

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний

(повне найменування інституту, факультету)

Металорізальні верстати та інструмент

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Магістр

(ступінь вищої освіти)

на тему: Аналіз і розробка конструкції шпиндельного вузла багатопільового верстата.

Виконав: студент(ка) II курсу, групи M-219M

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Черняєв Д.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник

Солоха В.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Гривко С.В.

(прізвище та ініціали)

Інститут, факультет машинобудівний
Кафедра металорізальних верстатів та інструментів
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Металорізальні верстати та системи
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри М.В.Т.У.
Френк М.В.
« 17 » 12 2020 року

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Черняєв Дмитро О
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Аналіз і розробка конструкції шпиндельного вузла багатопільового верстата.

керівник проекту (роботи) Солоха Василь Васильович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

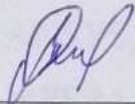
затверджені наказом закладу вищої освіти від « » 20 року №

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 13 грудня 2020
3. Вихідні дані до проекту (роботи) багатопільовий верстат для виконання обробки поверхонь складної форми (фрезерні, свердлильні та інші операції) деталей в аерокосмічній, інструментальній та інших галузях.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) аналіз конструкцій шпиндельних вузлів багатопільових верстатів; порівняння параметрів швидкохідності, жорсткості конструкцій, динамічних характеристик вузлів; розрахунок технічної характеристики; обґрунтування вибраного варіанту конструкції ШВ вибір і розрахунок типу і параметрів приводу.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) креслення шпиндельних вузлів, що розглядалися в аналізі; креслення ШВ вибраного варіанту конструкції: загальний вигляд, розрізи, що дають уявлення про його конструкцію.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

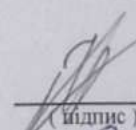
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
Дослідницько-конструкторська частина	Доц. к.т.н. Солоха В.В.	28.09.2020	
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Доц. к.т.н. Шмирко В.І.	10.10.2020 <i>ВКС</i>	<i>ВКС</i>
Нормоконтроль	Старший викладач Матвеєнко Л.С.	17.12.20	<i>МФ</i>

7. Дата видачі завдання «28» вересня 2020

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

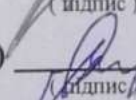
№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Аналіз конструкцій шпindelних вузлів багатоцільових верстатів;	09.10.20	
2	Порівняння параметрів швидкохідності, жорсткості конструкцій, динамічних характеристик вузлів;	23.10.20	
3	Розрахунок технічної характеристики; обґрунтування вибраного варіанту конструкції ШВ вибір і розрахунок типу і параметрів приводу.	06.11.20	
4	Розробка креслень шпindelних вузлів, що розглядалися в аналізі; креслення ШВ вибраного варіанту конструкції: загальний вигляд, розрізи, що дають уявлення про його конструкцію	20.11.20	
5	Розробка питань з охорони праці	01.12.20	
6	Оформлення пояснювальної записки	05.12.20	
7	Підготовка презентації до захисту	08.12.20	

Студент(ка)


(підпис)

Черняєв Д.О.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)


(підпис)

Солоха В.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Звіт: 79 с., 35 рис., 15 табл., 34 джерела

МОТОР-ШПИНДЕЛЬ, РЕЖИМИ РІЗАННЯ, ЖОРСТКІСТЬ, ANSYS,
КОЛИВАННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ, ШПИНДЕЛЬ, ФРЕЗА,
ВИСОКОШВИДКІСНА ОБРОБКА, ПІДШИПНИК

Об'єкт дослідження – Шпиндельні вузли багатоцільових верстатів.

Мета роботи - Аналіз і розробка конструкції шпиндельного вузла багатоцільового верстат.

В роботі проведений аналіз конструкції шпиндельних вузлів багатоцільових верстаів. За його результатами було проведено порівняння параметрів швидкохідності, жорсткості конструкції, динамічних характеристик вузлів. Було розраховано технічні характеристики. Був вибраний варіант компонування конструкції шпиндельного вузла, після чого провів розрахунок типу і параметрів приводу.

Результатом роботи є розробка компоновки шпиндельного вузла, конструкції приводу головного руху.

ABSTRACT

Report consists of: 79 p., 35 fig., 15 tab., 34 adj., East

MOTOR-SPINDLE, CUTTING MODES, RIGIDNESS, ANSYS, NATURAL OSCILLATIONS, SPINDLE, MILLING, HIGH-SPEED PROCESSING, BEARINGS

The object of research – Spindle assemblies of multi-purpose machines.

Purpose - Analysis and development of the design of the spindle assembly of the multi-purpose machine.

The analysis of the design of spindle units of multipurpose machines is carried out in the work. According to its results, a comparison of the parameters of speed, rigidity of the structure, the dynamic characteristics of the nodes. Technical characteristics were calculated. The variant of layout of a design of a spindle knot then carried out calculation of type and parameters of the drive was chosen.

The result is the development of the layout of the spindle assembly, the design of the main motion drive.

ЗМІСТ

Вступ.....	7
Актуальність проблеми.....	9
1 Аналіз верстатів.....	10
1.1 Технічний опис обробних центрів з ЧПК.....	10
1.2 Порівняльний аналіз.....	14
1.3 Спосіб змащування.....	16
1.4 Спосіб створення попереднього натягу підшипників.....	18
1.5 Матеріали ШВ.....	19
1.6 Основні вимоги до шпиндельного валу.....	21
1.7 Питання що виникають при розробці шпиндельного вузла.....	21
1.8 Аналіз опор ШВ.....	23
1.9 Опис мотор-шпинделя	27
2 Розрахунок на швидкохідність, оцінка шпиндельного вузла.....	31
2.1 Розрахунок на швидкохідність ШВ.....	31
3 Розрахунок режимів різання та жорсткість шпинделя.....	34
3.1 Розрахунок оптимальних режимів різання	35
3.2 Визначення реакції і жорсткості опор.....	38
4 Аналіз шпинделів на власні частоти коливань	51
4.1 Метод аналізу.....	51
4.2 Аналіз результатів Ansys.....	54
5 Висновок.....	57
6 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.....	58
6.1 Аналіз потенційних небезпек.....	58
Перелік джерел.....	62
Додаток А.....	64

ВСТУП

Багатоцільові верстати – це верстати з ЧПК, які забезпечують виконання великої кількості операцій без перебазування виробів. Вони широко охоплюють високошвидкісну обробку та є найбільш перспективними. Це робиться за допомогою автоматичної зміни інструменту, поворотних столів, правильно підібраних режимів різання. Швидкість, точність та автоматизованість - це те що постійно повинно поліпшуватися в цих верстатах.

Головною частинною цього процесу є шпиндельний вузол який частково впливає на швидкість та якість виконаної обробки. Його параметри напряду позиціують верстат.

Аерокосмічні галузі, машинобудівні та інструментальні, всі вони з кожним наступним виробом потребують все більш складних деталей. Все це задача основних вузлів верстата. Їх аналіз та вирішення проблем з жорсткістю, тепловідведенням та частотами власних коливань, дасть можливість поліпшити швидкість та якість обробки [1].

В дипломному проекті був проведений аналіз трьох верстатів, представників основних компоновань: верстат з пасовою передачею, мотор-шпиндель та мотор-шпиндель з муфтою. Були розраховані параметри бистрохідності, проведений аналіз конструкції шпиндельних вузлів, жорсткість конструкції, динамічних характеристик вузлів, розрахунок технічної характеристики. Під час аналізу були розраховані оптимальні режими різання для фрезерної обробки.

Одним з найголовніших вузлів, який впливає на точність та якість оброблювальних поверхонь, для багатоцільових верстатів, є шпиндельний вузол. Шпиндельні вузли повинні відповідати всім

умовам, достатня жорсткість при необхідній швидкості оберту, температурним деформаціям та частотам власних коливань.

АКТУАЛЬНІСТЬ ПРОБЛЕМИ

Ефективне використання багатоцільових верстатів (БЦВ) проявляється у взаємозв'язку факторів - продуктивності та гнучкості. При експлуатації БЦВ при балансуванні між продуктивністю та гнучкістю виникає втрата його часового ресурсу, яка є неминучою та характеризує ефективність технологічних рішень. До цих втрат можливо віднести залежність режимів різання від можливості приводу головного руху чи інструменту, допоміжний час та інше. Виходячи з [17], втрати на налаштування обладнання для досягнення кращої точності обробки, можуть досягати до 50% від всього часу виготовлення деталі. Для збільшення технічних можливостей приводу г.р. необхідно вдосконалювати конструкції та шукати інші рішення по компонованню, для зменшення втрат допоміжного часу необхідно збільшувати ефективність технологічних рішень.

Експлуатація БЦВ веде за собою і економічні втрати: амортизаційні відрахування на обладнання, різальний інструмент та проведення своєчасного обслуговування з ремонтом.

Таким чином одна з головних проблем, це застарілі конструкції приводів головного руху які ведуть до зменшення і так не великої продуктивності БЦВ.

1 АНАЛІЗ ВЕРСТАТИВ

1.1 Технічний опис обробних центрів з ЧПК

Для аналізу вибрані багатоцільові верстати конструкції: мотор-шпиндель, мотор-шпиндель з муфтою, та пасовою передачею. Детальніше про які сказано далі.

Вертикально обробний центр Hermle C52



Рисунок 1.1 – Вертикально обробний центр Hermle C52

Обробний центр з ЧПУ з встановленим в ньому мотор-шпинделем та муфтою являє собою багатофункціональний верстатний комплекс з програмною системою управління Heidenhain TNC 640 (див. рис. 1.1). Обробний центр оснащений похило-поворотним столом: \varnothing 1150 x 900 мм, макс. вантажопідйомність 2000 кг і системою автозаміна інструменту, передбачено 60 інструментальних місць в магазині, який можна збільшити до 462 місць за рахунок додаткових магазинів. Максимальна вага інструменту становить 15 кг, а його максимальна довжина - 500 мм. Інструментальний

конус шпинделя HSK A-63. Центр здатний обробляти заготовки з різних матеріалів. Верстатний комплекс має дуже широкі технологічні можливості, завдяки поворотному столу, великому набору інструментів і значного діапазону змін частот обертання шпинделя (число обертів: 14000 об/хв) і швидкостей подач (прискорений лінійний хід X-Y-Z: 60-60-55 м / хв), потужність електродвигуна 12 кВт [2].

Вертикально обробний центр Challenger MCV-2418



Рисунок 1.2 – Вертикально обробний центр Challenger MCV-2418

Вертикальний обробний центр Challenger MCV-2418 (див. рис. 1.2) сконструйований для високошвидкісної обробки деталей з високою точністю. Станина відлита з дрібнозернистого чавуну марки метану. висококласні напрямні ковзання з покриттям Turcite-B дають можливість переміщатися шпиндельній бабці і столу зі швидкістю до 20 м / хв для ЧПУ Fanuc і 24 м / хв для ЧПУ Siemens. Інструментальний конус шпинделя SK 40. У виконанні

верстат MCV-2418 оснащується шпинделем на пасовій передачі з електродвигуна, максимальна частота обертання - 10 000 об / хв. Потужність електродвигуна 11 кВт [3].

На верстаті MCV-2418 встановлений електричний інструментальний магазин типу «рука» на 16 позицій, розміщений на одній колоні разом зі шпинделем, який гарантує швидку зміну інструменту - 3 секунд. Високомоментні сервоприводу безпосередньо приєднані з шарико передачами по всіх осях. У базовій комплектації верстат має систему подачі MOP. Додатково встановлюваний стружкових конвеєр можна розташувати як з правого, так і з лівого боку [4].

Вертикальний обробний центр FEHLMANN Picomax 60 M



Рисунок 1.3 – Вертикально обробний центр FEHLMANN Picomax 60 M

Швидкісний прецизійний обробний центр (див. рис. 1.3). Верстат для виготовлення інструменту, прес-форм, для обробки мідних і графітових електродів, а також деталей з високолегованої або загартованої сталі з високою точністю і якістю поверхні. Використовує мотор-шпindel для передачі головного руху. З програмною системою управління Heidenhain TNC 530. Обробний центр оснащений столом: Ø 920 x 380 мм. Інструментальний конус шпинделя SK 30. Потужність електродвигуна 12 кВт.

Для порівняння, більше технічних характеристик верстатів доступне у табл. 1.1

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики верстатів

Назва параметру	Одиниця виміру	MCV - 2418	Hermle C52	Picomax 60 M
Стіл				
Розмір столу	мм	760x360	1000x810	920x380
Максимальне навантаження на стіл	кг	350	2000	250
Шпindel				
Діапазон оберт	об/хв	10 000	15 000	15 000
Потужність головного двигуна	кВт	11,0	12,0	12,0
Переміщення				
По осі X	мм	610	1000	505
По осі Y	мм	455	1100	355
По осі Z	мм	510	750	610
Подача				
Швидкісне переміщення X, Y, Z	м/хв	20	45	35
Магазин інструменту				
Кількість місць	шт	16	60	32
Тип магазину		«рука»	«рука»	«рука»

Продовження таблиці 1.1

Час зміни інструменту	С	3	7	
Хвостовик		BT - 40	HSK - 63A	SK - 30
Максимальна вага інструменту	кг	7	15	10
Точність				
Точність позиціювання X, Y, Z.	мм	±0,005	±0,005	±0,015

1.2 Порівняльний аналіз

Конструкція високошвидкісного шпинделя повинна враховувати технічні ресурси: точність, швидкість, момент, системи затиску інструменту, потужність і довговічність. В залежності від цього шпиндель складається з необхідних наборів деталей, підшипників, валів, муфт, ущільнювачів.

Як зазначалося раніше підшипники грають особливу роль у шпинделі. Під час роботи на границі їх можливостей, їх ресурс значно зменшується, що може призвести до аварійних ситуацій. У конструкціях високошвидкісних шпинделів використовуються прецизійні підшипники в комбінації з системою повітряно-масляного змащення. Цей вид змащення дозволяє працювати підшипникам на 10 – 20% швидше та допомагає в охолодженні та змащенні. Своєчасне технічне обслуговування запобігає несправності. Використання лабіринтного ущільнення з подачею туди повітря запобігає забрудненню.

Важливим пунктом використання ШВ є те якою системою затиснення інструменти ви будете використовувати. У цанговому патронні закріплюється хвостовик інструменту, наприклад кінцева фреза. До плюсів використання такого методу затискання інструменту відносяться:

- Мале радіальне биття;
- Автоматична зміна інструменту;
- Висока швидкість обробки;

На цей час в верстатах свердлильно-фрезерно-роз точної групи широко

використовується оправка з конусністю 7:24 (див. рис. 1.4). Ця оправка закріплюється в шпинделі за допомогою тарілчастих пружин. Обертання відбувається за допомогою торцевої шпонки.

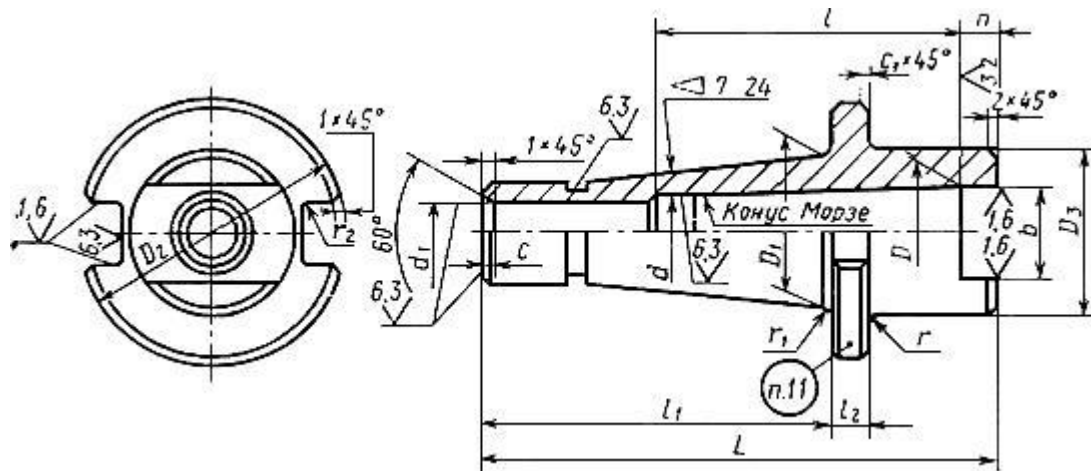


Рисунок 1.4 – Оправка інструментальна (Tool holder)

При високошвидкісній обробці проявляються недоліки:

- Із-зі великої ваги виникає складність в балансуванні;
- При порушенні балансування, під час високошвидкісного фрезерування можливе заклинювання головки в шпинделі, зменшення жорсткості з'єднання.

- Заклинювання ріжучого інструменту в оправці;
- Погіршується точність обробки;
- Зменшення строку служби інструменту:

Основною проблемою такої оправки це є розміри та способи закріплення її в шпинделі, тому великої популярності в зокрема за рахунок малого діаметру та довжини конусу набув тип з'єднання HSK [5].

Тип оправки HSK з'єднується з шпинделем за допомогою двох поверхонь та закріпленням оправки всередині.

HSK має конусність 1:10, що веде до збільшення жорсткості в з'єднаннях.

Висновок: Для високошвидкісної обробки, втрата точності, заклинювання інструменту чи оправки неприпустимо. Мала вага та висока жорсткість,

можливість вести обробку на 10 000 об/хв та більше робить оправку HSK найкращим варіантом.

Також не слід забувати про важливий параметр балансування всіх компонентів для запобігання економічних недоцільних втрат та підстроювання під режими різання.

