

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

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Розробка та дослідження системи керування гідростатичними
опорами шпиндельного вузла та приводу позиціонування шпинделя токарного
верстата

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

напряму підготовки (спеціальності) _____

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

_____ Окіпний С.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник _____ Кобельник В.Р.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль _____ Кобельник В.Р.
(підпис) (прізвище та ініціали)

В.о. зав. кафедри _____ Крупа В.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Тернопіль
2023

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

В.о. завідувача кафедри

Круна В.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

2023 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

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

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

студенту Окіпному Сергію Ігоровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка та дослідження системи керування гідростатичними
опорами шпиндельного вузла та приводу позиціонування шпинделя
токарного верстата

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

Затверджені наказом ректора від «16» 11 2023 року № 4/7-1063

2. Термін подання студентом завершеної роботи 22.12.2023

3. Вихідні дані до роботи

Конструкції шпиндельних вузлів на радіальних гідростатичних опорах. Схеми адаптивного керування. Методи розрахунку радіальних гідростатичних опор.

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

АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА. Аналіз та опис проблеми керування тиском в гідростатичних опорах. РОЗРАХУНКОВО-ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА. Розрахунок гідростатичних підшипників. Розрахунок кишень радіальних гідростатичного підшипників. Радіальний гідростатичний підшипник з внутрішнім діаметром вала $D = 320$ мм. Радіальний гідростатичний підшипник з внутрішнім діаметром вала $D = 200$ мм. Розрахунок кишень упорного гідростатичного підшипника. Розрахунок шпиндельного вузла на жорсткість. Розрахунок необхідного тиску в приводі позиціонування. Розрахунок необхідного тиску в поршні глобoidного черв'ячного колеса. ДОСЛІДНО-ПРАКТИЧНА ЧАСТИНА. Принцип дії адаптивного керування гідростатичними підшипниками. Вибір і обґрунтування типів датчиків. Розробка способу рішення поставленої задачі. Розробка структурної схеми. Розробка блок – схеми алгоритму роботи системи керування. Розробка керуючої програми. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ. ВИСНОВКИ. ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ. ДОДАТОК

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

Коробка швидкостей – 4 А1, Структурна схема – 1 А1, Блок-схема -1 А1,, Гідросхема - 1 А1, Схема живлення гідростатичного підшипника – 1 А1, Компоненти системи адаптивного регулювання тиску у гідростатичних опорах шпиндельного вузла – 1 А1, Розрахунок шпиндельного вала на жорсткість – 1 А1.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання 16.11.2023**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз завдання на кваліфікаційну роботу	25.11.2023	
2	АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	01.12.2023	
3	РОЗРАХУНКОВО-ТЕОРЕТИЧН ЧАСТИНА	10.12.2023	
4	ДОСЛІДНО-ПРАКТИЧНИЙ ЧАСТИН	18.12.2023	
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕХПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	20.12.2023	
6	ВИСНОВКИ. ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ. ДОДАТКИ	22.12.2023	
7	Графічна частина (Слайди)	22.12.2023	
8	Підготовка до захисту	до 25.12.2023	

Студент

(підпис)

Окіпний С.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ.....	
1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	
1.1 Аналіз та опис проблеми керування тиском в гідростатичних опора	
1.2 Висновки.....	
2 РОЗРАХУНКОВО-ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	
2.1 Розрахунок гідростатичних підшипників.....	
2.1.1 Розрахунок кишень радіальних гідростатичного підшипників.....	
2.1.1.1 Радіальний гідростатичний підшипник з внутрішнім діаметром вала $D = 320$ мм	
2.1.1.2 Радіальний гідростатичний підшипник з внутрішнім діаметром вала $D = 200$ мм	
2.1.3 Розрахунок кишень упорного гідростатичного підшипника.....	
2.2 Розрахунок шпindelного вузла на жорсткість	
2.3 Розрахунок необхідного тиску в приводі позиціонування	
2.4 Розрахунок необхідного тиску в поршні глобоїдного черв'ячного колеса.....	
3 ДОСЛІДНО-ПРАКТИЧНА ЧАСТИНА	
3.1 Принцип дії адаптивного керування гідростатичними підшипниками	
3.2 Вибір і обґрунтування типів давачів.....	
3.3 Розробка способу рішення поставленої задачі.....	
3.4 Розробка структурної схеми	
3.5 Розробка блок – схеми алгоритму роботи системи керування.....	
3.6 Розробка керуючої програми	
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	
4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів.....	
4.2 Заходи з техніки безпеки.....	
4.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях	
ВИСНОВКИ.....	
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	
ДОДАТКИ.....	

АНОТАЦІЯ

Актуальність теми. Шпиндельний вузол, який є важливою частиною конструкції металорізального верстата, значною мірою впливає на його жорсткість, точність та здатність протистояти вібраціям. У виробництві сучасних високошвидкісних та високоточних металообробних верстатів широко використовуються шпиндельні вузли і напрямні з гідростатичними опорами безпосереднього контакту. Такі системи перевершують аналогічні опори ковзання і кочення за точністю, вантажопідйомністю, а також швидкісними та динамічними характеристиками. Прогресивні напрямки досліджень та конструкторських розробок у цій галузі включають створення гідростатичних опор із вбудованими системами адаптивного регулювання подачі мастила. Подальше удосконалення теоретичних основ, розвиток досліджень і розробка адаптивних гідростатичних опор нового покоління, а також створення методик оптимізації конструкції шпиндельних вузлів і напрямних з такими опорами є пріоритетним завданням у сфері машинобудування. Вирішення цього завдання сприятиме значному підвищенню точності та продуктивності обробки на металорізальних верстатах різних технологічних специфікацій.

Результати досліджень і розробок виконаних за даним науковим напрямком показали можливості та перспективи покращення точності та продуктивності металорізальних верстатів різного технологічного призначення на основі використання шпиндельних вузлів і направляючих з адаптивними гідростатичними опорами нового покоління, які:

- мають компактну і технологічну конструкцію з вбудованими регуляторами активного нагнітання мастила і динамометричними перетворювачами;
- перевершують аналоги за навантаженістю, енергетичною ефективністю, швидкохідністю та вібростійкістю;
- забезпечують значний навантажувальний діапазон що компенсує вплив пружних деформацій верстата на точність обробки;

- дозволяють безконтактно і синхронно отримувати динамометричні дані для діагностики ріжучого інструменту і адаптивного керування режимами обробки.

Мета дослідження - підвищення точності, жорсткості і вібростійкості важких токарних верстатів за рахунок застосування адаптивних шпиндельних гідростатичних опор і приводу позиціонування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Проаналізувати шляхи підвищення точності верстатного устаткування і ступінь досконалості систем живлення гідростатичних шпиндельних опор різних типів.

2. Удосконалити структурну схему системи адаптивного керування тиском в кишнях гідростатичних підшипників шпиндельних вузлів важких токарних верстатів.

3. Змоделювати поведінку шпиндельного вузла при робочих навантаженнях методом скінченних елементів.

4. Виконати інженерні розрахунки гідростатичних підшипників і систем усунення зазору.

5. Удосконалити систему управління точністю на базі адаптивних шпиндельних гідростатичних опор.

Об'єкт дослідження – процес адаптивного керування тиском гідростатичних підшипників шпинделя важкого токарного верстата.

Предмет дослідження - гідростатичні підшипники важких верстатів і механізми регулювання зазорів в зубчатому зачепленні.

Методи дослідження. Аналіз існуючих систем живлення гідростатичних опор шпиндельного вузла, переваги і недоліки існуючих систем живлення: дросельна система, система "насос-кишня", регулююча система.

Розрахунок шпиндельного вузла на шорсткість при максимальних навантаженнях виконується в пакеті SolidWorks методом скінченних елементів.

Розрахунок кишень гідростатичних опор для шпиндельного вузла і приводу позиціонуванні виконано за відомими сучасними методиками. Також використано загальновідомі методики в галузі гідравліки, фізики і теоретичної механіки.

Розробка блок схеми і керуючої програми системи керування тиском в кишнях гідростатичного шпindelного вузла виконуються на підставі методики та відомостей наведених у технічній документації на обраний мікроконтролер.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Удосконалено передову мехатронну систему для адаптивного контролю тиску в кишнях шпindelного вузла гідростатичного типу, що забезпечує підвищену точність роботи.

2. Розроблені інноваційні адаптивні регулятори для систем підтримки опор, що включають зворотний зв'язок за положенням шпинделя для оптимізації їхньої роботи.

3. Створено новий дизайн втулки гідростатичного підшипника, оснащений інтегрованими ємнісними датчиками для точного вимірювання зазорів.

Практична цінність. Запропоновані розробки дозволяють підвищити точність шпindelного вузла на гідростатичних опорах, спростити його проектування і розробку.

Структура і обсяг роботи. Магістерська робота складається з вступу, чотирьох частин, загальних висновків, списку використаних джерел з 17 найменувань і 1 додатку. Основний текст викладено на 65 сторінках, містить 24 рисунків, 13 таблиць. Загальний обсяг роботи містить 74 сторінки.

1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Аналіз та опис проблеми керування тиском в гідростатичних опорах

Проблема керування тиском в гідростатичних опорах шпиндельного вузла важкого токарного верстата дуже актуальна. Відомо, що дуже складно регулювати тиск в опорах, при цьому забезпечуючи жорсткість масляного шару, не погіршуючи точність обробки на верстаті, і забезпечуючи стійкість опор.

Розрізняють 3 види системи регулювання (живлення):

- дросельна система;
- система "насос-кишеня";
- регуляторна система.

Дросельна система живлення. Найбільше застосування в металорізальних верстатах отримали гідростатичні опори з постійним тиском нагнітання мастила $p_n = \text{const}$, розвиненими несучими кишнями і пасивною компенсацією витрат мастила в несучому шарі. Для пасивної компенсації витрат мастила використовують зовнішні дроселі з постійним гідравлічним опором (схема дросель-кишеня). Постійний тиск нагнітання підтримується за рахунок втрати 15÷20% потужності гідростанції на дроселювання в редукційному клапані або напірному золотнику. Такі опори конструктивно прості і добре вивчені, але мають порівняно невисокі навантажувальні, енергетичні і швидкісні характеристики.

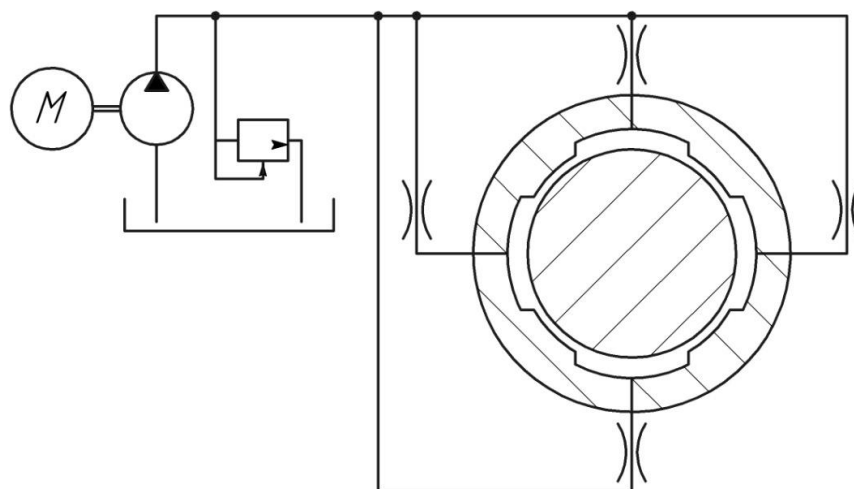


Рисунок 1.1 - Дросельна система живлення

Плюси даної системи:

- потрібно тільки один насос;
- уніфікована конструкція;
- простота гідравлічної розводки (в якості дроселів використовують підвідні трубки малого діаметра).

Мінуси даної системи:

- складність розрахунку і проектування;
- підвищена температура мастила;
- зменшується жорсткість;
- підвищується витрата потужності на прокачування мастила;
- висока ймовірність засмічення дроселів і необхідність їх систематичного очищення.

Підвищення несучої здатності при дросельних системах живлення. На рис. 1.2, наведена дросельна система живлення, яка дозволяє отримати два тиски p_n і p_{H1} нагнітання, що відрізняються приблизно в 2 рази і підтримуються за допомогою клапанів 1 і 2. В залежності від навантаження, кран 3 встановлюється у відповідне положення [1].

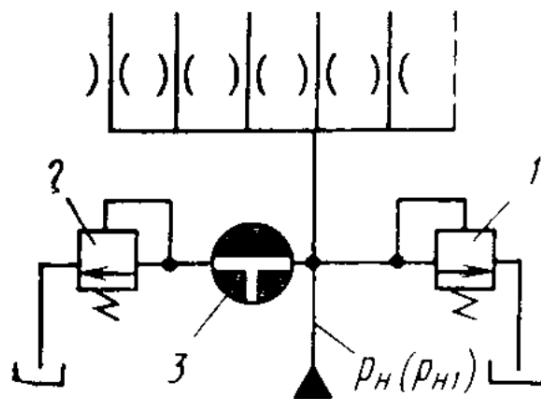


Рисунок 1.2 - Схеми систем змащування, що забезпечують підвищення несучої здатності при дросельних системах живлення

Приклади застосування багатопотокових вбудованих в опору дроселів наведені на рис. 1.3. Конструкції, показані на рис. 1,3, а, б, мають такі особливості: у першій з них кільцеві дросельні канали виконані на зовнішній поверхні втулки підшипника і регулювання опори не передбачено; в другій -

опору чотирьох дроселів, що визначаються кутом φ , змінюються синхронно при повороті втулки 1. При значній довжині дроселювання можна отримати велику висоту щілини h_d [1].

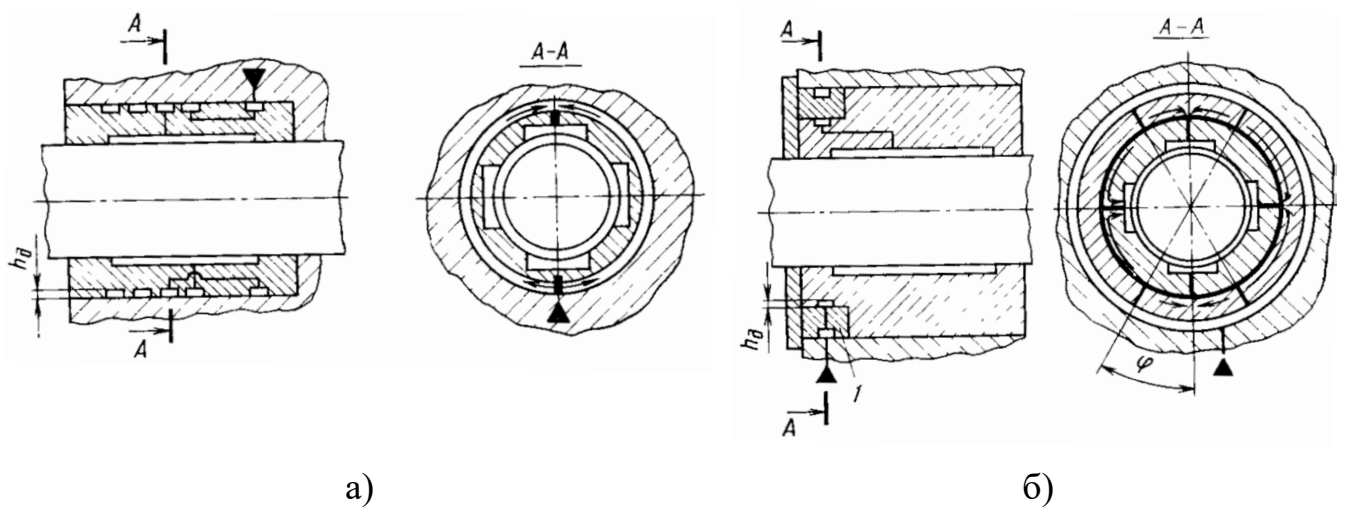


Рисунок 1.3 – Схеми вбудованих в опору щілинних дроселів:
а – нерегульованих; б – регульованих.

Дроселі застосовують в шпindelьних опорах верстатів з діаметром шпindelів до 1,4 м для змазування кругових напрямних з діаметром до 10 м. Загальним недоліком щілинних дроселів є можливість засмічення (за винятком щілин, утворених рухливими поверхнями). Тому необхідно передбачити ретельну фільтрацію мастила і періодично контролювати тиск в кишнях [1].

Система живлення типу "насос – кишень". Не має зовнішньої дросельної компенсації гідростатичних опор з постійною витратою мастила в кожній несучій кишні (схема насос – кишень) (рис 1.4). Мастило нагнітається в кишні від багатопотокових об'ємних насосів або роздільників потоку. Тиск мастила в несучих кишнях залежить від навантаження і обмежений запобіжним клапаном. Вважається, що така схема знижує витрати потужності в $1,5 \div 2$ рази і податливість опори в $2 \div 2,5$ рази в порівнянні з дросельною компенсацією витрат мастила. Але це можливе лише при малій зміні навантаження і робочого зазору, що характерно для незамкнутих направляючих важких верстатів. У замкнутій

гідростатичній опорі вже при відносному ексцентриситеті 0,4 насосні втрати потужності зростають удвічі, а тиск мастила в навантаженій кишені в п'ять разів.

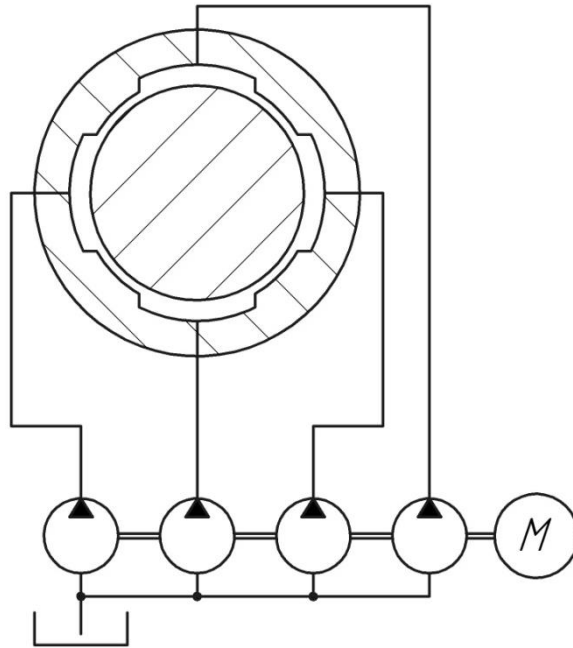


Рисунок 1.4 - Система живлення "насос-кишеня"

Тому схема "насос-кишеня" не знаходить застосування в шпindelьних гідростатичних опорах, так як при однакових втратах потужності вона забезпечує такі ж характеристики навантажень, як схема "дросель – кишеня", а при однаковому допустимому тиску мастила навіть поступається останній. Крім того, схема "насос-кишеня" значно дороговартісна, чутлива до зміни в'язкості і нагрівання мастила, має гірші динамічні характеристики через стискання мастила в довгих трубопроводах, що з'єднують насоси з несучими кишенями (у важких верстатах довжина трубопроводів може становити $15 \div 20$ м).

