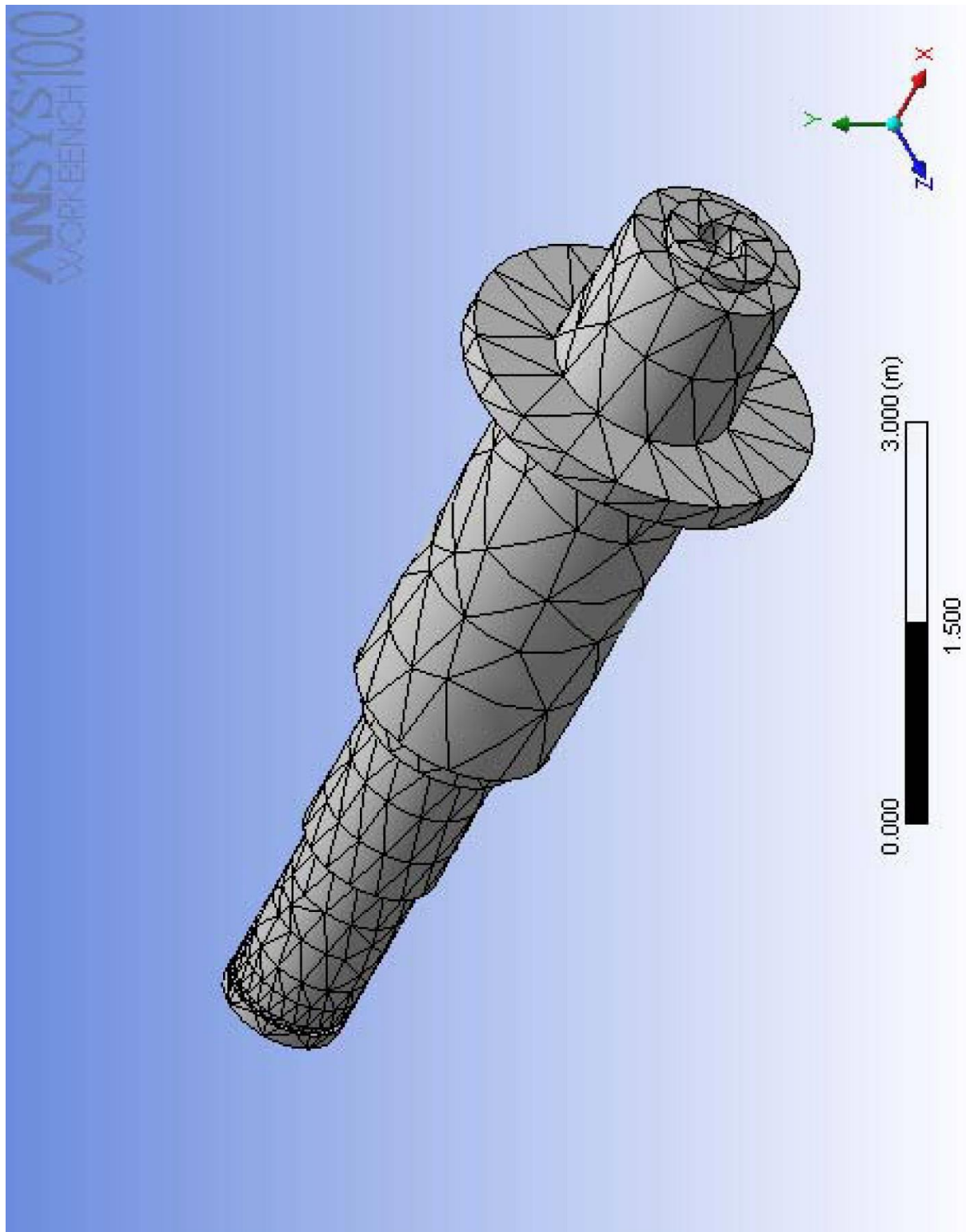


Рисунок 3.1.1. Сітка кінцевих елементів ШВ з комбінованими опорами

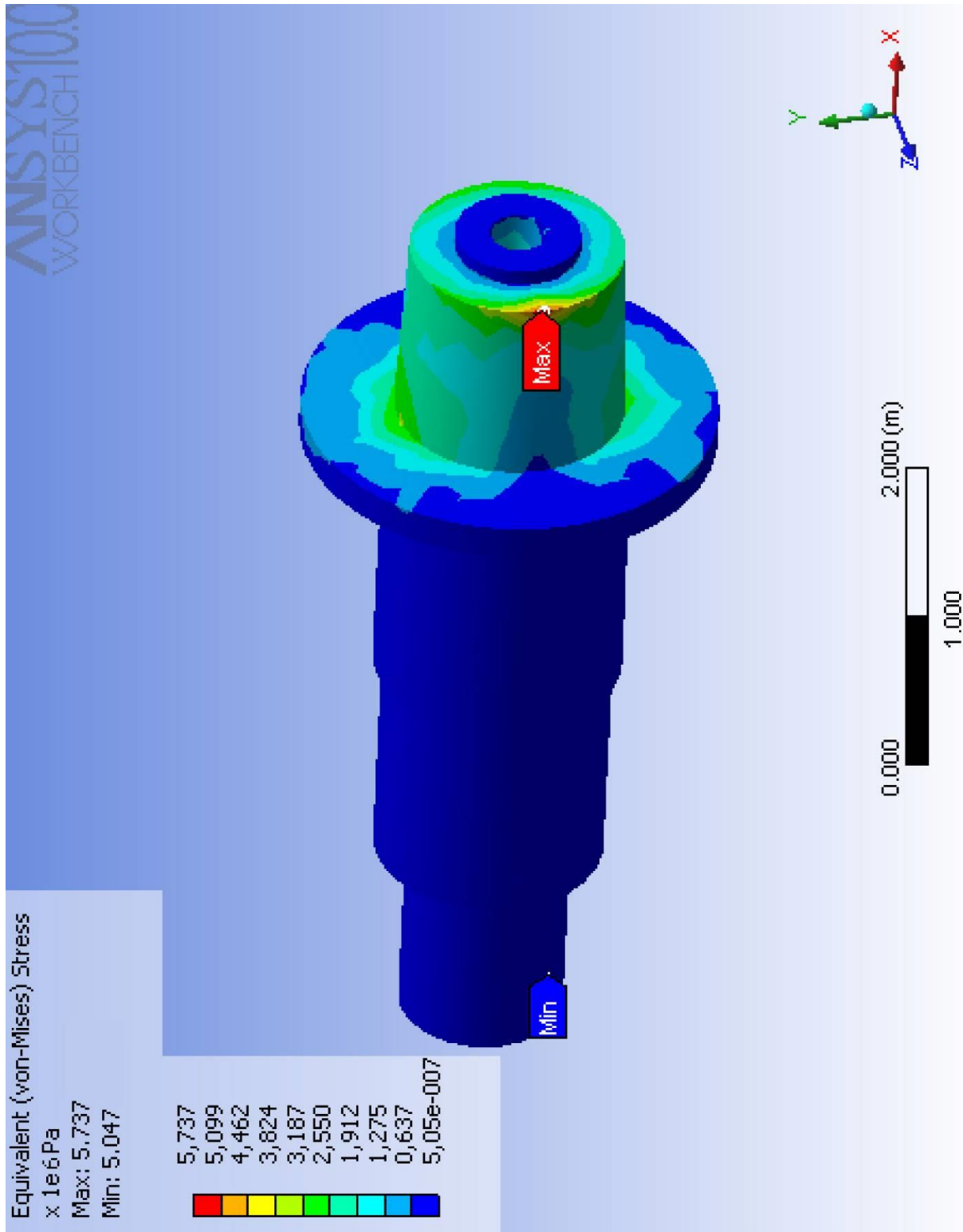


Рисунок 3.12. Напружено-деформівний стан ШВ на гідростатичних опорах

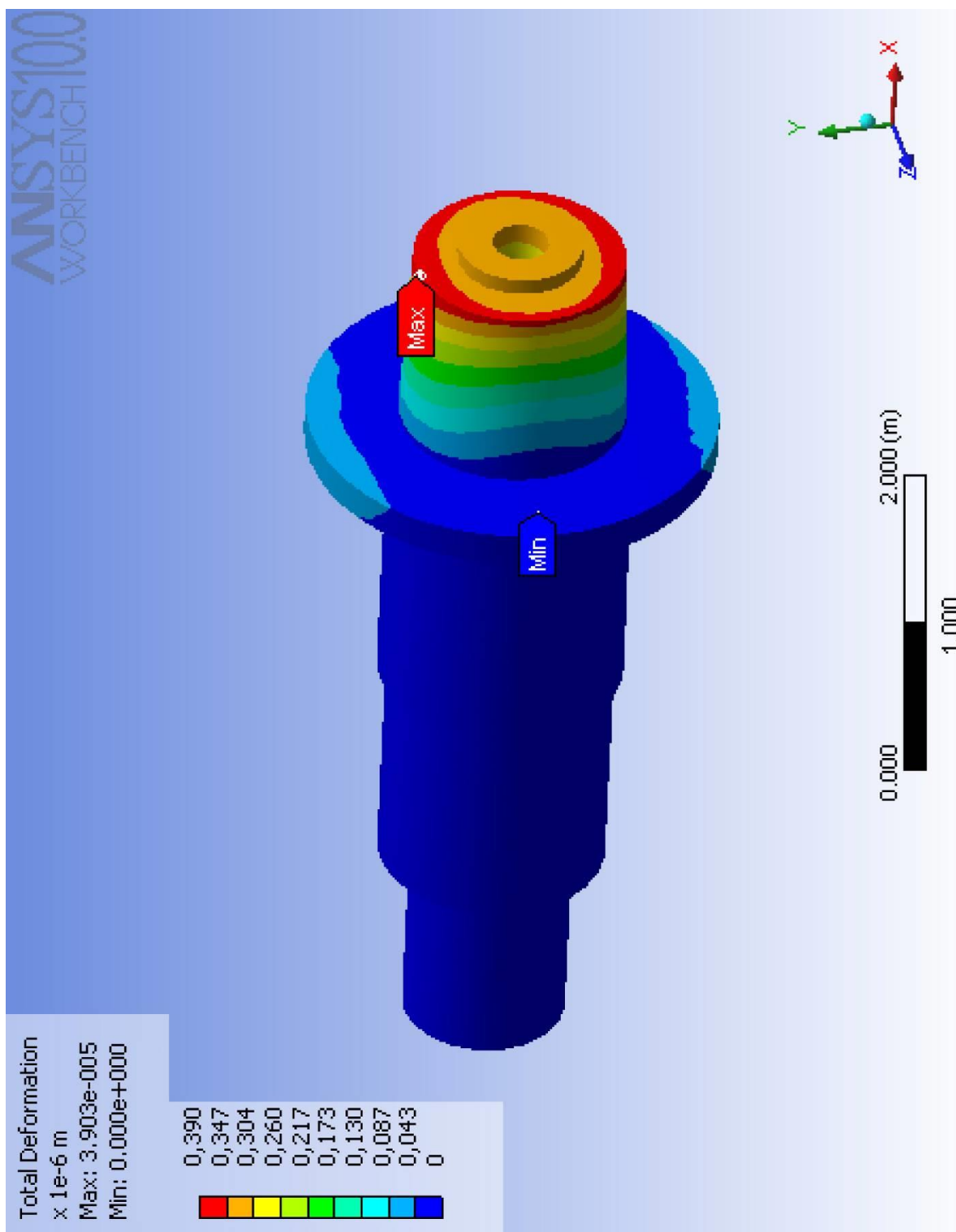


