

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
(повне найменування вищого навчального закладу)
Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(назва факультету)
Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Розробка виконавчих вузлів спеціального токарно-центрувального
верстата з ЧПК

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

напряму підготовки (спеціальності) _____

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

(підпис)

Боберський Т.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник _____

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль _____

(підпис)

Ярема І.Т.

(прізвище та ініціали)

Рецензент _____

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин

Освітньо-кваліфікаційний рівень «магістр»

Напрямок підготовки _____

(шифр і назва)

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри к.т.н., доц. Кобельник В.Р.

«_____» _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Боберському Тадею Івановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Розробка виконавчих вузлів спеціального токарно-центрувального верстата з ЧПК

Керівник проекту (роботи) Кобельник Володимир Романович, к.т.н., доцент

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

Затверджені наказом по університету від «29» 08 2019 року № 4/7-737

2. Термін подання студентом проекту (роботи) 17 грудня 2019р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Технічні характеристики верстату

Матеріал – сталь, чавун, кольорові метали

Технологічний процес виготовлення деталі-представника

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Загальний розділ.

2. Технологічний розділ.

3. Аналіз формоутворюючих рухів на проєктованому верстаті

4. Оптимізація компоновальної схеми проєктованого верстата

5. Конструкторський розділ

6. Науково-дослідний розділ.

7. Спеціальний розділ САПР

8. Обґрунтування економічної ефективності.

9. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 10. Екологія

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

Аналіз формоутворення поверхонь – 1ф.А1, Аналіз компоновок верстат – 1ф.А1.

Кінематична схема верстата – 1ф.А1

Коробка швидкостей та шпindelний вузол верстата – 2 ф.А1.

Нахилений супорт верстата – 1ф.А1., Гвинт-гайка кочення - 1ф.А1.

Загальний вигляд верстата – 1ф.А1.

Верстатне пристосування – 2 ф.А1,

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., доцент Окіпний І.Б.		
Безпека в надзв. ситуаціях	ст. викладач Клепчик В.М.		
Екологія	к.т.н., доцент Лясота О.М.		
Обгр. економ.ефективності.	к.т.н., професор Кривий П.Д.		
Спеціальний розділ САПР	к.т.н., асистент Сенник А.А.		
Нормоконтроль	к.т.н., доцент Ярема І.Т.		

7. Дата видачі
завдання

30 серпня 2019 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Аналіз завдання на дипломну роботу	5.09.2019 р.	
2	Проведення огляду верстатів-аналогів	9.09.2019 р.	
3	Оптимізація схеми формоутворення на проектуваному верстаті	20.09.2019 р.	
4	Оптимізація компоновочної схеми проектуваного верстата	05.10.2019 р.	
5	Вибір та обґрунтування вихідних даних на розробку проекту верстата	15.10.2019 р.	
6	Розрахунок вузлів верстату	05.11.2019 р.	
7	Спеціальна частина	10.11.2019 р.	
8	Обґрунтування економічної ефективності	15.11.2019 р.	
9	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.	25.11.2019 р.	
10	Екологія	30.11.2019 р.	
11	Виконання графічної частини	10.12.2019 р.	
12	Підготовка до захисту	17.12.2019 р.	

Студент _____
(підпис)

Боберський Т.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи) _____
(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП

1.ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Аналіз завдання на проект і обґрунтування напрямків роботи.....

1.2 Огляд спеціальної літератури.....

2. ОПТИМІЗАЦІЯ СХЕМ ФОРМОУТВОРЕННЯ НА ПРОЕКТОВАНОМУ ВЕРСТАТІ

2.1 Аналіз конструкторсько–технологічних властивостей деталі-представника.....

2.2 Вибір комплексу рухів по забезпеченню виробничого циклу на верстаті.....

2.3 Вибір та обґрунтування структурно – кінематичної схеми верстата.....

3. ОПТИМІЗАЦІЯ КОМПОНОВОЧНОЇ СХЕМИ ПРОЕКТОВАНОГО ВЕРСТАТА

3.1 Обґрунтування модуля верстата.....

3.2 Побудова загальної матриці компоновки верстату.....

3.3 Аналіз типів базових компоновок.....

3.3.1 Вибір верстатів – аналогів.....

3.3.2 Вибір оптимальної схеми компоновки.....

3.3.3 Особливості верстата: спільне, відмінне.....

4. ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ НА РОЗРОБКУ ПРОЕКТУВЕРСТАТНОГО ОБЛАДНАННЯ

4.1 Технологічний розрахунок

4.1.1 Визначення типу організаційної форми виробництва з приміненням проектного верстату.....

4.1.2 Вибір та обґрунтування заготовки деталі – представника.....

4.1.3. Вибір технологічних баз.....

4.1.4 Вибір варіанту технологічного маршруту механічної обробки деталі – представника.....

4.1.5	Визначення припусків та міжопераційних розмірів	
4.1.6	Вибір ріжучого та вимірювального інструменту.....	
4.1.7	Розрахунок режимів різання.....	
5.	ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВЕРСТАТНОГО ОБЛАДНАННЯ	
5.1	Вибір діапазону регулювання виконавчих механізмів верстату	
5.2	Кінематичний розрахунок приводу головного руху.....	
5.2	Вибір потужності та типу двигуна	
5.3	Конструювання та розрахунок коробки швидкостей.....	
5.3.1	Опис конструкції та принципу роботи коробки швидкостей.....	
5.3.2	Силовий розрахунок приводу головного руху.....	
5.3.3	Конструктивний розрахунок приводу головного руху.....	
5.3.3.1	Попередній розрахунок шпиндельного вала.....	
5.4	Конструювання та розрахунок револьверної головки.....	
5.4.1	Опис конструкції та принципу роботи револьверної головки.....	
5.4.2	Силовий розрахунок приводу револьверної головки.....	
5.4.3	Розрахунок зубчастого торцевого фіксуєчого пристрою револьверної головки.....	
5.5	Конструювання та розрахунок механічної частини приводу подач.....	
5.5.1	Опис конструкції та принципу роботи супорта.....	
5.5.2	Розрахунок ходового гвинта.....	
5.5.2.1	Визначення діаметра ходового гвинта і кроку різі.....	
5.5.2.2	Розрахунок гвинта на поздовжню стійкість.....	
5.5.2.3	Розрахунок гвинта на вібростійкість.....	
5.5.2.4	Розрахунок гвинта на статичну міцність та довговічність.....	
5.6	Конструювання та розрахунок шпиндельного вузла	
5.6.1	Опис конструкції шпиндельного вузла.....	
5.6.2	Характеристика шпиндельного вузла	
5.6.2.1	Вибір геометричної характеристики шпиндельного вузла...	
5.6.2.2	Характеристика елементів шпиндельного вузла.....	
5.6.2.2.1	Підшипники опор шпиндельного вузла.....	

5.6.2.2.2 Система ущільнень.....	
5.6.2.2.3 Система попереднього натягу підшипників.....	
5.6.3 Розрахунок оптимальної міжосьової віддалі	
5.6.3.1 Розрахункова схема і математична модель шпиндельного вузла.....	
5.6.3.2 Розрахунок радіальної жорсткості опор шпиндельного вузла.....	
5.6.4 Розрахунок осьової жорсткості шпиндельного вузла.....	
5.7 Конструювання та розрахунок затискного пристрою.....	
5.7.1 Визначення необхідної сили затиску	
5.7.2 Конструювання повідкового патрона	
6. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	
6.1. Моделювання динамічних характеристик шпиндельного вузла ..	
7 ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	
8 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	
9. ЕКОЛОГІЯ	
10. СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ САПР	
ВИСНОВКИ	
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	
ДОДАТКИ	
Додаток А. Комплект технологічної документації на розроблюваний технологічний процес.....	
Додаток Б. Специфікації складальних креслень.....	

ВСТУП

Побудова верстатів з ЧПК повинно бути направлено на підвищення їх техніко – економічних показників (гнучкості, універсальності, переналагоджуваності) і розширення технологічних можливостей.

Застосування в промисловості систем ЧПК, дали можливість розширити технологічні можливості верстатів, це привело до того, що змінилась їх компоновка, конструкція окремих вузлів, а також відбулася заміна конструкція верстату в цілому.

Експлуатація верстатів з ЧПК показала, що їх конструкція повинна відповідати ряду вимог, без виконання яких застосування верстатів з ЧПК в промисловості малоефективне. Нижче приведені основні вимоги, які ставляться до верстатів із системами ЧПК.

1. Виконання механізмів подач з мінімально можливими зазорами, що забезпечує значне підвищення їх жорсткості. Малу величину зазорів можна досягнути застосуванням шарикових гвинтових передач.