Плюси даної системи:

- простота розводки;
- висока жорсткість;
- високий коефіцієнт використання тиску насоса;
- підвищена надійність.

Мінуси даної системи:

- потрібна велика кількість насосів малого об'єму, або багатопотокові насоси спеціальної конструкції;
- є залежність товщини масляного шару від температури.

Адаптивна система живлення АСЖ. Одним із способів підвищення надійності роботи гідростатичних опор є постійний контроль за їх станом і автоматична оптимізація режиму роботи системи живлення. Серед проблем, що виникають при застосуванні гідростатичних опор можливість засмічення дроселів, складність контролю стану деталей опор і систем живлення, залежність експлуатаційних характеристик, зокрема жорсткості масляного шару [1].

Засмічення дроселів (регуляторів) може відбуватися навіть при ретельній фільтрації мастила. Сторонні частки завжди залишаються в трубопроводах, на вузлах і деталях верстата і поступово знижують пропускну здатність дроселя. При досить великому взаємному переміщенні елементів, що утворюють дросельну щілину, засмічення такого роду легко руйнуються [1].

При роботі верстата відбувається зміна опору виділення з кишень, що може бути пов'язано з тепловими деформаціями деталей, зміною в'язкості мастила, послабленням кріпильних елементів і зміною зазорів в опорі з появою рисок на перемичках кишень [1].

Опір дроселів АСЖ змінюється синхронно зі зміною середнього значення опору кишень (рис. 1.5). Масло від насосної установки через регульовані дроселі 1 і 2 підводиться до протилежних кишень 3 і 4 опори. Живлення двох інших кишень шпindelної опори здійснюється від другого такого ж пристрою. Зміна опору дроселів АСЖ відбувається при переміщенні диференціального поршня, розташованого в гідроциліндрі 5 (зменшенню опору кишень відповідає зміщення поршня вправо) [1].

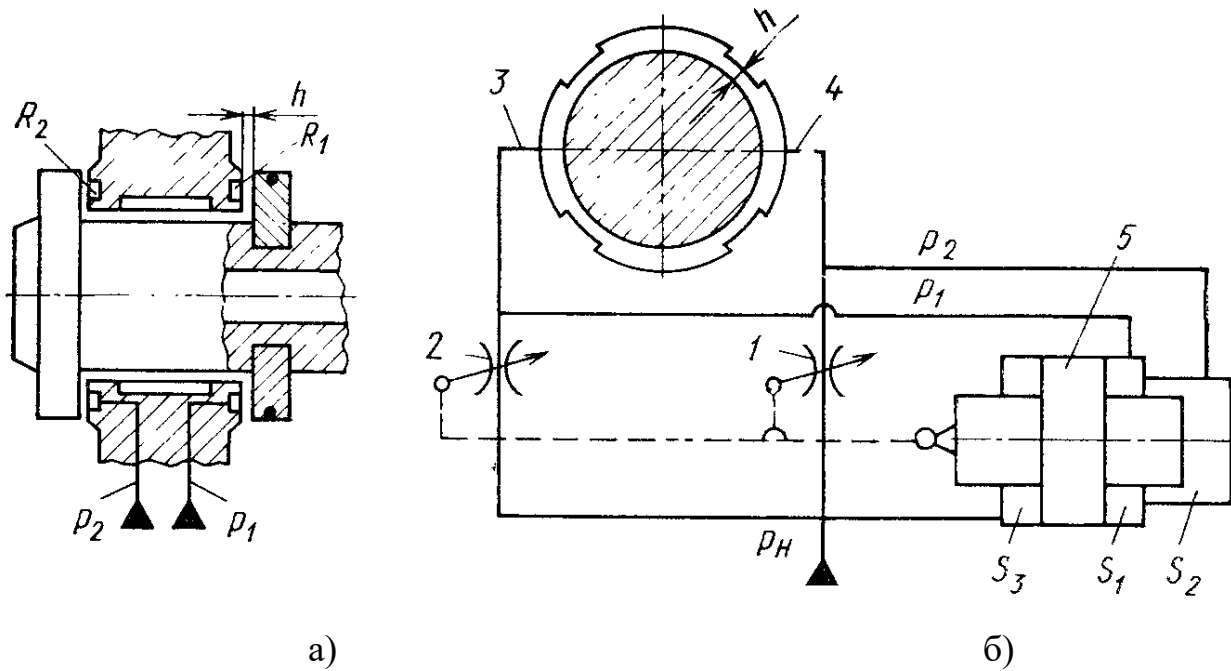


Рисунок 1.5 - Схема осьової (а) і радіальної (б) шпindelьної опори з АСЖ

На рис. 1.6 приведена схема АСЖ з діафрагмовими і щілинними дроселями. Площі $S_1=S_2$ і S_3 підібрані так, щоб забезпечити необхідне постійне співвідношення тисків $p_1+p_2=p_n$. Опір дроселів 1 змінюється при переміщенні поршня 2 уздовж осі. Наприклад, зменшення тиску p_1 і p_2 призводить до порушення рівноваги поршня 2, його зміщення вниз і відновленню розрахункового співвідношення тисків.

АСЖ реагує, в основному, на зміну тисків, не пов'язане з навантаженням шпинделя (теплові явища, що викликають зміни зазору, зношення деталей, засмічення дроселів АСЖ і т. д.), оскільки середній тиск мастила мало змінюється при навантаженні опор. З збільшенням навантаження відбувається збільшення опорів дроселів АСЖ, що сприятливо впливає на жорсткості масляного шару [1].

Застосування АСЖ дає наступні переваги: підвищується надійність опор, так як дроселювальні елементи при роботі знаходяться в русі, що перешкоджає зменшенню дроселювальної щілини; знижується нагрівання підшипника внаслідок збільшення потоку мастила через опору; підвищується частота обертання при заданій допустимій надлишковій температурі мастила, а також збільшується жорсткість і несуча здатність масляного шару; не потрібні налагоджувальні роботи по встановленню робочого тиску мастила в кишнях

опори; АСЖ можуть використовуватися в замкнених напрямних та інших опорах [1].

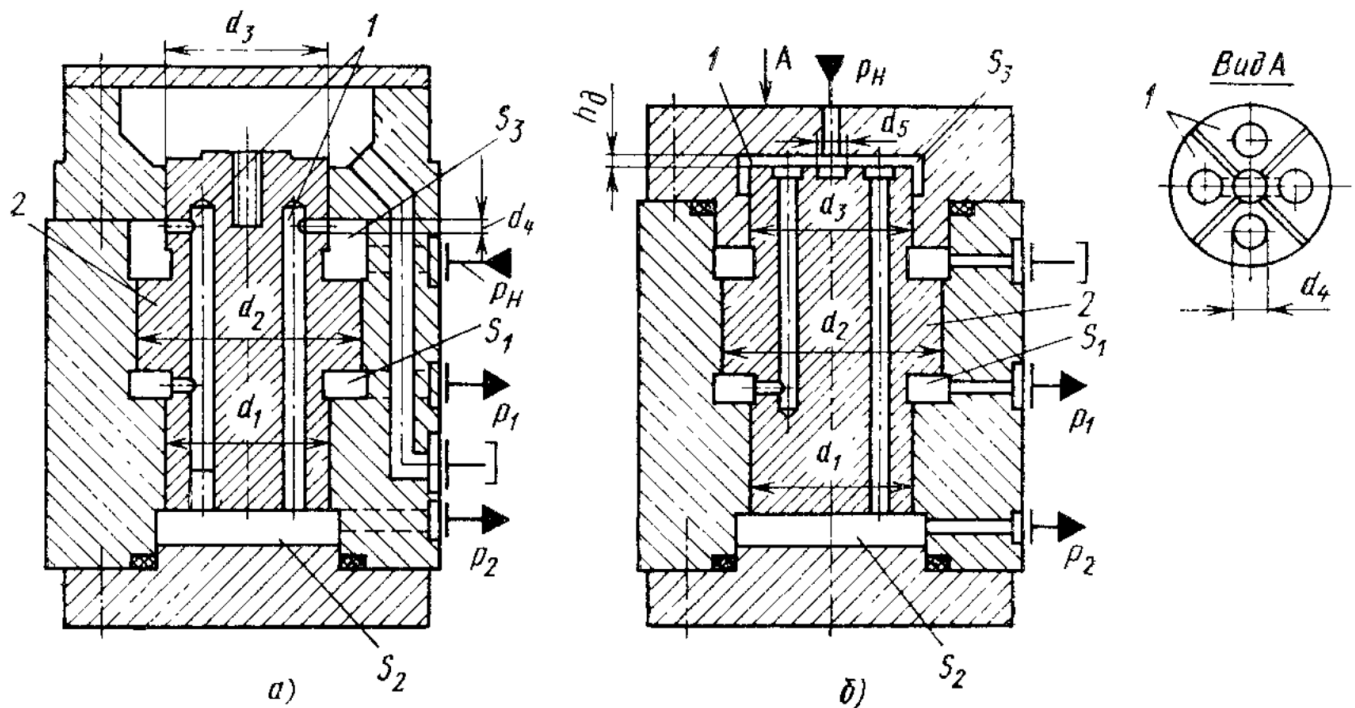


Рисунок 1.6 - АСЖ з діафрагмовими (а) і з щілинними (б) дроселями

Регулятори для розімкнутих опор. Такі системи застосовують для зменшення коливання товщини масляної плівки при зміні навантаження. Найбільш поширені регулятори зі зворотнім зв'язком тиску в опорі. Принцип дії такого регулятора базується на тому, що з підвищенням тиску в кишені (навантаження) змінюється його опір за рахунок деформації пружного елемента або переміщення дроселя.

Як пружний елемент в регуляторі (рис. 1.7, а) використовується плоска мембрана 1. Величина щілини h_p залежить від тиску p , (навантаження F) в кишені. Конструктивне виконання мембранного регулятора показано на рис. 1.7, б. Мембрана 3 і пластина 4 утворюють дросельний зазор h_p . Масло під постійним тиском p_n подається в регулятор і через отвір в мембрані 3 надходить в дросельний зазор [1].

При збільшенні тиску p_1 в кишені 7 мембрана деформується і змінює опір регулятора. Початкове положення мембрани, що визначає товщину плівки в

опорі, має місце при рівності зусиль в порожнинах 2 і 5 і регулюється дроселем 1. Для виключення коливань мембрани при різкій зміні навантаження на опору між торцем мембрани і корпусом передбачений зазор $H_1=0,025$ мм. Для тонкої настройки опору використовують гвинт 6 [1].

Регулятор, який використовується в опорах планшайби карусельного верстата фірми «Фаррел» (США) діаметром 8 м, наведено на рис. 1.7, в. У корпусі 3 встановлений золотник 4 з клиноподібною канавкою 11, в яку мастило подається від насоса по каналу 8. З одного боку золотник 4 навантажений пружиною 6, зусилля якої регулюється гвинтом 7, а з іншого - тиском, пропорційним тиску в несучій кишені 9. Канали 2 і 5 служать для збору витоків мастила. Номінальна товщина масляного шару в опорі регулюється голчастими клапанами 1 і 10. При збільшенні навантаження на опору зростає зусилля, що діє на нижній торець золотника, що призводить до його зміщення і збільшення витрати мастила через опору [1].

На рис. 1.7, г наведена схема регулятора золотникового типу з постійним перепадом тиску на дроселі 1. Для створення постійної товщини масляної плівки в направляючих повинно бути витримано співвідношення $p_H/p_1 = \text{const}$, що забезпечується за рахунок різниці площ F_1 і F_2 диференціального поршня 2 з дроселювальною гвинтовою канавкою [1].

На рис. 1.7, д наведена схема регулятора золотникового типу. Золотник 2 керування знаходиться в положенні рівноваги, поки рівний тиск в правій і лівій його порожнинах. При збільшенні навантаження на опору товщина масляної плівки зменшується, тиск у вимірювальній магістралі 3 зростає, що призводить до зміщення золотника вліво, при цьому прохідна щілина золотника збільшується і товщина масляної плівки відновлюється. Регулювання товщини масляної плівки здійснюється дроселем 1 [1].

Недоліком розглянутих регуляторів є необхідність регулювати опір кожного з них для забезпечення рівномірності витрат. При великій зміні тиску в кишенях витрати через окремі регулятори не однакові, так як налаштування проводиться при конкретному рівні тиску. Крім того, регулятори щілинного типу схильні до

засмічення, більшість регуляторів має низьке власне демпфірування, що негативно впливає на динамічний стан опор [1].

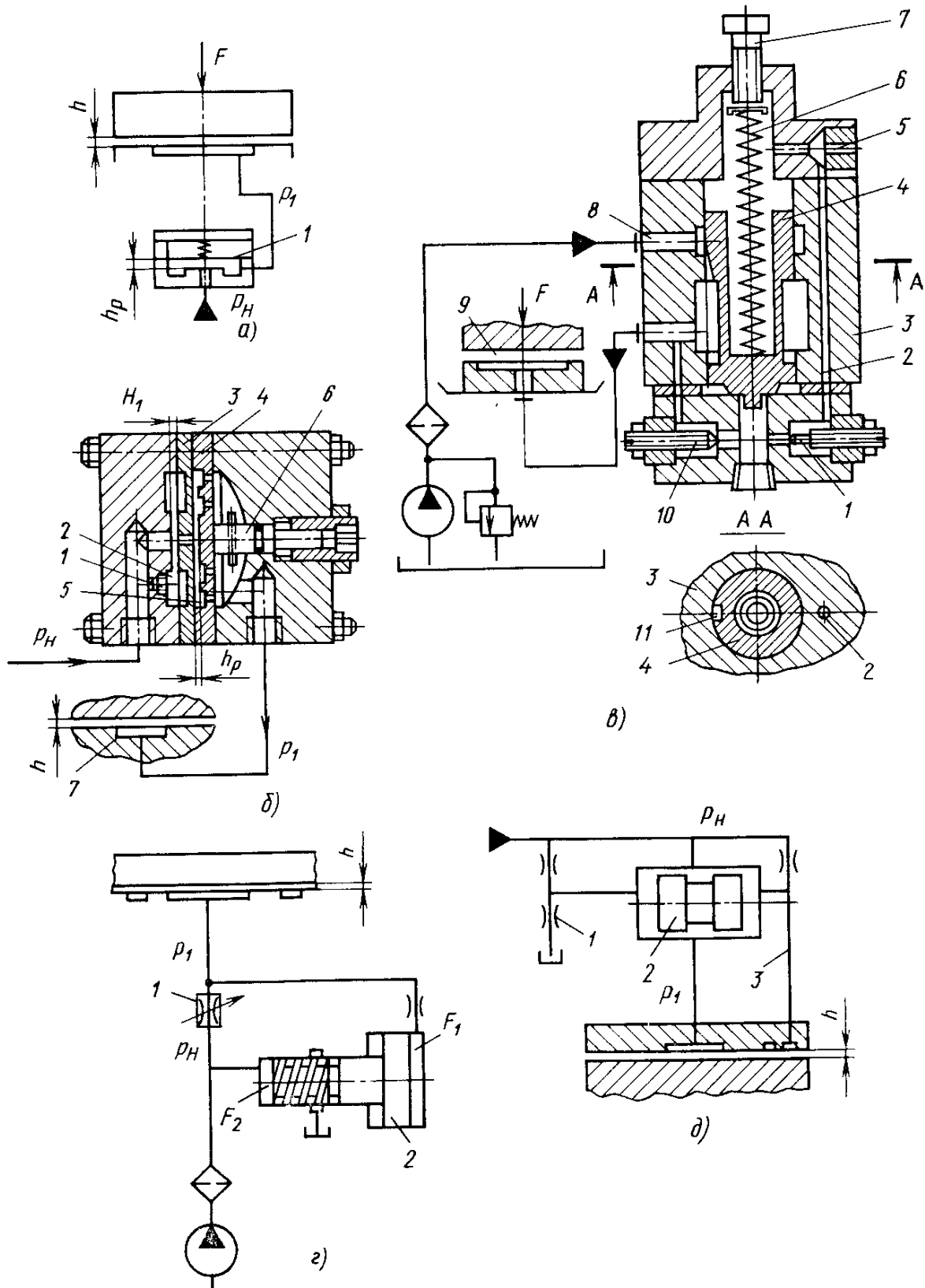


Рисунок 1.7 - Схема регуляторів для розімкнутих опор:

а, б - мембранних; в ... д - золотникового типу

Виходячи з розглянутих конструкцій регуляторів тиску можна зробити висновок, що загальним недоліком систем зі зворотним зв'язком які містять одне або більше інерційних ланок - є потенційно можлива нестійкість і при певному співвідношенні параметрів і умов експлуатації ці системи можуть увійти в режим незатухаючих коливань. Для виключення таких коливань потрібно дуже складні розрахунки при проектуванні і не менш складне налаштування.

1.2 Висновки

На підставі вище викладеного можна зробити наступні висновки:

1. Ідеального рішення для живлення гідростатичних опор не існує.

2. Мінуси дросельної системи живлення:

- складність виконання розрахунків та проектування;
- підвищена температура мастила;
- зменшується ступінь жорсткості;
- зростають енерговитрати на переміщення мастила;
- необхідне систематичне очищення дроселів.

3. Мінуси живлення типу "насос-кишеня":

- необхідна значна кількість насосів малого об'єму або дорогі багатопотокові насоси спеціальної конструкції;
- товщини масляного шару залежить від температури.

4. Недоліки регуляторів для відкритих опор включають необхідність регулювання опору кожної з них для забезпечення рівномірності витрати. При значних змінах тиску в кишнях витрати через окремі регулятори можуть бути нерівномірними. Регулятори щільнісного типу схильні до засмічення, і більшість регуляторів має низьку власну демпфіруючу здатність.

Ми розробили систему адаптивного керування тиском в кишнях гідростатичних опор шпиндельного вузла токарного верстата. Ця система дозволяє легко коригувати передавальну функцію, усуває можливість коливань і спрощує процес налаштування за допомогою простих засобів.

Система представляє собою комплекс датчиків для збору даних, мікроконтролерне керування та регульовані електромагнітні клапани кожної кишені.

Застосувавши адаптивні системи живлення отримуємо наступні переваги:

1. Підвищується надійність опор, так як дроселювальні елементи при роботі знаходяться в русі, що перешкоджає зменшенню дроселювальної щілини.
2. Підвищується жорсткість і несуча здатність шару мастильного матеріалу.
3. Немає потреби в налагоджувальних роботах зі встановлення робочого тиску в кишенях опори.