Таким чином, конструкція високошвидкісного шпинделя являє собою компроміс. Максимальна швидкість обертів шпинделя залежить від розміру та типу підшипника. Необхідно балансувати пре натягом та кількістю підшипниками так як йде пряма залежність від жорсткості та швидкості. На всіх верстатах встановленні різні оправки. Hermle C52 – HSK 63A, PicoMax 60M – SK30, MCV 2418 - BT40. Таким чином нам підходить з'єднання оправки із шпинделем типу HSK 63A розміри якої приведені в (див. рис. 1.5).

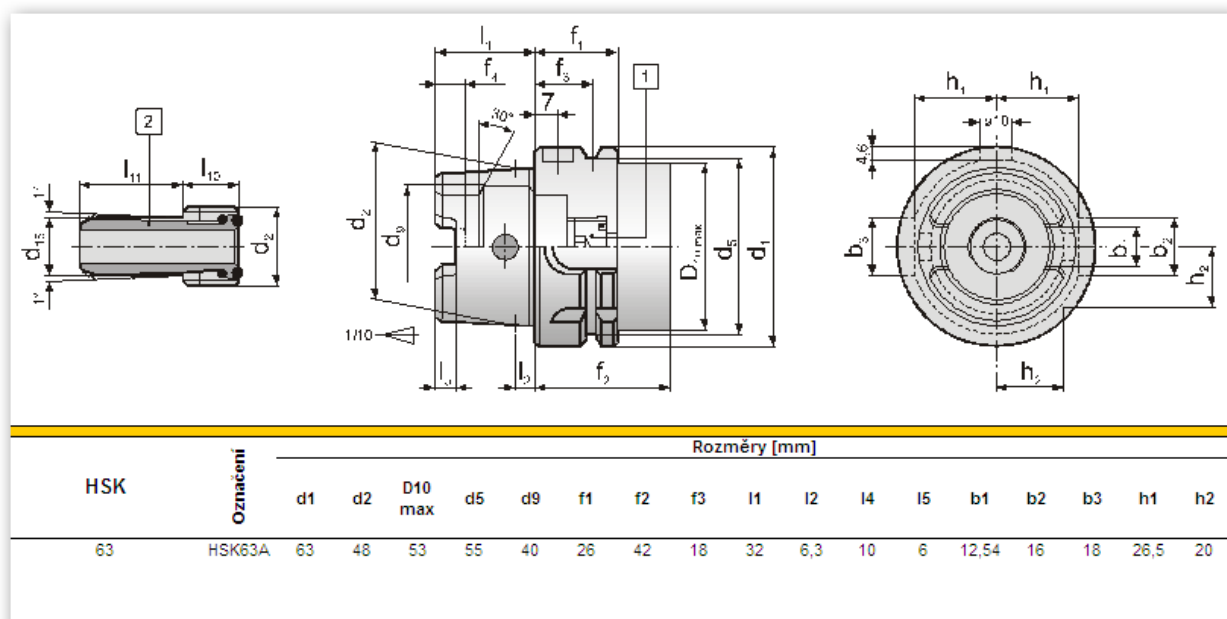


Рисунок 1.5 – Оправка HSK 63A

1.3 Спосіб змащування

Існує декілька видів змащування радіально-упорних підшипників для високошвидкісних верстатів. Змащування повинно виконувати основні

функції:

- Захист від корозії;
- Захист від абразивного зносу.

Все це виконує мікроскопічна масляна плівка між деталями підшипника.

Пластична змазка. Змазка закладається всередину підшипника, у гнізда корпусів на 0,3...0,6 їх обсягу.

Переваги:

- Легкість використання;
- Низька вартість.

Недоліки:

- Зі збільшенням температури змінюється пластична змазки, що веде до ще більшої температури та погіршення її основних функцій;
- Збільшення кількості змазки неможливе;
- Після закладання змазки необхідно її пропрацювати для якісного розподілення її.

Повітряно-масляна змазка (див. рис. 1.6). Дана змазка використовується коли швидкість обертів висока. Параметр dN змазки повинен бути менший ніж той же коефіцієнт шпиндельного вала. Консистентна змазка забезпечує dN до 850,000, в свою чергу повітряно-масляна змазка забезпечує 1,500,000 [6].

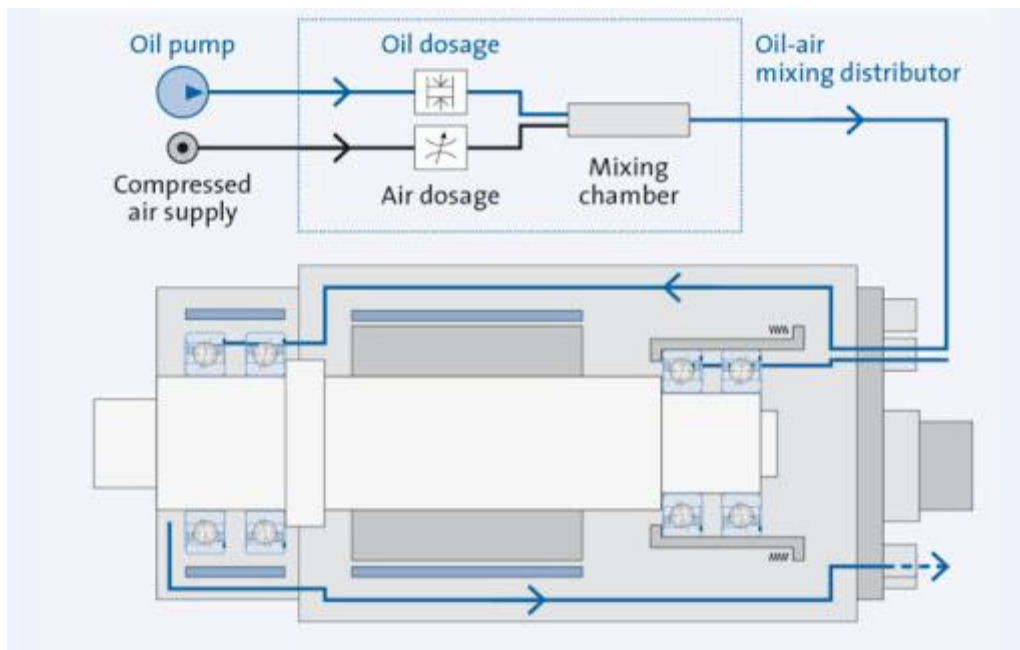


Рисунок 1.6 – Система повітряно-масляної змазки

Повітряно-масляна змазка подається під тиском у трубки та поступає до підшипників шпинделя.

Висновок: Добре підібрана змазка та метод її використання – це строк служби підшипників. Консистентна змазка використовується в всіх шпиндельних опорах, її досить для всіх функцій змазки. В повітряно-масляної змазки не має необхідності, не як в економічній та функціональній доцільності.

1.4 Спосіб створення попереднього натягу підшипників

Попередній натяг використовується для збільшення жорсткості. Натягом зменшують зазори між тілами кочення та кільцями. Бувають важкий, середній та легкий натяги. Регулювання натягу підшипників відбувається за рахунок прокладок між корпусом та кришкою, або за допомогою гайки на валу, або гвинта в кришці підшипника та натискної шайби, різні способи монтажу підшипників показані в (див. рис. 1.7).

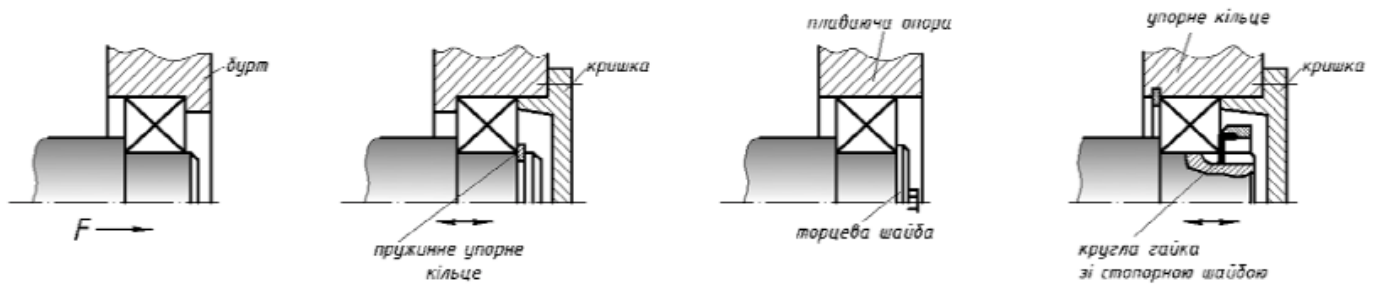


Рисунок 1.7 – Монтаж підшипників на валу і в корпусі

Легкий пре натяг створюється за допомогою пружини. Використовується при легких навантаженнях та високих швидкостях обертю, забезпечує оптимальне навантаження кілець підшипників, запобігаючи прослизання тіл кочення тим самим мінова пошкодження [7].

1.5 Матеріали шпинделів

Матеріал шпинделів залежить від твердості та зносостійкості робочих шийок та базуючи поверхонь фланців та стабільності розмірів та форми шпинделя, в процесі його виготовлення [8]. Матеріал та о його залежність від типу верстата приведений у таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Тип верстату та матеріал шпиндельного вузла

Тип верстата		Марка сталі та термічна обробка
Нормальної та підвищеної точності	Середнє навантаження	Сталь 45 (Г + ВВ)
	Високі навантаження	Сталь 45 (Г + ВВ) Сталь 30Х, 50 (Г, СВЧ)

Продовження таблиці 1.2

З вимогами до: Швидкохідні, швидкохідні та важко навантаженні шпинделі	40X, 38X2МЮА, 20X 12ХНЗ (Ц + Г + В)
Верстати точності В, А	40ХФА, 18ХГТ (Ц + Г + В)

Де - Г – гартування, ВВ – високий відпуск, СВЧ – струм високої частоти, Ц – цементация, В – відпуск.

1.6 Основні вимоги до шпиндельного валу

До основних вимог відносяться:

- Точність шпиндельного вузла, його складових;
- Динамічні характеристики які відповідають технічним потребам;
- Швидкісні характеристики;
- Максимальна робота спроможність;

Дуже важливим є вибір типу передачі на шпиндель. Між опорна відстань для шпиндельних вузлів є 3 ... 3,5 діаметрів підшипника шпинделя в передній опорі.

Жорсткість шпиндельних вузлів розглядається як проекція сил на балку. Жорсткість для верстатів високої точності повинна бути не менше 200 Н/мкм а для прецизійних 400 Н/мкм.

Точність обертання шпинделя визначається параметром радіального або торцевого биття. Величина цього биття залежить від класу точності верстата.

Жорсткість шпиндельного вузла визначається переміщенням переднього кінця шпинделя під дією сил різання та кутом нахилу переднього кінця [8].

Динамічна характеристика шпинделя це частота власних коливань яка виникає в процесі обертання шпинделя та швидкості оберту інструменту.

Частоти власних коливань шпинделів змінюються в широких межах (100 ... 600) Гц і призводять до резонансу.

1.7 Питання що виникають при розробці шпиндельного вузла

1. Тип шпинделя: з ремінною передачею, мотор-шпиндель з вбудованим мотором або мотор-шпиндель з муфтою.

2. Параметри підшипників.

3. Вибір двигуна.

4. Вибір інструментальної оправки та механізм затиску інструмента.

Тип шпинделя: з пасовою передачею, вбудованим двигуном або з муфтою.

По-перше необхідно визначитися який шпиндель нам необхідний, з пасовою передачею чи з вбудованим електродвигуном [8].

- з пасовою передачею або з вбудованим двигуном (мотор-шпиндель).

Вибирають такі основні параметри для вибору типу шпинделя - необхідною швидкістю обертання шпинделя, потужністю і жорсткістю шпиндельного вузла. Вартість також є істотним чинником. Менша вартість буде у шпинделя з пасовою передачею, так як менше вузлів та більш проста компоновка [8].

Звичайний шпиндель з пасовою передачею включає в себе шпиндельний вал на підшипникових опорах, кількість підшипників залежить від необхідної жорсткості конструкції, шківів для передачі оберту з двигуна котрий розташований окремо, пасової передачі (клиновий чи полі клиновий пас).

Перевагою клинових пасів вважається:

1. Краща передача потужності та тепловідведення.

Перевага полі клинових пасів:

2. Призначені для передачі обертального моменту при високих обертах двигуна із шківів невеликого діаметру.

Переваги шпинделя з пасовою передачею:

1. Низька вартість.

2. Велика кількість можливих варіантів технічного складу, так як є

можливість зміни двигуна у необхідну для нас сторону.

Обмеження шпинделів з пасовою передачею:

1. Невисока максимальна швидкість яка обмежена пасовою передачею. При високих обертах пасова передача може не витримати навантаження, це обмежує передачу крутного моменту. Також треба зазначити що використання клиновидних пасів виключає проблему швидкості. Використання суцільних пасів, до яких відносяться клинові та полі клинові усувають виникнення вібрацій на відміну від плоских зшитих пасів [17].

Вибір схеми компоновки підшипників залежить від направленості та сили навантажень які вони будуть сприймати.

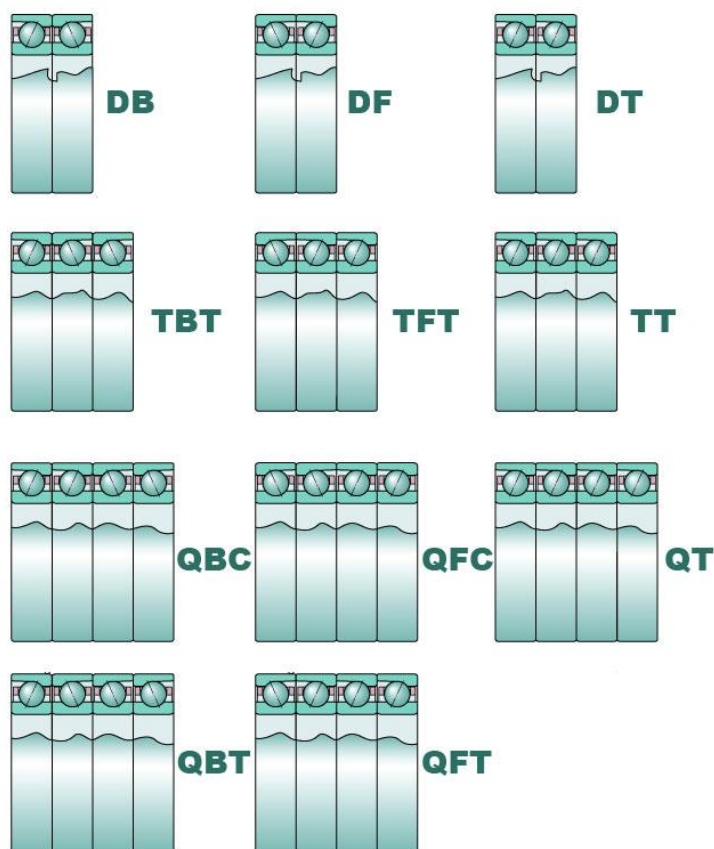


Рисунок 1.8 – Схеми компоновки підшипникових опор

DB схема компоновки (O – образна схема) (див. рис. 1.8), лінії навантаження в підшипниках, розходяться у напрямку до осі підшипників. При такій схемі установки підшипники сприймають осьові навантаження в

обох напрямках, проте кожен підшипник сприймає лише навантаження в одному напрямку. Встановлення по O – образній схемі забезпечує порівняно високу жорсткість підшипникового вузла.

DF схема компоновки (X – образна схема) (див. рис. 1.8), лінії навантаження сходяться в осі підшипника. Така схема погано сприймає моменти навантаження.

DT схема компоновки (тандем) (див. рис. 1.8), така схема використовується коли осьова та радіальна вантажопідйомність одного підшипника недостатня. Навантаження в цій схемі розподіляються на всі підшипники рівномірно.

Всі інші схеми (див. рис. 1.8) потрібні для сприйняття більших навантажень за допомогою перших трьох схем.

1.8 Аналіз опор ШВ

Найбільш важливим компонентом швидкісного верстата є система підшипників. Так як шпиндель має високі швидкості обертання, має передавати необхідний момент на інструмент, мати достатню осьову та радіальну жорсткість і великий строк служби. Підшипники повинні відповідати всім цим умовам.

На даний момент на ринку існує багато виробників високошвидкісних підшипників для швидкісної обробки. За типом підшипники поділяються на – роликові циліндричних, роликові конічні, кулькові.

Вибір підшипника має приймати на увагу ряд компромісів:

- Для великої швидкості підшипник буде мати малий кутовий контакт при цьому шпиндель буде малого діаметру та низький момент. «Кут контакту впливає на здатність підшипника сприймати осьові навантаження чим більший кут, тим більша осьова жорсткість».

- При високій жорсткості підшипник матиме великі ролики які дадуть низьку швидкість обертання

- В залежності від осьового чи радіального навантаження буде змінюватися кут від більшого до малого що призведе до зменшення чи до збільшення швидкості за рахунок вартості[17].

Якщо потрібна висока жорсткість на високих частотах збільшують кількість підшипників в опорі.

На всіх варіантах розглянутих у цьому дипломному проекті встановлені радіально-упорні підшипники з кутом контакту 15° (Рисунок 4.11). Одним з головних параметрів підшипників це кут контакту. Він знаходиться як кут між лінією, з'єднаний точки контакту кульки та кільця в радіальній площині. Осьове навантаження радіально – упорних кулькових підшипників збільшується з кутом контакту. Для фрезерувальних верстатів кут повинен бути 15° . Вони найчастіше використовуються в високошвидкісних верстатах так як вони виконують всі на них накладенні вимоги: висока точність, швидкість та вимоги по зусиллям. Для отримання більш жорсткої опори використовують роликпідшипники, але швидкість зменшиться.