2. Забезпечення найбільшої величини прискорень. Це досягається приміненням, як швидкодіючого приводу, так і зниження приведенного моменту інерції механізму подачі шляхом вибору оптимального передаточного відношення і зменшення моменту інерції пересувних деталей.

3. Зменшення сил сухого тертя в направляючих, передачах, опорах і забезпечення плавності переміщення при малих швидкостях, при стрибкоподібній зміні швидкості, при великих інерційних масах і перемінних навантаженнях при різанні – все це може бути досягнуте застосуванням направляючих станин і гвинтових пар з тертям кочення.

4. Виключення резонансів елементів механізму подачі і всієї системи приводу.

5. Виконання механізмів подач окремих координат з подібними характеристиками.

6. Зменшення нагріву елементів приводу, зношення механічних вузлів і підвищення стабільності параметрів приводу.

7. В якості виконавчих двигунів в верстатах з ЧПК застосовують електричні двигуни постійного струму, гідродвигуни, гідроциліндри, крокові двигуни. Виконавчі двигуни повинні забезпечувати наступні вимоги: мати малі габаритні розміри, вагу, допускати велике навантаження, для гідродвигунів і гідроциліндрів, можуть мати малі втрати робочої рідини, мала залежність від температури, а також велику надійність.

Удосконалення сучасних верстатів повинно забезпечувати швидкості робочих і допоміжних рухів при відповідному підвищенні потужності приводу головного руху.

В дипломному проекті розглядаються схеми формоутворення на верстаті, компоновальні та кінематичні схеми.

Проектований верстат повинен забезпечити наступні вимоги:

- обробка деталі в умовах серійного і великосерійного виробництва широкої номенклатури (в межах встановленого діапазону розмірів і форм);
- виконання характерних (типових) операцій обробки, забезпечуючи по можливості найбільш повну обробку деталі за один установа;
- ефективна (високопродуктивна) робота ріжучими інструментами різних видів (в межах обслуговуючого кола технологічних задач);
- максимальна автоматизація шляхом застосування програмного керування, включаючи автоматизовану заміну інструментів;
- високі якісні і експлуатаційні характеристики, необхідні для тривалої без простоїв роботи з збереженням необхідної точності.

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Аналіз завдання на проект і обґрунтування напрямків роботи

Відповідно до теми дипломної роботи необхідно забезпечити обробку деталі – представника на проєктованому верстаті, який обладнаний револьверною головкою та системою ЧПК, використовуючи в якості верстатів аналогів спеціальні токарні автомати чи напівавтомати.

На базі верстата ми проводимо аналіз:

- компонувальної схеми;
- структурно – кінематичної схеми;
- кінематичної схеми;
- механіки верстату.

Відповідно до цього ми зробимо висновки і всі якості, які будуть нас задовольняти застосуємо до проєктованого верстату.

1.2. Огляд спеціальної літератури

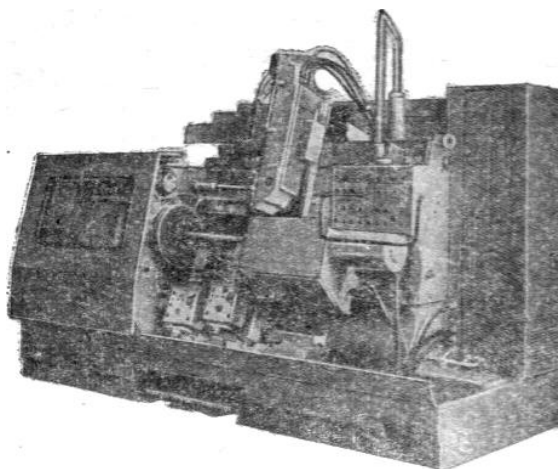


Рисунок 1.1 – Токарний багаторізцевий напівавтомат моделі 1Б732

Напівавтомат призначений головним чином для важких токарних робіт. На ньому можуть бути оброблені в центрах методом копіювання вали різних розмірів і конфігурацій, гільзи двигунів внутрішнього згоряння великої потужності, ніпелі і муфти для бурильних труб і інші вироби.

Потужність і жорсткість верстата, а також високі числа оборотів шпинделя дозволяють обробляти з великою продуктивністю вироби, що мають значні припуски на обробку.

Для розширення технологічних можливостей верстат оснащується механізмами для багатопрохідної обробки й автоматичного переключення чисел оборотів шпинделя; пристроєм для програмування циклу (це дозволяє використовувати верстат навіть в умовах дрібносерійного виробництва); подовжньою кареткою, оснащеної двома однокоординатними копіювальними супортами, що розташовані під прямим кутом до осі шпинделя, завдяки чому можна обробляти з високою продуктивністю вироби фасонного профілю (без прямих торців).

По спеціальному замовленню можуть бути виготовлені верстат з двома похилими однокоординатними копіювальними супортами, що можуть обробляти деталі з прямим торцем, і верстат з двома копіювальними супортами, що дозволяють обробляти за одну установку обидва кінці виробу методом послідовної зустрічної обробки.

ОСНОВНІ ДАНІ

Основні розміри

Найбільший діаметр виробу, оброблюваного

над станиною, мм.....610

Найбільша довжина деталі, оброблюваної в центрах, мм.... 1000; 1400; 2000

Найбільший діаметр обробки, мм.....320

Шпиндель

Число оборотів шпинделя в хвилину:

с автоматичним переключенням оборотів..... 56—990

без переключення..... 56—710

Число автоматичних переключень чисел оборотів шпинделя

в циклі..... 4

Супорт

Число проходів копіювального супорта для багатопрохідного виконання	7
з них по копірах.....	2
Число подач копіювального супорта, що переключаються, в автоматичному циклі:	
з переключенням оборотів.....	4
без переключення.....	2
Механіка напівавтомата	
Хід піноли заднього центра, мм.....	200
Подача супортів, мм/хв:	
копіювального.....	20—450
підрізного.....	10—240
Швидкість швидкого переміщення, м/хв:	
копіювального супорта:	
подовжнього.....	5
поперечного.....	1.5
підрізного супорта.....	1
Найбільший подовжній робочий хід копіювального супорта.....	1010; 1410; 2010
Найбільший поперечний робочий хід супорта, мм:	
копіювального.....	165
підрізного.....	155
Привід, габарит і вага напівавтомата	
Потужність електродвигуна приводу головного руху, кВт:	
с переключенням оборотів	До 40
без переключення	До 55
Габарит верстата, мм:	
довжина	4070
ширина.....	1800
висота.....	2515

1.3 Вибір верстатів – аналогів

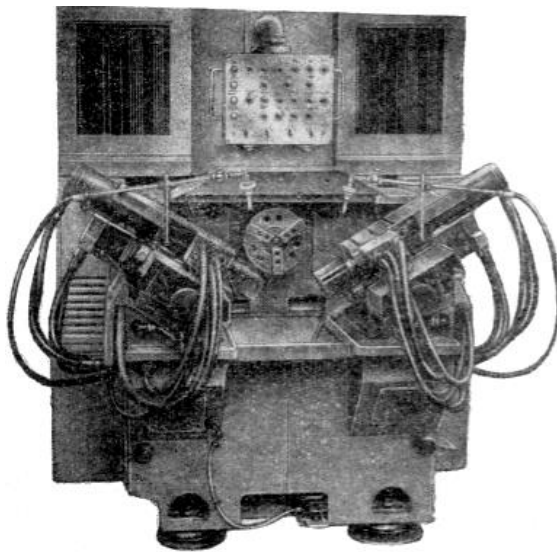


Рисунок 1.2 – Токарно багаторіздцевий напівавтомат з цикловим програмним керуванням модель АТ – 250П

Напівавтомат призначений для обточування, розточування, проточування канавок і підрізання торців у деталях типу дисків і кілець (заготівлях зубчастих коліс, деталях муфт, фланцях, поршнях, невеликих корпусних деталях і т.п.).

Обробка деталей проводиться в патроні чи спеціальному пристосуванні в напівавтоматичному циклі (із забезпеченням точності восьмого-дев'ятого класу).

Напівавтомат має два незалежних хрестових супорти, що можуть переміщатися в подовжньому і поперечному напрямках. Подача здійснюється від гідроприводу.

Кожен супорт при будь-якій налагодженні має дві робочі швидкості подачі, що переключаються в автоматичному циклі.

Напівавтомат обладнаний змінними шестірнями. Швидкості обертання шпинделя переключаються автоматично.

Передня бабка і хрестові супорти встановлені на жорсткій литій підставці, що має проїом для збору стружки.

Шафа з електроапаратурою винесена наверх верстата, що створює зручності

обслуговування.

Автоматичне керування здійснюється за допомогою циклової системи програмного керування. Інформація про швидкості обертання шпинделя, подачах, напрямку переміщень і т.д., тобто інформація про послідовність операцій, накопичується в програматорі за допомогою розміщення штекерів на штекерних панелях по перфокарті.