Рисунок 3.13. Деформований стан ШВ на гідростатичних опорах

**Equivalent Stress**  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
22.05.2008 14:27

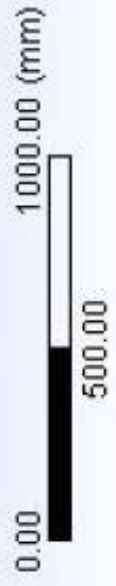
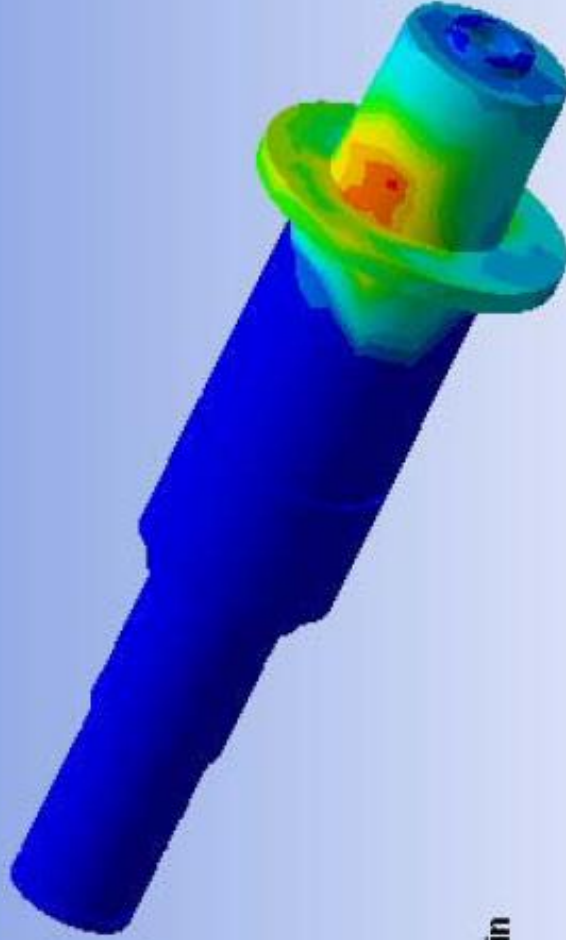
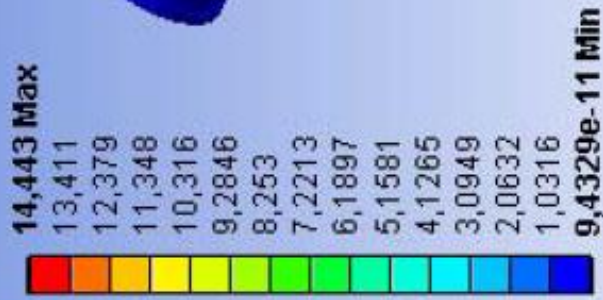