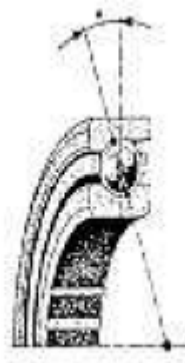


Рисунок 1.9 - Кут контакту підшипника

Радіально – упорні підшипники мають в собі прецизійні кульки в прецизійній обоймі. Під час розробки ШВ виробники звертають увагу на швидкість підшипника та необхідна швидкість шпинделя. Це обумовлюється типом підшипника, умов їх роботи, пре натяг, способи змащування [15].

Опори шпинделя верстата Ricomaх 60M. Шпиндель (Рисунок 3.1) має 2 опори «А» і «В». В опорі «А» спосіб полягає в монтуванні радіально-упорний підшипників на валу в QBT компоновки. Це коли три підшипника мають один і той же напрямок а четвертий дивиться у протилополежний. Таке розташування використовується коли осьове навантаження діє переважно в одному напрямку. В опорі «В» стоїть один підшипник кочення. Він необхідний для сприйняття тільки радіального навантаження. Основне навантаження приходить на опору «А».

Допустиме осьове навантаження залежності від діаметра, кута та пре натягу вибирається з каталогу, далі дивимося кількість підшипників в опорі та використовуємо таблицю 2, де за необхідністю множимо на коефіцієнт. Радіальне навантаження розраховуються за формулами (див. таб. 3.4) (Формула: – $C_{a4} = 2,24 \cdot C_a$, далі знаходимо радіальну жорсткість $C_r = 6 \cdot C_a$ for $\alpha = 15^\circ$) також радіальна та осьова жорсткість була розрахована у дипломі, отримані значення співпадають з кількістю підшипників та виконують умову жорсткості.

Опори в верстаті Hermle C52. Шпиндельний вузол складається з власне шпинделя та співвісного вала зі змонтованим на ньому електродвигуном. Вал двигуна з'єднаний зубчатою муфтою далі з шпинделем в якому встановлений механізм закріплення інструменту. Нам цікавий вал з інструментальною оправкою.

В опорі «А» маємо 2 радіально-упорних підшипника встановлених DT компонованням. Таке компоновання може нести осьові та радіальні навантаження в одному напрямку, тому в опорі «В» встановлене також DT компоновання але дзеркально розташоване. Оскільки осьова жорсткість цієї компоновки в 2 рази вище ніж аналогічне значення для однорядної компоновки, це з'єднання використовується при високому осьовому навантаженні в одному напрямку.

У набір може бути доданий третій радіально-упорний, щоб сприймати

додаткові радіальні навантаження. У поєднанні з радіальним підшипником, це дозволяє переносити максимальні навантаження в осьовому напрямку. При додаванні ще одного підшипника компоновка буде змінена на ТВТ, тому зміниться і внутрішній пре натяг [16].



Рисунок 1.10 – Внутрішній преднатяг компоновки ТВТ.

Опори в верстаті MCV 2418. Обертання шпинделя здійснюється за допомогою шківів встановлених за другою опорою валу, тому він несе більші радіальні навантаження, щоб сприймати їх в опорі «В» встановлено два радіально-упорні підшипники. Компоновка «тандем» ДТ. Преднатяг жорсткий, здійснюється за допомогою втулки на яку йде навантаження від гайки яка закручується в шпиндель. Опора «А» має в собі 3 підшипники, два встановлені за компоновкою «тандем» ДТ, далі йдуть втулки для створення преднатягу в які в свою чергу впирається третій радіально-упорний підшипник який дивиться в іншу сторону для сприймання осьового навантаження з протилежної сторони [16].

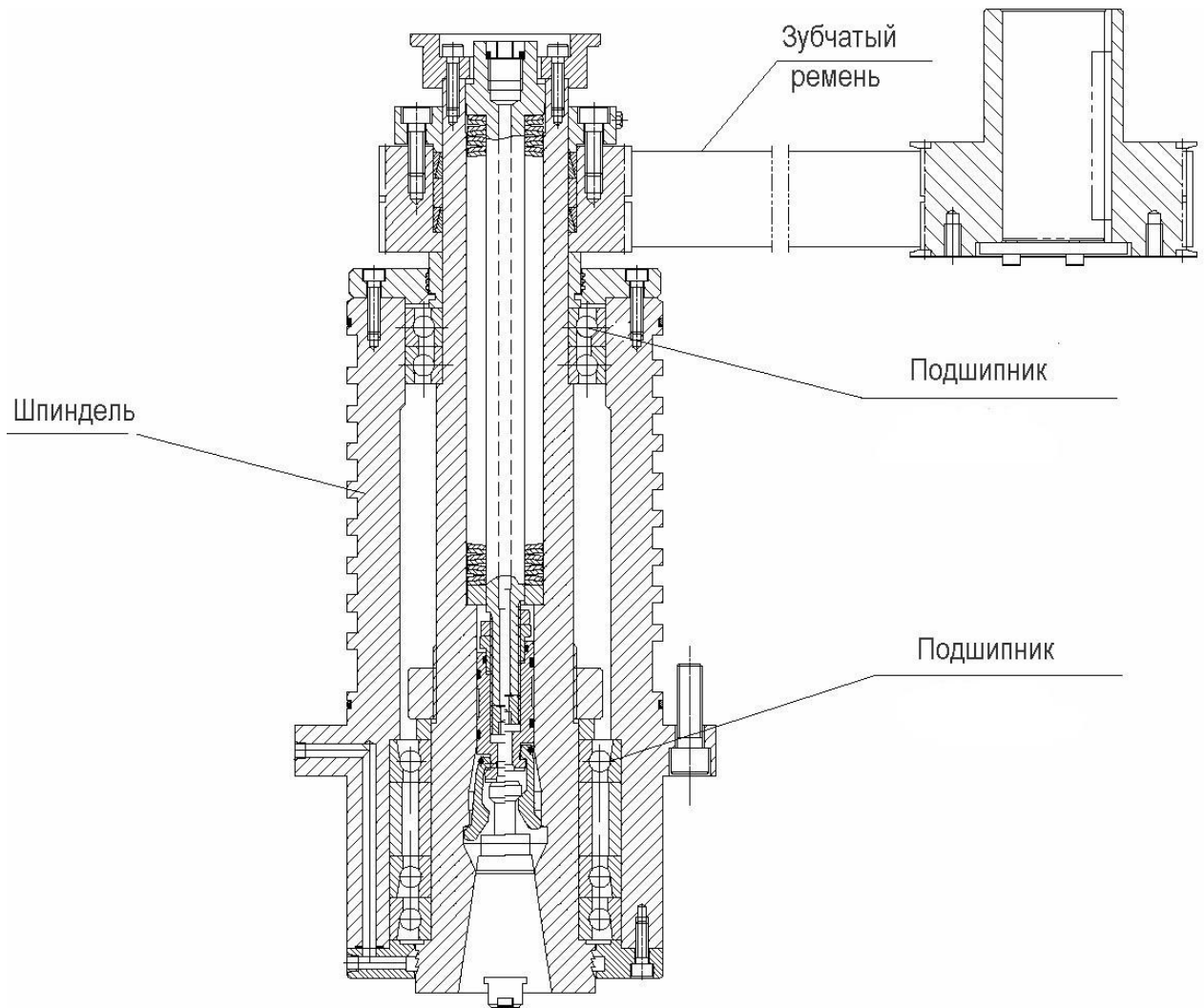


Рисунок 1.11 - Шпиндель MCV 2418.

1.9 Опис мотор-шпиндель

Мотор-шпиндель представляє собою поєднання валу шпинделя та електродвигуна. Поєднаний з валом електродвигун історично вперше з'явився на внутрішньо шліфувальних і свердлильних верстатах, де потрібні великі обороти при малих діаметрах інструменту.

Мотор-шпиндель являє собою корпус зі статором, всередину якого поміщений вал з пакетом ротора. На передній і задній опорі встановлюються підшипники, це можуть бути кулькові радіально – упорні підшипники, які сприймають радіальні та осьові навантаження.

Для збільшення жорсткості шпинделя його опори (підшипники) встановлюються з преднатягом. Найчастіше передні підшипники являють собою дуплексні пари, іноді триплекси рідше інші види компонування (див. рис. 1.10) в залежності від навантажень які сприймають опори, у більшості випадків саме передня опора сприймає основну частину навантажень.

У задній опорі може стояти одинарний кульковий радіально – упорний підшипник, з пре натягом який створюють за допомогою гайки чи пружин. Такий підшипник може отримувати не тільки радіальні але й малі осьові навантаження.

Усі мотор-шпинделі конструктивно схожі, дві опори та сам електродвигун, але в залежності від потреб можуть змінюватися.

Фрезерні верстати, як правило, мають потужну передню опору за схемою DB чи TBD, що сприймає всі навантаження, і менший за розмірами підшипник ззаду, потрібен для отримання валу.

Мотор-шпинделі розрізняють за методом зміни інструменту: автоматичним та ручним.

Мотор-шпинделі з автоматичною зміною інструменту має в валу механізм для автоматичного захоплення та відпускання інструменту.

Охолодження мотор-шпинделів

- Рідинне охолодження працює за допомогою циркуляції охолоджуючої рідини по спеціальним канавкам навколо статора (див. рис. 1.9).

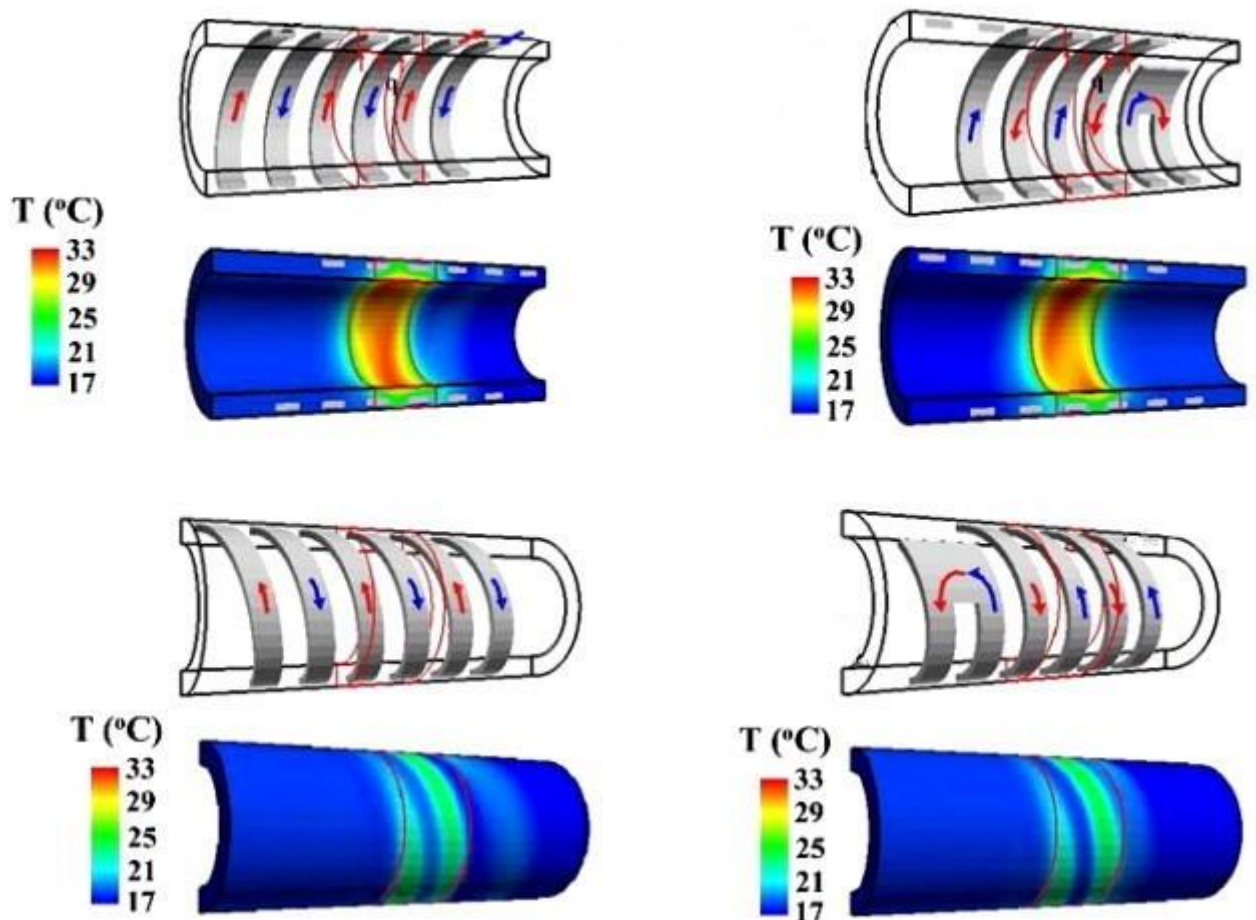


Рисунок 1.12 – Приклад циркуляції охолоджуючої рідини навколо статора.

Переваги мотор-шпинделя:

1. Великий КПД, обертання двигуна передається на інструмент напряму.
2. Немає додаткової проєцируймо на вал сили від шківів.
3. Менша кількість деталей конструкції.

Недоліки мотор-шпинделя:

1. Обмеження в розмірах двигуна встановленого безпосередньо на шпинделі, тому з'являється обмеження в жорсткості та розмірах валу які диктуються розміром двигуна.

2. Економічна складова. Вартість складається з складної конструкції, ремонт спроможність. Зачасту після аварії необхідно змінювати не одну деталь а цілий вузол. Не треба забувати про необхідність в спеціалістах які

розробляли верстат, бо тайну виробництва та технологій ще ніхто не відміняв.

Переваги мотор-шпинделя з муфтою:

1. Мотор-шпиндель з муфтою має всі ті переваги котрі було описано вище для звичайного мотор-шпинделя але при цьому в ньому зникає той самий недолік який має якщо не головне то значне місце, обмеження за розмірами. Це отримується завдяки тому що двигун встановлюється на валу співвісному із шпинделем з'єднаних зубчастою муфтою, основна частина це вал в якому закріплюється інструмент, він може обмежуватися правилом трьох діаметрів і бути того розміру котрого це необхідно. Друга частина це вал на якому знаходиться двигун. З'єднання складається з пів муфти із зовнішнім зубчастим вінцем, і роз'ємною обоймою з внутрішнім зубчастим вінцем, з'єднання з валом двигуна проходить за допомогою болтів.

Недоліки мотор-шпинделя з муфтою:

1. З'являються додаткові вібрації. Так як ЗМ це механічне з'єднання з мінімальним але все ж таки зазором, при роботі будуть виникати додаткові вібрації. Затискні пристрої властиві усім конструкціям, що розглядаються, тому якщо це недолік, то він поширюється на усі конструкції. Якщо муфта з трапецієвидними зубами або трикутними (див. рис. 1.10), то зазору не буде.

2. Знос зубців. Знос являється основною причиною виходу з ладу ЗМ. За відсутності зазорів основною причиною виходу з ладу буде втома, або зминання.

3. Більші осьові габарити конструкції.

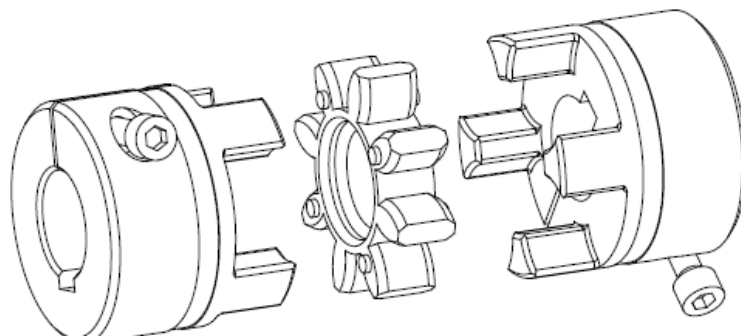


Рис. 1.13 - Муфта з трикутними зубами

2 РОЗРАХУНОК НА ШВИДКОХІДНІСТЬ, ОЦІНКА ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА

2.1 Розрахунок на швидкохідність ШВ

Швидкохідність підшипників та опор шпинделя залежить від ряду факторів:

3. Сили тертя;
4. Компоновка підшипникової опори;
5. Преднатягу;
6. Змазки підшипників кочення;
7. Охолодження опори.

Температура опори – головний фактор для багатоцільових верстатів.

Граничне значення якої не повинно бути більшим чим 10°C , від стандартної робочої температури. В рисунку 2.1 показано температуру опор шпинделя в залежності від частоти оберту та компоновання [9].

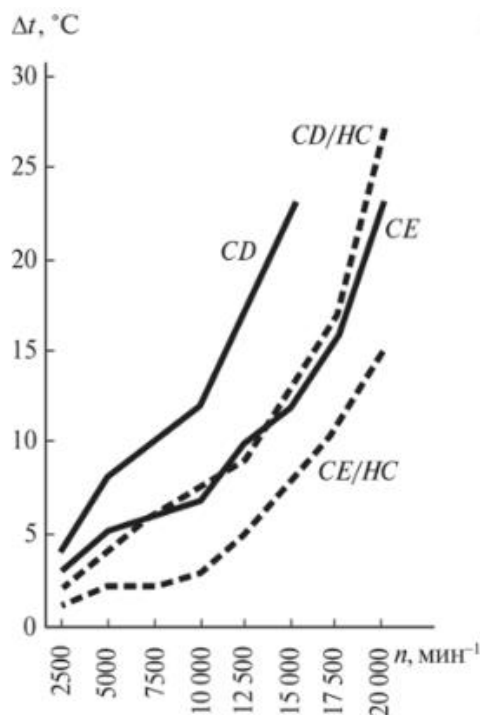


Рисунок 2.1 – Залежність температури опор шпинделя

Швидкохідність підшипників кочення характеризується граничним числом обертів, котрі приводяться в каталозі, а також одним з наступних параметрів приведення в [10].

$$d \cdot n_{\max} \text{ чи } d_{\text{cp}} \cdot n_{\max} \quad (2.1)$$

де n_{\max} – максимальне число обертів шпинделя,

$$d_{\text{cp}} = 0,5 \cdot (d+D) \quad (2.2)$$

d – внутрішній діаметр,

D – зовнішній діаметр підшипника.