ОСНОВНІ ДАНІ

Основні розміри

Найбільший діаметр оброблюваного виробу, *мм*

над станиною.....	250
над верхнім супортом.....	165

Механіка напівавтомата

Найбільше переміщення супортів, *мм*:

поздовжнє.....	220
поперечне.....	180

Число ступіней оборотів шпинделя..... 16

Число оборотів шпинделя в хвилину..... 70—1780

Подовжня і поперечна подача супортів

(безступінчасте регулювання), *мм/хв*..... 20—500

Швидкість швидкого поздовжнього і поперечного

переміщення супортів, *м/хв*..... 1.65—1.8

Точність зупинки супортів у напрямку

поздовжньої і поперечної подачі, *мм*..... 0.01

Привід, габарити і вага напівавтомата

Потужність електродвигуна приводу головного руху, *квт*... 6.5/7.5

Габарити напівавтомата (довжина x ширина x висота), *мм*...
1940x1720x2000

Вага напівавтомата, *кг*..... 3000

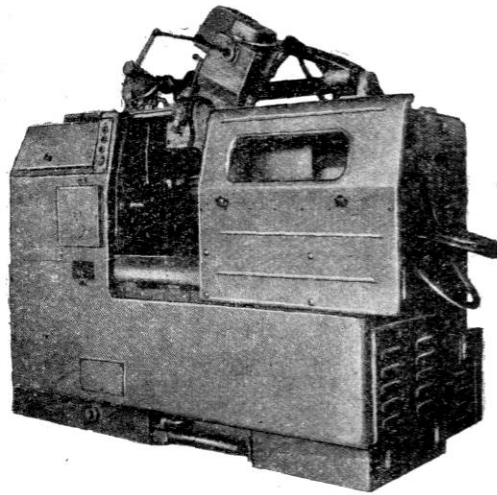


Рисунок 1.3 – Токарно – копіювальний багаторізцевий напівавтомат модель 1708

Напівавтомат призначений для чорнової і чистової токарської обробки в центрах деталей типу валів із прямолінійними і криволінійними утворюючими.

Верстат гідрофікований, обладнаний системою циклового програмного керування, однокоординатною системою, що стежить, і забезпечує обробку деталі одним чи декількома різцями, або багаторізцевим – копіювальним способом.

Найбільш ефективно застосування верстата в умовах серійного і масового виробництва в різних галузях машинобудування.

Прямокутна станина верстата, з'єднана з основою і шпindelною бабкою, утворює жорстку раму.

На передніх направляючих станини розташований копіювальний супорт, а нижні напрямні служать загальною базою для задньої бабки і поперечного супорта.

У правій частині основи знаходиться гідростанція, у лівій — електродвигун приводу головного руху і редуктор.

Зверху на станині розташований механізм для установки шаблонів.

Шафа електроустаткування розміщується позаду, налагоджувальний і оперативний пульти — попереду верстата.

Подача багато різцевого – копіювального супорта, що задає — механіка,

від ходового гвинта. Вертикальне переміщення, що стежить, гідравлічне.

Швидке горизонтальне переміщення копіювального супорта здійснюється від окремого електродвигуна.

Привід поперечного супорта гідравлічний, незалежний.

Рахункова схема верстата дозволяє мати сім етапів автоматичного циклу обробки, у яких можуть бути набрані чотири швидкості обертання шпинделя, три величини подачі копіювального супорта і швидкий прохід у будь-якій послідовності.

Багаторіцева обробка й автоматична зміна режимів різання забезпечують високу продуктивність верстата. Верстат має високу точність за рахунок розділеного приводу головного руху і великої жорсткості.

Надійний захист направляючих станини від стружки, розміщення поперечного супорта поза зоною її інтенсивної дії, гарний захист від емульсії, примусове автоматичне змащення основних вузлів значно збільшують термін служби верстата і зберігають його точність і стабільність роботи.

ОСНОВНІ ДАНІ

Основні розміри

Найбільший діаметр оброблюваного виробу, *мм*:

над станиною.....	320
над супортом	200
Найбільша довжина оброблюваного виробу, <i>мм</i>	500

Механіка напівавтомата

Число ступіней оборотів шпинделя.....	11
Число оборотів шпинделя в хвилину.....	160 – 1600
Число ступіней подач копіювального супорта	8
Подовжня подача копіювального супорта, <i>мм/об</i>	0.063 – 1.6

Привід, габарити і вага напівавтомата

Потужність електродвигуна приводу головного руху, <i>кВт</i>	10
Габарит напівавтомата (довжина x ширина x висота), <i>мм</i> ..	2325x1258x1930
Вага напівавтомата, <i>кг</i>	3500

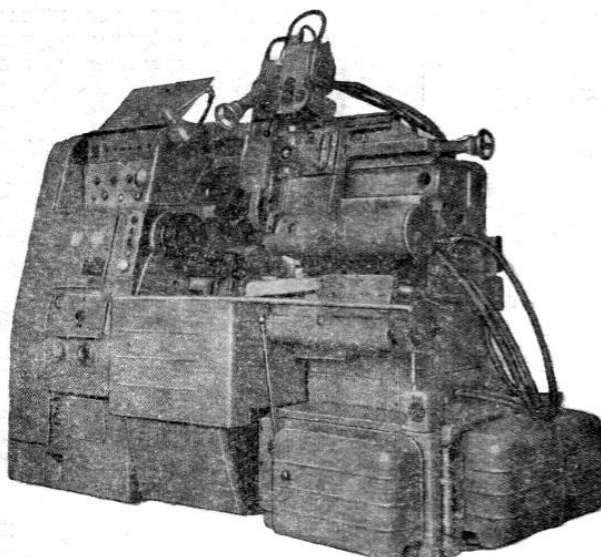


Рисунок 1.4 – Токарний багаторіздевий напівавтомат модель 1712

Напівавтомат призначений для токарної обробки в центрах валів різної конфігурації методом копіювання.

Напівавтомат має гідравлічний привід для переміщення робочих органів і здійснення процесу копіювання, володіє компактним вертикальним компонованням, що дозволяє вбудовувати його в автоматичну лінію, високою потужністю і продуктивністю.

Основний профіль виробу обробляється копіювальним супортом, що одним різцем відтворює на виробі форму встановленого на верстаті шаблону.

Прорізання канавок і підрізання торців здійснюється поперечним супортом, одним чи декількома різцями.

Верстат має два режими роботи — налагоджувальний і напівавтоматичний.

Система керування напівавтоматом дозволяє при обробці деталей у напівавтоматичному режимі змінювати величину поздовжньої подачі копіювального супорта і забезпечує копіювальному супорту проходження на прискореному ходу необроблюваних ділянок деталі.

У спеціальному виконанні верстат може бути оснащений двома поперечними супортами, механізмом автоматичної зміни шаблонів для багатопрохідної обробки і двохшвидкісним електродвигуном. Застосування цих пристроїв дозволяє обробляти деталі з великими припусками з однієї установки в 1—4 проходи, а також автоматично змінювати швидкість

обертання шпинделя. По спеціальному замовленню верстат може поставлятися налагодженим на обробку визначеної деталі.

ОСНОВНІ ДАНІ

Основні розміри

Найбільший діаметр оброблюваної деталі, мм:	
над станиною.....	410
над поперечним супортом	180
Найбільша довжина оброблюваної деталі, мм.....	500
Конус отвору шпинделя передньої бабки.....	Морзе № 6
Конус отвору шпинделя пінолі задньої бабки.....	Морзе № 4

Механіка напівавтомата

Число ступіней оборотів шпинделя.....	12
Число оборотів шпинделя в хвилину.....	162—2040
Подача супортів, мм/хв:	
копіювального.....	20—700
поперечного.....	15—400

Привід, габарити і вага напівавтомата

Потужність електродвигуна приводу головного руху, кВт .	10
Габарит верстата (довжина x ширина x висота), мм.....	2465x1213x1900
Вага верстата, кг.....	3800

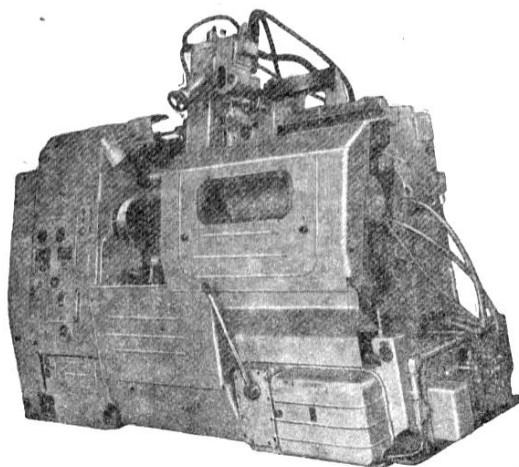


Рисунок 1.5 – Токарно – копіювальний багаторізцевий напівавтомат модель 1722

Напівавтомат призначений для токарної обробки в центрах валів різної конфігурації методом копіювання.