Рисунок 3.14 Напружено-деформівний стан ШВ з комбінованими опорами

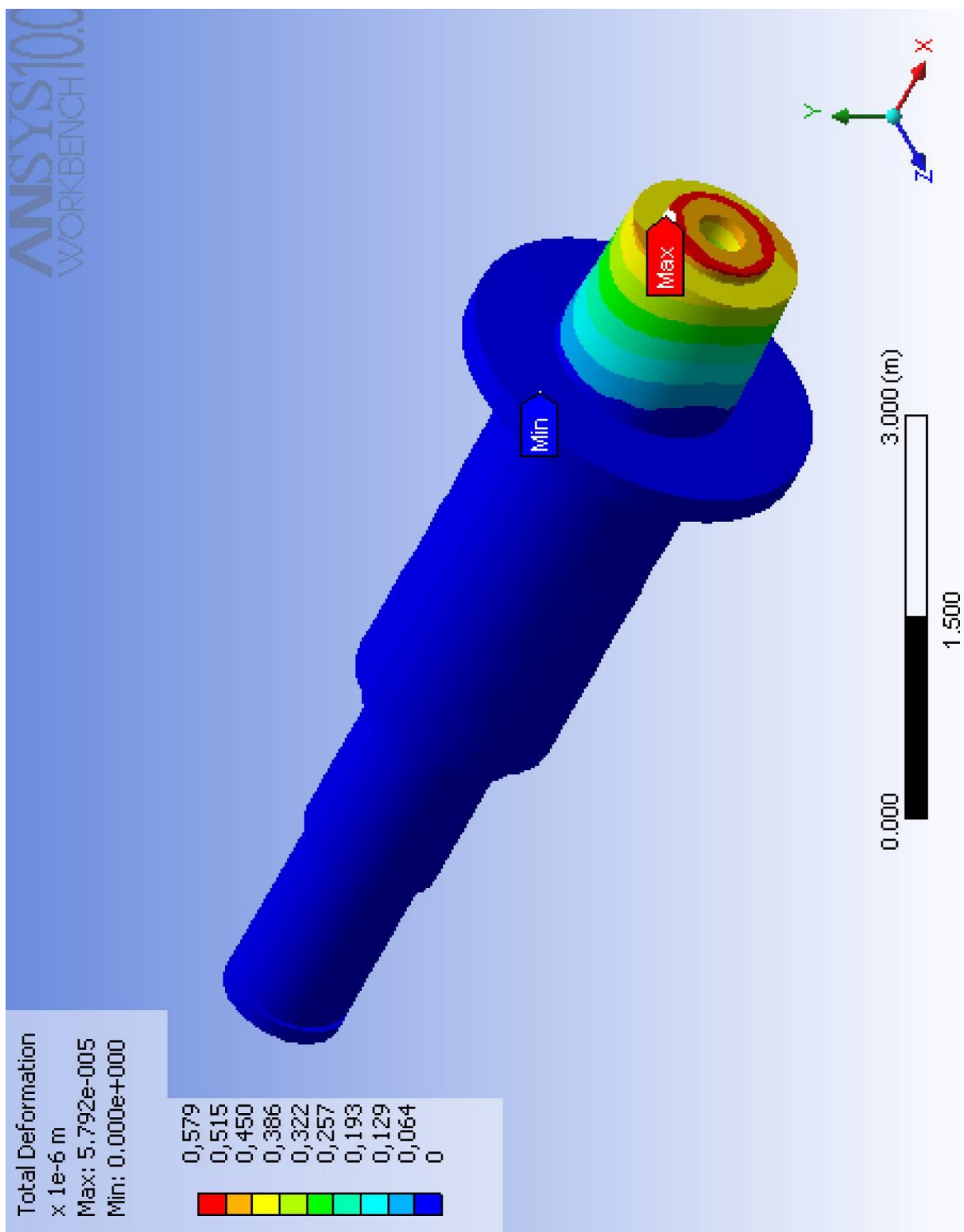


Рисунок 3.15. деформівний стан ШВ з комбінованими опорами

Як видно на представлених епюрах, найбільш навантаженою є передня опора. Компенсувати пружні деформації можна двома способами:

1. Застосуванням адаптивних гідростатичних опор, що забезпечують траєкторії переміщення й точність положення рухливих вузлів, близькі до ідеальних;
2. Адаптивні системи зі зворотним зв'язком по витраті мастильного матеріалу;
3. Адаптивні системи зі зворотним зв'язком по тискові мастильного матеріалу;
4. Адаптивні системи із прямим виміром по еталону;
5. Адаптивні системи з безпосереднім виміром зазору;
6. Застосуванням додаткової гідростатичної підтримки планшайби;
7. Додаткова опора з постійним зазором між поверхнями, наприклад, шийки планшайби й опорної поверхні вкладиша;
8. Додаткова опора із багатосегментними самовстановлювальними подушками, що підтискаються до планшайби.

### **3.4 Адаптивна система живлення шпindelного опорного вузла**

**Системи з подачею мастильного матеріалу від мережі постійного тиску з автоматичним регулюванням і зворотним зв'язком**

Такі системи використовують принцип регулювання по положенню (зазору) поверхонь, що сполучаються, і по еталону.

При регулюванні по положенню подача мастильного матеріалу в кишені опори проводиться через регульований опір (мал. 3.16, а).