Параметр швидкохідності для конструкції з вбудованим електродвигуном, схема компоновання підшипників в (див. рис. 2.2):

$$d_{\text{cp}} = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (65 + 100) = 82,5 \text{ мм};$$

$$d_{\text{cp}} \cdot n_{\max} = 82,5 \cdot 10000 = 825000 \text{ мм} \cdot \text{об/мин};$$

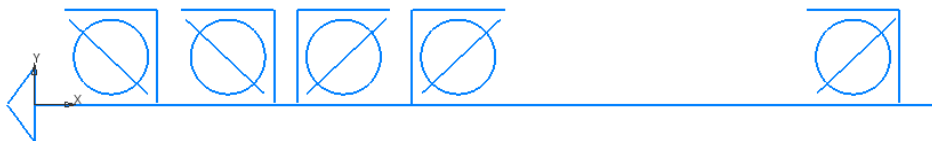


Рисунок 2.2 - Схема компоновання опор конструкції з вбудованим електродвигуном.

Параметр швидкохідності для конструкції з вбудованим електродвигуном та муфтою, схема компоновання підшипників в (див. рис. 2.2):

$$d_{\text{cp}} = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (70 + 100) = 85 \text{ мм};$$

$$d_{\text{cp}} \cdot n_{\max} = 85 \cdot 10000 = 850000 \text{ мм} \cdot \text{об/мин};$$

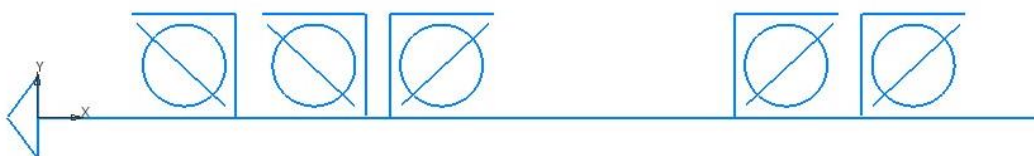


Рисунок 2.3 - Схема компоновання опор конструкції з вбудованим електродвигуном та муфтою.

Параметр швидко хідності для конструкції з пасовою передачею, схема компоновання підшипників в (див. рис. 2.2):

Опора 1:

$$d_{cp} = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (70 + 110) = 90 \text{ мм};$$

$$d_{cp} \cdot n_{max} = 90 \cdot 10000 = 90000 \text{ мм} \cdot \text{об/мин};$$

Опора 2:

$$d_{cp} = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (60 + 95) = 77,5 \text{ мм};$$

$$d_{cp} \cdot n_{max} = 77,5 \cdot 10000 = 775000 \text{ мм} \cdot \text{об/мин};$$



Рисунок 2.4 - Схема компоновання опор конструкції з пасовою передачею.

3 РОЗРАХУНОК РЕЖИМІВ РІЗАННЯ ТА ЖОРСТКІСТЬ ШПИНДЕЛЯ

3.1 Розрахунок оптимальних режимів різання

Розрахунок і конструктивне оформлення шпинделя має свою специфіку у порівнянні зі звичайними валами. На конструкцію шпинделя впливають вимоги жорсткості і точності його обертання, що визначає його розміри, розташування та вид опор, а також вид приводу, метод закріплення патрону, наявність отвору в шпинделі тощо.

Шпиндель розраховують на жорсткість. При розрахунках на жорсткість розрахункову схему шпинделя виконують у вигляді балки, тип якої залежить від типу й кількості підшипників на ній (див. рис. 3.1, 3.4, 3.7) [11].

Шпиндельний вузол побудований за схемою верстата Hermle C52

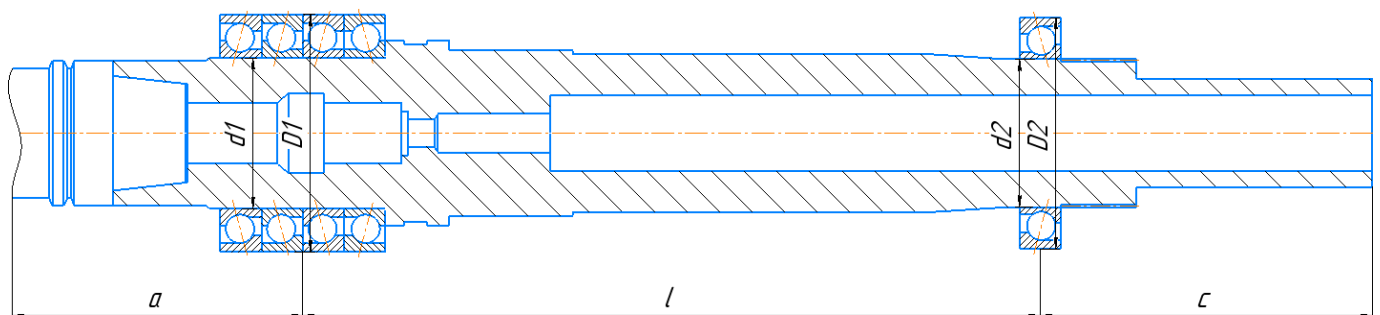


Рисунок 3.1 – Шпиндельний вузол побудований за схемою верстата Рісوماх 60 М

Розміри опор ШВ:

$$a = 120 \text{ мм};$$

$$l = 320 \text{ мм};$$

$$c = 144 \text{ мм};$$

$$\text{Ø } d1 = 65 \text{ мм};$$

$$\text{Ø } D1 = 100 \text{ мм};$$

$$\text{Ø } d2 = 65 \text{ мм};$$

$$\text{Ø } D2 = 100 \text{ мм};$$

1. Граничні розрахункові значення діаметрів фрез:

$$D_{\max} = 0,4 B_c = 125 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = 0,05 D_{\max} = 6 \text{ мм}.$$

Діаметри фрез уточнюються за ГОСТ Р 53002-2008 та ГОСТ 26595-80:

$$D_{\max} = 125 \text{ мм}, Z = 12 \text{ торцева фреза};$$

$$D_{\min} = 6 \text{ мм}, Z = 3, \text{ кінцева фреза};$$

2. Розрахункова ширина фрезерування:

$$B_{\max} = (0,75-1,0) \cdot D; \quad (3.1)$$

беремо $B_{\max} = 95 \text{ мм};$

$$B_{\min} = 0,5 \cdot 6 \text{ мм}; \quad (3.2)$$

беремо $B_{\max} = 3 \text{ мм}.$

3. Глибина різання [12, ст. 283]

$$t_{\max} = 1.8 \text{ мм}; t_{\min} = 0.5 \text{ мм}.$$

4. Подача на зуб фрези [12, ст. 283]:

$$S_z \max = 0,1 \text{ мм/зуб}; S_z \min = 0,07 \text{ м/зуб}.$$

5. Найбільша швидкість різання підраховується для обробки сталеві заготовки з $\sigma = 600 \text{ МПа}$ кінцевою фрезою діаметром $D = 6 \text{ мм}$ твердого сплаву Т15К6; число зубців $Z = 3$; глибина різання $t = 0,5 \text{ мм}$, подача $S_z = 0,07 \text{ мм/зуб}$; ширина фрезерування $B = 3 \text{ мм}$. [12].

$$V_{\max} = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot S^y \cdot Z^p \cdot B^u} \cdot K_v \quad (3.3)$$

де V – швидкість різання, м/хв;

C_v – коефіцієнт;

q, m, x, y, p, u – показники ступеню;

T – стійкість інструмента, хв;

t – глибина різання, мм;

S – подача, мм/об;

z – кількість зубців фрези;

D – діаметр фрези;

B – ширина фрезерування

K_v – поправочний коефіцієнт, що враховує вплив механічних властивостей оброблюваного матеріалу на швидкість різання [12, ст. 282].

$C_v=234$; $q=0,44$; $m=0,37$; $x=0,24$; $y=0,26$; $p=0,13$; $u=0,1$; [12, ст. 287]

$T=60$ хв [12, ст. 290]

$$V_{\max} = \frac{234 \cdot 6^{0.44} \cdot 1.22}{60^{0.37} \cdot 0.5^{0.24} \cdot 0.07^{0.26} \cdot 3^{0.13} \cdot 3^{0.1}} = 255 \text{ м/хв.}$$

$$K_v = (750/600)^{nv} = 1.22$$

6. Найменша швидкість різання визначається для обробки сталі з $\sigma = 750$ МПа торцевою фрезою із швидкорізальної сталі діаметром 125 мм з числом зубців 12; глибина різання $t = 1.8$ мм; подача $S_z = 0,1$ мм/зуб; ширина фрезерування $B = 75$ мм; стійкість фрези $T = 180$ хв [12].

$C_v=64$; $q=0,25$; $m=0,2$; $x=0,1$; $y=0,2$; $p=0$; $u=0,15$; [12, ст. 287]

$$V_{\min} = \frac{64,7 \cdot 125^{0.25} \cdot 1}{180^{0.2} \cdot 1.8^{0.1} \cdot 0.1^{0.2} \cdot 12^{0.95} \cdot 0.15} = 57 \text{ м/хв.}$$

$$K_v=1$$

7. Граничні частоти обертання шпинделя розраховується за формулою [12, стр 284].

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot V_{\max}}{\pi \cdot D_{\min}} = \frac{1000 \cdot 255}{3,14 \cdot 6} = 13535 \text{ хв}^{-1}. \quad (3.4)$$

$$n_{\min} = \frac{1000 \cdot V_{\min}}{\pi \cdot D_{\max}} = \frac{1000 \cdot 57}{3,14 \cdot 125} = 145 \text{ хв}^{-1}$$

8. Найбільшу кругову силу різання, швидкість різання і ефективну потужність визначаємо для обробки сталей з $\sigma = 660$ МПа торцевою фрезою із швидкорізального сплаву діаметром 6 мм і числом зубців $Z = 3$; глибина

різання $t = 6$ мм; подача на зуб $Sz = 0,115$ мм/зуб; ширина фрезерування $B = 3$ мм; стійкість фрези $T = 30$ хв.

Для обробки торцевою фрезою з твердого сплаву з числом зубів $Z = 12$, діаметром $D = 100$ мм, з глибиною різання $t = 1,8$ мм, шириною фрезерування $B = 0,3 D_f$, подачею $Sz = 0,22$ мм/зуб рекомендована виробником швидкість $V = 215-320$ м/хв.

Частота обертання фрези:

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D_f} = \frac{1000 \cdot 215}{3,14 \cdot 100} = 684_{\text{хв}^{-1}}.$$

Потужність різання [12, ст. 282]:

$$P_c = \frac{t \cdot b \cdot v_f \cdot k_c}{60 \cdot 10^6}; \quad (3.5)$$

Знаходимо V_f за формулою [11]:

$$V_f = f_z \cdot Z_c \cdot n, \frac{\text{мм}}{\text{хв}} \quad (3.6)$$

$$V_f = 0,22 \cdot 12 \cdot 684 = 1805 \frac{\text{мм}}{\text{хв}};$$

Знаходимо потужність двигуна та силу різання:

$$P_c = \frac{1,8 \cdot 30 \cdot 1805 \cdot 2000}{60 \cdot 10^6} = 3,25 \text{ кВт};$$

$$F_z = \frac{2 \cdot M}{D_f} = \frac{2 \cdot 9550 \cdot 3,25}{684 \cdot 0,125} = 726 \text{ Н}. \quad (3.7)$$

де t - глибина різання, мм;

b – ширина фрезерування, мм;

v_f – швидкість подачі, мм/хв.;

k_c – питома сила різання, Н/мм².

Для більш точного визначення потужності різання величину k_c слід обчислювати відповідно до формули.

$$k_c = \frac{1-0,01 \cdot \gamma_0}{h_{\text{мс}}} \cdot k_{c1.1}; \quad (3.8)$$

$$k_c = 2000;$$

тут η – коефіцієнт корисної дії приводу;

$k_{C1.1}$ – питома сила різання, Н/мм².

γ_0 – передній кут різця, град.;

h – товщина стружки;

m_c - показник ступеню, що залежить від матеріалу заготовки.

Вибираємо двигун згідно потужності різання:

Таблиця 3.1 – Технічна інформація двигуна 1FE1082-4WP [13].

kW	S6-40%, kW	S1, Nm	S6-40%, Nm	n _{rated} , rpm	N _{max. inv} , rpm	N _{max} , rpm
12	12 (16.09)	42 (372)	55 (487)	2700	5900	15000

3.2 Визначення реакції і жорсткості опор

Особливість методики розрахунку на жорсткість в тому, що спочатку опори вважаються абсолютно жорсткими, а тіло шпинделя деформується, податливим. Знаходимо зміщення осі шпинделя. Вважаю сам шпиндель абсолютно жорсткий, а опори податливий (див. рис. 3.2).

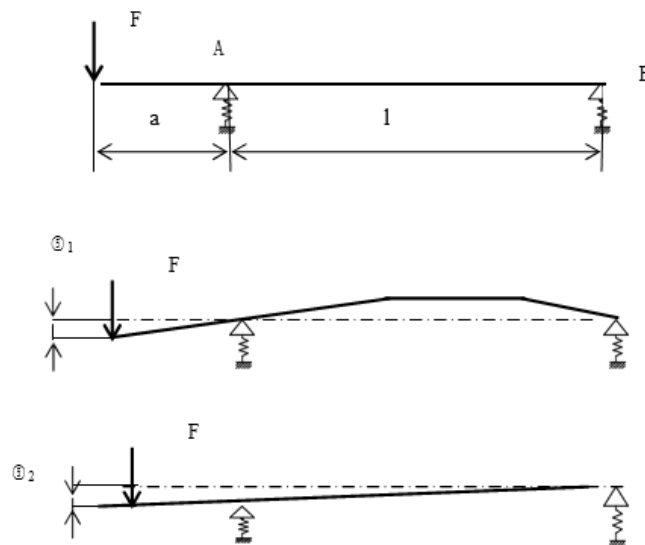


Рисунок 3.2 - Розрахункова схема шпиндельного вузла

Спочатку знаходить реакцію опор. Для цього складаємо рівняння моментів щодо опор А і В.

$$F = \sqrt{F_z^2 - F_y^2}, \text{ Н}; \quad (3.9)$$

$$F_y = 0,4 \cdot F_z = 0,4 \cdot 726 = 291 \text{ Н}. \quad (3.10)$$

$$F = \sqrt{726^2 - 291^2} = 665 \text{ Н};$$

Складаємо формулу реакції опори А:

$$\Sigma M = 0; \quad -R_b \cdot l + F \cdot a = 0;$$

Складаємо формулу реакції опори В:

$$\Sigma M = 0; \quad -R_a \cdot l + F(a + l) = 0.$$

Звідси:

$$R_b = \frac{F \cdot a}{l} = \frac{665 \cdot 120}{320} = 250 \text{ Н};$$

$$R_a = \frac{F(l+a)}{l} = \frac{665(320+120)}{320} = 915 \text{ Н};$$

Визначення жорсткості опор А і В. Жорсткість комплексної опори А вибираємо з каталогу разом і з підшипниками.

Підшипники вибираємо з каталогу FAG:

- Радіально – упорний кульковий підшипник В7013-С-Т-Р4S (див. рис. 3.3) [14].

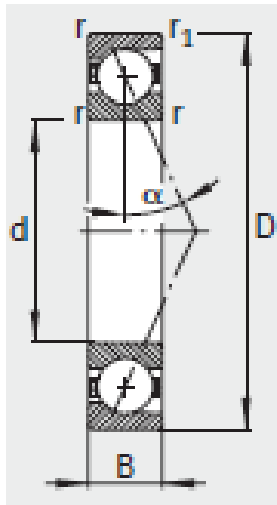


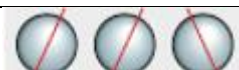

Рисунок 3.3 – Підшипник В7013-С-Т-Р4S.

Таблиця 3.2 – Технічна характеристика підшипника.

d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	r1, мм	α°	Осьова жорсткість N/μm
65	100	18	1,1	1,1	15	169,1

Осьова жорсткість одного підшипника 169,1 N/μm його технічні дані зведенні у табл. 3.2, в опорі «А» встановлено 4 радіально – упорних підшипника, тому згідно компоунваню вибираємо коефіцієнт з таблиці 3.3 [15].

Таблиця 3.3 – Коефіцієнт осьової жорсткості

Розташування підшипників	Осьова жорсткість C_a , N/μm;
	C_a
	$1,64 \cdot C_a$
	$2 \cdot C_a$
	$2,24 \cdot C_a$
	$2,64 \cdot C_a$

Осьова жорсткість:

$$C_{a1} = 2,24 \cdot C_a, \text{ N/}\mu\text{m}; \quad (3.11)$$

$$C_{a1} = 2,24 \cdot 169,1 = 378,78 \text{ N/}\mu\text{m};$$

Розраховуємо радіальну жорсткість C_r згідно таблиці 3.4 [15]:

$$C_{r1} = 6 \cdot 378,78 = 2272,68 \text{ N/}\mu\text{m};$$

Таблиця 3.4 – Формули розрахунку радіальної жорсткості в залежності від кута α .