2 РОЗРАХУНКОВО-ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

2.1 Розрахунок гідростатичних підшипників

2.1.1 Розрахунок кишень радіального гідростатичного підшипника, внутрішній діаметр вала $D = 320$ мм

Площа кишень для радіальних опор S_k [2]:

$$S_k = l_0 \cdot b_k; \quad (2.1)$$

де l_0 – довжина кишені;

b_k – ширина кишені.

$$S_k = 156 \cdot 160 = 24960 \text{ мм}^2;$$

Ефективна площа кишені для радіальних опор $S_{\text{еф}}$:

$$S_{\text{еф}} = d \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) \cdot (l_0 - b); \quad (2.2)$$

де d – внутрішній діаметр кишені;

φ – азимутальний кут кишені;

b – ширина перемички.

$$S_{\text{еф}} = 320 \cdot \sin\left(\frac{1,57}{2}\right) \cdot (156 - 30) = 42070 \text{ мм}^2;$$

Тиск в кишені p_k :

$$p_k = \frac{F}{S_{\text{еф}}}; \quad (2.3)$$

де F – навантаження на шпиндель.

Навантаження на шпиндель F:

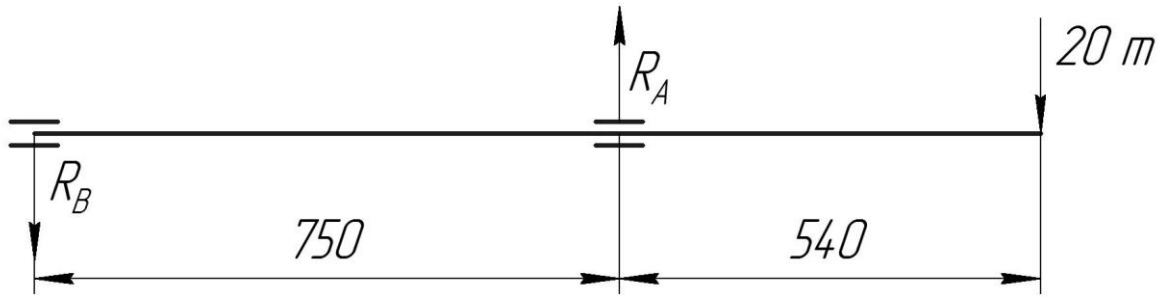


Рисунок 2.1 – Реакція в опорах

$$F_1 = R_B = 20 \cdot \frac{540}{750} = 14.4 \text{ т}; \quad (2.4)$$

$$F_2 = R_A = 20 \cdot \frac{540 + 750}{750} = 34 \text{ т}. \quad (2.5)$$

$$p_k = \frac{340000}{42070} = 8,082 \text{ МПа};$$

Тиск насоса p_n :

$$p_n = \frac{p_k}{m}; \quad (2.6)$$

де m – коефіцієнт запасу тиску.

$$p_n = \frac{8,082}{0,5} = 16,163 \text{ МПа};$$

Довжина периметра перетину на одну кишеню для радіальних опор L_n :

$$L_n = 2 \cdot a_n + 2 \cdot b_n; \quad (2.7)$$

де a_n – ефективна довжина;

b_n – ефективна ширина.

$$L_n = 2 \cdot 0,186 + 2 \cdot 0,24 = 0,852 \text{ м};$$

Гідравлічний опір кишені R_k :

$$R_k = \frac{12 \cdot \eta \cdot b}{h^3 \cdot L_n}; \quad (2.8)$$

де η – в'язкість мастила;

h – товщина масляної плівки.

$$R_k = \frac{12 \cdot 1,5 \cdot 0,03}{0,0001^3 \cdot 0,852} = 6,338 \cdot 10^{11} \text{ Па} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

Гідравлічний опір дроселів $R_{др}$:

$$R_{др} = R_k. \quad (2.9)$$

Витрата мастила через одну кишеню Q :

$$Q = \frac{p_n \cdot 10^6}{R_k + R_{др}}. \quad (2.10)$$

$$Q = \frac{16,163 \cdot 10^6}{6,338 \cdot 10^{11} + 6,338 \cdot 10^{11}} = 1,275 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$$

Витрата мастила через опору $Q_{опора}$:

$$Q_{опора} = Q \cdot i; \quad (2.11)$$

де i – число кишень.

$$Q_{опора} = 1,275 \cdot 10^{-5} \cdot 4 = 5,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$$

Потужність споживана насосом N_n :

$$N_n = \frac{p_n \cdot 10^6 \cdot Q_{опора}}{\eta_{мех} \cdot \eta_{об}}; \quad (2.12)$$

де $\eta_{\text{мех}}$ – механічний ККД насоса;

$\eta_{\text{об}}$ – об'ємний ККД насоса;

$$N_{\text{н}} = \frac{16,163 \cdot 10^6 \cdot 5,1 \cdot 10^{-5}}{0,95 \cdot 0,8} = 1,085 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

2.1.2 Розрахунок кишень радіального гідростатичного підшипника, внутрішній діаметр вала $D = 200$ мм

Площа кишень для радіальних опор $S_{\text{к}}$ розраховуємо за формулою (2.1):

$$S_{\text{к}} = 135 \cdot 100 = 13500 \text{ мм}^2;$$

Ефективну площу кишені $S_{\text{еф}}$ для радіальних опор розраховуємо за формулою (2.2):

$$S_{\text{еф}} = 200 \cdot \sin\left(\frac{1,57}{2}\right) \cdot (135 - 35) = 24030 \text{ мм}^2;$$

Тиск в кишені $p_{\text{к}}$ розраховуємо за формулою (2.3):

$$p_{\text{к}} = \frac{144000}{24030} = 5,992 \text{ МПа};$$

Тиск насоса $p_{\text{н}}$ розраховуємо за формулою (2.6):

$$p_{\text{н}} = \frac{5,992}{0,5} = 11,984 \text{ МПа};$$

Довжину периметра перетину на одну кишень $L_{\text{п}}$ розраховуємо за формулою (2.7):

$$L_{\text{п}} = 2 \cdot 0,17 + 2 \cdot 0,14 = 0,62 \text{ м};$$

Гідравлічний опір кишені $R_{\text{к}}$ розраховуємо за формулою (2.8):

$$R_k = \frac{12 \cdot 1,5 \cdot 0,035}{0,0001^3 \cdot 0,62} = 1,016 \cdot 10^{12} \text{ Па} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

Гідравлічний опір дроселів $R_{др}$ розраховуємо за формулою (2.9):

$$R_{др} = R_k;$$

Витрата мастила через одну кишеньку Q розраховуємо за формулою (2.10):

$$Q = \frac{11,984 \cdot 10^6}{1,016 \cdot 10^{12} + 1,016 \cdot 10^{12}} = 5,897 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с};$$

Витрата мастила через опору $Q_{опера}$ розраховуємо за формулою (2.11):

$$Q_{опера} = 5,897 \cdot 10^{-6} \cdot 4 = 2,359 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$$

Потужність споживана насосом N_n розраховуємо за формулою (2.12):

$$N_n = \frac{11,984 \cdot 10^6 \cdot 2,359 \cdot 10^{-5}}{0,95 \cdot 0,8} = 371,938 \text{ Вт.}$$

2.1.3 Розрахунок кишень упорного гідростатичного підшипника

Площа кишень упорного гідростатичного підшипника S :

$$S = \frac{\pi \cdot (r_4^2 - r_1^2)}{i}; \quad (2.13)$$

де r_4^2 – зовнішній радіус шайби;

r_1^2 – внутрішній радіус шайби.

$$S = \frac{3,14 \cdot (240^2 - 160^2)}{1} = 100500 \text{ мм}^2;$$

Ефективна площа кишени упорного гідростатичного підшипника $S_{еф}$:

$$S_{еф} = \frac{\pi \cdot (r_4^2 - r_1^2) \cdot b_1}{(b_1 + b) \cdot i}; \quad (2.14)$$

де b – ширина перемички;

b_1 – ширина кишені;

i – число кишень.

$$S_{\text{еф}} = \frac{3,14 \cdot (240^2 - 160^2) \cdot 30}{(30 + 20) \cdot 1} = 60320 \text{ мм}^2;$$

Тиск в кишені p_k розраховуємо за формулою (2.3):

$$p_k = \frac{115000}{60320} = 1,907 \text{ МПа};$$

Тиск насоса p_n розраховуємо за формулою (2.6):

$$p_n = \frac{1,907}{0,5} = 3,813 \text{ МПа};$$

Довжина периметра перетину на одну кишенью $L_{\text{п}}$:

$$L_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D \cdot \varphi_k}{360} \cdot 2 + \frac{\pi \cdot d \cdot \varphi_k}{360} \cdot 2 + (D - d) \cdot 2; \quad (2.15)$$

де D – ефективний зовнішній діаметр упорної шайби;

d – ефективний внутрішній діаметр упорної шайби;

φ_k – центральний кут кишені.

$$L_{\text{п}} = \frac{3,14 \cdot 460 \cdot 154}{360} \cdot 2 + \frac{3,14 \cdot 340 \cdot 154}{360} \cdot 2 + (460 - 340) \cdot 2 = 2,713 \text{ м};$$

Гідравлічний опір кишені R_k розраховуємо за формулою (2.8):

$$R_k = \frac{12 \cdot 1,5 \cdot 0,020}{0,0001^3 \cdot 2,713} = 1,327 \cdot 10^{11} \text{ Па} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

Гідравлічний опір дроселів $R_{\text{др}}$ розраховуємо за формулою (2.9):

$$R_{\text{др}} = R_k;$$

Витрату мастила через одну кишеню Q розраховуємо за формулою (2.10):

$$Q = \frac{3,813 \cdot 10^6}{1,327 \cdot 10^{11} + 1,327 \cdot 10^{11}} = 1,437 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$$

Витрату мастила через опору $Q_{\text{опора}}$ розраховуємо за формулою (2.11):

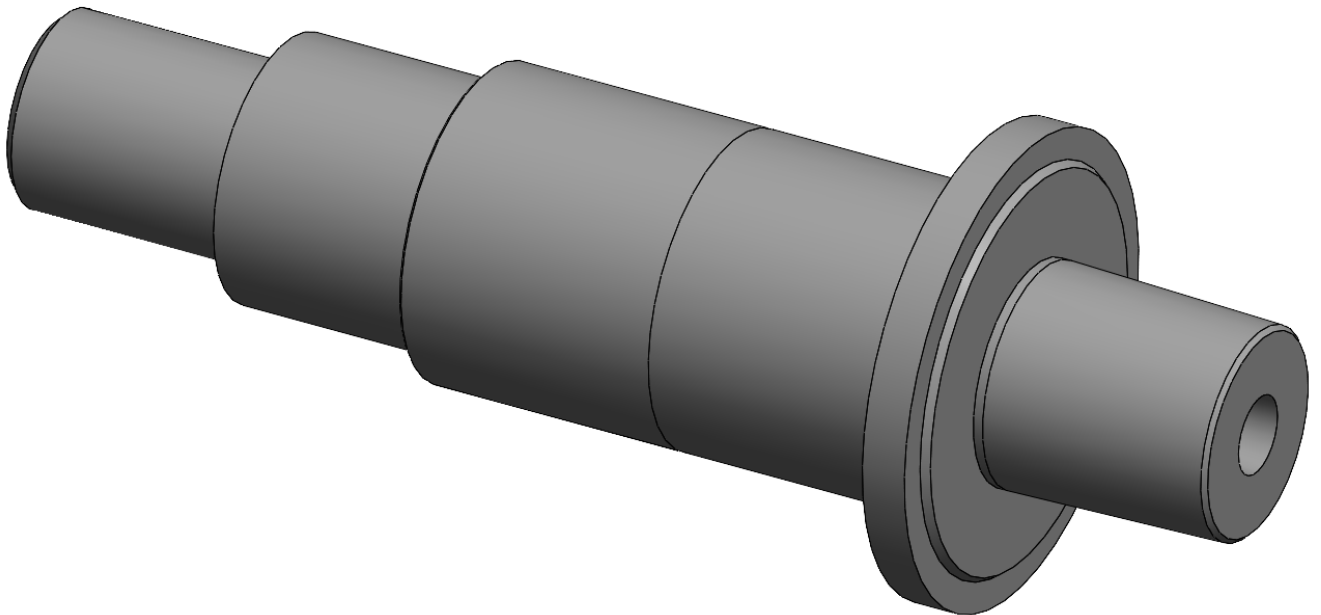
$$Q_{\text{опора}} = 1,437 \cdot 10^{-5} \cdot 2 = 2,879 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$$

Потужність споживана насосом $N_{\text{н}}$ розраховуємо за формулою (2.12) [3]:

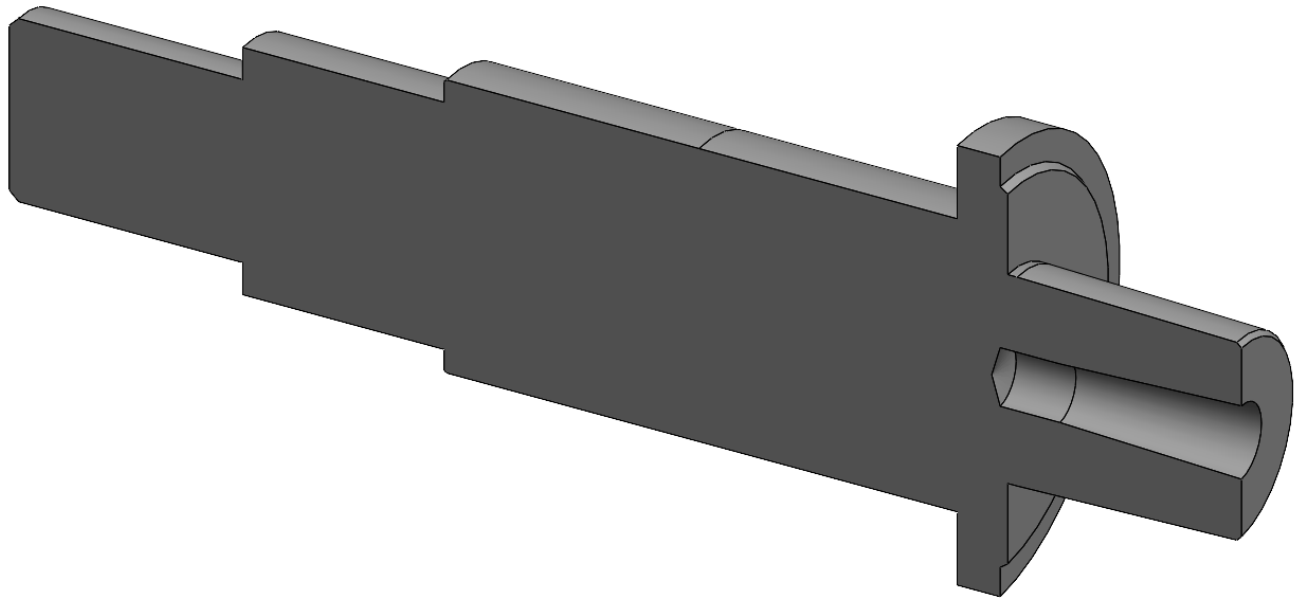
$$N_{\text{н}} = \frac{3,813 \cdot 10^6 \cdot 2,879 \cdot 10^{-5}}{0,95 \cdot 0,8} = 144,163 \text{ Вт.}$$

2.2 Розрахунок шпиндельного вузла на жорсткість

3D - модель шпиндельного валу створено в програмному комплексі SolidWorks [4].



a)



б)

Рисунок 2.2 – Модель шпиндельного вала виконаний в програмному комплексі SolidWorks:

а – загальний вигляд; б – вигляд у розрізі.

Проводимо статичний розрахунок шпиндельного вала у модулі інженерного аналізу Simulation.

На твердотільній моделі шпиндельного вала створюємо сітку скінчених елементів з глобальним розміром 10 мм і допуском 0,5 мм (рис. 2.3).

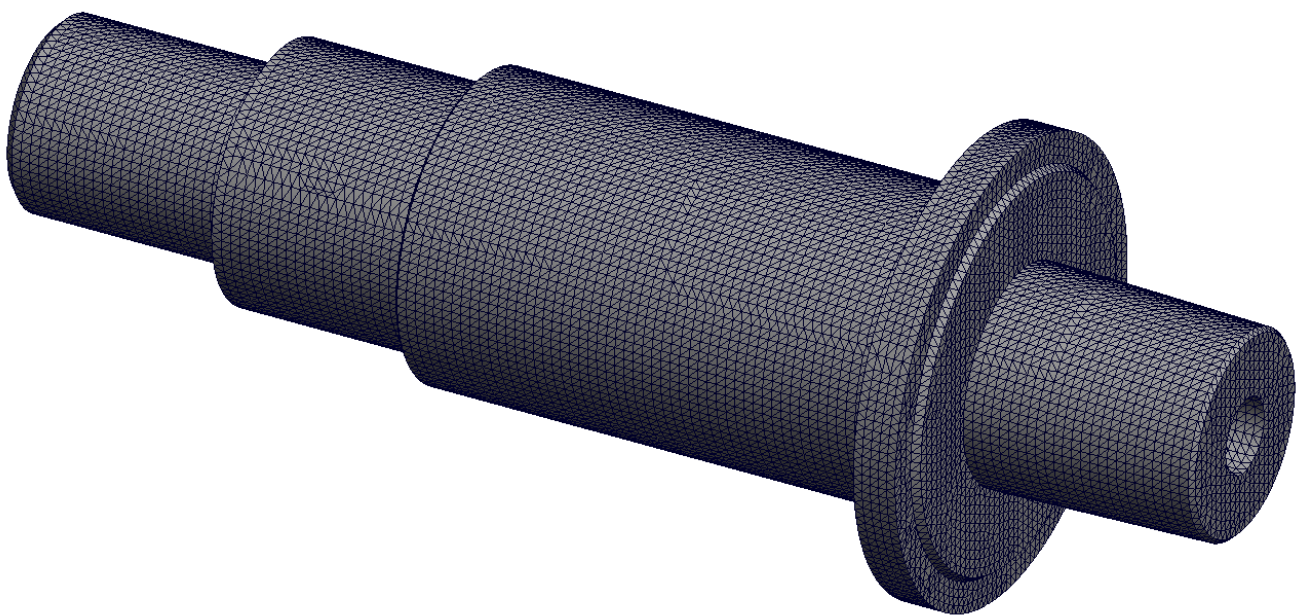


Рисунок 2.3 – Сітка скінчених елементів на 3D - моделі шпиндельного вала

Задаємо умови закріплення та навантаження: шарнірне закріплення вала у місцях розташування гідравлічних підшипників та зусилля 340000 Н вздовж осі Y як вектор сили: $X = 0$; $Y = 340000$; $Z = 0$ (рис. 2.4).