Датчик 1 визначає фактичне положення стола, сигнал датчика проступає в регулятор 3, де рівняється із заданою величиною 2. Відповідно до неузгодженості регулятор керує виконавчим органом. Така система дозволяє зберігати положення опори незалежно від навантаження, деформації базових деталей і від похибок виготовлення опор.

Виконавчий орган може бути виконаний, наприклад, у вигляді пневмогідравлічного підсилювача й мембранного регулятора (рис.3.16,б). Посилений тиск деформує мембрану й змінює витрату мастильного матеріалу через регулятор, а разом із цим, – товщину шару змащення й положення опори.

Приклад використання систем регулювання, у яких використовується принцип прямого виміру по еталону, показаний на рис.3.16,в. Мастильний матеріал джерела тиску підводить у канал 1 і приділяється в робочі лінії 2, 3. Лінія 2 з'єднано з вимірювальним пристроєм 4, взаємодіючим з еталонною поверхнею, наприклад лінійкою 5. Цей пристрій виконаний у вигляді гідравлічного апарата з постійною протокою рідини, у якій тиск у лінії 2 змінюється залежно від величини зазору між торцем вимірювального елемента й поверхнею лінійки 5. Тиск із лінії 2 по лінії 6 підводить до гідростатичної опори 7. При збільшенні навантаження на опору 7 тиск у лінії 2 буде зростати. Це викличе прогин мембрани 8 і збільшення торцевого зазору між мембраною й торцем відповідного виступу на корпусі регулятора, через який проходить мастильний матеріал у лінію 2, а також зменшення аналогічного торцевого зазору із протилежної сторони мембрани, через який мастильний матеріал проходить у лінію 3. При цьому збільшується потік змащення й тиск в опорі 7, і одночасно, зменшується потік і тиск в опорі 9. У результаті на опори 7 і 9 будуть діяти зусилля, що відновлюють положення рухливого вузла щодо станини 10. Для нормальної роботи системи в лінії 3 необхідно підключити дросельний опір 11, по якому постійно проходить невеликий потік мастильного матеріалу в бак. Така система знайшла застосування у важкому горизонтально-розточувальному верстаті.

Системи з безпосереднім виміром зазору можуть забезпечити більшу точність, але в порівнянні з іншими системами дорожчі й складніші в експлуатації, тому що вимагають або роботи складної електронної апаратури, або надійного захисту еталонної лінійки разом з вимірювальним елементом.



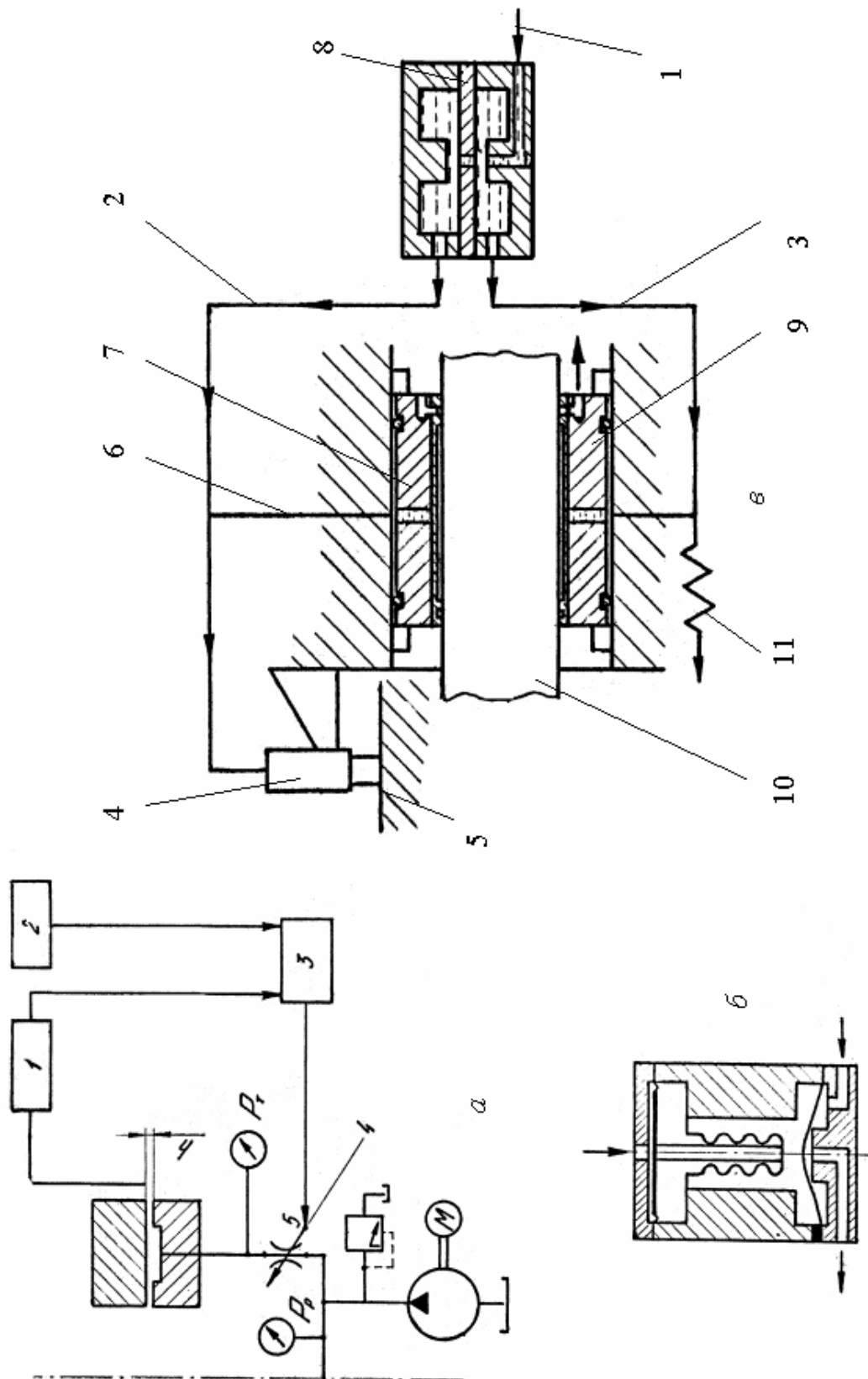


Рисунок 3.16. Система з автоматичним регулюванням і зворотнім зв'язком

### **Системи, що використовують комбіновані методи регулювання**

Як було сказано вище, на практиці використовується величезна різноманітність систем регулювання зазорів у гідростатичних опорах. Часто використовуються різні комбінації розглянутих нами систем. Так, розроблені конструкції опор з вихідними дроселями, опір яких автоматично регулюється під дією зворотних зв'язків по переміщенню рухливої частини опори або тиску змащення в кишені. У цих опорах під навантаженням змінюються не тільки вихідні, але й вхідні опори. Причому для даної несучої кишені зміна вхідного опору протилежно за знаком вихідному. Це дозволяє підвищити чутливість мостової схеми опори, а, отже, жорсткість і несучу здатність мастильного матеріалу в опорі.