Кут підшипника	Формула радіальної жорсткості
15°	$6 \cdot Ca$
20°	$3,5 \cdot Ca$
25°	$2 \cdot Ca$

Осьова жорсткість опори В дорівнює:

$$C_{a2} = 169,1 \text{ N/}\mu\text{m};$$

Розраховуємо радіальну жорсткість J_r :

$$C_{r2} = 6 \cdot 169,1 = 1014,6 \text{ N/}\mu\text{m};$$

Розрахунок загального зміщення переднього кінця шпинделя Знаходимо моменти інерції поперечного перерізу вильоту шпинделя і між опорної відстані:

$$I = 0.05(d_{\text{нар}}^4 - d_{\text{вн}}^4); \quad (3.12)$$

$$I_1 = 0.05(65^4 - 30^4) = 8,5 * 10^5 \text{ мм}^4;$$

$$I_2 = 0.05(65^4 - 35^4) = 8.1 * 10^5 \text{ мм}^4;$$

Пружне переміщення переднього кінця шпинделя, складається з усіх переміщень:

$$\delta = F \left[\frac{a^3}{3El_1} + \frac{a^3 l}{3El_2} + \frac{C_{r1} a^2 + C_{r2} (l+a)^2}{C_{r1} C_{r2} l^2} \right]; \quad (3.13)$$

Де E – модуль пружності матеріалу шпинделя

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\delta = 665 \cdot \left[\frac{120^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 8,5 \cdot 10^5} + \frac{120^3 \cdot 320}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 8,1 \cdot 10^5} + \frac{22,7 \cdot 10^5 \cdot 120^2 + 10,1 \cdot 10^5 \cdot (320 + 120)^2}{22,7 \cdot 10^5 \cdot 10,1 \cdot 10^5 \cdot 320^2} \right] = 0,0072 \text{ мм};$$

Кут повороту шпинделя в передній опорі:

$$\theta = \frac{Fal}{3El_2} = \frac{665 \cdot 120 \cdot 320}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 8,1 \cdot 10^5} = 0.00052 \text{ рад}; \quad (3.14)$$

Висновок: За ГОСТ 30027-93 допуск на осьове переміщення шпинделя після прикладення навантаження від 5000 до 10000 Н не повинен

перевищувати 0,012 мм. За розрахунком переміщення кінця шпинделя вийшло 0,0072 мм, що допустимо. Кут повороту шпинделя в передній опорі дорівнює 0.00052 рад. Можна зробити висновок, що шпиндель має високу жорсткість, а отже високу точність.

Визначення реакції і жорсткість опор шпиндельного вузла побудованого за схемою верстата Hermle C52

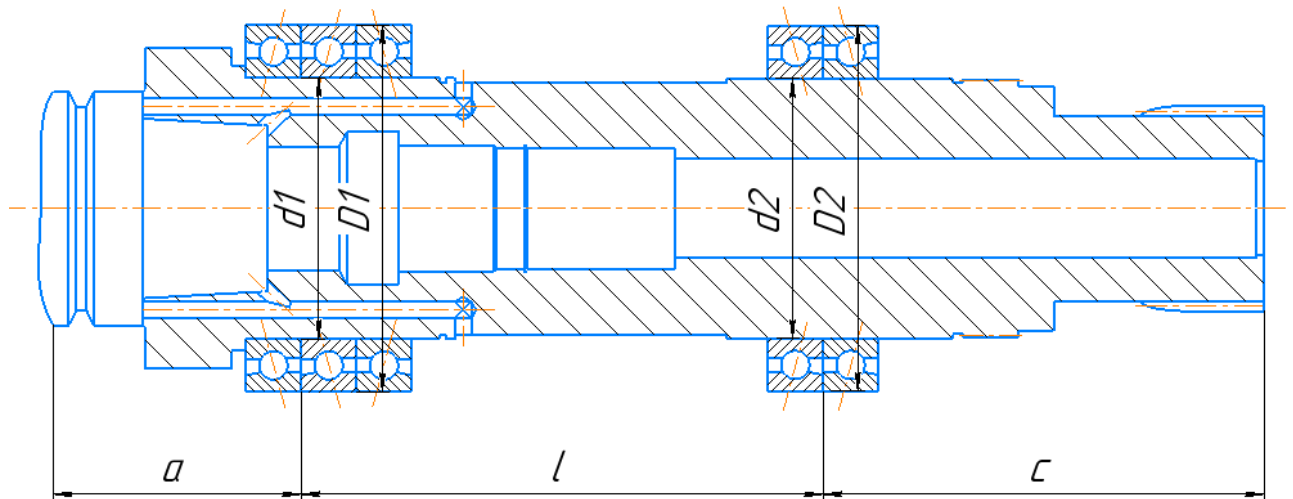


Рисунок 3.4 - Шпиндельний вузол побудований за схемою верстата Hermle C52

Розміри опор ШВ:

$$a = 67 \text{ мм};$$

$$l = 140 \text{ мм};$$

$$c = 118 \text{ мм};$$

$$\text{Ø } d1 = 70 \text{ мм};$$

$$\text{Ø } D1 = 100 \text{ мм};$$

$$\text{Ø } d1 = 70 \text{ мм};$$

$$\text{Ø } D1 = 100 \text{ мм};$$

Згідно розрахунку режимів різання вибираємо двигун 1FE1082-4WP, технічна інформація про котрий зведена у таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Технічна інформація двигуна 1FE1082-4WP [13].

kW	S6-40%, kW	S1, Nm	S6-40%, Nm	n _{rated} , rpm	N _{max. inv} , rpm	N _{max} , rpm
12	12 (16.09)	42 (372)	55 (487)	2700	5900	15000

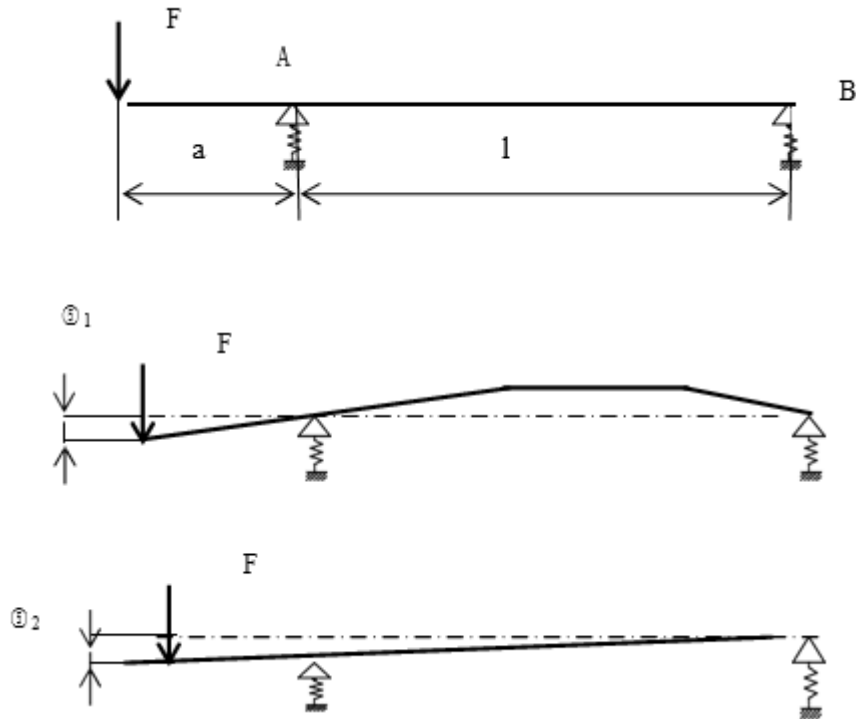


Рисунок 3.5 - Розрахункова схема шпindelного вузла

Спочатку знаходить реакцію опор за (див. рис. 3.5). Для цього складаємо рівняння моментів щодо опор А і В та знаходимо силу F_y за формулою 3.10.

$$F = \sqrt{726^2 - 291^2} = 665 \text{ Н};$$

$$F_y = 0,4 \cdot F_z = 0,4 \cdot 726 = 291 \text{ Н};$$

Складаємо формулу реакції опори А:

$$\Sigma M = 0; -R_b \cdot l + F \cdot a = 0;$$

Складаємо формулу реакції опори В:

$$\Sigma M = 0; -R_a \cdot l + F(a + l) = 0;$$

Звідси:

$$R_b = \frac{F \cdot a}{l} = \frac{665 \cdot 67}{140} = 318 \text{ Н};$$

$$R_A = \frac{F(1+a)}{1} = \frac{665(140+67)}{140} = 983 \text{ Н.}$$

Визначення жорсткості опор А і В. Жорсткість комплексної опори А вибираємо з каталогу разом і з підшипниками.

Підшипники вибираємо з каталогу FAG [14]:

- Радіально – упорний кульковий підшипник В71914-С-Т-Р4S (див. рис. 3.6).

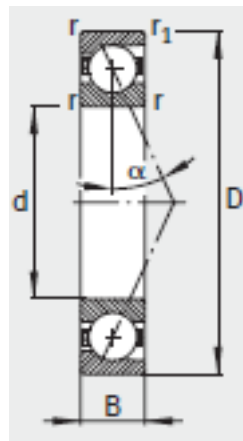


Рисунок 3.6 – Підшипник В7013-С-Т-Р4S.

Таблиця 3.6 – Технічна характеристика підшипника.

d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	r1, мм	α°	Осьова жорсткість N/ μm
70	100	16	1	1	15	168,2

Осьова жорсткість одного підшипника 168,2 N/ μm (див. табл. 3.6), в опорі «А» встановлено 4 радіально – упорних підшипника, тому згідно компоунваню вибираємо коефіцієнт з таблиці 3.3.

Осьова жорсткість:

$$C_{a1} = 1,64 \cdot C_a, \text{ N}/\mu\text{m};$$

$$C_{a1} = 1,64 \cdot 168,2 = 275,8 \text{ N}/\mu\text{m};$$

Розраховуємо радіальну жорсткість C_r згідно таблиці 3.4:

$$C_{r1} = 6 \cdot 275,8 = 1654,8 \text{ N}/\mu\text{m};$$

Осьова жорсткість опори В дорівнює:

$$C_{a2} = 168,2 \text{ N}/\mu\text{m};$$

Розраховуємо радіальну жорсткість J_r :

$$C_{r2} = 6 \cdot 168,2 = 1009,2 \text{ N}/\mu\text{m};$$

Розрахунок загального зміщення переднього кінця шпинделя Знаходимо моменти інерції поперечного перерізу вильоту шпинделя і межопорної відстані за формулою 3.12:

$$I = 0.05(d_{\text{нар}}^4 - d_{\text{вн}}^4);$$

$$I_1 = 0.05(70^4 - 35^4) = 11,2 \cdot 10^5 \text{ мм}^4;$$

$$I_2 = 0.05(70^4 - 30^4) = 11,6 \cdot 10^5 \text{ мм}^4;$$

Пружне переміщення переднього кінця шпинделя, складається з усіх переміщень за формулою 3.13:

$$\delta = F \left[\frac{a^3}{3El_1} + \frac{a^3l}{3El_2} + \frac{C_{r1}a^2 + C_{r2}(l+a)^2}{C_{r1}C_{r2}l^2} \right];$$

Де E – модуль пружності матеріалу шпинделя

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н}/\text{мм}^2.$$

$$\delta = 665 \cdot \left[\frac{67^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 11,2 \cdot 10^5} + \frac{67^3 \cdot 140}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 11,6 \cdot 10^5} + \frac{16,5 \cdot 10^5 \cdot 67^2 + 10 \cdot 10^5 \cdot (140 + 67)^2}{16,5 \cdot 10^5 \cdot 10 \cdot 10^5 \cdot 140^2} \right] = 0,0050 \text{ мм};$$

Кут повороту шпинделя в передній опорі ха формулою за формулою 3.14:

$$\theta = \frac{Fal}{3El_2} = \frac{665 \cdot 67 \cdot 140}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 11,6 \cdot 10^5} = 0.0000089 \text{ рад};$$

Висновок: За ГОСТ 30027-93 допуск на осьове переміщення шпинделя після прикладення навантаження від 5000 до 10000 Н не повинен перевищувати 0,012 мм. За розрахунком переміщення кінця шпинделя вийшло 0,0050 мм, що допустимо. Кут повороту шпинделя в передній опорі дорівнює

0.0000089 рад. Можна зробити висновок, що шпindel має високу жорсткість, а отже високу точність.

Визначення реакції і жорсткість опор шпindelного вузла побудованого за схемою верстата MCV 2418

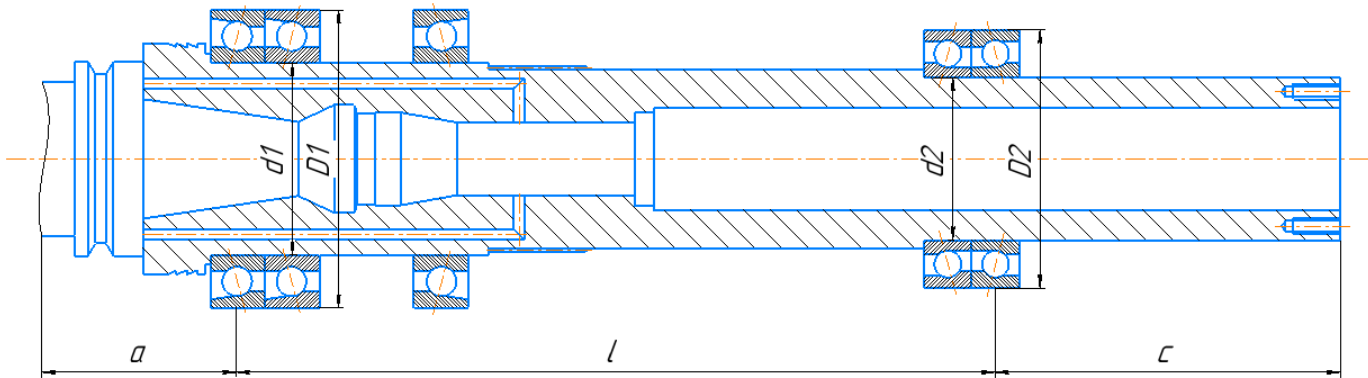


Рисунок 3.7 - Шпindelний вузол побудований за схемою верстата MCV 2418

Розміри опор ШВ:

$a = 72$ мм;

$\text{Ø}d1 = 70$ мм;

$l = 280$ мм;

$\text{Ø}D1 = 110$ мм;

$c = 128$ мм;

$\text{Ø}d2 = 60$ мм;

$\text{Ø}D2 = 95$ мм;

Таблиця 3.7 – Технічна інформація двигуна 1PH8107, технічна інформація про котрий зведенна у таблиці 3.7 [13].

kW	M_{rated} , Nm	M_{max} , Nm	M_0 , Nm	n_{rated} , rpm	$N_{\text{max. inv}}$, rpm	N_{max} , rpm
11	53	135	63	2000	9000	12000

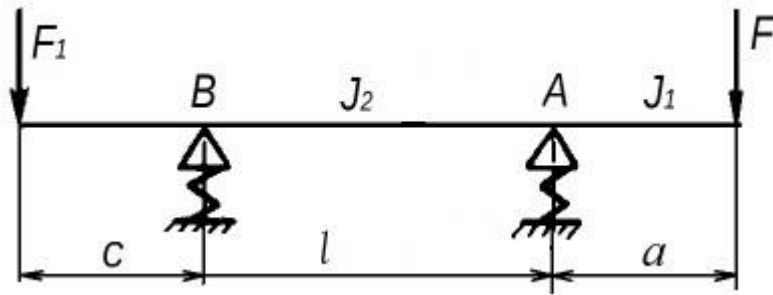


Рисунок 3.8 - Розрахункова схема шпиндельного вузла

$$F_y = 0,4 \cdot F_z = 0,4 \cdot 726 = 291 \text{ Н};$$

$$F_1 = \frac{Md \cdot 2}{D} = \frac{68 \cdot 2}{0.14} = 971 \text{ Н}$$

Спочатку знаходить реакцію опор (див. рис. 3.8). Для цього складаємо рівняння моментів щодо опор А і В.

Щоб знайти реакцію в першій опорі, направимо її догори та складемо рівняння моментів відносно другої опори:

$$F(a+l) - R_A l - F_1 c = 0$$

Підставляємо значення:

$$665(79 + 210) - R_A \cdot 210 - 971 \cdot 72 = 0$$

Звідси $R_A = 582 \text{ Н}$.

Щоб знайти реакцію в другій опорі направимо її до гори:

$$-F_1 \cdot c + R_B(l+c) + F \cdot a = 0$$

Підставляємо значення:

$$-971 \cdot 72 + R_B \cdot (210 + 72) + 665 \cdot 79 = 0$$

Звідси $R_B = -62 \text{ Н}$.

Визначення жорсткості опор А і В. Жорсткість комплексної опори А вибираємо з каталогу разом і з підшипниками.

Підшипники вибираємо з каталогу FAG [14]:

- Радіально – упорний кульковий підшипник В71914-С-Т-Р4S (див. рис. 3.6).

Таблиця 3.8 – Технічна характеристика підшипника.

d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	r1, мм	α°	Осьова жорсткість N/μm
70	100	16	1	1	15	168,2

- Радіально – упорний кульковий підшипник В71914-С-Т-Р4S(див. рис. 3.6) [14].

Таблиця 3.9 – Технічна характеристика підшипника.

d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	r1, мм	α°	Осьова жорсткість N/μm
60	95	18	1,1	1,1	5	162,8

Осьова жорсткість одного підшипника 168,2 N/μm (див. табл. 3.8), в опорі «А» встановлено 4 радіально – упорних підшипника, тому згідно компонуванню вибираємо коефіцієнт з таблиці 3.3.