Для переміщення супортів і піноли задньої бабки, а також для копіювання служить гідравлічний привід.

Обробка основного профілю виробу виробляється копіювальним супортом, який одним різцем за допомогою гідравлічного пристрою, що стежить, відтворює на виробі форму встановленого на верстаті шаблона.

Прорізання канавок і підрізання торців виробляється поперечним супортом одним чи декількома різцями.

Система керування напівавтомата дозволяє при обробці деталей у напівавтоматичному режимі здійснювати різні варіанти включення супортів у роботу (одночасне, поперечне після копіювального, тільки копіювальне), змінювати величину подовжньої подачі копіювального супорта, а також забезпечує проходження копіювальним супортом на прискореному ході необроблюваних ділянок деталі.

Для налагодження верстата на обробку визначеної деталі передбачений налагоджувальний режим роботи.

Напівавтомат має високу потужність і жорсткість, що дозволяє застосовувати інструмент, оснащений твердим сплавом.

Вертикальне компонування верстата забезпечує вільний доступ до виробу й інструмента, а також дозволяє здійснювати наскрізне транспортування деталей при монтуванні верстата в автоматичну лінію, або при оснащенні його автоматичним завантажувальним пристроєм.

Застосування методу копіювання дозволяє скоротити час переналагодження і зменшити число вимірів. Це підвищує продуктивність верстата.

Використання гідравлічного приводу для переміщення робочих органів спрощує налагодження напівавтомата і роботу на ньому.

Застосування двохкоординатної системи копіювання і збереження постійної величини подачі уздовж оброблюваного контуру (незалежно від кута нахилу останнього) дозволяє обробляти на верстаті деталі всілякої конфігурації.

ОСНОВНІ ДАНІ

Основні розміри

Найбільший діаметр оброблюваного виробу, мм:	
над станиною	490
над поперечним супортом	230
Найбільша довжина оброблюваного виробу, мм	800
Число ступіней оборотів шпинделя	14
Число оборотів шпинделя в хвилину	71—1410
Подача супорта, мм/хв:	
копіювального	20—700
поперечного	18—400

Привід, габарити і вага напівавтомата

Потужність електродвигуна приводу головного руху, кВт...	22
Габарит напівавтомата без обліку виступаючих гумових шлангів (довжина x ширина x висота), мм.....	3000 x 1436 x 2130
Вага напівавтомата, кг	5500

Токарні верстати з ЧПК мають як мінімум дві керованих координати: Z – переміщення каретки вздовж осі шпинделя; X – переміщення поперечних салазок перпендикулярно цій вісі. На поперечних салазках встановлено або різцетримач (при зміні інструмента з магазину), або револьверна поворотна інструментальна головка (РГ), яка може мати два різних положення вісі повороту: співпадаючу по напрямку з віссю Z і перпендикулярну площині ZY.

Таким чином основною тенденцією в створенні токарних верстатів з ЧПК являється використання агрегатно модульного – принципу побудови з агрегатизованих вузлів. Вузли верстату, такі як: салаки, опорна задня бабка, верхні салаки, привід шпинделя і стружкоприбираючий транспортер можна застосовувати до всіх типів верстатів.

По мірі потрібності поставляються салаки в лівому або правому виконанні, а інструментальні системи – в формі багато різцевої державки або РГ.

2. ОПТИМІЗАЦІЯ СХЕМИ ФОРМОУТВОРЕННЯ НА ПРОЕКТОВАНОМУ ВЕРСТАТІ

2.1. Конструктивно – технологічні властивості деталі – представника та їх аналіз

Всі деталі машин формуються геометричними поверхнями, які утворюються в процесі обробки. Як правило це циліндричні, конусні, лінійні, плоскі і сферичні поверхні

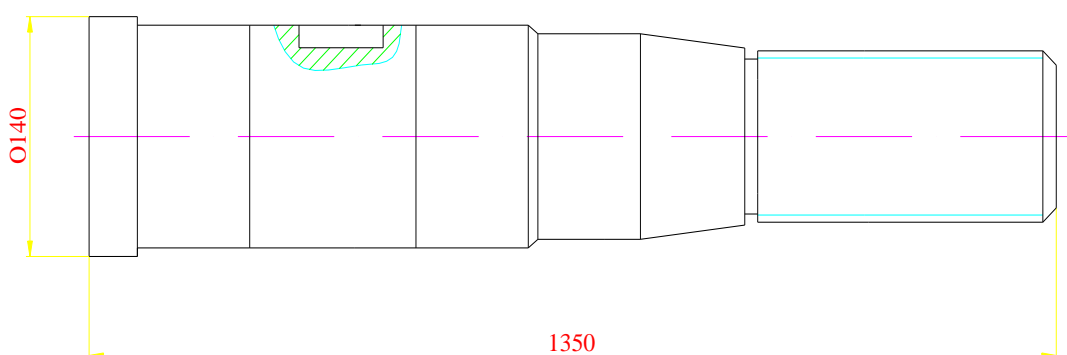


Рисунок 2.1 – Типова деталь.

На рисунку 2.1 представлено типову деталь (вал), яку ми будемо виготовляти на проектованому верстаті. Максимальна довжина оброблюваної деталі становить $L = 1350$ мм, а максимальний діаметр $d = 140$ мм. Деталь складається із наступних поверхонь: циліндричної, конічної, різевої та шпоночної.

2.2. Вибір комплексу рухів для забезпечення виготовлення на верстаті.

Поверхні деталей які виготовляються розглядаються, як безмежність послідовних положень рухомих ліній. Ці лінії називаються твірними та напрямними. Твірна та напрямна є взаємозамінними лініями.

Наприклад, циліндрична поверхня отримується переміщенням прямої лінії, яка є твірною по напрямні, яка в свою чергу є колом і навпаки.

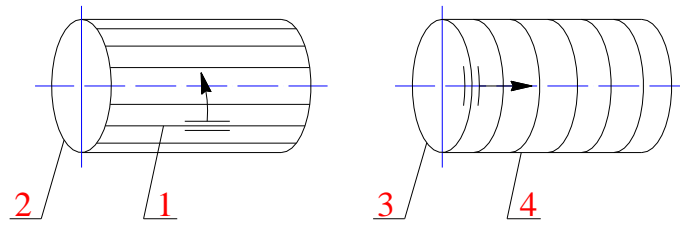


Рисунок 2.2 Формування циліндричної поверхні.

Загалом існує чотири методи: дотику, сліду, копіювання та обкату. Наведемо приклади деяких з цих методів.

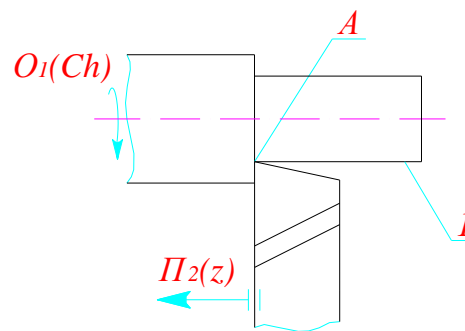


Рисунок 2.3 – Формування твірної методом сліду

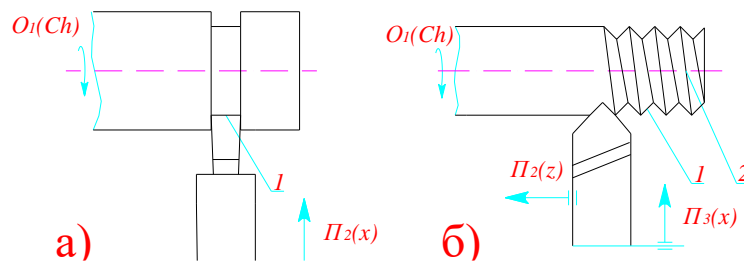


Рисунок 2.4 – Формування твірних методом копіювання

Таблиця 2.1 – Поверхні , що обробляються на верстаті та їх характеристики.