Прикладом застосування системи цього типу служить підшипник із внутрішнім дроселюванням (рис. 3.17, *a*), що містить приймальні й несучі кишені. Кожна прийомна кишеня з'єднана з діаметрально протилежною несучою кишенею. Мастильний матеріал подається в кільцеву проточку підшипника й через зазор надходить у прийомні кишені. Кільцевий зазор на розі кожної прийомної кишені служить щілинним дроселем для несучих кишень. Величина щілини встановлюється автоматично при включенні насоса, що забезпечує простоту налагодження. При зсуві вала в радіальному напрямку висота щілини буде різної в різних кишень. При цьому відбувається більша зміна тиску мастильного матеріалу в несучих кишнях, чому у випадку застосування дроселів з постійним опором, і несуча здатність, а також жорсткість шару змащення зростають (до величини відносного ексцентриситету, рівного 0,5).

Недоліком систем із внутрішнім дросельним регулюванням є те, що при навантаженні вала спочатку повинен відбутися зсув від заданого положення (як для дроселів з постійною витратою), після чого підшипник зможе сприйняти навантаження й відновити положення вала. Крім того, переки вала під навантаженням значно зменшує жорсткість опори в цілому. Іншим недоліком

цієї системи є необхідність допоміжного підшипника - датчика положення, що ускладнює конструкцію й збільшує осьовий габарит.

При розрахунках підшипника із внутрішнім дроселюванням опір прийомних дроселів визначають, враховуючи поточний зазор

$hy = h_d - e \cdot \cos \alpha$  ( $e$  - ексцентриситет) і рівняння (2.26) при  $y = r\alpha$ :

$$R_d = \frac{12 \mu l_d}{r \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (h_d - e \cos \alpha)^3 d\alpha} \quad (3.12)$$

Опір дроселя з периметром витікання, обумовленим кутом  $2\pi$ :

$$R_d = \frac{12 \mu l_d}{(2\pi h_d^3 + 3\pi h_d e^2) r}. \quad (3.13)$$

Як видно з формули, при зміні від максимального значення до мінімального опору витікання міняється в 2, 5 рази.

Опори із внутрішнім дроселюванням використовуються й у якості напрямних (рис.3.17,б). Золотник керування перебуває в положенні рівноваги, поки рівні тиски в правій і лівій його порожнинах. При збільшенні навантаження на опору товщина шару мастильного матеріалу зменшується, тиск у вимірювальній магістралі зростає, що приводить до зсуву золотника вліво, при цьому прохідна щілина золотника збільшується, і зазор відновлюється. Регулювання товщини шару мастильного матеріалу проводиться дроселем.

Більш досконала конструкція гідростатичних замкнених напрямних із плаваючими опорами й з кільцевою проточкою на основних напрямних, у яку подається змащення від джерела постійного тиску (рис.3.17,в). Проточка відділена дросельною перемичкою від отвору, з якого масло надходить до внутрішньої порожнини плаваючої опори. А в гідростатичну кишеню на зовнішній поверхні плаваючої опори мастильний матеріал надходить через окремий дросель від насоса. Під дією тиску плаваюча опора висувається з обойм доти, поки зусилля на зовнішній поверхні опори не стане рівним

зусиллю на внутрішній поверхні. Помилки, викликані похибками й віджимками додаткових напрямних, не впливають на точності переміщення рухливого вузла, тому що вони компенсуються за рахунок переміщення плаваючих опор. При цьому зазор  $h_1$  на основних напрямних залишається постійним. Зміна зовнішнього навантаження на рухливий вузол приводить до зміни зазору й зміни опору дросельної перемички. При цьому міняється тиск мастильного матеріалу в кишені на основний напрямної й мастильного матеріалу, що надходить у внутрішню порожнину плаваючої опори, що приводить до порушення її рівноваги. Плаваюча опора зміщується в нове положення, викликаючи зміну тиску в кишені. Різниця тисків мастильного матеріалу в кишені основної і додаткової напрямної сприймає зовнішнє навантаження.

Одним зі способів підвищення надійності роботи гідростатичних опор є постійний контроль над їхнім станом і автоматична оптимізація режиму роботи системи регулювання товщини мастильного матеріалу. При роботі верстата відбувається зміна опору витікання з кишень, що пов'язане з тепловими деформаціями деталей опор, із пружними деформаціями під дією силових факторів, переміщенням у регулювальних вузлах із часом, а також зношуванням.