Осьова жорсткість:

$$C_{a1} = 1,64 \cdot C_a, \text{ N/}\mu\text{m};$$

$$C_{a1} = 1,64 \cdot 168,2 = 275,8 \text{ N/}\mu\text{m};$$

Розраховуємо радіальну жорсткість C_r згідно таблиці 3.4:

$$C_{r1} = 6 \cdot 275,8 = 1654,8 \text{ N/}\mu\text{m};$$

Осьова жорсткість опори В дорівнює (див. табл. 3.9):

$$C_{a2} = 162,8 \text{ N/}\mu\text{m};$$

Розраховуємо радіальну жорсткість J_r :

$$C_{r2} = 6 \cdot 162,8 = 976,8 \text{ N/}\mu\text{m};$$

Розрахунок загального зміщення переднього кінця шпинделя Знаходимо моменти інерції поперечного перерізу вильоту шпинделя і межопорної відстані:

$$I = 0.05(d_{\text{нар}}^4 - d_{\text{вн}}^4);$$

$$I_1 = 0.05(70^4 - 35^4) = 11,2 \cdot 10^5 \text{ мм}^4;$$

$$I_2 = 0.05(65^4 - 38^4) = 7,8 \cdot 10^5 \text{ мм}^4;$$

Пружне переміщення переднього кінця шпинделя, складається з усіх переміщень:

$$\delta_F = F \left[\frac{a^3}{3Ej_1} + \frac{a^2 l(1-\epsilon)}{3Ej_2} + \frac{[l+a(1-\epsilon)]^2}{C_{r1} l^2} + \frac{a^2 l(1-\epsilon)}{C_{r2} l^2} \right]; \quad (3.15)$$

$$\delta_F = 665 \left[\frac{72^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 11,2 \cdot 10^5} + \frac{72^2 \cdot 280 \cdot (1 - 0.2)}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 7,8 \cdot 10^5} + \frac{[280 + 72 \cdot (1 - 0.2)]^2}{16,5 \cdot 10^5 \cdot 210^2} + \frac{72^2 \cdot 280 \cdot (1 - 0.2)}{9,7 \cdot 10^5 \cdot 210^2} \right] = 0,0038 \text{ мм};$$

Прогин від сили F визначається за формулою (5.1), а від сили F_1 за такою формулою:

$$\delta_{F1} = F_1(1 - \epsilon) \left[-\frac{lac}{6Ej_2} + \frac{(l+a)c}{j_A l^2} + \frac{(l+a)c}{j_B l^2} \right]; \quad (3.16)$$

$$\delta_{F1} = 971(1 - 0,15) \left[-\frac{210 \cdot 72 \cdot 128}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 7,8 \cdot 10^5} + \frac{(280 + 72) \cdot 128}{16,5 \cdot 10^5 \cdot 280} + \frac{(280 + 72) \cdot 128}{9,7 \cdot 10^5 \cdot 280^2} \right] = 0,0039 \text{ мм};$$

Де E – модуль пружності матеріалу шпинделя

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\delta_F + \delta_{F1} = 0,0038 + 0,0049 = 0,0087 \text{ мм}; \quad (3.17)$$

Сила F_1 – зусилля від натягу пасів пасової передачі.

Кут повороту шпинделя в передній опорі за формулою 3.14:

$$\theta = \frac{Fal}{3El_2} = \frac{655 \cdot 72 \cdot 210}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 11,2 \cdot 10^5} = 0.000014 \text{ рад};$$

Кут повороту шпинделя в задній опорі за формулою 3.14:

$$\theta = \frac{Flc}{3El_2} = \frac{971 \cdot 210 \cdot 128}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 7,8 \cdot 10^5} = 0.000055 \text{ рад};$$

Висновок: За ГОСТ 30027-93 допуск на осьове переміщення шпинделя після прикладення навантаження від 5000 до 10000 Н не повинен перевищувати 0,012 мм. За розрахунками переміщення шпинделя вийшло

0,0050 та 0,0039 мм, що допустимо. Кут повороту шпинделя в передній опорі дорівнює 0.000014 рад а у задній 0.000055 рад. Можна зробити висновок, що шпиндель має високу жорсткість, а отже високу точність.

Виставляємо оцінки шпиндельним опорам по різним критеріям працездатності для їхнього порівняння (див. табл. 2.1).

Таблиця 3.10 – Порівняння характеристик опор ШВ.

Тип шпиндельної опори	Критерії працездатності						
	а	б	в	г	д	е	є
Рісوماх 60М	5	4	3	3	3	5	4
Hermle C52	5	4	4	5	4	4	5
МСV 2418	5	4	3	4	4	4	4

а – Точність оберту;

б – Жорсткість радіальна;

в – Несуча здатність при обертанні;

г – Допустима швидкохідність;

д – Легкість ходу;

е – Нечутливість до перекосів;

є – Здатність сприймати комбіновані сили;

Оцінки, де 1 – це дуже погано, а 5 – дуже добре;

4 АНАЛІЗ ШПИНДЕЛІВ НА ВЛАСНІ ЧАСТОТИ КОЛИВАНЬ

4.1 Метод аналізу

Коливання в металорізальних верстатах визначають для визначення їх впливу на точність та якість обробки поверхонь, а також на тривалість роботи інструменту та вузлів агрегата. В верстатах діапазон власних коливань має великий діапазон від десятих до десятка тисяч Hz), Коливання мають як стаціонарний, так і не стаціонарний характер. Вони виникають через роботу верстата, його вузлів, під час обробки. Діапазон цих коливань повинен включати в себе частоти з найбільшим інтенсивним рівнем коливань вузлів. Рамки цих коливань визначаються за рахунок дослідів цих верстатів. Зазвичай для верстатів нашого розміру та характеру обробки розглядають частоти в діапазоні від 10 до 600 Hz.

При механічній обробці верстат можливо розглядати як систему що включає верстат – пристосування – інструмент – деталь. При малій жорсткості окремо взятого елемента чи системи в цілому, при великому вильоті інструмента чи оброблюємої деталі, проявляється зростання амплітуди вимушених частот коливань, вібрацій при зростанні $V_{різ}$. Тому при недостатній жорсткості елемента системи при високошвидкісній обробці, можливий такий негативний ефект як резонанс. Кожен елемент робить вклад в коливання, це веде до зниження жорсткості системи ВПД, що призводить до резонансу на частоті вимушених коливань, зокрема на зубцовій частоті фрези. Зубцева частота знаходиться як частота оберту шпинделя помножена на кількість різальних кромки фрези. Резонанс веде до зменшення якості обробки, поломки обладнання та швидкого зносу різального інструменту.

Модальний аналіз, тобто визначення частот власних коливань шпинделів доцільно виконувати в системі ANSYS.

Для аналізу в ANSYS нам потрібна 3d модель шпинделя. Далі відкриваємо Ansys Workbench 2019R, вибираємо модальний аналіз (див. рис. 4.1) шляхом перетаскування Modal в Project Schematic:

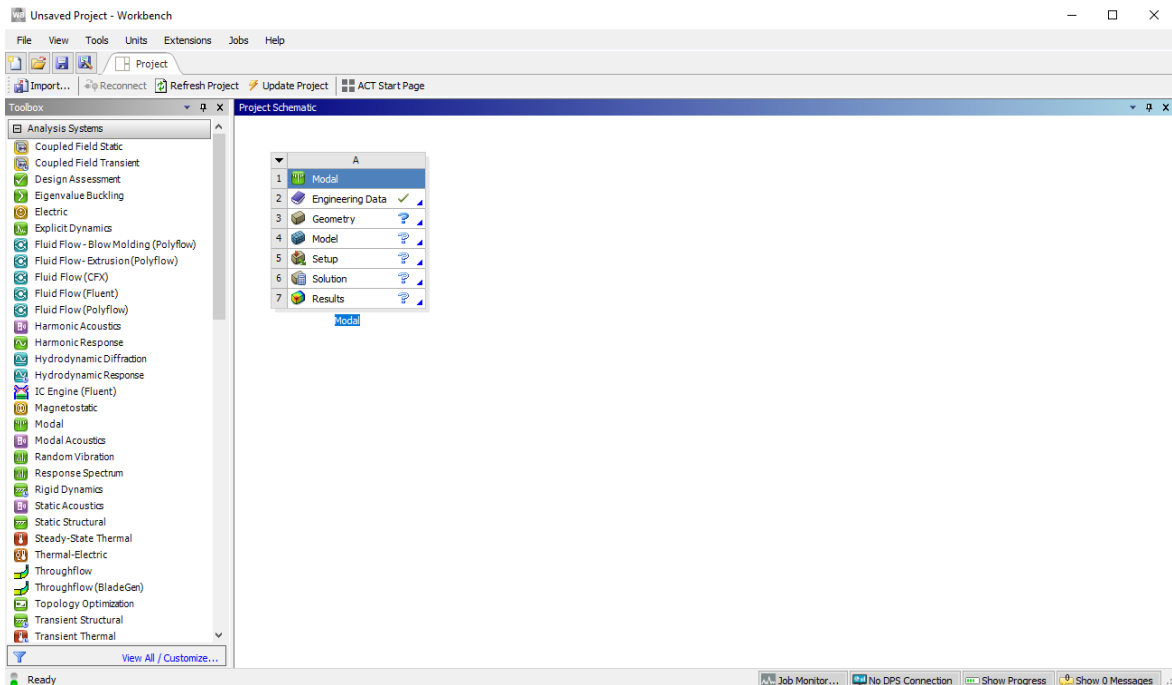


Рисунок 4.1 - Ansys Workbench 2019R Modal

Наступним кроком ми відкриваємо пункт Geometry (див. рис. 4.2) (відкривається вікно в якому можливо змінювати модель), завантажуюмо модель через Import:

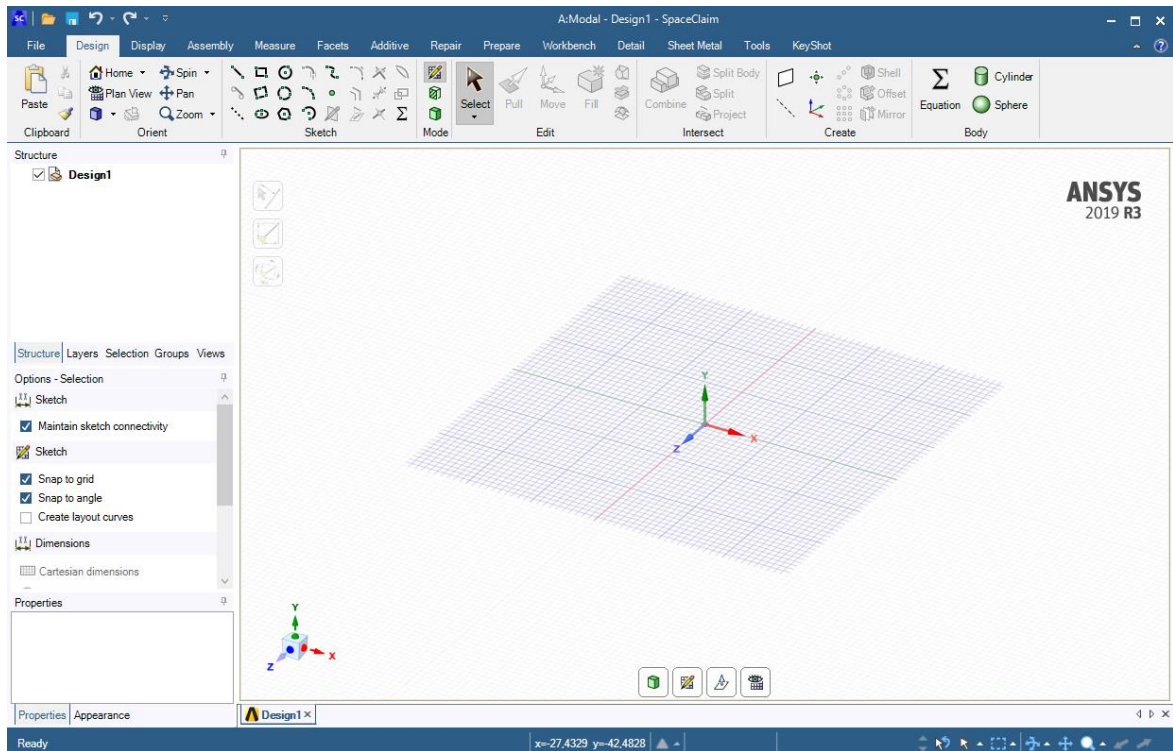


Рисунок 4.2 - Ansys Workbench 2019R Geometry

Відкриваємо Model в Modal (див. рис. 4.3):

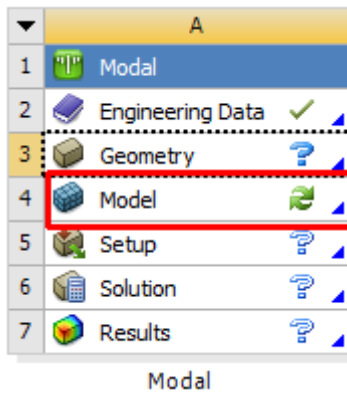


Рисунок 4.3 - Ansys Workbench 2019R Model

Відкривається Mechanical ADPL 2019 в якому ми встановлюємо матеріал ШВ у пункті Materials, встановлюємо опори у Connections та задаємо переміщення на передню опору $x, y, z = 0$, у задню опору $x, y = 0$. Також для точності

модального розрахунку задаємо температурні параметри та Remote Displacement для кожної з опор.

По завершенню вказування всіх необхідних параметрів натискаємо Solve. Отримуємо результати у Hz, та візуалізацію деформацій (див. рис. 4.4).

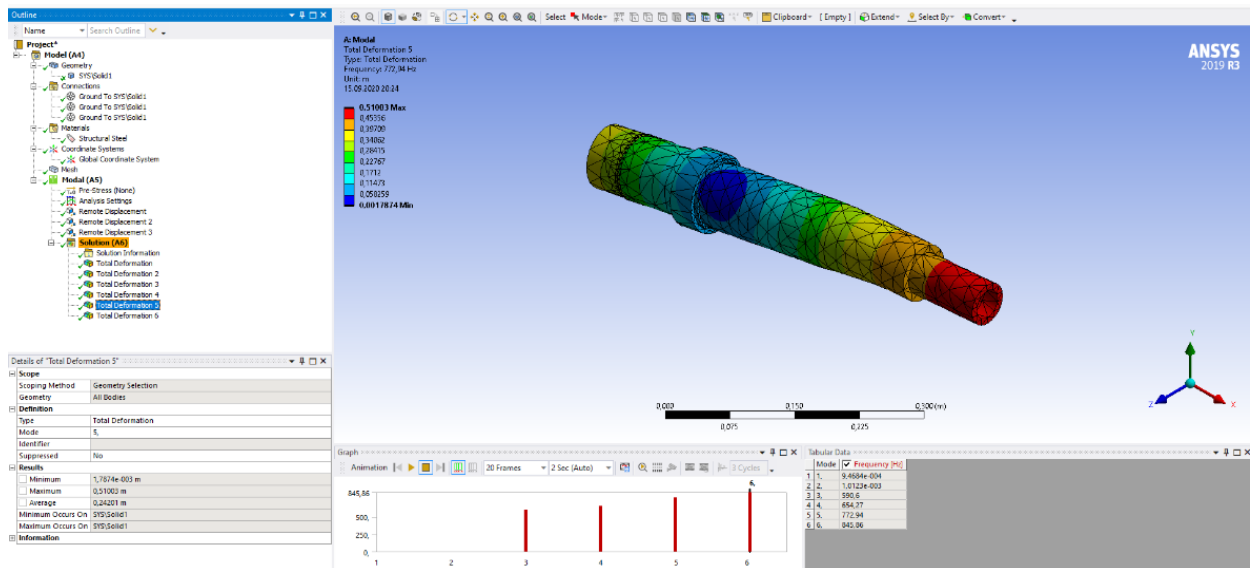


Рисунок 4.4 - Ansys Workbench 2019R Результат

4.2 Аналіз результатів Ansys

Після проведення аналізу ми отримали по 4 форми коливань, кожній формі коливань відповідає власна частота. У результаті 1, форма коливань – вигин і відповідає першій частоті коливань в таб. 4.1. Результат 2 – це форми коливань при максимальних частотах з таб. 4.1. З аналізу можна зробити висновок що:

8. В амплітуді коливань від 10 до 600 Hz виникає лише одна зона згину шпинделя, на рисунку результатів позначається як max. Інші форми коливань, та більше 2 зон згину при одній частоті виникають при більших частотах, аналізу пластичних матеріалів.

- При розробці вузла, необхідно враховувати дані аналізу та намагатися не потрапляти в резонансні частоти.