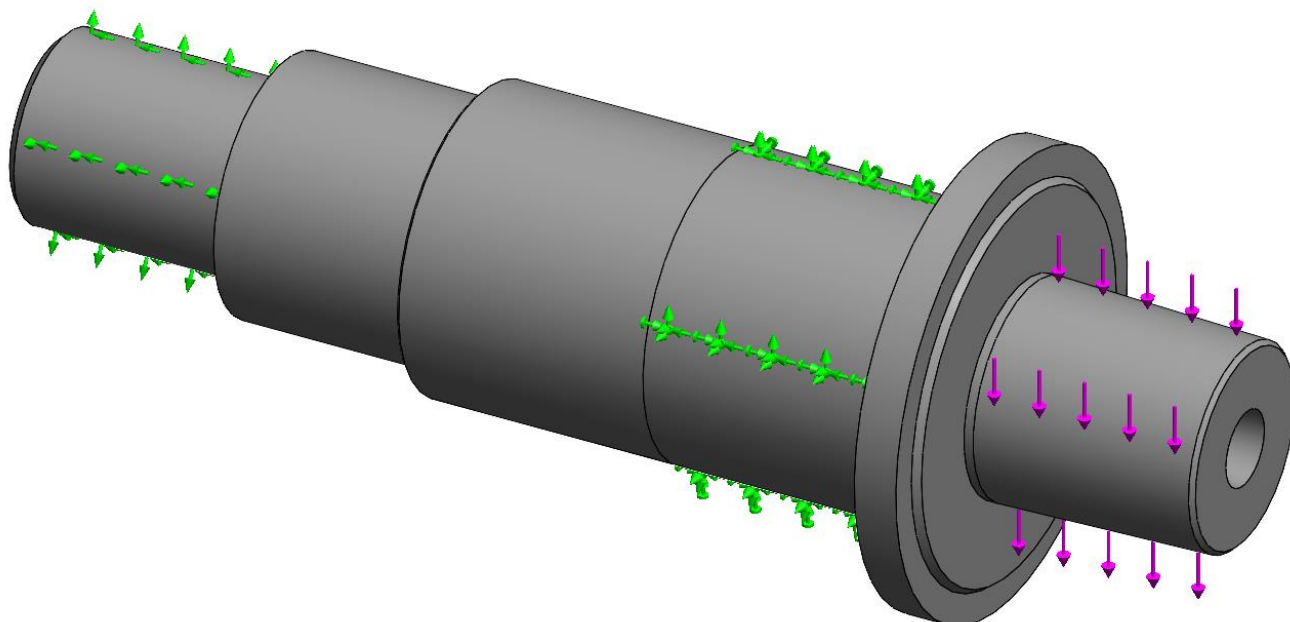


Рисунок 2.3 – Умови закріплення та навантаження шпиндельного вала

Із бібліотеки матеріалів SolidWorks задаємо Сталь 45Х:

Таблиця 2.1 - Інформація про сталь

Межа текучості стиснення [МПа]	235
Модуль Юнга [МПа]	200000
Коефіцієнт Пуассона	0.3
Щільність [$\text{кг}/\text{м}^3$]	7800
Коефіцієнт температурного розширення [$1 / \text{C}$]	0.000012
Коефіцієнт теплопровідності [$\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{C})$]	1
Межа міцності стиснення [МПа]	410
Межа втомної міцності (н) [МПа]	209
Межа втомної міцності (к) [МПа]	139

Інформація про навантаження:

Вектор сили: $X = 0$; $Y = 340000$; $Z = 0$ Величина: 340000 Н

Результати:

Таблиця 2.2 - Інерційні характеристики моделі

Найменування	Значення
Маса моделі [кг]	920.572958
Центр ваги моделі [м]	(-0.192238; 0.000015; 0.000004)
Моменти інерції моделі відносно центру мас [кг · м ²]	(145.216536; 8.802336; 8.812049)
Реактивний момент відносно центру мас [Н·м]	(-1.239215; 0; -141658.267927)
Сумарна реакція опор [Н]	(0; -340000.012207; -0)
Абсолютне значення реакції [Н]	340000.012207
Абсолютне значення моменту [Н·м]	141658.267933

Результати статичного розрахунку

Таблиця 2.3 - Результат еквівалентного напруження

Найменування	Тип	Мінімальне значення	Максимальне значення
Еквівалентне напруження по Мізесу	SVM [МПа]	0	69.97

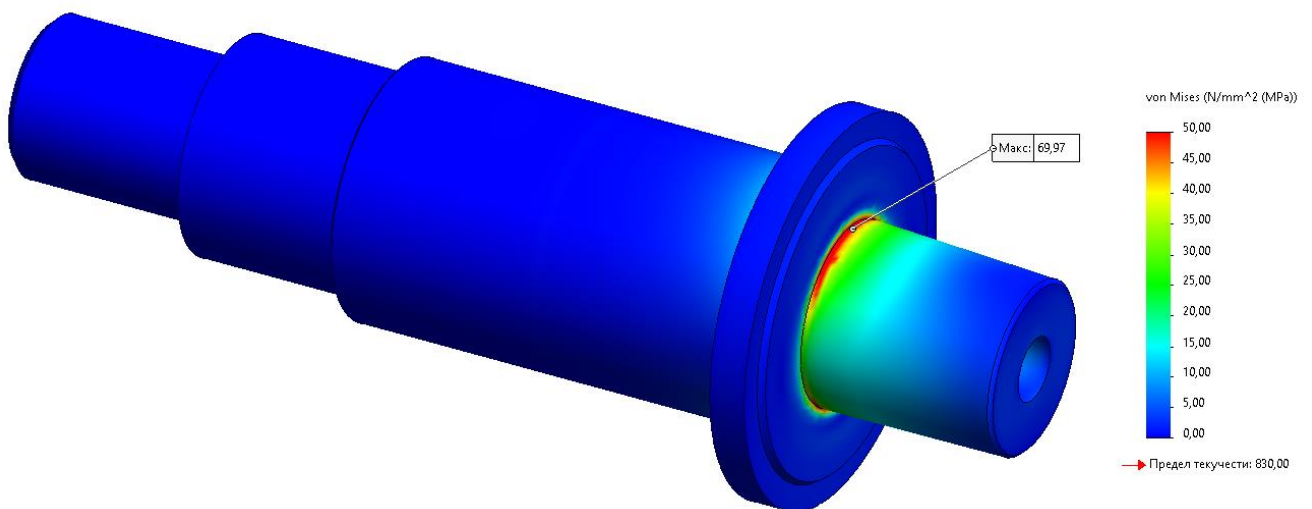


Рисунок 2.3 – Еквівалентні напруження по Мізесу

Таблиця 2.4 - Результат еквівалентного лінійного переміщення

Найменування	Тип	Мінімальне значення	Максимальне значення
Еквівалентне лінійне переміщення	USUM [мм]	0	0.0713

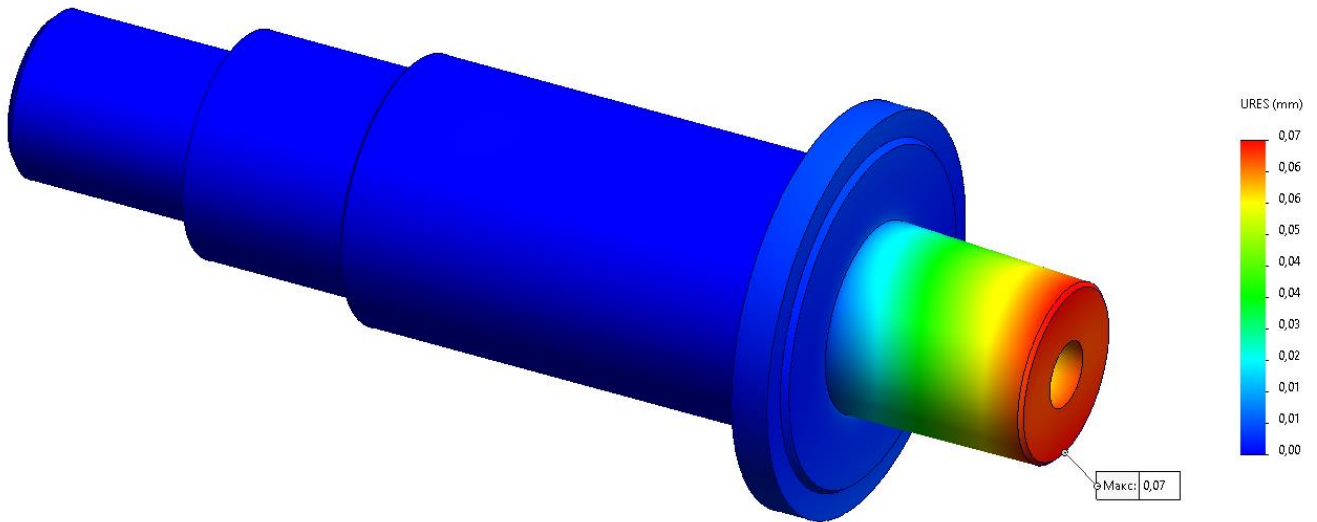


Рисунок 2.4 – Еквівалентне лінійне переміщення

Таблиця 2.5 - Результат коефіцієнта запасу міцності

Найменування	Мінімальне значення	Максимальне значення
Коефіцієнт запасу міцності	11.86	1000

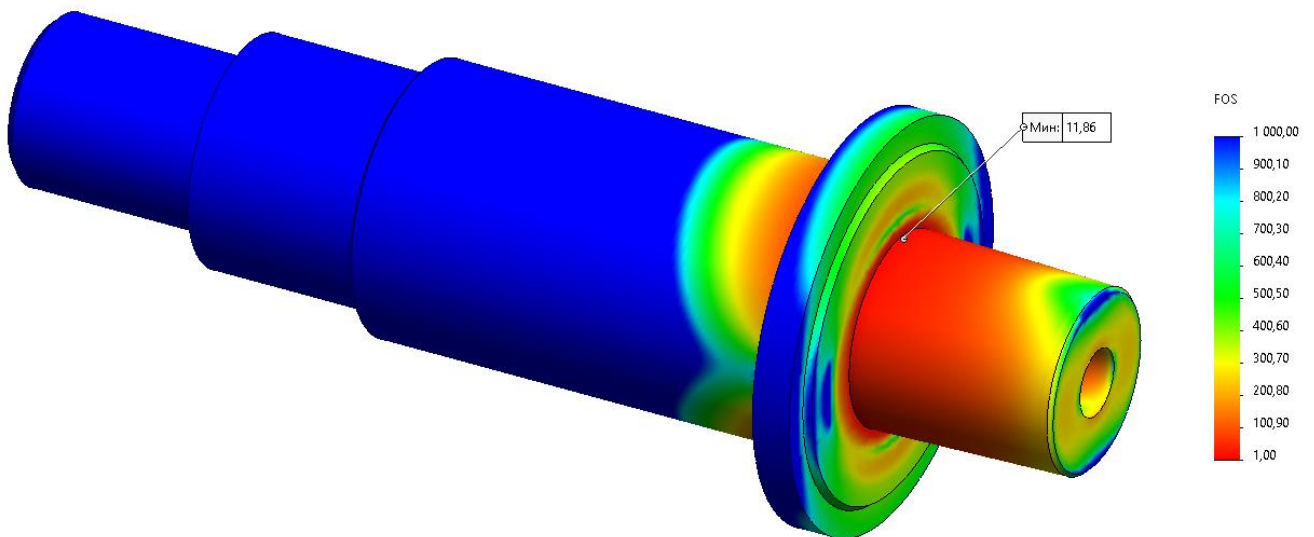


Рисунок 2.6 – Результат коефіцієнта запасу міцності

2.3 Розрахунок необхідного тиску в приводі позиціонування

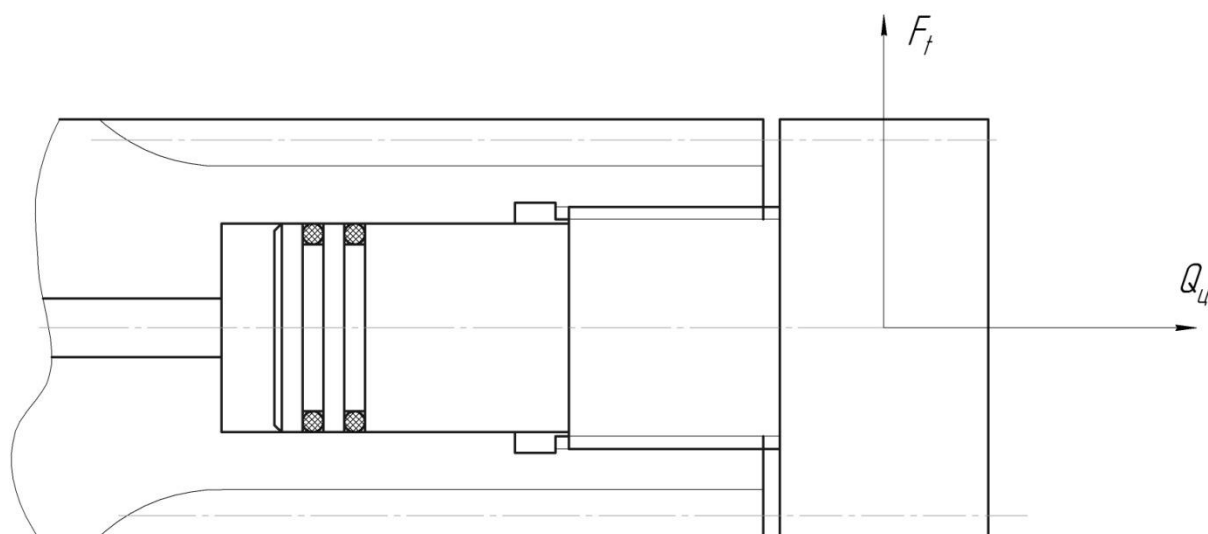


Рисунок 2.7 – Привід позиціонування

Визначаємо обертаючий момент на шпинделі під час фрезерних операцій:

$$M_{\text{кр.шп.}} = P_{\text{max}} \cdot \frac{D_{\text{max}}}{2}; \quad (2.16)$$

де P_{max} – максимально допустиме радіальне зусилля;

D_{max} – максимальний діаметр обробки.

$$M_{\text{кр}} = 500 \cdot \frac{1000}{2} = 2,5 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Визначаємо окружне зусилля в зубчастому зачепленні в останньому щаблі коробки швидкостей:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{m \cdot Z_2} = \frac{2 \cdot 2,5 \cdot 10^6}{5 \cdot 176} = 5680 \text{ Н.} \quad (2.17)$$

де m – модуль зубчастого колеса;

Z_2 – число зубів колеса.

Визначаємо необхідне зусилля гідроциліндра для осьового зміщення шестерні. Кут нахилу зуба:

$$Q_{ц} = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta = 5680 \cdot \operatorname{tg}10^\circ = 1002 \text{ Н.} \quad (2.18)$$

Визначаємо конструктивну площу гідроциліндра:

$$S_{ц} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 50^2}{4} = 1962,5 \text{ мм}^2. \quad (2.19)$$

де d – діаметр поршня.

Визначаємо необхідний тиск в гідроциліндрі:

$$P_{ц} = \frac{Q_{ц}}{S_{ц} \cdot \eta_{ц}} = \frac{1002}{1962,5 \cdot 0,9} = 0,567 \text{ МПа.} \quad (2.20)$$

Де $\eta_{ц}$ – ККД гідроциліндра.

Приймаємо робочий тиск 0.6 МПа.

2.4 Розрахунок необхідного тиску в поршні глобоїдного черв'ячного колеса

Визначаємо обертаючий момент на шпинделі під час фрезерних операцій за формулою (2.16):

$$M_{кр,шп.} = 500 \cdot \frac{1000}{2} = 2,5 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Визначаємо обертаючий момент в зубчастому зачепленні [5]:

$$M_{кр,кол} = M_{кр,шп} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} = 2,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{18}{176} = 255681 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \quad (2.21)$$

де Z – число зубів колеса.

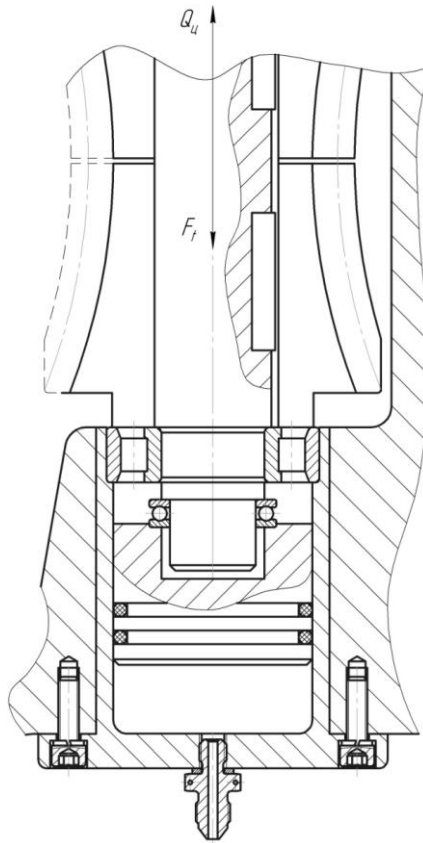


Рисунок 2.8 – Глобійдне черв'ячне колесо

Визначаємо необхідне зусилля гідроциліндра [6]:

$$Q_{ц} = F_t = \frac{2 \cdot M_{кр.кол}}{m \cdot Z_3}; \quad (2.22)$$

де m – модуль зубчастого колеса.

Визначаємо колове зусилля в зубчастому зачепленні за формулою (2.17):

$$F_t = \frac{2 \cdot 255681}{5 \cdot 72} = 1420 \text{ Н.}$$

Визначаємо конструктивну площу гідроциліндра за формулою (2.19):

$$S_{ц} = \frac{3,14 \cdot 60^2}{4} = 2826 \text{ мм}^2.$$

Визначаємо необхідний тиск в гідроциліндрі за формулою (2.20):

$$P_{ц} = \frac{1420}{2826 \cdot 0,9} = 0,558 \text{ МПа.}$$

Приймаємо робочий тиск 0.6 МПа.

3 ДОСЛІДНО-ПРАКТИЧНА ЧАСТИНА

3.1 Принцип дії адаптивного керування гідростатичними підшипниками

Структурна схема адаптивного керування гідростатичними підшипниками представлена на рис. 3.1. [7].