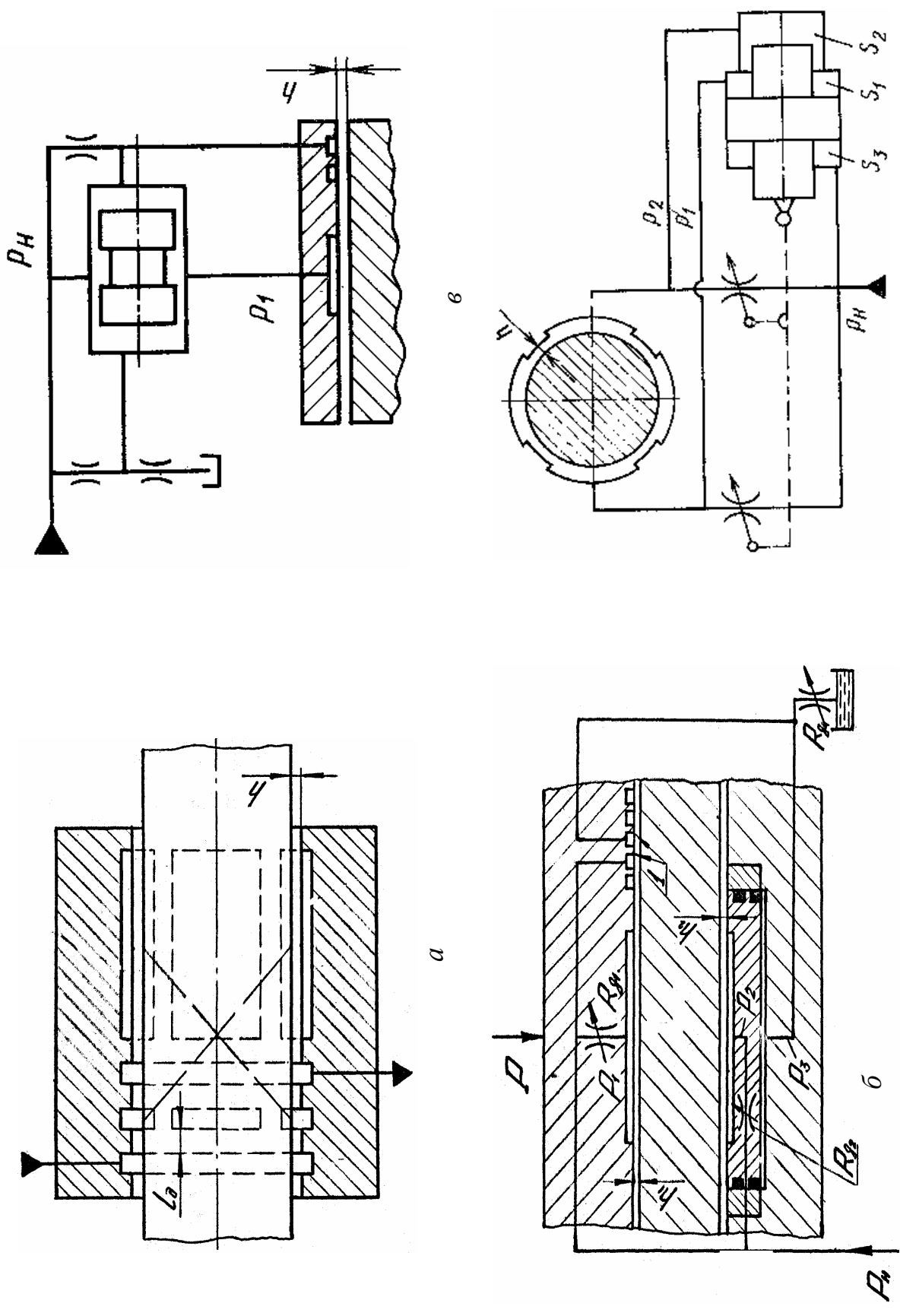


Рисунок 3.17. Системи з комбінованими методами регулювання

Вплив температурних факторів і пружних деформацій деталей опор зростає зі збільшенням розмірів опор і діючих навантажень. Найбільш ефективний шлях стабілізації експлуатаційних параметрів опор, зокрема, жорсткості шару мастильного матеріалу, це збереження сталості параметра шляхом застосування адаптивних систем живлення. Опір дроселів адаптивної системи живлення змінюється синхронно зі зміною середнього значення опору кишень. Мастильний матеріал від насосної установки через регульовані дроселі підводить до протилежних кишень опори. Живлення двох інших кишень шпindelної опори здійснюється від другого такого ж пристрою. Зміна опору дроселів відбувається при переміщенні диференціального поршня, розташованого в гідроциліндрі (зменшенню опору кишень відповідає зсув поршня вправо). Порожнини  $S_1$  і  $S_2$  циліндра з'єднані з кишнями опори, а порожнина  $S_3$  – із джерелом тиску. При рівності площ умовою рівноважного положення поршня є виконання рівності  $p_1+p_2=p_c$  або  $p_{cp}=0,5p_c$ , тобто виконання оптимальної залежності ( $p_{cp}$  - середній тиск у кишнях).

Застосування адаптивних систем живлення забезпечує наступні переваги: підвищується надійність опор, тому що дросельні елементи при роботі перебувають у русі, що перешкоджає заростанню дросельної щілини; знижується нагрівання опори внаслідок збільшення потоку мастильного матеріалу через опору; підвищується жорсткість і несуча здатність шару мастильного матеріалу; виключаються налагоджувальні роботи із установлення робочого тиску в кишнях опори.

## **4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

### **4.1 Характеристика ділянки з точки зору охорони праці та техніки безпеки**

Обладнання, що знаходиться на ділянці механічної обробки повинно відповідати вимогам ГОСТ 12.3.025-80 “Обработка металлов резанием. Требования безопасности” [2].

Виробниче приміщення, в якому проходить процес обробки різанням, повинно відповідати вимогам СНиП 11-2-80, СНиП 11-89-80 і санітарним вимогам проектування виробничих приміщень СН 245-71. Ділянка повинна бути обладана засобами пожежегасіння згідно ГОСТ 12.4.009-83. При обробці заготовок, які виходять за межі обладнання, встановлюються переносні огорожі.

При механічній обробці металів в повітря можуть поступати різноманітні шкідливі речовини. Найбільш поширеними шкідливими факторами повітряного середовища на ділянці є пи́л і різноманітні аерозолі, що випаровуються від мастильно-охолоджуючих рідин.

Пил, потрапляючи в механізми що труться, прискорює їх спрацювання, а потрапляючи на обмотки електродвигунів, погіршує відвід теплоти, може спричинити коротке замикання. Дія пилу на людину залежить від його токсичності, дисперсності і концентрації в повітряному середовищі. Вміст шкідливих речовин у повітрі не повинен перевищувати граничнодопустимих концентрацій (ГДК), які оцінюються в міліграмах на метр кубічний і норм, які вказані в ГОСТ 12.1.005-76 і СН 245-71.

Параметри мікроклімату ділянки повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.1.005-76. Під мікрокліматом приміщення розуміють клімат внутрішнього середовища даного приміщення, який визначається діючим на організм людини поєднанням температури, вологості і швидкості руху повітря, а також температури довколишніх поверхонь. Оптимальна вологість 30..60 % при температурі повітря 18..20 °С.

Швидкість руху повітря один з факторів що характеризує мікроклімат приміщення. Швидкість руху повітря повинна бути в межах 0.1..0.5 м/с при загальній вентиляції і 0.7..2 м/с при місцевій вентиляції.

Для підтримки норм мікроклімату дільниці, видалення забрудненого повітря і подачі замість нього свіжого повітря застосовують вентиляцію приміщення.

Небезпеку також являє контакт з рухомими елементами обладнання, ріжучим інструментом, рухомими частинами різного роду передач, рухомих машин.

Безпека праці забезпечується застосуванням опорних, запобіжних пристроїв, блокуючих пристроїв, а також світлової сигналізації.

#### **4.2 Організація і планування робочого місця**

Проектований верстат по своїх функціональних можливостях може використовуватись в умовах крупно серійного і масового виробництва, що не вимагає виконання великої кількості операцій на робочому місці.

При масовому виробництві використовуються стандартні і спеціальні ріжучі інструменти і спеціальні пристрої, відповідно проводиться планування робочого місця [2].