Табл. 4.1 – Результати аналізу в Ansys

Назва верстату за яким був побудований шпиндель	Частота власних коливань від max до min, Hz.	Амплітуда коливань від max до min, мм.
МСV 2418	238	0,01198 – 0,00379
	295	0,01201 – 0,00354
	376	0,01249 – 0,00401
	390	0,01375 – 0,00275
Рісрmax 60М	157	0,01161 – 0,00578
	184	0,01154 – 0,00632
	286	0,01238 – 0,00157
	440	0,01216 – 0,00509
HERMLE C52	255	0,01031 – 0,00038
	509	0,01097 – 0,00094
	537	0,01105 – 0,00147
	598	0,01164 – 0,00027

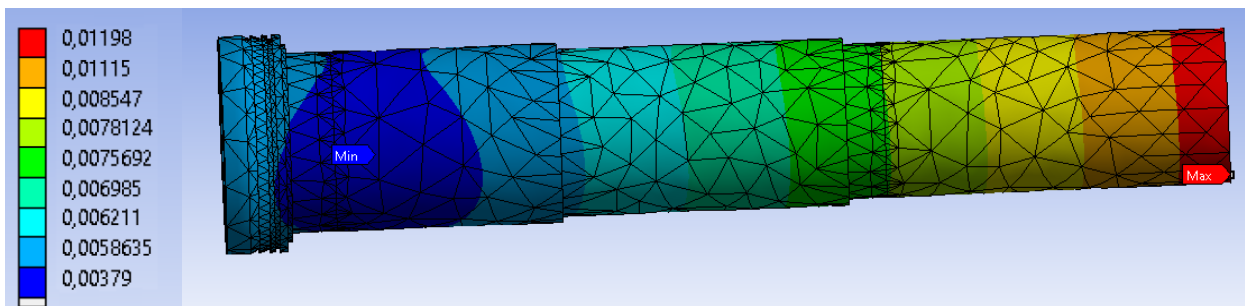


Рисунок 4.5 - Ansys Workbench 2019R Результат 1, верстата МСV 2418

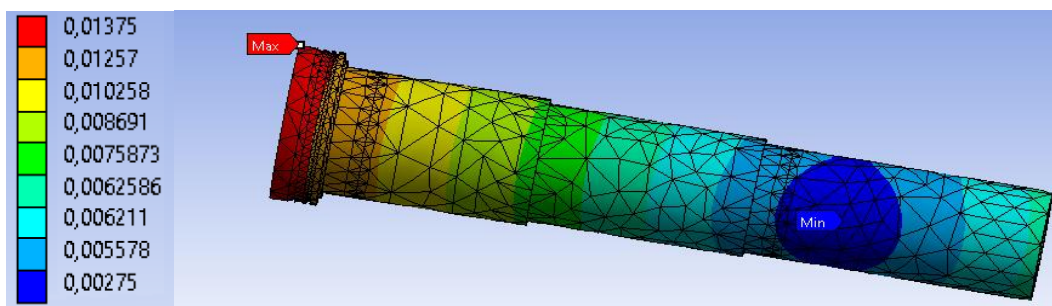


Рисунок 4.6 - Ansys Workbench 2019R Результат 2, верстата МСV 2418

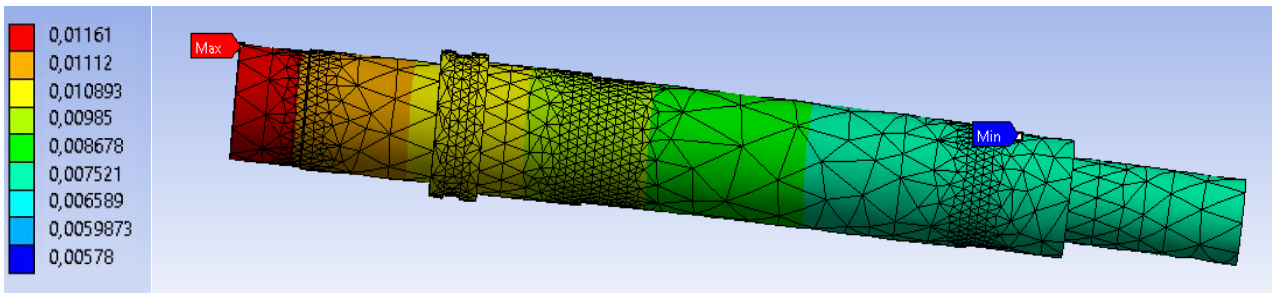


Рисунок 4.7 - Ansys Workbench 2019R Результат 1, верстата Рісомах 60М

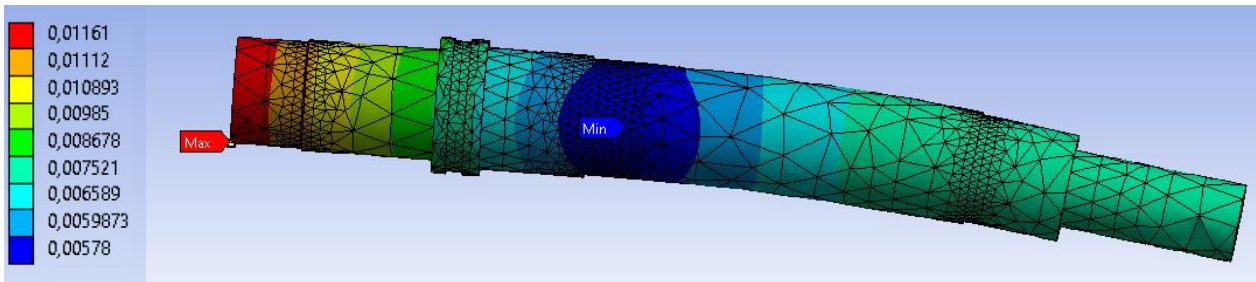


Рисунок 4.8 - Ansys Workbench 2019R Результат 2, верстата Рісомах 60М

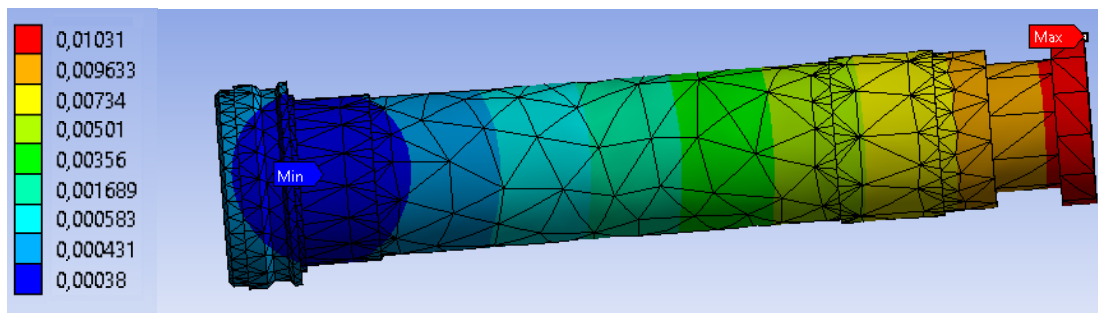


Рисунок 4.9 - Ansys Workbench 2019R Результат 1, верстата HERMLE C52

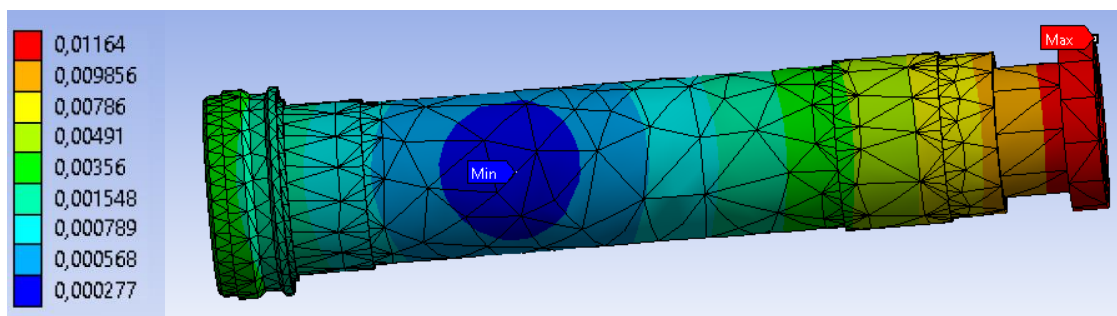


Рисунок 4.10 - Ansys Workbench 2019R Результат 2, верстата HERMLE C52

5 ВИСНОВОК

1. Проаналізовані конструкції шпиндельних вузлів з погляду приводу на шпindel. Розглянуті конструкції шпиндельного вузла з приводом пасовою передачею, електродвигуном розміщеним на шпинделі та з приводом від електродвигуна встановленого на валу співвісному зі шпинделем і передачею руху на шпindel через муфту.

2. Виконані порівняльні розрахунки жорсткості різних конструкцій шпиндельних вузлів, які показали, що найкращі умови забезпечення високої жорсткості властиві конструкції з передачею руху на шпindel через муфту. В такій конструкції зберігається можливість, за умови використання одного електродвигуна, змінювати як діаметр, так і довжину між опорної частини шпинделя, тим самим змінювати характеристики жорсткості вузла.

3. Аналіз власних частот коливання шпинделів для розглянутих конструкцій також показав, що шпindel в конструкції з співвісним двигуном має вищі частоти власних коливань, ніж шпинделі для інших конструкцій вузлів. Це дає можливість використовувати такі конструкції на вищих частотах обертання і з більшими частотами збурення.

4. Розроблена конструкція шпиндельного вузла з електродвигуном розміщеним співвісна шпинделю та передачею руху через муфту. Виконані розрахунки для вибору параметрів конструкції шпиндельного вузла.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях при роботі за багатоцільовими верстатами з ЧПК, продуктивність яких в 4 – 10 разів більше ніж універсальних верстатів. При роботі верстат виконує велику кількість свердлильних, фрезерних операцій, під час яких обертання інструменту може досягати 14 000 об/хв, а вага заготовки 200 кг, тому нижче буде проведений аналіз потенційних небезпек при роботі за верстатом, будуть розроблені заходи по забезпеченню безпеки, пожежної безпеки для приміщення типу «цех», виробничої санітарії та гігієни праці.

6.1 Аналіз потенційних небезпек

Потенційні небезпеки, фізичного характеру:

- Механічне травмування від руйнування ріжучого інструменту.

Виникає від неправильно підібраних режимів різання, дефекту різального інструменту. Руйнування інструменту та потрапляння його частин в людину несе тяжкий характер: відкриті рани, кровотеча, все це може призвести до летальних випадків.

- Ураження електричним струмом. Верстат це механізм підвищеної електричної небезпеки. Основні пошкодження які можуть призвести до ураження струмом через верстат: коротке замикання на корпусі, пошкоджена проводка, обмотка кабелів що з часом може розсипатися.

- Пошкодження від шуму та вібрацій. Під час роботи за верстатом на орган слуху людини діє шум з рівнем в 85 дБА, тривала дія якого може призвести до загальних захворювань органу слуху. З перебігом часу у робітника який весь робочий час проводить у місці виникнення сильних

вібрацій, може проявлятися тремор, головні болі, болі у шлунку та інше.

- Недостатнє освітлення робочого місця може викликати короткозорість, з перебігом часу може впливати на реакцію та викликати апатію. Проблеми з органом зору такі як катаракта, глаукома.

Потенційні небезпеки психофізичного характеру:

- Психофізичні небезпеки пов'язані із задовільними умовами праці. Достатнє комфортне робоче місце, кольори які оточують людину, достатня ергономіка робочого місця згідно ДСТУ 7234:2011 «Дизайн та ергономіка. Обладнання виробничі. Загальні вимоги ергономіки та дизайну» [24]. Все це впливає на якість виконаної роботи та психічного стану працівника.

Потенційна небезпека санітарно-гігієнічного характеру:

- Гігієна та можливість за нею слідкувати на робочому місці та своєчасне проходження всіх медичних оглядів працівників, забезпечує ефективне виконання робітником всіх своїх обов'язків. Особливу увагу при мед. огляді треба приділяти до тих потенційних хвороб, якими схильні хворіти працівники тієї чи іншої професії (професійні захворювання).

Заходи розроблені на основі нормативних документів:

1. Технологія машинобудування, навчальний посібник, Шевченко В.В., 18. НПАОП 0.00-4.12-05. Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці. [На заміну ДНАОП 0.00-4.12-99, ДНАОП 0.00-8.01-93]. К. : Держнагляд охорони праці, 2005. 26с.- (Нормативно-правовий акт охорони праці).

2. ПУЕ-2017. Правила улаштування електроустановок. [На заміну ПУЕ-86 ; чинний з 2017-08-21]. К. : Міненерговугілля України, 2017. 617 с.

3. ДСН 3.3.6.039-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень [Електронний ресурс]:– Чинний від 1999-12-01. К. : МОЗ України, 1999. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va042282-99>.

4. ДСТУ EN 14253-2018. Вібрація механічна, вимірювання та обчислювання впливу на здоров'я загальної виробничої вібрації. Практична настанова [Електронний ресурс]: - Чинний від 2020-01-01. К. : МОЗ України, 2020. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0496774-18#Text>.

5. НПАОП 0.00-1.71-13 «Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями» Наказ Міністерства енергетики та вугільної промисловості України 19.12.2013 року № 966 .

6. ДБН В.2.5-28-2018. Природне і штучне освітлення. [На заміну ДБН В.2.5-28-2006 ; чинний з 2019-03-01]. К. : Мінрегіон України, 2018. 133 с.

7. ДСТУ 7950:2015. Дизайн та ергономіка. Робоче місце при виконанні робіт стоячи. Загальні ергономічні вимоги. К. : МОЗ України, від 2015-06-22. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0061774-15#Text>

8. ДСН 3.3.6.039-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень [Електронний ресурс]:– Чинний від 1999-12-01. К. : МОЗ України, 1999. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va042282-99>.

9. ГОСТ 12.1.005-88 (1991) «ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны».

10. Наказ від 01.01.2016 р., №25 ДСТУ EN 2:2014 «Класифікація пожеж (EN 2:1992, EN 2:1992/A1:2004, IDT)»

11. ДСТУ Б В.1.1-36:2016. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою. [На заміну НАПБ Б.03.002-2007 ; чинний від 2017-01-01]. К. : Мінрегіонбуд України, 2016. 66 с. (Державний Стандарт України)

12. Правила експлуатації та типових норм належності вогнегасників. [На заміну НАПБ Б.03.001-2004 ; чинний від 2018-02-23]. К. : МВС України, 2018. 23 с. (Правила)

13. Класифікація пожеж (EN 2:1992; EN 2:1992/A1:2004, IDT) [Текст] : ДСТУ EN 2:2014. – На заміну ГОСТ 27331-87; чинний з 01.01.2016 / Мінекономрозвитку України, 2014. – 7 с. (Державний Стандарт України)

14. ДБН В.1.1-7:2016. Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги. [На заміну ДБН В.1.1.7-2002 ; чинний від 2017-06-01]. К. : Мінрегіон України, 2017. 47 с. (Державні будівельні норми)

15. Кодекс цивільного захисту України : Закон України від 02.10.2012 р. № 5403-VI. Редакція від: 01.01.2018. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/5403-17>

16. НПАОП 0.00-1.75-15. Правила охорони праці під час вантажно-розвантажувальних робіт. Наказ Міністерства енергетики та вугільної промисловості України 03.02.2015 року № 124. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0124-15#Text>

17. НПАОП 0.00-1.80-18. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання. Наказ Міністерства енергетики та вугільної промисловості України 19.01.2018 року № 62. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0244-18#Text>

Розроблені заходи приведені в додатку «А».

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ». Луцьк, Випуск №51, 2015 – 109 с.
2. Технічна інформація верстата [Електронний ресурс] // https://www.hermle.de/ru/machining_centres_ru/models_ru/c_52_machining_centre_ru
3. Технічна інформація верстата [Електронний ресурс] // <https://industry-pilot.com/ru/vertikalnyj-obrabatyvajushhij-centr-microcut-challenger-mcv-2418/p23730>
4. Технічна інформація верстата [Електронний ресурс] // <https://www.fermatmachinery.com/poderzhannye-mashiny/obrabatyvajushchije-tsentry/vjertikalnyj/picomax-60-m-ru-181000/>
5. Автоматичне управління процесами обробки різанням, Колодій О.С., Кюрчев С.В., Сушко О.В., Ковальов О.О., - Мелітополь, 2020 р., 136 с.
6. Расчет главных приводов станков с ЧПУ, В.И. Глубокий, В.И. Туромша, Минск, БНТУ, 2011 г., 185 с.
7. Підшипники кочення ч. 2., Навчальний наочний посібник для студентів, Скуратовський А.К., Головка Л.Ф., Гейчук В.М., Радько О.В., Київ, КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019 р., 52 с.
8. Лекція по шпindelним вузлам [Електронний ресурс] // <http://manzhilevskyy.vk.vntu.edu.ua/file/06baf3eaf67e0472edb640da1d2d81e0.pdf>
9. Конспект лекцій «Металорізальні верстати, промислові роботи та обладнання автоматизованих виробництв», Манжілевський О.Д., 2015 р., 136 с.
10. Швидкохідність підшипників кочення, спосіб розрахунку [Електронний ресурс] // <http://manzhilevskyy.vk.vntu.edu.ua/file/22f8b5709792317b7fc9a8f4a81be765.pdf>

11. Методичні рекомендації «дисципліни “Металообробне обладнання” для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” за освітньою програмою “Металорізальні верстати та системи” усіх форм навчання, Солоха В.В., Циганов В.В., Фролов М.В., Запоріжжя, 2020 р., 91 с.

12. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т2, Под ред. А.Г.Косиловой и Р.К.Мещерякова, 4-е изд., перер. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. 496 с.

13. Каталог двигунів: SINUMERIK 828 Ausrüstungen für Werkzeugmaschinen, 2020 р., 240 с.

14. Каталог підшипників: FAG Super Precision Bearings, 2011 р., 243 с.

15. Підшипники кочення, каталог [Електронний ресурс] // <https://galp.com.ua/supload/cms/Catalogs/Bearing/Podshipniki-Katalog-SKF-Ru-2006.pdf>

16. Підшипники кочення ч. 1 Кулькові підшипники, Скуратовський А.К., Головка Л.Ф., Гейчук В.М., Радько О.В., м. Київ, КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018 р., 51 с.

17. МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ щодо вибору, обґрунтування та розрахунку основних вузлів металорізальних верстатів, які впливають на технологічні можливості обладнання та точність обробки [Електронний ресурс] // http://repository.kpi.kharkov.ua/bitstream/KhPI-Press/42092/1/prohramy_2017_Osnovni_vuzly_metaloriz_verstat.pdf

ДОДАТОК А

А 1. Заходи по забезпеченню безпеки

Заходи по забезпеченню безпеки розробляють для мінімізації або недопущенням потенційних небезпек розглянутих у попередньому пункті.

- Проведення організаційних заходів згідно НПАОП 0.00-4.12-05 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці» [18].

- Захисні пристрої, огорожуючи зону обробки, повинні захищати від відходів обробки та змащувальна-охолоджувальної рідини. Кріплення захисних пристроїв повинно бути надійним та не допускати самовільного відкриття. Повинна бути встановлена система блокування роботи верстата при відкритому захисному кожуху.