№ п/п	Поверхня що обробляється	Метод обробки	Вид відтвор. лінії		Метод утворення відтвор. лінії		Загальна к-сть формоутвор. рухів	Ріжучий інструмент
			Напрямна	Твірна	Напрямна	Твірна		
1	Зовнішня поверхня циліндрична	Поздовжнє точіння Проточка канавоки	Пряма	Коло	Сліду	Сліду	$\Phi_v (O_1, P_2)$ $\Phi_v (O_1)$	Різець прохідний Різець канавочний
2	Поверхня зовнішня конічна	Зняття фасоки	Коло та точка	Пряма	Сліду	Сліду, копіюв.	$\Phi_v (O_1, P_2)$ $\Phi_v (O_1)$	Різець прохідний
3	Зовн. гвинтова	Нарізка різі різцем	Гвинт. лінія	Пряма	Сліду	Копіюв.	$\Phi_v (O_1, P_2)$	Різець різевий
4	Зовн. фасонна	Фасонне обточування поверхні	Коло	Крива	Сліду	Сліду, копіюв.	$\Phi_v (O_1, P_2, P_3)$ $\Phi_v (O_1)$	Різець фасонний
5	Поверхня плоска торцева	Підрізка торця, відрізка	Коло, пряма	Пряма	Сліду	Сліду, копіюв.	$\Phi_v (O_1, P_2)$ $\Phi_v (O_1)$	Різець підрізний, відрізний
6	Поверхня внутрішня циліндрична	Зенкерування, розвертання, вердління,	Пряма	Коло	Сліду	Сліду	$\Phi_v (O_1, P_2)$	Свердла, зенкери, розвертки. Розточний різець
		Розточування	Пряма	Коло	Сліду	Сліду	$\Phi_v (O_1, P_2)$	

Згідно (див.табл. 2.1) для всіх операцій складаємо технологічні схеми різання. Відповідно всі рухи забезпечують слідувачі виконавчі ланки:

- головний рух: обертання шпинделя (деталі);
- рухи подач: поздовжні, поперечні.

2. 3. Структурно – кінематична схема верстату її вибір та обґрунтування.

Кінематична структура проєктованого спеціального токарного верстата з ЧПК подана на (рис. 2.5). Формоутворення забезпечується обертовим рухом заготовки Φ_v (O_1) по ланцюгу: електродвигун 1 – шпиндель 2 з ланками налагодження: $I_{AKШ}$ – автоматична коробка швидкостей, та $I_{vШп.бабка}$ – шпиндельної бабки. Поступальний рух інструмента Φ_{S_1} (Π_2) та Φ_{S_2} (Π_3) по ланцюгу: кроковий електродвигун 3 (з гідропідсилювачем) через зубчасту передачу, ходовий гвинт 4 (при точінні поперечною подачею), по ланцюгу кроковий електродвигун 5 (з гідропідсилювачем) через зубчасту передачу, ходовий гвинт 6 (при точінні поздовжньою подачею).

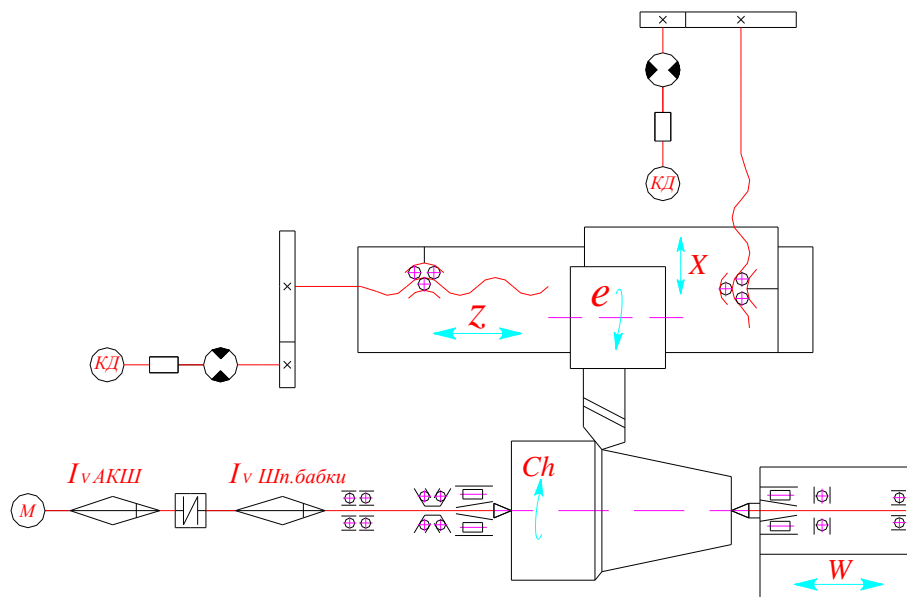


Рисунок 2.5 – Кінематична структура проєктованого спеціального токарного верстата з ЧПК

3. ОПТИМІЗАЦІЯ КОМПОНОВОЧНОЇ СХЕМИ ПРОЕКТОВАНОГО ВЕРСТАТА

3.1 Обґрунтування модулів верстата (МК, ТМ, КМ)

Проектований верстат призначений для виконання наступних операцій: обробка зовнішніх циліндричних, конічних, фасонних та торцевих поверхонь, нарізання зовнішніх і внутрішніх різей, відрізка, прорізання канавок, розточування, свердління, зенкерування, розвертання.

Найменший склад блоків компоновки, необхідний для виконання операцій формоутворення називається технологічним модулем (ТМ). Він складається як найменше з двох блоків – рухомого і стаціонарного, без цього неможливий відносний рух заготовки і інструменту.

Для відпрацювання відповідної характеристики – коефіцієнта використання структури компоновки – необхідно ввести поняття модульного комплекту (МК), який враховував би установчі блоки. МК – це найменший склад блоків для виконання операцій обробки на універсальному верстаті, в склад якої входять блоки формоутворюючих рухів і доповнюють їх по другим координатам установчі блоки.

В залежності від всіх даних видів обробки (ТМ) та (МК) рівні між собою і однакові.

$$ТМ = МК$$

Тому:

$$ТМ = \{O, Ch, Z, X\}$$

3.2. Побудова загальної матриці компоновки верстату

Металорізальні верстати найбільш різноманітні із всіх технологічних машин їх розрізняють по технологічному призначенні, інструменту, по розмірам, типових різновидностях, по системі керування, по системі автоматизації, по компоновках.

Оптимізацію компоновочної схеми проектованого верстата здійснюємо за методиками запропонованими Враговим Ю.Д. [2].

Залежність від компоновки верстата розміщення елементарних рухів між заготовкою і ріжучим інструментом здійснює суттєвий вплив на структурно кінематичний зв'язок. Але кінематична структура верстата є первинним фактором, а компоновка вторинним.

Кількісний аналіз структури компоновок базується на числах блоків і елементарних рухів, покладених в компоновці і переслідує мету оцінки структурної універсальності і степеня можливості її використання.

Запишемо загальну матрицю можливих компоновок верстату.

$$A = \{ O, Ch, Z, X \}$$

$$A = \begin{matrix} & & & \text{COC} \\ \begin{matrix} \text{ZXCO} & \text{ZXOC} & \text{ZOXC} \\ \text{ZCXO} & \text{ZCOX} & \text{ZOCX} \\ \text{CZHO} & \text{CZOX} & \text{COZX} \\ \text{XZCO} & \text{XZOC} & \text{XOZC} \\ \text{XCZO} & \text{XCOZ} & \text{XOCZ} \\ \text{CXZO} & \text{CXOZ} & \text{COXZ} \end{matrix} & \begin{matrix} \text{OZXC} \\ \text{OZCX} \\ \text{OCZX} \\ \text{OXZC} \\ \text{OXCZ} \\ \text{OCXZ} \end{matrix} \\ \text{COC} & & & \end{matrix}$$

3.3 Вибір оптимальної схеми компоновки

Велике число можливих варіантів компоновок і необхідна об'єктивність при відборі робить бажаним застосування математизованих методів відбору, для цього необхідно формалізувати, з одної сторони, компоновок, а з другої умов відбору (УВ). Умови для попереднього відбору компоновок можуть бути технологічні і конструктивні міркування, основані на умовах експлуатації в загальних вимогах підвищення якості роботи верстату.

Сформулюємо і запишемо у формалізованому вигляді структурні ознаки (СО) відбору компоновок.

M1: CO: блок обертового руху є кінцевим блоком компоновки.

$$M1 = C\bar{O}\bar{O}O + \bar{O}C\bar{O}\bar{O} + O\bar{O}C\bar{O} + O\bar{O}\bar{O}C \quad (3.1)$$

M2: UV: Підвищення стійкості мас.

CO: Чим більше переміщення має блок, тим ближче він розміщений до стаціонарного вузла $Z > X$.

$$M2 = \bar{Z}\bar{Z}ZO + \bar{Z}\bar{O}O\bar{O} + \bar{O}O\bar{O}\bar{Z} + OZ\bar{Z}\bar{Z} \quad (3.2)$$

M3: UV: Підвищення жорсткості системи ВПД.

CO: Обертовий рух надається заготовці.

$$M3 = \bar{O}\bar{O}\bar{O}O + \bar{O}\bar{O}O\bar{C} + CO\bar{C}\bar{C} + \emptyset \quad (3.3)$$

M4: UV: Покращення динамічних характеристик.