На рисунку 4.1 наведено план робочого місця оператора автоматичної лінії. Верстат з габаритними розмірами 4380x960x2030 мм, фронтальною стороною розміщений до проїзду на відстані 1400 мм. Зліва від верстату розміщена несуча стіна цеху, на відстані 900 мм, з правої сторони від верстату (згідно рисунку 4.1) на відстані 500 мм проходить проїзд. Відстань від проїзду до тилової сторони верстану складає 800 мм. Інвентар на робочому місці розміщується на інструментальній тумбочці 3, довжиною 300 мм і шириною 450 мм. Також на тумбочці 3 передбачено планшет для креслень 4. Для відпочинку і спостереження за процесом роботи лінії під час автоматичного циклу передбачено крісло 2. Щоб не було простоїв лінії і її дозаправки заготовками передбачено стелаж для заготовок 7 і стелаж 6 для складання готового ланцюжка деталей.



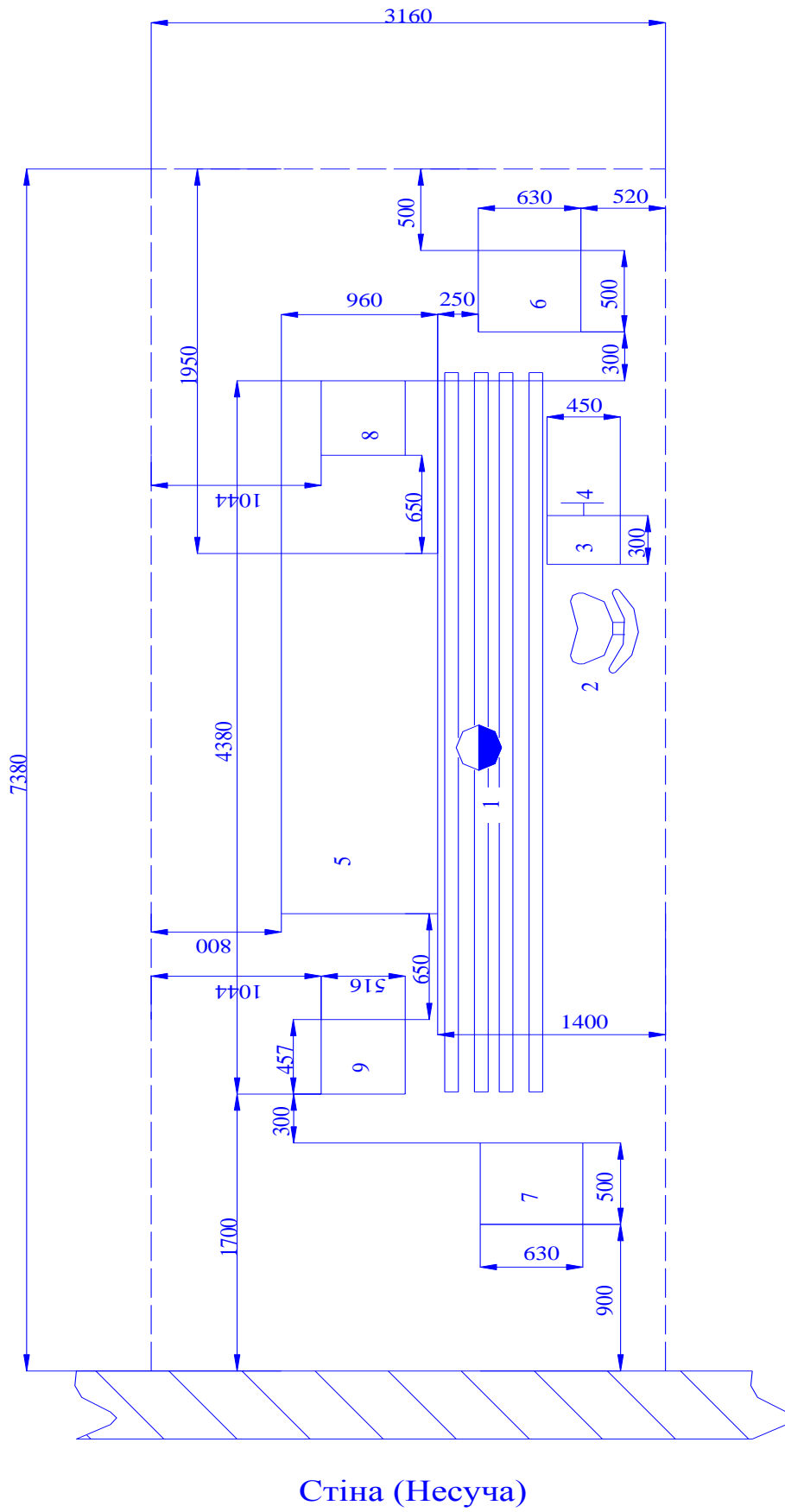


Рисунок 4.1 – План робочого місця

- 1 – решітка для ніг; 2- крісло; 3 – тумбочка для інструментів; 4 – планшет для креслень;  
 5 – комплекс для бробки профільних поверхонь; 6 – стелаж для готових деталей; 7 – стелаж для заготовок; 8 – механізм змотування ланцюжка деталей; 9 – механізм розмотування ланцюжка заготовок.

### **4.3 Оцінка стійкості об'єкта до впливу вторинних вражаючих факторів**

До вторинних вражаючих факторів відносяться аварії, пожежі, вибухи, затоплення, зараження атмосфери і місцевості, а також завалення ушкоджених конструкцій. Масштаби вражаючої дії від вторинних вражаючих факторів в окремих випадках можуть перевершувати безпосередню вражаючу дію ядерного вибуху. Причинами виникнення вторинних вражаючих факторів є руйнування, викликані ядерним вибухом на об'єкті або на сусідніх із ним об'єктах, що виявилися в зоні безпосередньої дії ядерного вибуху, тобто внутрішні і зовнішні джерела.

При оцінці стійкості об'єкта до впливу вторинних вражаючих факторів ядерного вибуху визначаються різні джерела їхнього виникнення. У першу чергу виявляються внутрішні джерела, наявні на самому підприємстві. Це можуть бути резервуари і ємкості з легкозаймистою рідиною і газами, склади вибухових речовин, вибухонебезпечні технологічні установки і комунікації, руйнування яких викликає пожежі, вибухи або загазованість, легкозаймисті будівлі і спорудження. Зовнішніми джерелами вторинних вражаючих факторів можуть бути близько розташовані хімічні і нафтопереробні заводи, нафтові і газові промисли, холодильники, гідровузли, склади нафтопродуктів і інших паливних рідин й інші об'єкти. Одночасно з врахуванням усіх можливих джерел вторинних вражаючих факторів визначається характер їхнього впливу на даний об'єкт і встановлюється, який вид ушкоджень і руйнувань очікується, а також час і тривалість їхньої дії.