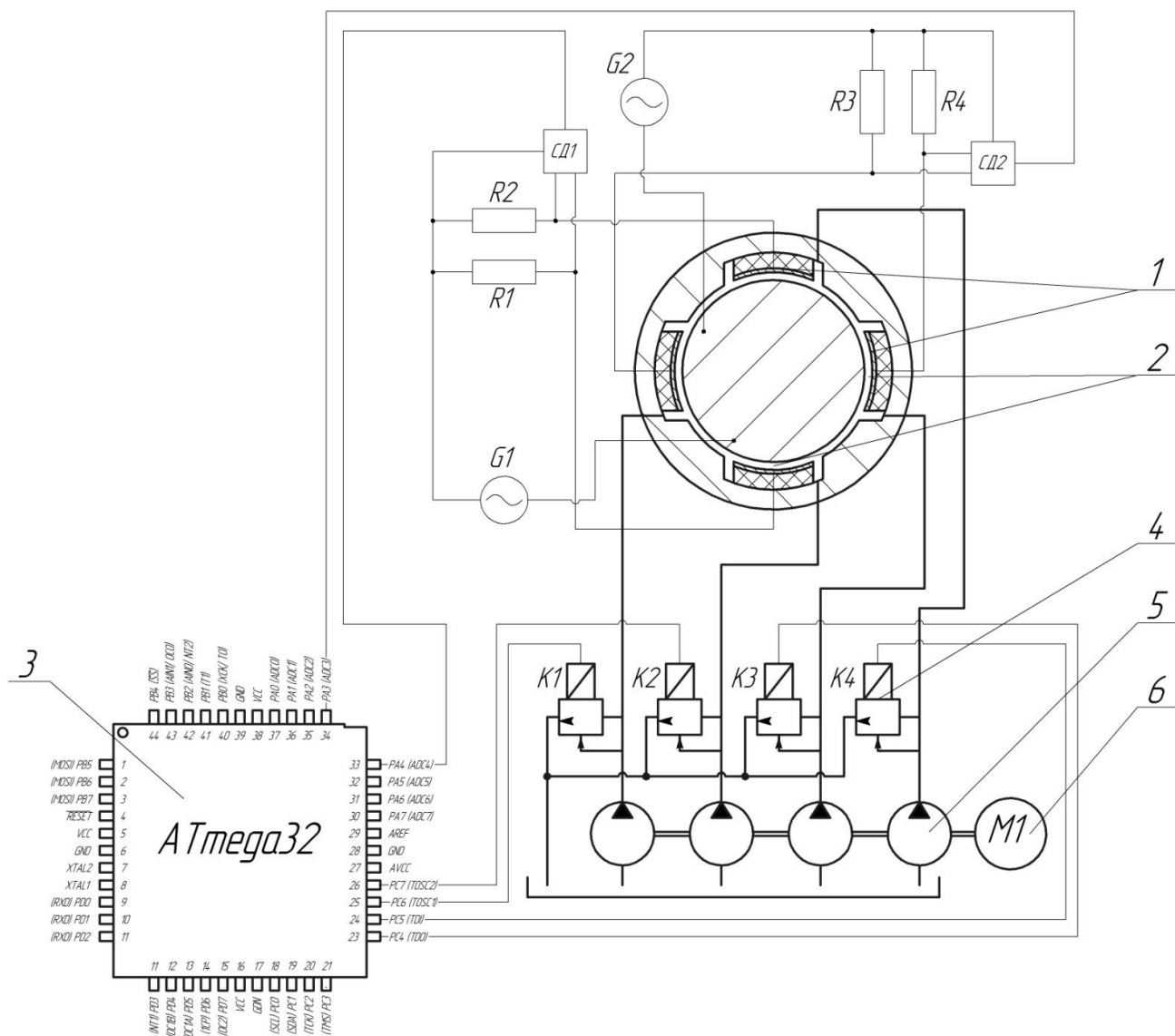


Рисунок 3.1 –Схема керування гідростатичними підшипниками

Суть роботи цієї схеми зводиться до наступного: ємнісний сенсор відстані 1 фіксує зміни ємності конденсатора у кишнях 2, і цей сигнал передається до мікроконтролера 3. На основі програмного управління, мікроконтролер переобробляє цей сигнал, який вказує на зміни ємності конденсатора та розмір

зазору в кишені. Відповідно до програмного алгоритму, визначається необхідний тиск у кожній кишені для корекції відхилень від центральної осі шпинделя, і відправляються команди на електромагнітні клапани 4. Потрібний тиск у системі забезпечують насоси 5, які активізуються електродвигуном 6. Ця конструкція є найпростішою для ситуацій зі сталою вагою рухомої частини і ідеально підходить для верстатів з системою числового програмного керування (ЧПК), яка, базуючись на технічних даних, генерує сигнали для оцінки маси.

3.2 Вибір і обґрунтування типів датчиків

Щоб точно виміряти розташування шпинделя під час обробки, потрібен сенсор, який фіксує зазор у кишені. У склад системи моніторингу зазорів у гідростатичних підшипниках входять ємнісні сенсори, що під'єднуються до панелі керування. (рис. 3.2) [7].

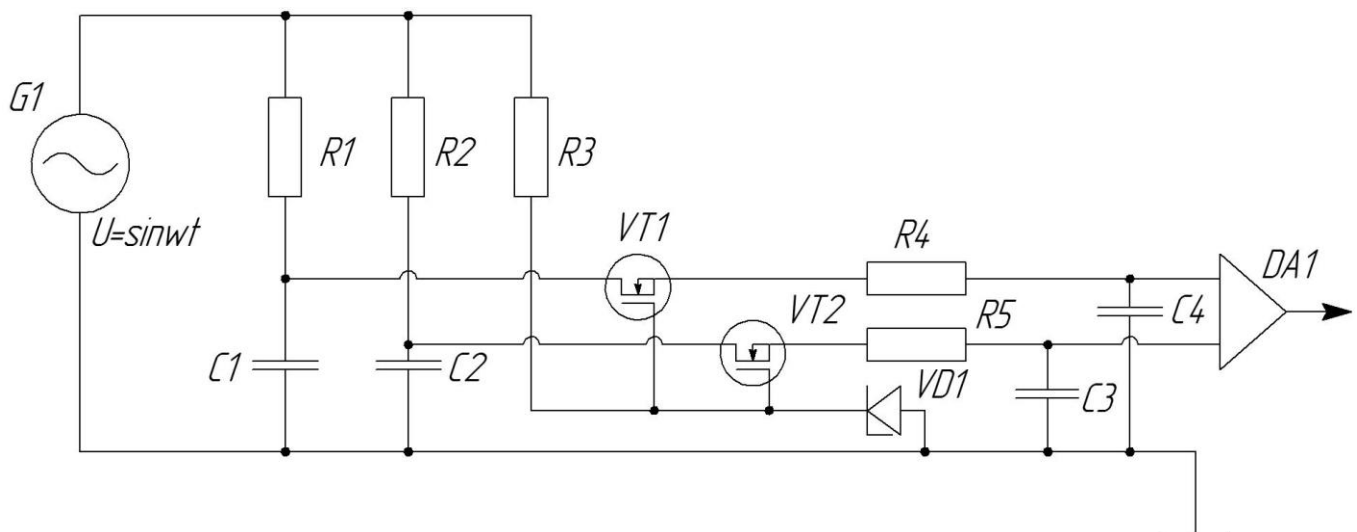


Рисунок 3.2 – Схема ємнісного перетворювача

Ємнісний сенсор відстані функціонує як конденсатор з двома електродами, розділеними ізолятором. Ці датчики застосовують принцип зміни ємності конденсатора в залежності від зміни відстані між електродами. В гідростатичному підшипнику одним з електродів є сам шпиндель, а другим - мідний лист, розташований на дні кишені втулки. Олія виконує роль діелектрика. Головні

переваги чутливого ємнісного елемента - це його простота, висока точність, довгострокова стабільність та здатність вимірювати невеликі розміри.

Електрорушійна сила (ЕРС) у ланцюзі живлення вимірювального моста визначається згідно із формулою:

$$U_{нт} = \sqrt{U_C^2 + U_{R1}^2}; \quad (3.1)$$

де U_C – напруга на давачі;

U_{R1} – напруга на вимірювальному резисторі.

Згідно з законом Ома, падіння напруги на вимірювальних резисторах визначається наступним чином:

$$U_{R1} = I \cdot R_1; \quad (3.2)$$

де I – сила струму однієї гілки вимірювального моста;

R_1 – опір вимірювального резистора.

Струм в гілках вимірювального моста:

$$I = \frac{U}{\sqrt{R_1^2 + x_C^2}} = \frac{U}{\sqrt{R_1^2 + \omega \cdot C}}; \quad (3.2)$$

де U – напруга джерела живлення вимірювального моста;

x_C – реактивний опір ємнісного давача;

ω – кругова частота джерела живлення;

C – ємність давача.

Ємність давача:

$$C = \varepsilon \cdot \varepsilon_0 \frac{S}{d}; \quad (3.4)$$

де $d = h_{карм.}$ – відстань між пластинами давача;

S – площа давача;

ε – відносна діелектрична проникність мастила;

ε_0 – відносна діелектрична проникність вакууму.

Згідно до вищенаведених виразів напруга на вимірювальному резисторі однієї гілки моста:

$$U_{R1} = \frac{U}{\sqrt{R_1^2 + \omega \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_0 \frac{S}{d}}} \cdot R_1; \quad (3.5)$$

Це відношення виявляється обернено пропорційним квадратному кореню з розміру робочого зазору в опорі. Таким чином, загальна напруга для вимірювального моста буде вдвічі більшою. Елементи VT1, VT2, R4, R5, C3, C4 разом формують двоканальний синхронний детектор, необхідний для випрямлення високочастотних сигналів з вимірювальних резисторів. Ланцюг R3, VD1 забезпечує живлення синхронного детектора синхронізуючою напругою. Отриманий сигнал підсилюється за допомогою диференціального підсилювача DA1.

Для практичного втілення цього технічного рішення на існуючому обладнанні оптимальним вибором є керований запобіжний клапан. Його принцип роботи базується на встановленні швидкодіючого давача зазору для кожної кишені та монтажі на подаючу магістраль кишені керованого клапана, що реагує на тиск. Конструкція такого клапана зображена на рисунку 3.3.

Цей клапан відрізняється від стандартного запобіжного клапана наявністю в ньому магнітоелектричного нажимного механізму замість звичайної пружини. Більш коректно було б назвати цей пристрій регулятором, а не клапаном, адже в межах встановленого діапазону налаштувань системи він має функціонувати в режимі дроселювання.

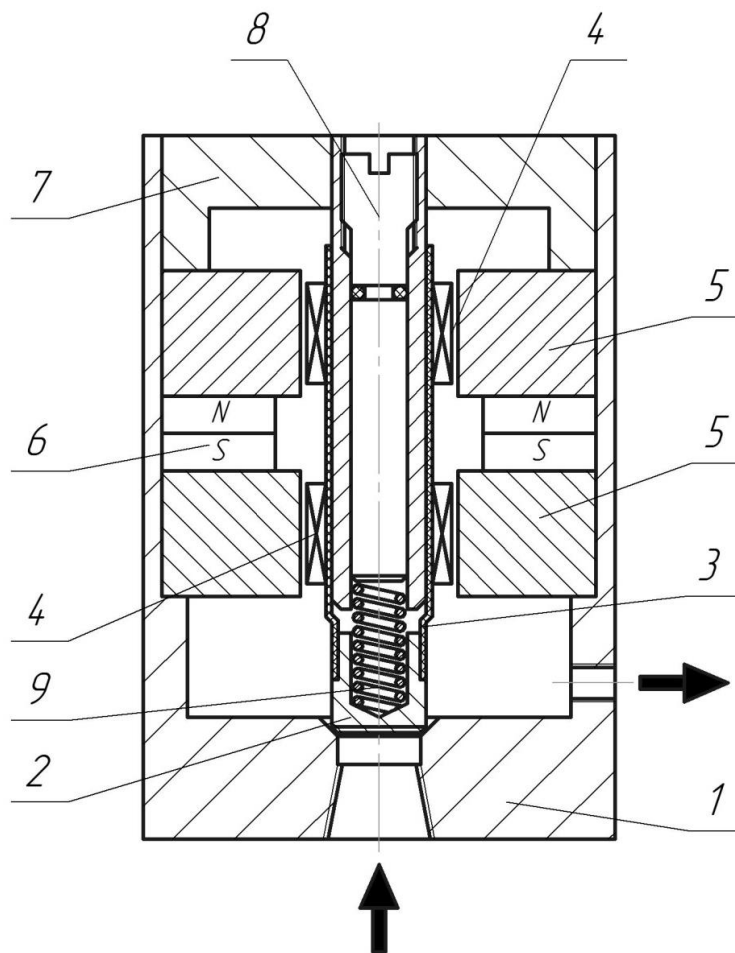


Рисунок 3.3 – Конструкція запобіжного клапана [7]

- 1 – корпус з немагнітного сплаву; 2 – керн; 3 – діелектричний каркас; 4 – котушка;
 5 – магнітопровід; 6 – постійний магніт; 7 – кришка;
 8 – направляючий стержень; 9 – пружина.

У свою чергу зусилля F натискного пристрою визначається за законом Ампера:

$$F = B \cdot I \cdot L \quad (3.6)$$

де B - магнітна індукція в робочому зазорі пристрою, що визначається параметрами постійного магніту 6;

I - величина струму в котушці 4;

L - робоча довжина провідника в котушці 4.

Цей факт зумовлює високу швидкодію такого регулятора, яка обмежується лише часом переміщення керна 2 з каркасом 3 і котушками 4 на величину зміни

дроселювального зазору між керном і сідлом корпуса, а також електромагнітного постійного часу електричного кола.

Алгоритм роботи мікроконтролера полягає в тому, що він отримує сигнал з перетворювача давача. Сигнал несе в собі число зі знаком, яке визначає величину різниці показів однієї пари давачів. Потім ця різниця обробляється виходячи з нерівностей:

$$\Delta p = k_n \delta + k_u \int \delta dt; \quad (3.7)$$

$$\Delta p = k_n \delta + k_u \int \delta dt + k \frac{d\delta}{dt}; \quad (3.8)$$

Цей алгоритм обчислень проводиться для кожної пари давачів. Після того, коли буде зроблено розрахунок всіх пар, йде відповідна команда. Проводиться рішення, в залежності від отриманих результатів і подається сигнал на регулятор тиску. Регулятор тиску, в залежності від сигналу, починає відкриватися або закриватися, тим самим змінюючи тиск в кишнях.

Для здійснення точної обробки фрезерних операцій на токарному верстаті, на шпиндель був встановлений давач кута HEIDENHAIN ERA 880 (рис 3.4).



Рисунок 3.4 – Давач кута HEIDENHAIN ERA 880

Давач вимірювання кутових переміщень компанії HEIDENHAIN відрізняються високою точністю вимірювань в межах кутових секунд і вище.

Датчик ERA фірми HEIDENHAIN складається з намагніченої стрічки і зчитувальної головки [8].

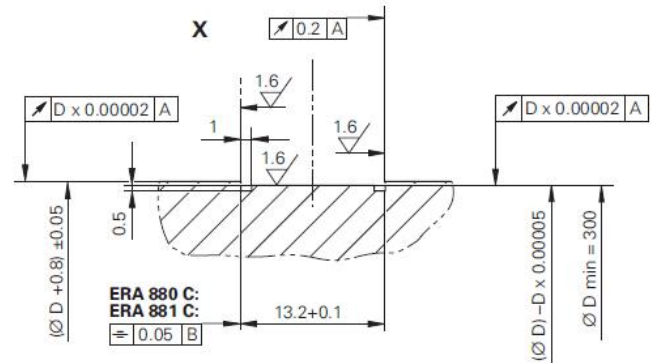
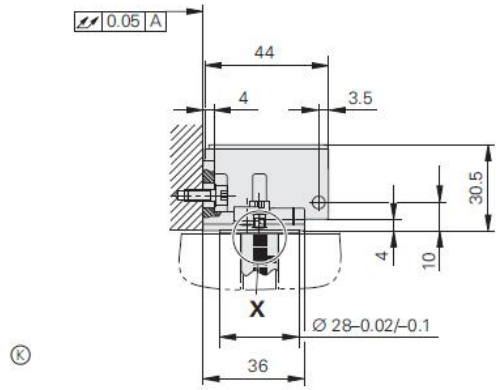
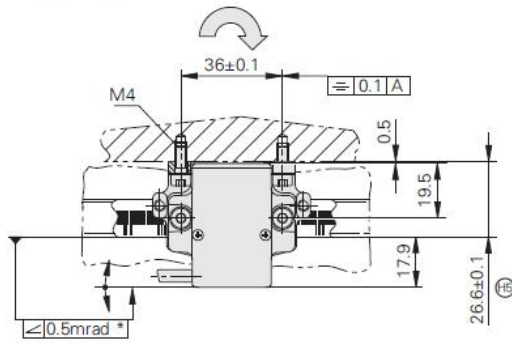
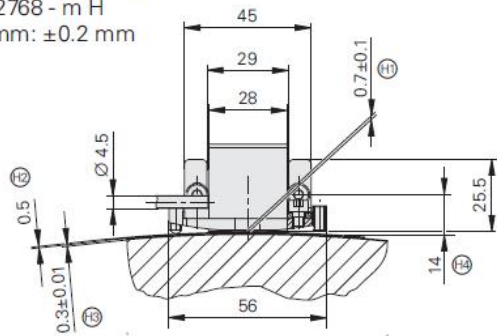
Таблиця 3.1 - Технічні характеристики давача HEIDENHAIN ERA 880

Інкrementальний сигнал	~1 VSS
Референтна мітка	кодування (базове відстані 1000 періодів сигналу)
Частота зрізу -3	≥ 180 кГц
Напруга живлення (без навантаження)	5 В \pm 10% /макс. 150 мА
Підключення до електромережі	кабель 3 м з роз'ємом-різьбленням M23
Рекомендований крок вимірювання положення	0,0001° або 0,00005° в залежності від діаметра стрічки
Точність вимірювальної стрічки	± 3 мкм на метр довжини стрічки
Механічна допустима частота обертів	≤ 100 об / хв
Допустиме зміщення вала уздовж осі	$\pm 0,2$ мм
Вібрація від 55 до 2000 Гц	≤ 100 м / с ² (EN 60 068-2-6)
Удар 6 мс	≤ 1000 м / с ² (EN 60 068-2-27)
Діапазон робочих температур	від -10 °С до 50 °С
Ступінь захисту EN 60 529	IP 00

Для управління адаптивною системою верстата застосовуємо мікроконтролер Atmega32 (рис. 3.5, 3.6).