CO: Рухомі блоки розділяються між гілками компоновок.

$$M4 = \emptyset + \bar{O}\bar{O}O\bar{O} + \bar{O}O\bar{O}\bar{O} + \emptyset \quad (3.4)$$

Визначаємо структурні формули компоновок, що задовольняє всім структурним ознакам з використанням математичного методу відбору компоновок.

$$\begin{aligned} M1 &= C\bar{O}\bar{O}O + \bar{O}C\bar{O}\bar{O} + \bar{O}O\bar{C}O + O\bar{O}\bar{O}C \\ M2 &= \bar{Z}\bar{Z}ZO + \bar{Z}\bar{O}O\bar{O} + \bar{O}O\bar{O}\bar{Z} + OZ\bar{Z}\bar{Z} \\ M3 &= \bar{O}\bar{O}\bar{O}O + \bar{O}\bar{O}O\bar{C} + CO\bar{C}\bar{C} + \emptyset \\ M4 &= \emptyset + \bar{O}\bar{O}O\bar{O} + \bar{O}O\bar{O}\bar{O} + \emptyset \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$M1 + M2 + M3 + M4 = \emptyset + CZOX + COZX + \emptyset$$

$$CXOZ$$

Накреслимо компоновки верстату за одержаними структурними формулами (див.рис. 3.1).

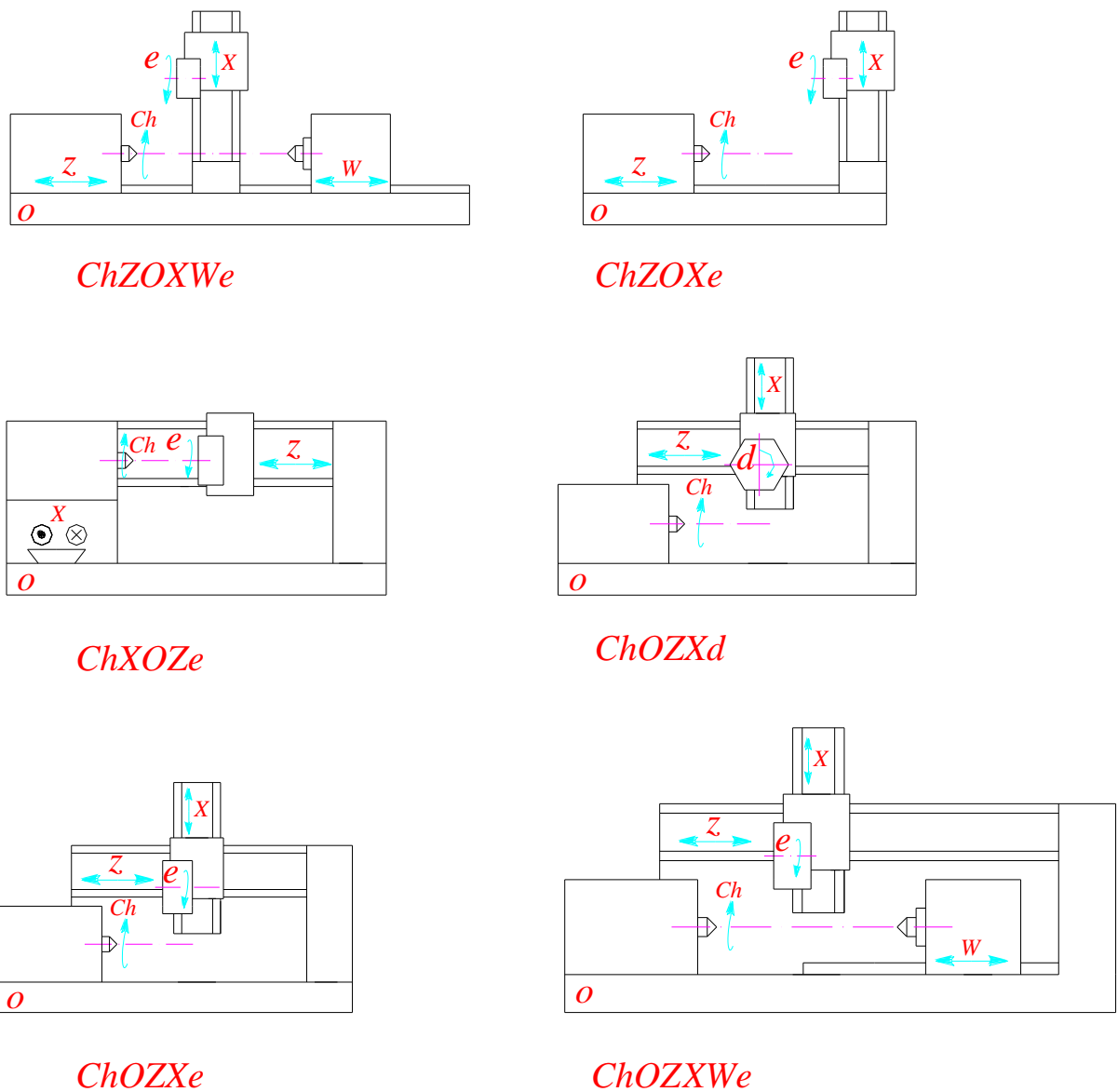


Рисунок 3.1 – Варіанти компоновок за визначеними структурними формулами.

3.4 Особливості верстата: спільне, відмінне

Спільне між моделями верстатів 1708, 1712, 1722, 1Б732 токарної групи і проєктованим верстатом є те що вони відносяться до патронно – центрових і можуть обробляти деталі типу валів і дисків що дає змогу випускати велику номенклатуру деталей. Верстат складається з декількох окремо прикріплених агрегатів (шпиндельна бабка, автоматична коробка швидкостей, супорт,

револьверна головка, задня бабка, люнет).

Переваги проєктованого верстата: станина вертикально похилого типу, направляючі і опорні поверхні під шпindelьну бабку, супорт, задню бабку, похилені під кутом 15° від вертикалі, що являється зручним фактором при обслуговуванні, полегшується схід і вилучення стружки. Розміщення ходового гвинта між направляючими, що забезпечує підвищення точності переміщення супорта. Автоматична коробка швидкостей являє собою вузол. Що забезпечує перемикання 9-ти швидкостей в робочому циклі. Наявність люнета дає змогу підтримувати оброблювану деталь діаметром від 40 до 150 мм. Потужний двигун головного руху 36кВт та жорсткість верстату дозволяє знімати стружку великого січення.

4. ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ НА РОЗРОБКУ ПРОЕКТУ ВЕРСТАТНОГО ОБЛАДНАННЯ

В якості матеріалу заготовки використовується Сталь 45 ГОСТ 1050 – 88. Яка поставляється у вигляді сортового прокату. Призначення: вал – шестерня, колінчасті і розподільчі вали, шестерні, шпинделі, циліндри, кулачки і інші нормалізовані, покращені поверхні, які піддаються термообробці, від яких необхідна підвищена міцність.

Таблиця 4.1 – Хімічний склад Сталі 45 ГОСТ 1050 – 88, %

C	Si	Mn	Cr	S	P	Cu	Ni	As
0.42-0.5	0.17-0.37	0.5-0.8	не більше					
			0.25	0.04	0.035	0.25	0.25	0.08

Таблиця 4.2 – Механічні властивості Сталі 45 ГОСТ 1050 – 88

Термообробка	Січення	$\sigma_{0.2}$	σ_B	δ_5	ψ	KCU	HB
Нормалізація	100-300	МПа		%		Дж/см ²	не більше
		245	470	19	42	39	143-179

Температура кування, °С початку 1250, кінця 700. Січення до 400 мм охолоджувати на повітрі. Зварюваність – важко зварювана. Методи зварки РДЗ і КТЗ. Необхідний підігрів і наступна термообробка.

Схильність до відпускнуї крихкості – не схильна.

Густина $\rho=7.8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$.

Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha=12.5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

4.1 Технологічний розрахунок

4.1.1 Визначення типу організації форми виробництва з використанням проектного верстату

При визначенні типу виробництва базуються на відомостях, які є вже про деталь: маса, вид матеріалу, тип і методи одержання заготовки, види операцій обробки та їх кількість, точність, шорсткість поверхонь в цілому. Визначений тип виробництва відіграє в подальшому важливу роль у виборі

обладнання, ріжучого і допоміжного інструменту, а також вимірювального інструменту, розрахунку часу і собівартості виготовлення деталі і т. д.

Річна програма випуску $N = 360$ шт. в рік.

Визначаємо місячну програму випуску, шт.

$$N_T = \frac{N}{12} \quad (4.1)$$

$$N_T = \frac{360}{12} = 30 \text{ шт}$$

Попередньо по таблиці приймаємо середньосерійний тип виробництва.