### **4.4 Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу хімічного і бактеріологічного ураження**

Хімічна і бактеріологічна зброя, викликаючи зараження об'єкта і ураження людей, створює складні обставини для роботи підприємства. При цьому робота об'єкта залежить від характеру зараження, забезпеченості працівників індивідуальними засобами захисту і характеру виробництва.

У ході оцінки стійкості роботи об'єкта визначаються: засоби захисту, тобто забезпеченість робітників та службовців протигазами (не найпростішими засобами), забезпеченість сховищ фільтровентиляційним устаткуванням промислового типу. Аналізуються умови роботи підприємства з погляду впливу отруйних речовин і бактеріальних засобів на процес виробництва, на матеріали і сировину. Встановлюється можливість герметизації будівель, цехів і інших приміщень, де працюють люди, а також можливість роботи в індивідуальних засобах захисту. Визначаються можливості проведення знезаражування території об'єкта, будівель, споруджень і проведення санітарної обробки людей у разі потреби.

Таким чином, при оцінці стійкості роботи об'єкта до впливу хімічної і бактеріологічної зброї аналізуються обставини, у яких може виявитися об'єкт, і визначаються можливості для продовження роботи.

## ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу шляхів підвищення точності обробки на токарних верстатах встановлено, що одним із ефективних методів досягнення результату, є використання гідростатичних шпиндельних опор.

2. Розроблено конструкцію нового шпиндельного вузла токарного верстату, в якому використовуються шпиндельні опори рідинного тертя з системою керування точністю. Проведено моделювання для визначення раціональних параметрів шпиндельного вузла з опорами рідинного тертя.

3. На основі аналізу експериментальних досліджень запропонована методика розрахунку параметрів шпиндельного вузла токарного верстата з використанням гідростатичних опор з контролем пружних деформацій.

4. Проведено комп'ютерне дослідження та моделювання у сучасних прикладних програмах для визначення основних експлуатаційних параметрів шпиндельних вузлів з гідростатичними опорами та запропоновано раціональні.

5. В роботі розглянуті питання охорони праці та безпеки життєдіяльності.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Е. В., Харитонович А.И., Пономарев Н. Б. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / СПб.: БХВ-Петербург, 2005. — 800 с.
2. Безпека життєдіяльності: навчальний посібник для студентів вищих закладів освіти України I-IV рівнів акредитації / За ред. Є.П. Желібо і В.М. Пічі. – Львів: Новий Світ-2000, 2002. – 328 с.
3. Бушуев В. В. Станкостроение: перспективы и состояние. Обработ. мет.. 2005, N 4, с. 4-6. Рус.. RU
4. Бушуев В.В. Гидростатические опоры тяжелых станков. М.: Машиностроение, 1989.- 176 с.
5. Бушуев В.В. Основы конструирования станков. - М: МГТУ «СТАНКИН», 1995.- 178 с.
6. Бушуев В.В. Станочное оборудование автоматизированного производства.-Т.1.- М: МГТУ «СТАНКИН», 1995.- 225 с.
7. Грановский, Г.И. Резание металлов / Г.И. Грановский, В.Г. Грановский. – М.: Высшая школа, 1985. – 304с.
8. Детали и механизмы металлорежущих станков. Под ред. Д.Н.Решетова. В 2-х т. – М.: Машиностроение, 1970.
9. Ефимов В. Н. Новое в развитии и производстве станков. ИТО: Инструмент.-технол.-оборуд.. 2005, N 5.
10. Кучер И.М. Металлорежущие станки. - Ленинград: Машиностроение, 1969. -707с.
11. Луців І.В. Динамічні характеристики підсистем верстатного оснащення адаптивного типу / І.В. Луців, Р.Я.Лещук // Вісник Тернопільського державного технічного університету, 2009, Том 14, №4. С.144-149.
12. Луців І.В. Розробка алгоритмів створення багатолезового оснащення адаптивного типу для обробки поверхонь обертання / І.В. Луців, Р.Я.Лещук // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових

праць. – Краматорськ, вип. №26, 2009. С.164 – 171

13. Маеров А.Г. Устройство, основы конструирования и расчет металлообрабатывающих станков и автоматических линий. -М.: Машиностроение, 1969. - 365 с.

14. Макаров В. М.. Модель оценки точности станка на ранних этапах проектирования. Справ. Инж. ж.. 2005, N 8, с. 53-57.

15. Моделирование точности при проектировании технологических машин/ М.Г. Косов, А.А. Кутин, Р.В. Саакян, Л.М. Червяков. – М.: МГТУ «Станкин», 1998. – 104 с.

16. Новый токарный станок E25 фирмы EMCO. EMCO stellt sein neues CNC-Drehzentrum E25 vor. Werkst. Fertig.. 2006, N 5, с. 31.

17. Паливода Ю.Є. Інструментальні матеріали, режими різання і технічне нормування механічної обробки: навчальний посібник / Ю.Є. Паливода, А.Є. Дячун, Р.Я. Лешук. - Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. - 240 с.

18. Пикалов Я.Ю., Шатохин С.Н., Демин В.Г. Адаптивные гидростатические шпиндельные опоры с плавающим регулятором. СТИН. 2006, N 5, с. 18-22.

19. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.2. Ч.1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков// Под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 371 с.

20. Проников А.С. Параметрическая надежность машин.– М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 560 с.

21. Проников А.С. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник – учебник. В 3-х т. Т.2 Ч.1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков – М.:Машиностроение, 1995.

22. Пуш А.В. Шпиндельные узлы – качество и надёжность. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с.

23. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков /В.Э. Пуш. – М.:

Машиностроение, 1977. – 561с.

24. Пуш В.Э. Металлорежущие станки. - М.: Машиностроение, 1986. - 526с.

25. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.

26. Система адаптивного управления. Optimise machining time. Metalwork. Prod.. 2006. 150, N 8, с. 79.

27. Справочник технолога-машиностроителя: В 2-х т. /Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1986.

28. Численное решение задач в гидромеханике: Механика. Новое в заруб. науке / Под ред.Р.Рихтмайера. – М.: Мир, 1997 .- Сер.14.- 208с.

29. Winkler Gerold. Гидростатическая опора. Hydrolager. Заявка 10359457 Германия, МПК 7 F 16 F 13/10, F 16 F 13/20. Carl Freudenberg KG. N 10359457.4; Заявл. 17.12.2003; Оpubл. 21.07.2005. DE