- Захисні пристрої, що знімаються частіше одного разу за зміну при встановленні і знятті оброблюваної деталі або інструмента, при вимірюванні деталі, підналагодження верстата та в інших випадках, повинні мати масу не більше 6 кг і кріплення, яке не вимагає застосування ключів і викруток. Захисні пристрої відкриваючого типу повинні при русі переміщатися із зусиллям не більше 40 Н (4 кгс).

- Для попередження небезпеки захоплення спецодягу і волосся працюючого обертовими механізмами верстата, робочий одяг повинен, щільно облягати руку і бути застібнутими на гудзики, волосся слід прибирати під берет або косинку.

- Механізм кріплення патронів, лещатах та інших пристосувань повинен забезпечувати надійне закріплення деталі до верстата та мати точне базування для запобігання перекосу інструменту.

- Всі пристосування та деталі які взаємодіють з верстатом та мають вагу більшу за 16 кг повинні мати отвори під рим-болти, отвори, пришили для їх закріплення на демонтажному обладнанні а від працівника дотримування правил згідно НПАОП 0.00-1.75-15 «Правила охорони праці під час вантажно-розвантажувальних робіт» [33]. Відповідно до НПАОП 0.00-1.80-18 «Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання» [34] заготовка повинна кріпитися за допомогою стропів та рухатися у підвішеному стані не швидше 5 км/год. Обладнання повинно мати чіткі позначення їх номінальної вантажопідіймальності, за потреби має бути споряджене табличкою. Межі робочої зони кран-балки повинні бути позначені фарбою синього кольору.

Заходи безпеки щодо виключення можливості ураження струмом працівника:

- Організаційні заходи проводяться щодо навчання правил електробезпеки та першої медичної допомоги у разі ураження струмом, згідно НПАОП 0.00-4.12-05 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці» [18].

- Технічні заходи включають в себе: наявність попереджувальних знаків про високу напругу, встановлення заземлення згідно «ПУЕ» пункту 1.7.2 про «Заземлення та захисні заходи електробезпеки» [19], огороження

Таблиця 2.1 – Оптимальні та допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні цеху.

Період року	Категорія робіт	Температура, °C				Оптимальна вологість, %	Допустима вологість, %	
		Оптимальна	Допустима		На робочих місцях			
			Верхня межа	Нижня межа	Постійних			Непостійних
Холодна	Середньої тяжкості – 2а	18 - 20	23	24	17	15	40 – 60	75
Тепла	Середньої тяжкості – 2а	21 – 23	27	29	18	17	40 – 60	65 (при 26 °C)

Норми шуму в виробничих приміщеннях. Другий клас шуму – це середньо частотні шуми (шуми здебільшого авто, верстатів і приладів неударної дії). Рівні в цьому спектрі знаходяться нижче частоти 800 герц, вище якої рівні знижуються (не менше, аніж на 5 дБ на октаву), в цьому класі можливий шум 85-90 дБ.

Джерел шуму та вібрації присутні у більшості промислових зон, місце розташування верстата не виключення. Заходами для захисту чи зменшенню шуму та вібрацій можна вважати: - використання малошумних чи розподілення операцій технологічних процесів так щоб не було скупчення джерела шуму,

норми з частотою шуму ДСТУ EN 14253-2018 «Вібрація механічна, вимірювання та обчислювання впливу на здоров'я загальної виробничої вібрації. Практична настанова» [21]. Надання працівникам засоби індивідуального захисту від шуму на робочому місці згідно НПАОП 0.00-1.71-13 «Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями» [22]. При рівнях шуму більше 120 дБ, лише шлемофон який герметично закриває вухо, дає ефект.

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, що відбиваються від внутрішніх поверхонь приміщення. Для цієї мети внутрішні поверхні приміщення облицьовують звукобирними матеріалами згідно ДСТУ Б В.2.7-183:2009 «Будівельні матеріали. Матеріали і вироби будівельні звукопоглинаючі та звукоізоляційні. Класифікація і загальні технічні вимоги». Як звукобирні матеріали застосовують пористі тверді плити на цементному сполученні; скловолокно; капронове і базальтове волокна; деревоволокнисті і мінераловатні плити на різних зв'язуваннях.

Двигун верстата має великий рівень шуму, його віброізоляція дозволить знизити рівень на 6 дБ. Основним джерелом шуму при фрезерній обробці може бути процес різання, обробка деталі на малій швидкості (*Наприклад коли матеріал деталі титан*), рівень шуму знаходиться в межах 90 дБ.

Рівень тональної складової шуму особливо великий, якщо частоти власних коливань ріжучого інструменту і оброблюваної деталі близькі між собою. Цей рівень можливо зменшити за рахунок підвищення жорсткості системи ВПД, демпфірувань коливань заготовки та інструменту. Демпфірування заготовки можна здійснити притисненням до тонким поверхонь заготовки пластин з гуми або іншого демпфуючого матеріалу. Спосіб притиснення залежить від типу верстата та форми оброблюваної деталі.

Демпфіруванням заготовки можливо домогтися зниження шуму в області високих частот 10 дБ. Демпфірування інструменту в свою чергу дає зменшення шуму 20 дБ. Широкосмуговий шум в області низьких частот знижується на 5 дБ, а в області високих частот на 13 дБ. Зниження точності різального інструменту при використанні демпфуючої протсавки можливо уникнути якщо використовувати пошаровий метод, чергуючи демпфуючий шар та протсавки які будуть підтримувати сталість положень державки під навантаженням.

При роботі за верстатом з метою попередження нещасних випадків необхідно дотримуватися правил особистої гігієни та техніки безпеки, одягати спецодяг та захисні окуляри.

Вентиляція промислового приміщення повинна відповідати ГОСТ 12.1.005-88 (1991) «ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» [26]. Основними виробничими шкідливими елементами в цехах холодної обробки металів є – тепло від електродвигунів та обладнання, масла та емульсії, абразивний металевий пил. У холодний період року в цехах спостерігається нестача тепла, а в теплий - незначні тепло надлишки. Вентиляцію цеху слід організувати за схемою «зверху - вгору» в холодний період року і «знизу - вгору» в теплий період року. В основних приміщеннях: повинна проектуватися припливно-витяжна вентиляція. Приплив повітря слід подавати у верхню зону зосереджено за допомогою механічної витяжки. У теплий період року приплив організовується через, механічну вентиляцію яка запускається за 2-3 години до початку робочого дня та через відкриту фрамугу

вікон і відкриті ворота.

Освітлення робочих зон повинно відповідати вимогам ДБН В.2.5-28-2018 «Природне і штучне освітлення» [23] та зведенні у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Вимоги до освітлення приміщень виробничих підприємств

Характеристика зорової роботи	Найменший або еквівалентний розмір об'єкта розрізнення, мм	Розряд зорової роботи	Під-розряд зорової роботи	Контраст об'єкта з фоном	Характеристика фону	Штучне освітлення					Природне освітлення		Суміщене освітлення		
						Освітленість, лк			сукупність нормованих величин показника осліпленості і коефіцієнта пульсації	КПО, D_n , %		середнє $D_{сер}^{н пр}$	мінімальне $D_{мін}^{н пр}$	середнє $D_{сер}^{н сум}$	мінімальне $D_{мін}^{н сум}$
						при системі комбінованого освітлення		при системі загального освітлення		Р	Кп, %				
						всього	у т. ч. від загального								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
Дуже високої точності	Від 0,15 до 0,3 включно	II	v	малий	світлий	2 000	200	500	20	10	-	-	4,2	1,5	

Штучне освітлення цеху виконують відповідно до «Галузевих норм штучного освітлення основних цехів підприємств верстатобудівної і інструментальної промисловості». Роботи на металообробних верстатах пов'язані з контролем правильності установки і обробки деталі, налаштуванням верстата, контролем якості обробки деталі і відносяться до робіт дуже високої точності, що вимагає пристрою комбінованого освітлення з переважним використанням для загального освітлення люмінесцентних ламп (ЛЛ) типу ЛЕ (білого світла). Для місцевого освітлення робіт з блискучими металевими поверхнями слід застосовувати ЛЛ типів ЛД (денного світла) і ЛХБ (холодно-білого світла) потужність яких 15 Вт. Металорізальні верстати оснащуються місцевим освітленням, в основному серії НКС01, що допускають застосування в них ЛР потужність до 100 Вт.

До переваги люмінесцентних ламп можна віднести: висока світловіддача, високий час служби, багато відтінків світла, низьке енергоспоживання.

До недоліків можна віднести: лампи неможливо просто викидати із-за їх наповнення (пари ртуті) їх необхідно здавати на утилізацію, для роботи ламп необхідні стартери та дроселі, ціна.

Робоче місце повинне мати вікна та вікна верхнього світла які повинні бути сконструйовані з подальшою можливістю їх очищення без загрози життю працівників. Надмірне сонячне світло не повинно заважати роботі, тому вікна мають бути обладнані перегородками. Світильники евакуаційного освітлення повинні вмикатися при настанні сутінків.

А.2 Заходи пожежної безпеки

Пожежа – це неконтрольоване горіння у випадку верстатного парку горіння металів, яке може бути викликане попаданням іскор на ганчір'я, дерев'яну тирсу та інші легко займисті речі. Клас пожежі згідно «ДСТУ Б В.1.1-36:2016. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою» [28] є класом D, поділяється на групи: D1, D2, D3.

Оператор верстата з ЧПК повинен бути проінструктоване щодо використання порошкових вогнегасників відповідно до НАПБ Б.01.008-2004 «Правила експлуатації вогнегасників» [29].

Цех де знаходяться верстати збудований з використанням штучних і натуральних каменів, бетону та заліза тому класифікується як категорія Д «Негорючі речовини та матеріали в холодному стані», відповідно до НАПБ Б.03.002-2007 «Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибух пожежною та пожежною небезпекою». Ступінь вогнестійкості 1. Відстань від робочого місця до евакуаційного виходу згідно п. 2.29 (табл. 2) ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги» [28], не обмежується.

Система оповіщення повинні бути розташовані відповідно до «ДБН В.1.1-7:2016. Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги» [31], персонал повинен пройти інструктаж.

А.3 Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях

Заходи регламентуються «Кодекс цивільного захисту України : Закон України від 02.10.2012 р. № 5403-VI. Редакція від: 01.01.2018» [32].

Інформування та оповіщення у сфері захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру є основним принципом та головним і невід'ємним елементом усієї системи заходів такого захисту.

Інформацію у сфері захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру становлять відомості про надзвичайні ситуації техногенного та природного характеру, що прогнозуються або виникли, з визначенням їх класифікації, меж поширення і наслідків, а також способи та методи реагування на них.

Центральні та місцеві органи виконавчої влади, виконавчі органи місцевих рад зобов'язані надавати населенню через засоби масової інформації оперативну і достовірну інформацію про стан захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру, про виникнення надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру, методи та способи їх захисту, вжиття заходів щодо забезпечення безпеки.

Оповіщення про загрозу виникнення надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру і постійне інформування населення про них забезпечуються шляхом:

- завчасного створення і підтримки в постійній готовності загальнодержавної і територіальних автоматизованих систем централізованого оповіщення населення;
- організаційно-технічного з'єднання територіальних систем централізованого оповіщення і систем оповіщення на об'єктах

господарювання;

- завчасного створення та організаційно-технічного з'єднання з системами спостереження і контролю постійно діючих локальних систем оповіщення та інформування населення в зонах можливого катастрофічного затоплення, районах розміщення радіаційних і хімічних підприємств, інших об'єктів підвищеної небезпеки;

- централізованого використання загальнодержавних і галузевих систем зв'язку, радіо провідного, телевізійного оповіщення, радіотрансляційних мереж та інших технічних засобів передавання інформації.

З метою своєчасного захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру, запобігання та реагування на них відповідними центральними та місцевими органами виконавчої влади здійснюються:

- створення і підтримання в постійній готовності загальнодержавної і територіальних систем спостереження і контролю з включенням до них існуючих сил та засобів контролю;

- організація збирання, опрацювання і передавання інформації про стан довкілля, забруднення харчових продуктів, продовольчої сировини, фуражу, води радіоактивними, хімічними речовинами, мікроорганізмами та іншими біологічними агентами.

Укриттю в захисних спорудах, у разі необхідності, підлягає населення відповідно до його належності до груп (працююча зміна, населення, яке проживає в небезпечних зонах).

Евакуаційні заходи. В умовах неповного забезпечення захисними спорудами в містах та інших населених пунктах, що мають об'єкти підвищеної небезпеки,

основним засобом захисту населення є евакуація і розміщення його у зонах, які є безпечними для проживання людей і тварин.

Загальна евакуація проводиться за рішенням Кабінету Міністрів України для всіх категорій населення і планується на випадок:

- можливого небезпечного радіоактивного забруднення територій навколо атомних електростанцій (якщо виникає безпосередня загроза життю та здоров'ю людей, які проживають в зоні ураження);
- виникнення загрози катастрофічного затоплення місцевості з чотиригодинним добіганням проривної хвилі.

Часткова евакуація проводиться за рішенням Кабінету Міністрів України у разі загрози або виникнення надзвичайної ситуації техногенного та природного характеру.

Під час проведення часткової евакуації завчасно вивозиться не зайняте у сферах виробництва та обслуговування населення: діти, учні навчальних закладів, вихованці дитячих будинків, разом з викладачами та вихователями, студенти, пенсіонери та інваліди, які утримуються у будинках для осіб похилого віку, разом з обслуговуючим персоналом і членами їх сімей.

Проведення організованої евакуації, запобігання проявам паніки і недопущення загибелі людей забезпечується шляхом:

1. планування евакуації населення;
2. визначення зон, придатних для розміщення евакуйованих з потенційно небезпечних зон;
3. організації оповіщення керівників підприємств і населення про початок евакуації;
4. організації управління евакуацією;
5. всебічного життєзабезпечення в місцях безпечного розселення евакуйованого населення;

6. навчання населення діям під час проведення евакуації.

Евакуація населення проводиться способом, який передбачає вивезення основної частини населення із зон надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру усіма видами наявного транспорту, а в разі його відсутності чи недостатності, а також у випадку руйнування транспортних шляхів - організоване виведення населення пішим ходом по заздалегідь розроблених маршрутах.

Медичний захист. Заходи запобігання або зменшення ступеня ураження людей, своєчасного надання медичної допомоги постраждалим та їх лікування, забезпечення епідемічного благополуччя в зонах надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру повинні передбачати:

- планування і використання існуючих сил та засобів закладів охорони здоров'я незалежно від форм власності і господарювання;
- введення в дію Національного плану соціально-психологічних заходів при виникненні та ліквідації надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру;
- розгортання в умовах надзвичайної ситуації техногенного та природного характеру необхідної кількості лікувальних закладів;
- завчасне застосування профілактичних медичних препаратів та санітарно-епідеміологічних заходів;
- контроль за якістю харчових продуктів і продовольчої сировини, питної води і джерелами водопостачання;
- контроль за станом атмосферного повітря та опадів;
- завчасне створення і підготовку спеціальних медичних формувань;
- накопичення медичних засобів захисту, медичного та спеціального майна і техніки;
- контроль за станом довкілля, санітарно-гігієнічною та епідемічною ситуацією;

- підготовку медичного персоналу та загальне медико-санітарне навчання населення.

Біологічний захист. Захист від біологічних засобів ураження включає своєчасне виявлення чинників біологічного зараження, залежно від їх виду і ступеня ураження, проведення комплексу адміністративно-господарських, режимно-обмежувальних і спеціальних протиепідемічних та медичних заходів.

Біологічний захист передбачає:

- своєчасне використання колективних та індивідуальних засобів захисту;
- запровадження режимів карантину та обсервації;
- знезаражування осередку ураження;
- необхідне знезаражування людей, тварин тощо;
- своєчасну локалізацію зони біологічного ураження;
- проведення екстреної та специфічної профілактики;
- додержання протиепідемічного режиму підприємствами, установами та організаціями незалежно від форм власності і господарювання та населенням.

Радіаційний і хімічний захист. Включає заходи щодо виявлення та оцінки радіаційної і хімічної обстановки, організацію та здійснення дозиметричного і хімічного контролю, розроблення типових режимів радіаційного захисту, забезпечення засобами індивідуального та колективного захисту, організацію та проведення спеціальної обробки.

Виконання вимог радіаційного і хімічного захисту забезпечується шляхом:

- завчасного накопичення і підтримки в готовності засобів індивідуального захисту і приладів дозиметричного і хімічного контролю, обсяги і місця зберігання яких визначаються відповідно до встановлених зон небезпеки, забезпечення зазначеними засобами насамперед особового складу формувань, які беруть участь у

проведенні аварійно-рятувальних та інших невідкладних робіт в осередках ураження, а також персоналу радіаційно і хімічно небезпечних об'єктів господарювання і населення, яке проживає в зонах небезпечного зараження та навколо них;

- своєчасного впровадження засобів, способів і методів виявлення та оцінки масштабів і наслідків аварій на радіаційно та хімічно небезпечних об'єктах господарювання;

- створення уніфікованих засобів захисту, приладів і комплектів дозиметричного та хімічного контролю;

- надання населенню можливостей придбавати в установленому порядку в особисте користування засобів індивідуального захисту і дозиметрів;

- завчасного пристосування об'єктів побутового обслуговування і транспортних підприємств для проведення санітарної обробки людей та спеціальної обробки одягу, майна і транспорту;

- розроблення загальних критеріїв, методів та методика спостережень щодо оцінки радіаційної і хімічної обстановки;

- завчасного створення та використання засобів колективного захисту населення від радіаційної та хімічної небезпеки.