Визначаємо штучний час кожної операції за наближеними формулами

(4.2), (4.3), (4.4), (4.5):

Обточування поверхонь 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9:

$$T_0 = \Sigma(2 \cdot 0.00017 \cdot d_i \cdot l_i) + \Sigma(2 \cdot 0.0001 \cdot d_i \cdot l_i) \quad (4.2)$$

$$T_0 = 2 \cdot 0.00017 \cdot (130 \cdot 440 + 116 \cdot 565 + 103 \cdot 65 + 100 \cdot 250) + 2 \cdot 0.0001 \cdot 130 \cdot 140 = 63.95 \text{ хв}$$

$$T_{шт} = T_0 \cdot \varphi_k \quad (4.3)$$

$$\varphi_k = 1.98 \text{ [13, ст.173]}$$

$$T_{шт} = 63.95 \cdot 1.98 = 126.92 \text{ хв}$$

Обробка торців поверхні 1, 10, (фрезерно – центрувальна операція):

$$T_0 = 0.006 \cdot l_1 + 0.00052 \cdot d \cdot l_2 \quad (4.4)$$

$$l_1 = l_{1 \max} = 140 + 8 = 148 \text{ мм, (} l_{\text{вр. пер.}} = 8 \text{ мм);}$$

l_2, d – відповідно глибина і діаметр центрального отвору з довжиною врізання, $l_2 = 34$ мм, $d = 16$ мм.

$$T_0 = 0.006 \cdot 148 + 0.00052 \cdot 16 \cdot 36 = 1.19 \text{ хв}$$

$$\varphi_k = 1.84 \text{ [13, ст.173]}$$

$$T_{шт} = 1.19 \cdot 1.84 = 2.19 \text{ хв}$$

Фрезерування шпонкового паза, поверхні 11, 12, 13, 14, 15:

$$T_0 = 0.0004 \cdot l \cdot 4 + 0.00052 \cdot l \cdot d \cdot 2 \quad (4.5)$$

$$T_0 = 0.0004 \cdot 250 \cdot 4 + 0.00052 \cdot 250 \cdot 32 \cdot 2 = 12.32 \text{ хв}$$

$$\varphi_k = 1.84 \text{ [13, ст.173]}$$

$$T_{ум} = 1.84 \cdot 12.32 = 22.67 \text{ хв}$$

Дані по штучних часах на операції заносимо в таблицю 4.3

Таблиця 4.3 – Штучний час на операції.

Операція	$T_{шт.}, \text{ хв.}$
005 Фрезерно – центрувальна	2.19
010 Токарна	126.92
015 Шпоночно – фрезерна	22.67

Сумарний штучний час на операціях рівний:

$$\Sigma T_{ум} = 2.19 + 126.92 + 22.67 = 151.78 \text{ хв}$$

Середній штучний час визначаємо за формулою (4.6):

$$T_{ум.сер} = \frac{\Sigma T_{ум}}{n} \quad (4.6)$$

де n – кількість операцій;

$$T_{ум.сер} = \frac{151.78}{4} = 37.945 \text{ хв}$$

Визначаємо за формулою (4.7) такт випуску:

$$t_b = \frac{F_D \cdot 60}{N} \quad (4.7)$$

де F_D - дійсний річний фонд часу роботи обладнання, $F_D = 4015 \text{ год}$

$$t_b = \frac{4015 \cdot 60}{360} = 670 \text{ хв}$$

Визначаємо коефіцієнт серійності за формулою (4.8):

$$k_c = \frac{t_b}{T_{ум.сер}} \quad (4.8)$$

$$k_c = \frac{670}{37.945} = 17.66$$

для середньосерійного виробництва $k_c = 10 - 20$ [13, с.20].

$$10 < 17 < 20$$

Отже, приймаємо виробництво середньосерійне.

Для середньосерійного виробництва характерним є виготовлення деталей серіями, регулярно повторюваних через певні проміжки часу, а також виконання на робочих місцях декількох повторюваних операцій.

4.1.2 Вибір та обґрунтування заготовки деталі-представника

На вибір методу отримання заготовки вирішальний вплив має конструкція і матеріал деталі, а також тип виробництва. Питання методу отримання заготовки може бути вирішено одним з двох способів:

- техніко – економічним обґрунтуванням по вартості заготовки;
- по коефіцієнту використання матеріалу.

Техніко – економічне обґрунтування методу отримання заготовки:

Для виготовлення деталі “Вал” з конструкційної Сталі 45 можливі два варіанти отримання заготовки:

- прокат;
- штамповка на ГKM.

Порівнюємо два методи отримання заготовки.

Перший варіант:

- заготовки з прокату:

Вартість заготовки з прокату визначається за формулою (4.9):

$$S_{za} = \frac{Q \cdot S}{1000} - (Q - q) \cdot \frac{S_{vi}}{1000} \quad (4.9)$$

де Q – маса заготовки, кг;

S – ціна 1-ої тони матеріалу заготовки $S=20000$ грн;

q – маса деталі, $q=118$ кг; S_{vi} – вартість 1-ої тони відх. $S_{vi}=5000$ грн

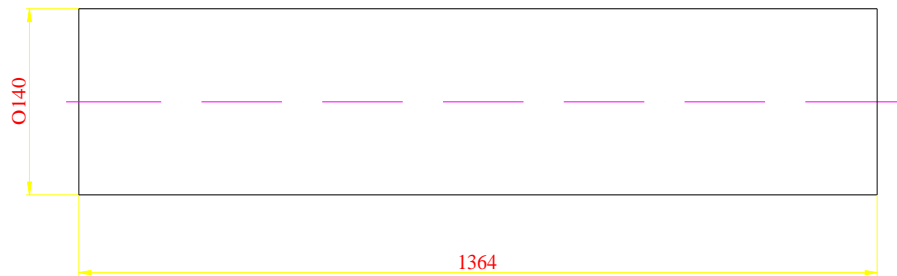
Визначаємо за формулою (4.10) масу заготовки з прокату. В якості заготовки беремо прокат круглого сичення $\varnothing 140$ мм.

$$Q = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l \quad (4.10)$$

де ρ - густина сталі; d - діаметр заготовки $d=140$ мм; l – довжина заготовки $l=1364$ мм

$$Q = 7800 \cdot \frac{3.14 \cdot 0.14^2}{4} \cdot 1.364 = 164 \text{ кг}$$

Ескіз заготовки з прокату:



$$S_{za} = \frac{164 \cdot 20000}{1000} - (164 - 118) \cdot \frac{2200}{1000} = 3179 \text{ грн.}$$

Другий варіант:

– заготовки штампована на ГКМ:

Перед визначенням маси заготовки, визначаємо її розміри табличним методом назначивши припуски на механічну обробку. Визначення розмірів і об'єму заготовки здійснюється з викреслюванням ескізу з вказанням всіх розмірів і припусків. На цьому ескізі попередньо визначаємось з конструкцією і формою заготовки, враховуємо можливість виконання конструктивних елементів в ній (можливість виконання отворів, канавок, товщини стінок).

Заготовка: штампова виконана на ГКМ.

Точність виконання – нормальна клас II;

Група сталі – високолегована – М2;

Ступінь складності штамповки отримаємо за формулою (4.11):

$$c = \frac{\sigma_{stam}}{\sigma_f} \quad (4.11)$$

σ_f – об'єм (маса) фігури, що описується навколо деталі:

$$\sigma_f = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l \quad (4.12)$$

$$\sigma_f = 7800 \cdot \frac{3.14 \cdot 0.14^2}{4} \cdot 1.35 = 162 \text{ кг}$$

$$c = \frac{118}{162} = 0.73$$

Ступінь складності штамповки: С2

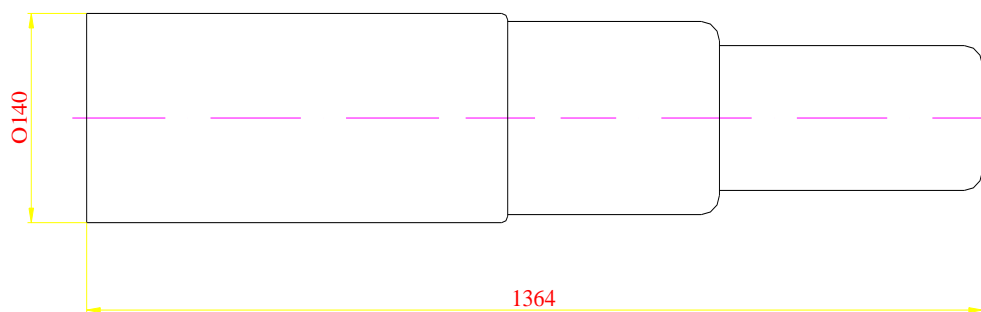
Конфігурація поверхні роз'єму штампа: П – плоска.