Tolerancing ISO 8015
ISO 2768 - m H
< 6 mm: ±0.2 mm



ERA 880C шкала

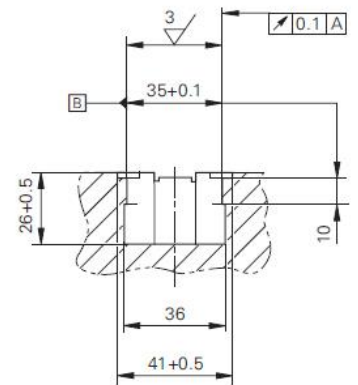
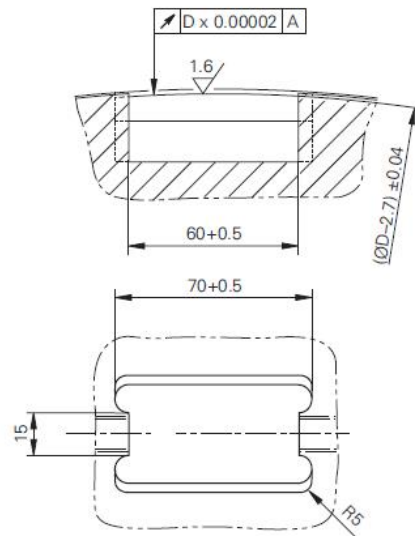
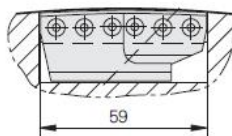


Рисунок 3.5 – Розміри давача кута HEIDENHAIN ERA 880

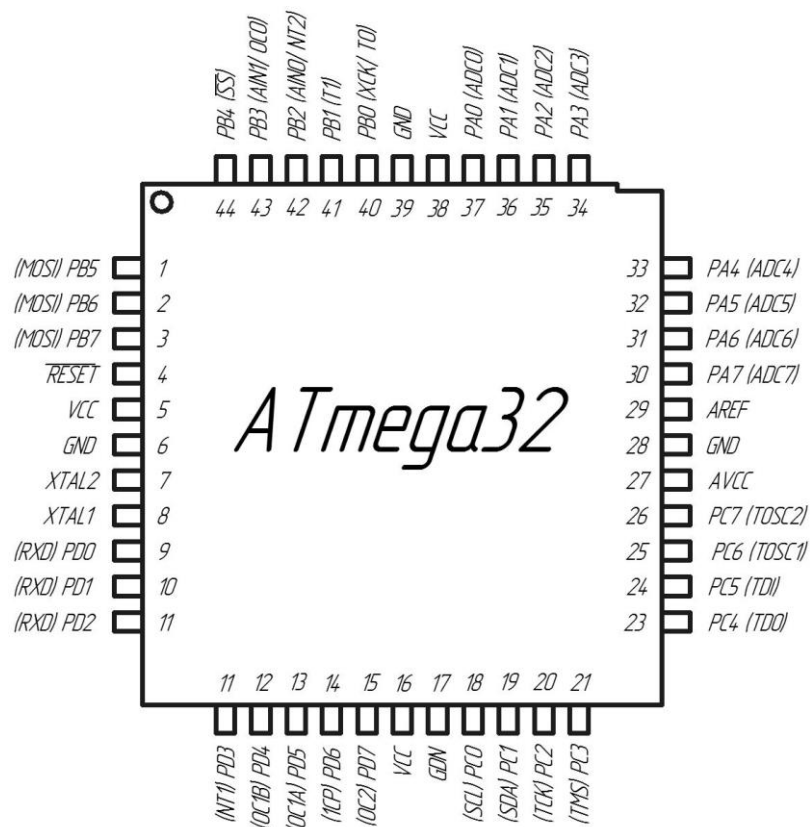


Рисунок 3.6 – Мікроконтролер Atmega32

Технічні характеристики [9]:

1. Високопродуктивні, мало споживають AVR 8 - бітних мікроконтролерів.
2. Розвинена RISC архітектура:
 - 131 команд, що виконуються, більшість за один машинний такт;
 - 32 робочих реєстра загального призначення;
 - повністю статичний режим роботи;
 - продуктивність до 16 MIPS при 16 МГц;
 - вбудований 2-х тактовий множник.
3. Незалежна пам'ять програм і даних:
 - 32К байт внутрішньосистемної самопрограмуючої FLASH пам'яті з кількістю циклів перепрограмування до 10 000.
 - Опційна завантажувальна область пам'яті з незалежними ключовими бітами, внутрішньосистемне програмування вбудованою завантажувальною програмою, правильне читання в процесі запису;

- 1024 байт EEPROM з допустимою кількістю циклів стирання запису до 100 000;

- 2К байт внутрішньої SRAM;

- програмований ключ захисту програм.

4. JTAG (IEEE1149.1 сумісний) інтерфейс:

- Сканування пам'яті відповідно до JTAG стандартом;

- Вбудована підтримка налагоджувача;

- Програмування FLASH, EEPROM, охоронних і ключових біт через JTAG інтерфейс.

5. Периферійні функції:

- два 8 - бітних таймера/лічильника з програмованим визначником і режимом порівняння;

- один 16 - бітний таймер/лічильник з програмованим визначником, режимом порівняння і захоплювача;

- лічильник реального часу з програмованим генератором;

- чотири ШІМ генератора;

- 8-и канальний, 10-й біт АЦП;

- байт-орієнтований, двопровідний інтерфейс;

- програмований USART;

- Master/Slave SPI послідовний інтерфейс;

- програмовані Watchdog таймер з програмованим генератором;

- вбудований аналоговий компаратор.

6. Спеціальні функції

- Reset по включенню живлення і вимикання при зниженні напруги живлення;

- внутрішній калібрований RC генератор;

- зовнішні та внутрішні джерела переривання;

- шість економічних режимів: Idle, зменшення шумів АЦП, економічний, режим Викл. , Режим очікування і режим розширеного очікування.

7. 32 програмованих виведення вхід-вихід і 1 вхід.

8. 40 вивідний корпус PDIP, 44 вивідний корпус TQFP, і 44 контактний MLF.

9. Напруга живлення:

- 4.5 В до 5.5 В для Atmega32.

10. Тактова частота:

- 0-16 МГц Atmega32.

Atmega32 є КМОП 8 - бітовим мікроконтролером побудованим на розширеній AVR RISC архітектурі. Команди виконуються за один машинний такт, контролер досягає продуктивності в 1 MIPS на робочій частоті 1 МГц [9].

AVR ядро поєднує розширений набір команд з 32 робочими реєстрами загального призначення. Всі 32 реєстра з'єднані з АЛУ, що забезпечує доступ до двох незалежних реєстрів на час виконання команди за один машинний такт. Завдяки обраній архітектурі досягнута найвища швидкість коду і відповідно висока продуктивність в 10 разів перевершує швидкість відповідного CISC мікроконтролера [9].

Atmega32 містить 32Кбайт внутрішньосистемної програмованої FLASH пам'яті програм, що допускає читання під час запису, 1024 байт EEPROM, 2К байт SRAM, 32 робочих реєстра, JTAG інтерфейс сканування внутрішніх реєстрів, вбудовану систему налагодження та програмування, три гнучких таймера - лічильника з модулем порівняння, внутрішні і зовнішні переривання, послідовний програмований інтерфейс USART, байт-орієнтований двопровідний послідовний інтерфейс, 8-и каналний, 10-й біт АЦП з диференціальним програмованим підсилювачем (тільки для TQFP), програмований Watchdog таймер з внутрішнім генератором, порт SPI і шістьма режимами заощадження енергії. У режимі Idle ЦПУ не функціонує в той час як функціонують USART, двопровідний інтерфейс, АЦП, SRAM, таймери - лічильники, SPI порт і система переривань [9].

Мікросхеми випускаються при використанні Atmel технології незалежної пам'яті високої щільності. Вбудована ISP FLASH пам'ять дозволяє перепрограмувати область програмної пам'яті внутрісистемно через послідовний SPI інтерфейс стандартним програматором, або використовуючи завантажувальну програму з незалежної пам'яті в AVR ядрі. Комбінація розширеної 8-бітної RISC

архітектури ЦПУ і твердотільної FLASH пам'яті забезпечують Atmega32 високу гнучкість і економічну ефективність у вбудованих системах керування [9].

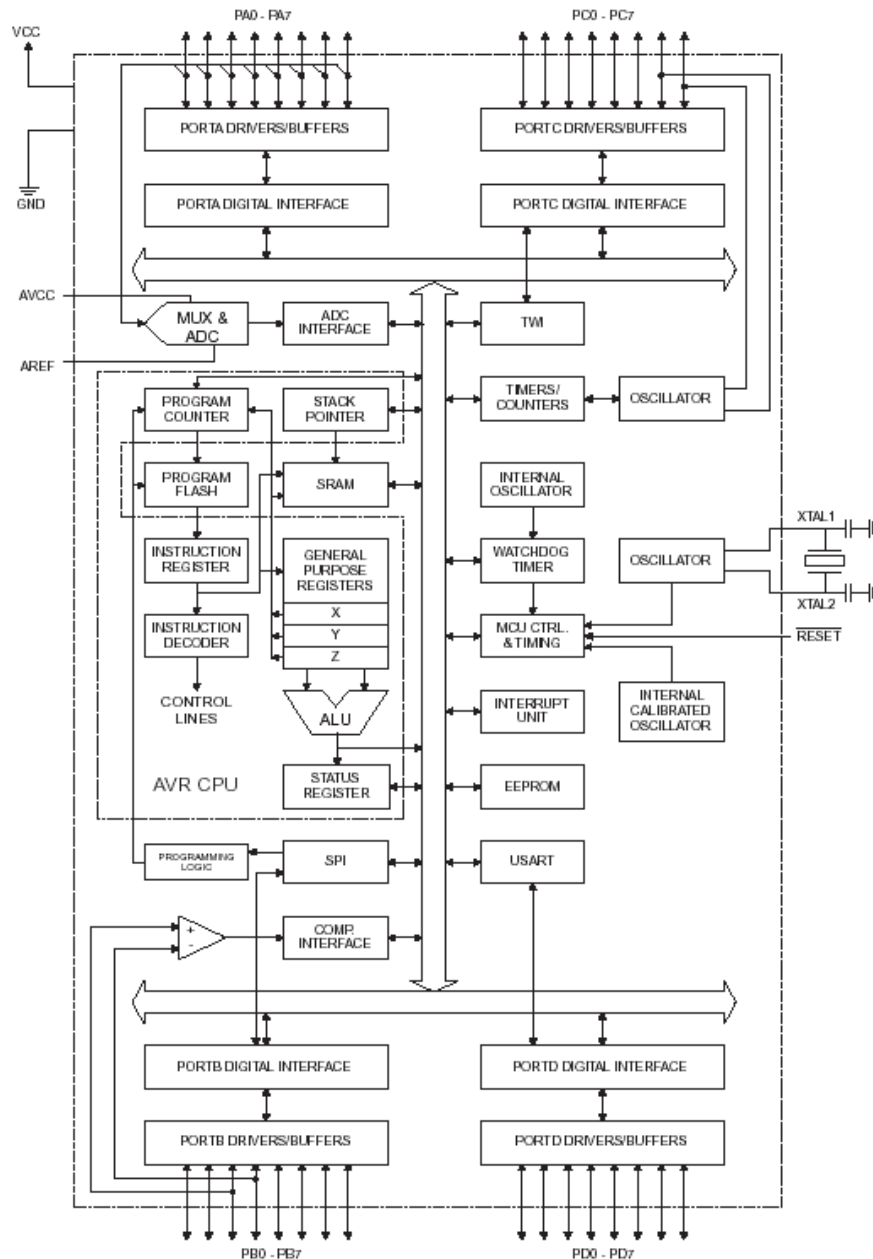


Рисунок 3.7 – Блок схема мікроконтролер Atmega32

3.3 Розробка способу рішення поставленої задачі

При роботі важкого токарного верстата, зчитується інформація з ємнісних давачів відстані в кишнях гідростатичних опор, які визначають радіальне і осьове зміщення шпиндельного вала. З ємнісного сенсора відстані на систему керування подаються дані про зміну зазорів в кишнях. Вимірювання зазору

проводиться два рази, через інтервал заданий таймером, завдяки цьому обчислюються швидкості і прискорення зміни зазору. Знаючи прискорення зміни величини зазору в кишені, можна розрахувати необхідний тиск в кишені і подати сигнал на електромагнітний клапан, до появи перекосу. Давачі призначені для того, щоб підтримувати зазор постійно на оптимальному рівні. При відхиленні зазору, система керування подає коригувальний сигнал, який змінює тиск в кишенях.

Залежність ємності від зазору:

$$C = \left(\frac{\varepsilon \cdot \varepsilon_0 \cdot S}{d} \right); \quad (3.9)$$

$$\varepsilon_0 = 8.86 \cdot 10^{-12} \frac{\Phi}{M};$$

$$d = 0.05 \dots 0.1 \text{ мм};$$

Обчислення інтегральною складовою:

$$\Delta h = h_{\text{ном}} - h_1; \quad (3.10)$$

$$\Delta P = \Delta h \cdot k_u; \quad (3.11)$$

$$P_1 = P_1 + \Delta P; \quad (3.12)$$

Розраховуємо швидкість і прискорення зміни зазорів:

$$V_1 = (h_1 - h_2) \cdot K_1; \quad (3.13)$$

$$V_2 = (h_2 - h_3) \cdot K_1; \quad (3.14)$$

$$a = (V_1 - V_2) \cdot K_1; \quad (3.15)$$

$$K_1 = \left(\frac{1}{\Delta t} \right); \quad (3.16)$$

Розраховуємо сили в площині x, y, z:

$$F_{x1} = m_1 \cdot a_{x1}; \quad (3.17)$$

$$F_{y1} = m_1 \cdot a_{y1}; \quad (3.18)$$

$$F_{x2} = m_2 \cdot a_{y2}; \quad (3.19)$$

$$F_{y2} = m_2 \cdot a_{y2}; \quad (3.20)$$

$$F_z = m_3 \cdot a_z; \quad (3.21)$$

Розраховуємо тиск в кишенях:

$$P_i = F_i \cdot k_2; \quad (3.22)$$

$$K_2 = \left(\frac{1}{S_{\text{зф}}} \right); \quad (3.23)$$

Розраховуємо тиск в поршні приводу позиціонування:

$$P_{\text{п}} = m_{\text{к}} \cdot k_3 \cdot F_{\text{п}}; \quad (3.24)$$

Розраховуємо тиск в поршні глобоїдного черв'ячного колеса:

$$P_{\text{пч}} = m_{\text{кч}} \cdot k_4 \cdot F_{\text{пч}}; \quad (3.25)$$

3.4 Розробка структурної схеми

На рис. 3.8 представлена структурна схема гідростатичних опор шпиндельного вузла токарного верстата з розробленою системою керування тиском в кишенях гідростатичних опор і приводу позиціонування [7].

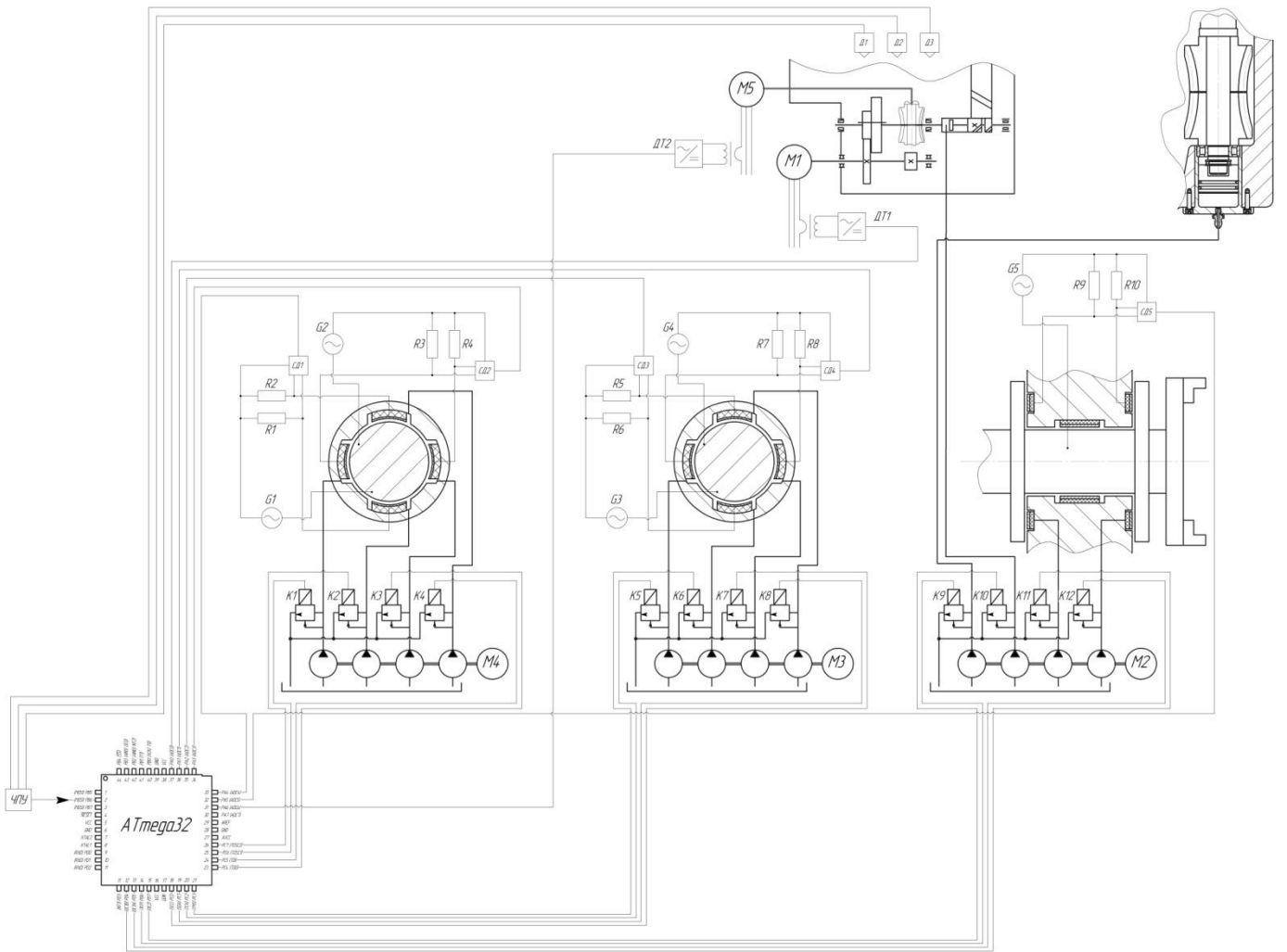


Рисунок 3.8 – Структурна схема

3.5 Розробка блок – схеми алгоритму роботи системи керування

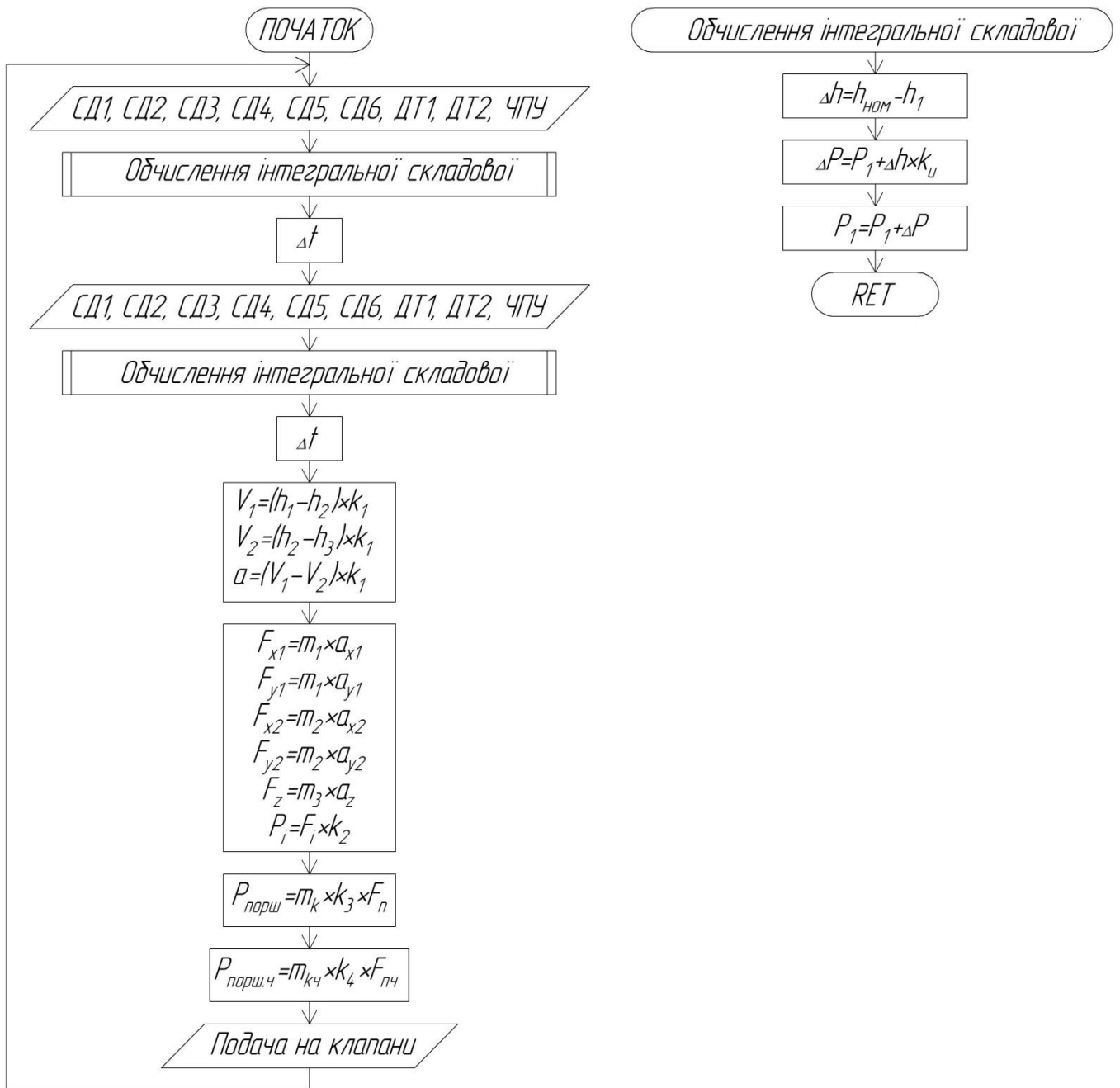


Рисунок 3.9 Блок – схема алгоритму роботи системи управління [7]

3.6 Розробка керуючої програми

;Δh - 32
;h_{НОМ} - 33
;h₁ - 34
;ΔP - 35
;k_и - 36
;P₁ - 37
;a - 38
;V₁ - 39
;V₂ - 40
;h₂ - 41
;h₃ - 42
;K₁ - 43
;F_{x1} - 44
;F_{y1} - 45
;F_{x2} - 46
;F_{y2} - 47
;F_z - 48
;m₁ - 49
;m₂ - 50
;m₃ - 51
;a_{x1} - 52
;a_{y1} - 53
;a_{x2} - 54
;a_{y2} - 55
;a_z - 56
;k₂ - 57
;m_k - 58
;k₃ - 59
;F_и - 60
;1/S_{3φ} - 61
;P_и - 62
;m_k - 63
;k₄ - 64
;F_{и4} - 65
;P_{и4} - 66
;F₁ - 101
;F₂ - 102
;F₃ - 103
;F₄ - 104
;F₅ - 105
;F₆ - 106
;F₇ - 107
;F₈ - 108
;F₉ - 109
;F₁₀ - 110
;P₁ - 121
;P₂ - 122
;P₃ - 123
;P₄ - 124
;P₅ - 125
;P₆ - 126
;P₇ - 127
;P₈ - 128

;P₉ - 129

;P₁₀ - 130

.include "m32deg.inc"

LDI R16, 0b11000000
OUT DORB, R16
LDI R16, 255
OUT DDRC, R16
OUT DDRD, R16

LDI R16, 0
OUT ADMUX, ADSC
SBI ADCSRA, ADSC

A1: SBIC ADCSRA, ADSC
RJMP A1
IN R22, ADCL
IN R23, ADCH

. ; інше робиться аналогічно
. фрагменту вище
.

RCALL calc_int
RCALL timer
LDI R16, 0

A2: OUT ADMUX, ADSC
SBI ADCSRA, ADSC
SBIC ADCSRA, ADSC
RJMP A2
IN R22, ADCL
IN R23, ADCH

. ; інше робиться аналогічно
. фрагменту вище
.

RCALL calc_int
RCALL timer

LDS R16, 34 ; розрахунок швидкостей, змін
LDS R17, 41 ; зазорів в кишнях

SUB R16, R17
LDS R17, 43
MUL R16, R17
STS 39, R16

. ; інше робиться аналогічно
. фрагменту вище
.

LDS R16, 39 ; розрахунок прискорень, змін
LDS R17, 40 ; зазорів в кишнях

SUB R16, R17
LDS R16, 43
MUL R16, R17
STS 38, R16

LDS R16, 49 ; розрахунок сил в площинах, у, z

LDS R17, 52
MUL R16, R17
STS 44, R16

. ; інше робиться аналогічно

```

.
.
M25: LDI R30, 101 ; фрагменту вище
      LDI R31, 0 ; цикл розрахунку тиску в кишнях
      LD R16, Z
      LDI R17, 61
      MUL R16, R17
      ST Z + 20, R1
      INC R30
      CDL R30, 111
      BRLO M25
.
.
      ; інше робиться аналогічно
      ; фрагменту вище

LDS R16, 58 ; розрахунок тиску в поршні
LDS R17, 59 ; F = 0 або 1, F-1 вибір,
MUL R16, R17 ; F-0 точіння
LDS R17, 60
MUL R16, R17
STS 62, R16
LDS R16, 63 ; розрахунок тиску в поршні черв'яка
LDS R17, 64 ; F = 0 або 1, F-1 вибір,
MUL R16, R17 ; F-0 точіння
LDS R17, 65
MUL R16, R17
STS 66, R16

TCL_OUF: INC R25 ; вивід на клапани 1-10
          CPI R25, 255
          BRLO TCL1
          CLR R25
TCL1: LDS R16, 121
      CP R16, R25
      BRLO TCL2
      CBI PORTC, 4
      RJMP TCL3
TCL2: SBI PORTC, 4
TCL3: LDS R16, 122
      CP R16, R25
      BRLO TCL4
      CBI PORTC, 5
      RJMP TCL5
TCL4: SBI PORTC, 5
TCL5: LDS R16, 123
      CP R16, R25
      BRLO TCL6
      CBI PORTC, 6
      RJMP TCL7
TCL6: SBI PORTC, 6
TCL7: LDS R16, 124
      CP R16, R25
      BRLO TCL8
      CBI PORTC, 7
      RJMP TCL9
TCL8: SBI PORTC, 7
.
.
      ; інше робиться аналогічно

```

фрагменту вище

```
.  
.   
      RETI  
calc_int:  LDS R16, 33      ; підпрограма обчислення  
           LDS R17, 34      інтегральної складових  
           SUB R16, R17  
           LDS R17, 36  
           MUL R16, R17  
           LDS R17, 37  
           ADD R16, R17  
           STS 37, R16  
           RET  
  
timer:    CLR R16      ; підпрограма таймер  
           OUT TCNT0, R16  
T1:       IN: R16, TCNT0  
           CP R16, R17 (CPI R16, 90)  
           BRLO T1  
           RET
```

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Розглянемо умови праці при роботі на токарному верстаті з ЧПК.

При механічній обробці матеріалів виникають небезпечні і шкідливі виробничі фактори [10, 11].

До фізичних небезпечних виробничих факторів належать:

- рухомі і обертові частини верстатів, вироби і заготовки;
- ріжучий інструмент;
- стружка (зливна і відлітаюча) і осколки інструментів;
- нагріті поверхні обладнання, інструменту, заготовок;
- висока напруга в силовій електричній мережі;
- підйомно-транспортні пристрої і переміщувальні вантажі;
- можливість виникнення пожеж.

Шкідливими фізичними факторами є:

- підвищена або низька температура, висока вологість і швидкість руху повітря робочої зони;
- підвищені рівні шуму і вібрації;
- підвищений вміст нетоксичного пилу в повітрі;
- недостатня освітленість, підвищена яскравість світла і пульсація світлового потоку.

До хімічних факторів відносяться токсичний пил, шкідливі пари і гази, аерозолі, агресивні рідини (кислоти, луги).

До біологічних факторів належать мікроорганізми, наприклад, що знаходяться у відпрацьованій мастильно-охолоджувальній рідині.

До психофізіологічних факторів процесів обробки матеріалів різанням відносяться:

- фізичні перевантаження при установці, закріпленні і знятті великогабаритних виробів;
- перенапруження зору;
- статичні навантаження.

Найбільшу небезпеку становлять рухомі і обертові частини верстатів, виробу і заготовки, ріжучий інструмент, зливна і відлітаюча стружка.

З фізичних факторів найбільше значення мають локальна вібрація і шум, і значно збільшується можливість впливу хімічних факторів (притиральні та полірувальні пасти, припої, герметики, органічні розчинники та інші).

До числа основних причин виробничих травм слід віднести недотримання правил техніки безпеки при використанні ріжучих інструментів, приводних і передавальних механізмів, а також використання неправильно підібраних або несправних пристосувань для кріплення заготовок [7].

Одним з найважливіших шкідливих виробничих факторів є пил. Основним джерелом утворення пилу служать шліфувально-заточувальні операції. У процесі шліфування в повітря виділяється високодисперсна пил (0,5-3 мкм), до складу якої, крім частинок металу, входять частинки абразивного і зв'язуючого. У повітря робочої зони виділяються також аерозолі масел і мастильно-охолоджуючих рідин (МОР). Зміст вуглеводнів при цьому досягає 150-940 мг/м³, аерозолу масел 7-45 мг/м³, забруднення одягу становить 800-900 мг/дм².

Основними джерелами шуму більшості металорізального обладнання є приводи, електродвигуни, ріжучий інструмент, пневмо- і гідросистеми. На рівень шуму механічного походження сильно впливає знос обладнання, а також, точність монтажу його окремих вузлів і деталей.

Вібраційні коливання в верстатах пов'язані з різними їх джерелами. Періодичні збурювання мають місце при прояві неврівноваженості і періодичних погрішностях елементів приводу, верстата, нерівномірності припуску заготовки на обробку та з інших причин.

Недостатня освітленість зони обробки викликає перенапруження зору верстатника і необхідність надмірного наближення його до зони обробки, що пов'язано з небезпекою травмування.

Психофізіологічні чинники найчастіше виникають при невиконанні ергономічних вимог. Робочі на конвеєрі, шліфувальщики схильні до захворювань периферичних нервів і м'язів. До виникнення цих захворювань призводять систематичне тривале статичне напруження м'язів, однотипні рухи, що виконуються в швидкому темпі, тиск на нервові стовбури і їх мікротравматизм

[12].

Проведений аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів дозволяє обґрунтувати вибір заходів і засобів щодо їх недопущення.

4.2 Заходи з промислової санітарії

Повітря робочої зони і параметри мікроклімату в приміщенні цеху відповідають вимогам ДСН 3.3.6.042-99 «Державні санітарні норми мікроклімату» [13].

Нормативні значення параметрів мікроклімату залежать від категорії робіт за ступенем тяжкості, пори року і наявності в приміщенні джерел очевидного тепла. Робота верстатників за ступенем тяжкості відноситься до категорії Пб. Для постійних робочих місць даної категорії робіт і холодного періоду року встановлюються наступні допустимі параметри мікроклімату:

- температура повітря - 15-21 °С;
- відносна вологість - 40-60%;
- швидкість руху повітря - 0,2 м/с.

Для забезпечення нормативних вимог проводять такі заходи:

- механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування;
- удосконалення обладнання і процесів;
- застосування процесів і обладнання, що виключають утворення шкідливих речовин або їх потрапляння в робочу зону;
- організація вентиляції та опалення;
- використання засобів індивідуального захисту.

Для забезпечення чистоти повітря робочої зони і оптимальних значень параметрів мікроклімату важливим заходом є організація загальнообмінної і місцевої вентиляції приміщення [13].

При створенні надійних і ефективних систем витяжної вентиляції металорізальних верстатів необхідно враховувати особливості технологічного процесу, вплив рухомого інструменту, оброблювальної заготовки і вузлів верстата на характер всмоктування місцевого відсмоктувача, фізичні властивості виникаючих шкідливих виділень, простоту і зручність обслуговування

вентиляційної системи.

Робота на металорізальних верстатах супроводжується виділенням пилу і стружки. При використанні для охолодження інструменту мінерального мастила або емульсії в повітря виділяються аерозолі цих рідин. Пил утворюється при шліфуванні, поліруванні матеріалів, а також при точінні, свердлінні та фрезеруванні тендітних матеріалів - чавуну, бронзи, латуні та інші. Кількість пилу, що виділяється при шліфуванні залежить в основному від розмірів і твердості оброблювального виробу, діаметра і окружної швидкості кола, а також від ширини шліфування і режимів різання.

Рівень шуму в цеху відповідає вимогам ДСН 3.3.6.037-99 «Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку» [14].

Нормативне значення рівня шуму для механічного цеху становить 80 дБ А.

Для забезпечення нормативних вимог використовують наступні заходи:

- будівельно-акустичні заходи;
- санітарно-гігієнічні заходи;
- зменшення шуму в джерелі за рахунок зміни конструкції обладнання або технології;
- зменшення шуму на шляху його поширення (звукопоглинання, ізоляція джерела шуму або робочого місця, використання глушників);
- використання засобів індивідуального захисту.

На рівень шуму механічного походження сильно впливає знос обладнання, а також, точність монтажу його окремих вузлів і деталей. Зменшення шуму зубчастих передач і підшипників може бути забезпечено своєчасним і якісним ремонтом металорізального обладнання і строгим виконанням технічних вимог при його монтажі. Зубчасті колеса і підшипники доцільно поміщати в масляних ваннах.

Для зменшення шуму електродвигунів металорізальних верстатів їх поміщають в звукоізолюючі кожухи. Необхідно передбачити також ретельне динамічне балансування ротора, підвищувати жорсткість корпусу двигуна, вала ротора, підшипників, постійно стежити за наявністю мастила. Високошвидкісні двигуни, доцільно поміщати в звукоізолюючі кожухи [14].

Боротьба з шумом, що виникає при взаємодії ріжучого інструменту з

оброблювальною заготовкою, становить значні труднощі, оскільки зменшення інтенсивності режимів різання знижує продуктивність обладнання.

Інтенсивність шуму у виробничому приміщенні залежить не тільки від прямого, але і від відбитого звуку. Тому якщо в цеху неможливо знизити енергію прямого звуку, то необхідно зменшити енергію звукових хвиль, які відбиваються від внутрішніх поверхонь приміщення. Для цієї мети внутрішні поверхні приміщення облицьовують звукопоглинальними матеріалами. При падінні звукових хвиль на такі матеріали поглинається значна частина звукової енергії.

Для локалізації потужних і малогабаритних джерел шуму застосовують звукоізолюючі кожухи. Внутрішню поверхню кожуха облицьовують звукопоглинальним матеріалом [14].

Рівень вібрації на робочому місці відповідає вимогам ДСН 3.3.6.039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації» [15].

Для зниження вібрації на діючому металорізальному обладнанні виконують такі вимоги:

- проводять планово попереджувальні ремонти обладнання;
- застосовують рекомендовані для конкретного металу і режимів різання мастильно-охолоджуючі рідини, способи кріплення інструменту, заготовок, пристосувань;
- забезпечують якісне мастило вузлів підшипників, редукторів, кулачкових механізмів, направляючих та інших рухомих елементів обладнання;
- своєчасно перетачують ріжучий інструмент в процесі його експлуатації.

Щоб зменшити передачу вібрацій металорізального обладнання на захищаючі об'єкти - підлогу, перекриття в виробничому приміщенні, людини, широко використовують віброізолятори різних конструкцій.

Для зниження високочастотної вібрації обладнання з невеликою вагою застосовують гумові килимки.

Для зменшення вібрації тонкостінних металевих конструкцій обладнання - огорож, кожухів, повітропроводів на їх поверхню доцільно наносити вібродемпфіруючі покриття. Вібродемпфіруючі покриття знижують також шум, що випромінюється віброуючою поверхнею. Рівень зниження звукового тиску становить 6-8 дБ [15].

Освітлення робочої зони відповідає вимогам ДБН В.2.5-28-2018 «Природне та штучне освітлення». Мінімальна освітленість при комбінованому освітленні складає 300 лк для механічного виробництва.

Роботи на металообробних і слюсарних верстатах пов'язані з контролем правильності установки і обробки деталі, налаштуванням верстата, контролем якості обробки деталі і відносяться до робіт дуже високої точності, яка вимагає пристрою комбінованого освітлення з переважним використанням для загального освітлення люмінесцентних ламп типу ЛБ. Використання ламп ДРЛ в цих цілях можливо лише у високих цехах (6 м вище), коли застосування люмінесцентних ламп призводить до різкого і неприйняттого збільшення кількості освітлювальних приладів. Лампи розжарювання використовуються в основному для місцевого освітлення металообробних і слюсарних верстатів.

Вибір типу освітлювального приладу загального освітлення залежить від рівня освітленості і висоти його установки. Приміщення цеху висвітлюють лампи ДРЛ.

Всі робочі місця в механічних і інструментальних цехах мають місцеве освітлення.

4.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Заходи, спрямовані на підвищення стійкості проєктованого об'єкта в разі вибуху 132 тонн скрапленого газу на відстані 450 м.

Проєктований об'єкт, розташований в промисловій будівлі з металевим каркасом і крановим обладнанням вантажопідйомністю 25 ... 50 тонн. На об'єкті розташоване наступне обладнання: токарний верстат 1А660, електромостовий і консольно-поворотний крани, електродвигуни потужністю від 2 до 10 кВт відкриті, електродвигуни потужністю 10 кВт і більше відкриті, контрольно-вимірювальна апаратура, пульт управління, кабельні підземні лінії, підземні трубопроводи, поглиблені на 20 см, Рухливий залізничний склад, залізничну колію.

Розрахуємо значення надлишкового тиску фронту ударної хвилі в місці розташування об'єкта [16].

Радіус дії детонаційної ударної хвилі:

$$r_1 = 17,5\sqrt[3]{Q}, \quad (5.1)$$

Q - кількість вибухової речовини, т.

$$r_1 = 17,5\sqrt[3]{132} = 89,1\text{ м}$$

Радіус дії продуктів вибуху:

$$r_2 = 1,7 \cdot r_1, \quad (5.2)$$

$$r_2 = 1,7 \cdot 89,1 = 151,5\text{ м}$$

Порівнявши значення r_1 і r_2 з відстанню до центру вибуху можна зробити висновок, що об'єкт знаходиться в третій зоні - зоні дії повітряної ударної хвилі.

Розрахуємо значення надлишкового тиску, для чого спочатку розрахуємо відносну величину φ :

$$\varphi = 0,24 \cdot \frac{r_3}{r_1}, \quad (5.3)$$

де $r_3 = 450\text{ м}$ - відстань від об'єкта, яке знаходиться в третій зоні, до центру вибуху.

$$\varphi = 0,24 \cdot \frac{450}{89,1} = 1,21$$

Потім, щоб обчислити надлишковий тиск ударної хвилі, скористаємося однією з наведених нижче формул, кПа:

$$\text{якщо } \varphi \leq 2, \text{ то } \Delta P_\varphi = \frac{700}{3(\sqrt{1 + 29,8\varphi^3} - 1)}; \quad (5.4)$$

$$\text{якщо } \varphi > 2, \text{ то } \Delta P_\varphi = \frac{22}{\varphi\sqrt{0,158 + 1g\varphi}}, \quad (5.6)$$

де ΔP_φ - надлишковий тиск ударної хвилі, кПа.

У нашому випадку $\varphi = 1,21 < 2$, отже

$$\Delta P_{\phi} = \frac{700}{3(\sqrt{1+29,8 \times 1,21^3} - 1)} = 36,8 \text{ кПа}$$

Складемо зведену таблицю результатів оцінки стійкості об'єктів до дії ударної хвилі. Занесемо в зведену таблицю умовними позначеннями ступеня руйнування елементів об'єкта при різних надлишкових тисках ударної хвилі. Визначимо межу стійкості кожного елемента об'єкта, як кордон між слабким і середнім руйнуванням. Занесемо отримані цифри в передостанній стовпчик. Серед отриманих цифр знайдемо найменшу, вона і буде межею стійкості об'єкта в цілому. Занесемо цю цифру в останній стовпець [17].

Таблиця 4.1 - Оцінка стійкості об'єкта до дії ударної хвилі

Характеристики елементів об'єкта	Ступінь руйнувань ΔP_{ϕ} , кПа										Межа стійкості, кПа	
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	елемента	об'єкта	
<u>Будівля</u> Масивне промислова будівля з металевим каркасом і крановим обладнанням вантажопідйомністю 25 ... 50 т			▨	▨	▨	▨					30	10
<u>Устаткування:</u> Верстати важкі: токарний верстат 1А660			▨	▨	▨	▨					25	
Електродвигуни потужністю від 2 до 10 кВт відкриті			▨	▨	▨	▨			▨		40	
Електродвигуни потужністю 10 кВт і більше відкриті					▨	▨	▨		▨		50	
Контрольно-вимірювальна апаратура, пульт управління	▨	▨	▨	▨							10	
Крани: електромостовий і консольно-поворотний			▨	▨	▨	▨					30	
<u>Комунікаційні енергетичні мережі та транспорт:</u> Кабельні підземні лінії	Витримують до 300 кПа										300	

Трубопроводи поглиблені на 20 см	Витримують до 200 кПа				200
Залізничні колії	Витримують до 150 кПа				150
Рухомий залізничний склад					40

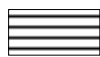
Примітка. Використані умовні позначення:



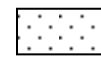
слабкі руйнування



сильні руйнування



середні руйнування



повні руйнування

Критерієм стійкості об'єкта до дії ударної хвилі є значення надлишкового тиску, при якому будівля, споруда, обладнання об'єкта зберігається або отримують слабкі руйнування.

Межа стійкості кожного елемента об'єкта визначається як межа між слабкими і сильними руйнуваннями. Межа стійкості елементів в нашому випадку 10 кПа. Оскільки в результаті проведених розрахунків очікується максимальний надлишковий тиск 36,8 кПа, а межа стійкості об'єкта 10 кПа, то об'єкт є нестійким до дії ударної хвилі. Нестійкими елементами є контрольно-вимірювальна апаратура і пульт управління, будівля, верстати та електромостовий і консольно-поворотний крани. Необхідно підвищити стійкість цього об'єкта до 40 кПа.

Для підвищення стійкості об'єкта необхідно над контрольно-вимірювальною апаратурою та пультом управління встановити захисні конструкції (навіси, кожухи, захисні козирки) і створити аварійний склад запчастин, закріпити стяжками високі споруди, міцно закріпити обладнання (верстати) на фундаменті, зміцнити несучі конструкції будівлі встановленням додаткових колон або ферм.

У розділі «Охорона праці та безпека в НС» проведено аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, розроблені заходи щодо забезпечення безпечних умов праці, розраховані захисні пристрої, розроблені заходи щодо підвищення стійкості роботи об'єкта в умовах НС.

ВИСНОВКИ

Дипломний проект складається з чотирьох частин:

- аналітичної частини;
- розрахунково – теоретичної частини;
- дослідно - практичної частини;
- охорони праці і безпеки в надзвичайних ситуаціях.

У аналітичному розділі: проведено аналіз існуючих систем живлення гідростатичних опор шпindelного вузла, виявили переваги і недоліки існуючих систем живлення: дросельної системи, системи «насос-кишеня», регуляторної системи.

В розрахунково - теоретичній частині провели розрахунки:

- гідростатичних підшипників;
- шпindelного вузла на жорсткість при максимальних навантаженнях виконується в пакеті SolidWorks, методом скінченних елементів;
- розрахунок необхідного тиску в приводі люфту вибирання;
- розрахунок необхідного тиску в поршні глобоїдного черв'ячного колеса.

У дослідно - практичній частині:

- обрали необхідні давачі для керування адаптивною системою гідростатичних опор і приводу позиціонування;
- розробили спосіб вирішення поставленого завдання;
- розробили структурну схему;
- розробили блок - схему роботи системи управління;
- розробили керуючу програму.

У розділі «Охорона праці та безпека в НС» проведено аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, розроблені заходи щодо забезпечення безпечних умов праці, розраховані захисні пристрої, розроблені заходи щодо підвищення стійкості роботи об'єкта в умовах НС.

На даний момент складно отримати мінімальний зазор в кишенях гідростатичних опор шпindelного вузла і дуже багато розробок на дану тематику є.

Одним із шляхів вирішення даної проблеми є застосування адаптивної системи керування тиском. Ми запропонували систему адаптивного керування тиском в кишнях гідростатичних опор шпиндельного вузла і зусиллям натягу привода позиціонування. В цій системі досить просто скорегувати передавальну функцію і виключити можливість коливань, а також спрощується налаштування.

Застосування адаптивного керування тиском у кишнях гідростатичних опор і зусиллям натягу привода позиціонування забезпечує наступні переваги:

1. Дозволяє значно підвищити точність і продуктивність обробки на металорізальних верстатах різного технологічного призначення.
2. Підвищується надійність опор, так як дросельні елементи при роботі знаходяться в русі, що перешкоджає збільшенню зазору в дроселі.
3. Підвищується жорсткість і тримка здатність шару мастильного матеріалу.
4. Немає потреби в налагоджувальних роботах зі встановлення робочого тиску в кишнях опори.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Стискін Г.М., Ревнівцев М.П., Томашенко В.В., Берізко М.М. Технологія механічної обробки на металообробних верстатах. Навчальний посібник. — Київ: Техніка, 2005. — 512 с. — ISBN: 966-575-162-X.
2. Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. Інструментальні матеріали, режими різання і технічне нормування механічної обробки: навчальний посібник. Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. 240 с.
3. Скляр Р. Дослідження перехідних процесів електропривода металорізального верстата з використанням інформаційних технологій / Скляр Р., Шанайда В., Савчук М. // Вісник ТНТУ. — 2011. — Том 16. — № 1. — С.117-125.
4. Шанайда В.В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках/ Шанайда В.В. — Тернопіль: Видавництво ТДТУ, 2001. — 163 с.
5. Кобельник В. Р. Жорсткість вертикально-свердлильних верстатів / В. Р. Кобельник, П. Д. Кривий // Вісник ЖДТУ. Технічні науки. — Житомир : ЖДТУ, 2007. — Вип. № 1 (40). — С. 34–40.
6. Кобельник В. Р. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118 / В. Р. Кобельник, П. Д. Кривий // Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наук. праць. — Житомир : ЖДТУ, 2010. — Вип. 8. — С. 99–108.
7. Ковальов В.Д., Клименко Г.П., Васильченко Я.В., Шаповалов М.В., Коваленко А.В. Система адаптивного керування у кишнях гідростатичних опор шпиндельного вузла і зусилля натягу привода позиціонування шпинделя важкого токарного верстата. Вісник НТУ«ХП», 2022. — 2(6). — С.56-63.
8. «https://www.heidenhain.com/en_US/products/angle-encoders/without-integral-bearing/era-8000»
9. <https://asenergi.com/catalog/microchip/controller/atmega32-16au-tqfp44.html>

10. Андрейчук Н.І. Охорона праці : навч. посіб. / Н.І. Андрейчук, Ю.В. Кіт, С.В. Шибанов, О.В. Шерстньова. Львів : Видавництво Львівська політехніка, 2012. 276 с.
11. Івах Р. М., Бедрій І.Я., Білінський Б.О., Козяр М.М. Основи охорони праці : навч. посіб. 4-е вид, перероб. і доп. / під ред. Р.М. Івах. Київ: Кондор, 2012. 464 с.
12. Основи охорони праці : підручник / Купчик М.П., Гандзюк М.П., Степанець І.Ф. та ін. за ред. М.П. Купчика, М.П. Гандзюка. Київ : Основа, 2000. 416 с.
13. ДСН 3.3.6.042-99 „Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень”.
14. ДСН 3.3.6.037-99 „Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку”.
15. ДСН 3.3.6.039-99 „Державні санітарні норми виробничої та локальної вібрації”.
16. Методичний посібник для здобувачів освітнього ступеня «магістр» всіх спеціальностей денної та заочної (дистанційної) форм навчання «Безпека в надзвичайних ситуаціях» / В.С. Стручок –Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2017 –156 с.
17. Техноекологія та цивільна безпека. Частина «Цивільна безпека» / автор-укладач В.С. Стручок– Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022 –156 с.

ДОДАТКИ

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кол.	Примітка
				<u>ДОКУМЕНТАЦІЯ</u>		
A1			КРМ МВМ 22-514. 000 СК	Складальне креслення		
				Пояснювальна записка		
				<u>СКЛАДАЛЬНІ ОДИНИЦІ</u>		
		1	КРМ МВМ 22-514. 001	Гідроциліндр	1	
		2	КРМ МВМ 22-514. 002	Колесо-зубчасте	1	
		3	КРМ МВМ 22-514. 003	Планшайба	1	
		4	КРМ МВМ 22-514. 004	Гідростатичний підшипник	1	
		5	КРМ МВМ 22-514. 005	Гідростатичний підшипник	1	
				<u>Деталі</u>		
		6	КРМ МВМ 22-514. 006	Корпус	1	
		7	КРМ МВМ 22-514. 007	Кришка	1	
		8	КРМ МВМ 22-514. 008	Шпindelь	1	
		9	КРМ МВМ 22-514. 009	Вал-шестерня m=5, z=18	1	
		10	КРМ МВМ 22-514. 010	Вал-шестерня m=5, z=18	1	
		11	КРМ МВМ 22-514. 011	Вал-шестерня m=5, z=18	1	
		12	КРМ МВМ 22-514. 012	Колесо зубчасте m=5, z=176	1	
		13	КРМ МВМ 22-514. 013	Колесо зубчасте m=5, z=50	1	
		14	КРМ МВМ 22-514. 014	Сухар	1	
		15	КРМ МВМ 22-514. 015	Направляюча	1	
		16	КРМ МВМ 22-514. 016	Кришка наскрізна	1	
		17	КРМ МВМ 22-514. 017	Кришка наскрізна	1	
		18	КРМ МВМ 22-514. 018	Кришка глуха	1	
		19	КРМ МВМ 22-514. 019	Кришка глуха	1	
				КРМ МВМ 22-514. 00.00.000 СК		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		
Розраб.	Окіпний				Літ.	Аркуш
Перев.	Кобельник					1
Н.конт					ТНТУ, ФМТ,	
Рецензент					каф. ВІ., МВМ-61	
Зав.каф.	Крупа					
				Коробка швидкостей		

Формаг	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кол.	Примітка
		20	КРМ МВМ 22-514. 020	Кришка глуха	1	
		21	КРМ МВМ 22-514. 021	Кришка глуха	1	
		22	КРМ МВМ 22-514. 022	Кільце	1	
		23	КРМ МВМ 22-514. 023	Кільце	1	
		24	КРМ МВМ 22-514. 024	Кільце	1	
		25	КРМ МВМ 22-514. 025	Кільце		
		26	КРМ МВМ 22-514. 026	Кільце упорне		
		27	КРМ МВМ 22-514. 027	Колектор	1	
		28	КРМ МВМ 22-514. 028	Кінцева шайба	1	
		29	КРМ МВМ 22-514. 029	Прохідник	1	
		30	КРМ МВМ 22-514. 030	Лабіринтове ущільнення	1	
		31	КРМ МВМ 22-514. 031	Втулка	4	
		32	КРМ МВМ 22-514. 032	Втулка	4	
		33	КРМ МВМ 22-514. 033	Стержень	4	
		34	КРМ МВМ 22-514. 034	Стержень	4	
		35	КРМ МВМ 22-514. 035	Діелектрична прокладка	16	
		36	КРМ МВМ 22-514. 036	Вал	1	
		37	КРМ МВМ 22-514. 037	Кожух	1	
		38	КРМ МВМ 22-514. 038	Кільце дистанційне	1	
		39	КРМ МВМ 22-514. 039	Кільце дистанційне	1	
		40	КРМ МВМ 22-514. 040	Кільце	1	
		41	КРМ МВМ 22-514. 041	Кришка глуха	1	
		42	КРМ МВМ 22-514. 042	Кришка наскрізна	1	
		43	КРМ МВМ 22-514. 043	Кришка наскрізна	1	
		44	КРМ МВМ 22-514. 044	Стакан	1	
		45	КРМ МВМ 22-514. 045	Фланец	1	
		46	КРМ МВМ 22-514. 046	Цанга	1	
		47	КРМ МВМ 22-514. 047	Червяк	2	
		48	КРМ МВМ 22-514. 048	Шків	2	
					КРМ МВМ 22-514. 00.00.000 СК	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп	Дата	Арк. 2	

Форма	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кол.	Примітка	
				<u>СТАНДАРТНІ ВИРОБИ</u>			
				Болт ГОСТ 15589-70			
		49		M6x25	7		
		50		M8x20	26		
		51		M10×50	1		
		52		M12x40	1		
				<u>Гвинт</u> ГОСТ 11738-84			
		53		M6-6gx20	12		
		54		M6-6gx40	8		
		55		M8-6gx30	30		
		56		M8-6gx40	2		
		57		M8-6gx50	12		
		58		M14-6gx55	7		
		59		M16-6gx55	6		
		60		M18-6gx55	8		
				<u>Гвинт</u> ГОСТ 11075-93			
		61		A.M10-6gx25	1		
				<u>Гвинт</u> ГОСТ 17475-80			
		62		M4-6gx12	12		
				<u>Гайка</u> ГОСТ 11871-88			
		63		M320x2,5	2		
		64		M45x1,5	2		
				<u>Гайка</u> ГОСТ 5929-70	1		
		65		M14x1,5-6H			
				<u>Гайка</u> ГОСТ 15521-70			
		66		M5x1	4		
				<u>Гайка</u> ГОСТ 2526-70			
		67		M5x1	2		
				<u>Гайка</u> ГОСТ 5927-70			
		68		M4x1	12		
				КРМ МВМ 22-514. 00.00.000 СК			Арк.
							3
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп	Дата			

Форма	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кол.	Примітка
				Кільце ГОСТ 13942-86		
		69		A150.65Г	1	
				Кільце ГОСТ 13943-86		
		70		A100.65Г	1	
				Кільце ГОСТ 9833-73		
		71		052-060-46	2	
		72		015-020-30	2	
		73		052-060-46		
				Муфта ГОСТ 21424-93		
		74		710-55-1-УЗ	1	
				Манжета ГОСТ 8752-79		
		75		1,1-75-100	1	
		76		1.1-40-60	1	
				Підшипник ГОСТ 27365-87		
		77		3007720А	1	
		78		7316А	1	
				Підшипник ГОСТ 8328-75		
		79		2120	1	
		80		2206	1	
				Підшипник ГОСТ 7242-81		
		81		80215	2	
				Підшипник ГОСТ 831-75		
		82		36209	4	
				Підшипник ГОСТ 7872-89		
		83		1008905	1	
				Прохідник		
				ГОСТ20195-74		
		84		4-41	13	
				Шайба ГОСТ 6402-70		
		85		18.65Г.029	8	
		86		16.65Г.029	6	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп	Дата	КРМ МВм 22-514. 00.00.000 СК	
					Арк. 4	

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кол.	Примітка
		87		8.65Г.029	52	
		88		6.65Г.029	20	
		89		36.65Г.029	8	
		90		20.65Г.029	8	
				Шайба ГОСТ 11371-78		
		91		A14.37	4	
				Шпилька ГОСТ 11371-78		
		92		M5×1	4	
				Шпилька ГОСТ 22032-76		
		93		M36-6gx100	8	
		94		M20x6gx80	8	
				Шпонка ГОСТ 23360-78		
		95		16x10x72	1	
		96		20x12x43	1	
		97		6x8x45	1	
		98		7x10x40	2	
				Гайка ГОСТ 52645-2006		
		99		M36x4	8	
		100		M20x2.5	8	
				<u>ПРИДБАНІ ВИРОБИ</u>		
		101		ERA 800 Series	1	
				Електродвигун		
		102		4ПФ180М	1	
		103		Ремінь	1	
				Електродвигун		
		104		Siemens 1FW3 13Nm	1	
КРМ МВМ 22-514. 00.00.000 СК						Арк.
5						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп	Дата		