Маса заготовки визначається за формулою (4.13):

$$Q = \frac{\rho \cdot \pi}{4} \cdot (d_1^2 \cdot l_1 + d_2^2 \cdot l_2 + d_3^2 \cdot l_3) \quad (4.13)$$

$$Q = \frac{7800 \cdot 3.14}{4} \cdot (0.14^2 \cdot 0.4723 + 0.1242^2 \cdot 0.63 + 0.1082^2 \cdot 0.257) = 134.64 \text{ кг}$$

Ескіз заготовки, виготовленої штампуванням на ГKM:



Собівартість заготовки на ГKM:

$$S_{za} = \frac{C_1}{1000} - (Q \cdot K_t \cdot K_c \cdot K_b \cdot K_m \cdot K_n) - (Q - q) \cdot \frac{S_{vi}}{1000} \quad (4.14)$$

де Q – маса заготовки;

C₁ – базова вартість 1-ої тони заготовок; K_t – коефіцієнт, який залежить від класу шорсткості штамповки; K_c – коефіцієнт, який залежить від ступеня складності штамповки; K_b – коефіцієнт, який залежить від маси заготовки; K_m – коефіцієнт, який залежить від марки матеріалу; K_n – коефіцієнт, який залежить від програми випуску; S_{vi} – ціна 1-ої тони відходів;

$$S_{za} = \left(\frac{20000}{1000} \cdot 134.64 \cdot 1.0 \cdot 1.0 \cdot 0.75 \cdot 1.2 \cdot 1.62 \right) - (134.64 - 118) \cdot \frac{2200}{1000} = 3889 \text{ грн}$$

Кращим варіантом отримання заготовки є заготовка з прокату Ø140 мм.

Економічний ефект складає:

$$E_z = (E_{z1} - E_{z2}) \cdot N \quad (4.15)$$

де $S_{заг.1}$ – вартість штампованої заготовки; $S_{заг.2}$ – вартість заготовки з прокату; N – програма випуску деталей

$$E_z = (3889 - 3179) \cdot 360 = 255600 \text{ грн}$$

Висновок: Для виготовлення заготовки даної деталі використовуємо метод одержання заготовки – прокат, який більш економічно вигідний.

Проводимо розрахунок по коефіцієнту використання матеріалу. Він розраховується по формулі (4.16):

$$K_b = \frac{M_D}{M_Z} \quad (4.16)$$

де M_D – маса деталі, кг; M_Z – маса заготовки, кг

Перший варіант (прокат):

$$K_b = \frac{118}{164} = 0.72$$

(по рекомендаціях 0.5...0.75 – знаходиться в даних межах).

Другий варіант (штампівка на ГKM):

$$K_b = \frac{118}{134.64} = 0.88$$

(по рекомендаціях 0.65...0.8 – дещо вище від рекомендованих значень).

Висновок: Кращим буде варіант виконання заготовки з прокату, так як коефіцієнт використання матеріалу в межах нормативного і не набагато нижчий, ніж варіант з штамповою.

Таблиця 4.5 – Порівняння методів отримання заготовки.

Назва	I варіант	II варіант
Вид заготовки	Прокат	Штамповка на ГKM
Собівартість, грн.	162	202.45
Коефіцієнт використання матеріалу	0.72	0.88

Висновок: Дешевшим є перший метод отримання заготовки, хоч має

дещо менший коефіцієнт використання матеріалу. Отже, остаточно приймаємо для отримання заготовки перший варіант – прокат.

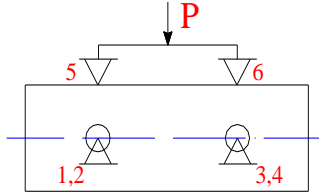
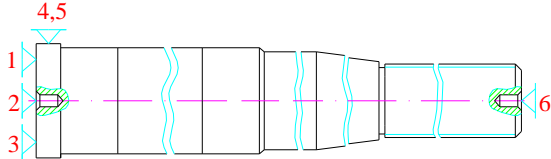
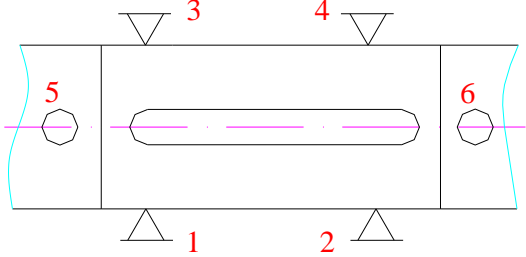
4.1.3. Вибір технологічних баз

Технологічні бази вибираються з врахуванням принципу єдності і суміщення баз.

На першій операції відбувається підготовка баз для механічної обробки. Далі всі операції обробки проводяться в центрах. При цьому базовими поверхнями є центрові отвори. Для фрезерування шпоночного паза базою буде циліндрична поверхня 4 і торець 1. Обробка проводиться в лещатах з самоцентруючими призмами.

Результати вибору баз при обробці поверхонь зводимо в таблицю 4.6

Таблиця 4.6 – Технологічні бази

№ оброблюваної поверхні	Технологічні бази (поверхні)	Теоретична схема базування і закріплення
1,10	2	
3,4,5,6,7,8,9	1,10	
11,12,13,14,15	1,4	

4.1.4. Вибір варіанту технологічного маршруту механічної обробки деталі – представника

Всі поверхні заготовки підлягають механічній обробці. Для кожної поверхні намічаємо методи механічної обробки, які би забезпечували вимоги до оброблюваної поверхні. Результати вибору зводимо в таблицю 4.7.

Таблиця 4.7 – Можливі методи механічної обробки деталі.

№ поверхні	Вид поверхні	Вихідні квалітети	Параметр шорсткості	Варіанти методів маршруту обробки		
				1	2	3
1,10	1350	14	Rz40	Точіння поперечне	Шліфування чорнове	Фрезерув. торців
3	30	14	Rz40	Точіння поперечне	Точіння поздовжнє	Шліфува. чорнове
4	∅130h9	9	Ra2.5	Точіння чорнове Точіння напівчист. Точіння чистове	Шліфування чорнове Шліфування чистове	Точіння чорнове Шліфува. чистове
5,9	Фаска 6x45°	14	Rz40	Точіння поздовжнє	Точіння поперечне фасонне	
6	∅116	14	Rz40	Точіння поздовжнє	Шліфува. чорнове	
7	Конус 7°	14	1.25	Точіння поперечне фасонне	Точіння поздовжнє Шліфування чистове	Шліфува. чорнове Шліфува. чистове
8	M100x4	14	Rz40	Нарізання різцем: чорнове, чистове.	Нарізання гребінкою	
	Паз			Фрезерув.	Фрезерув.	

11,12,13, 14,15	шпонковий закритий 32Н9х250	9 14	6.3 Rz40	маятниковою подачею	дисковою фрезою, кінцевою	
--------------------	-----------------------------------	---------	-------------	------------------------	---------------------------------	--

4.1.5 Визначення припусків та міжопераційних розмірів

Заготовка гарячекатаний прокат по ГОСТ 2590-71.

Технологічний маршрут обробки поверхні $\varnothing 130h9$ складається з точіння напівчистового і чистового. Обробка проводиться в центрах.

Результати вибору заносимо в таблицю 4.8.

Таблиця 4.8 – Припуски та міжопераційні розміри.

Технолог. операції і перехід оброблювані поверхні деталі	Квалітет	Шорсткість	Допуск, мм	Припуск, мм	Операційні і проміжні розміри
Зовнішня поверхня $\varnothing 116h9$					
Заготовка	3ст.точ.	Rz150	1.1	7	$\varnothing 140$
Точіння напівчистове	h12	Rz40	0.35	6	$\varnothing 118h12$
Точіння чистове	h9	Ra2.5	0.087	0.5	$\varnothing 116h9$
Торці 1350h14					
Заготовка	3ст.точ	Rz150	1.1	14	1364
Чорнове фрезерування двох торців одночасно	$\pm \frac{IT14}{2}$	Rz40	1	2x7	$1350 \pm \frac{IT14}{2}$
Різь М100х4					
Заготовка	3ст.точ	Rz150	1.1	20	$\varnothing 140$
Точіння чорнове	h14	Rz80	0.65	7	$\varnothing 126$
Точіння напівчистове	h12	Rz40	0.35	7	$\varnothing 112$
Точіння чистове	h10	Rz40	0.18	6	$\varnothing 100$

4.1.6 Вибір ріжучого та вимірювального інструменту

Ріжучий, вимірний інструмент вибирають в залежності від методу обробки, точності обробки, типу виробництва, виду обладнання.

Результати вибору заносимо в таблицю 4.9.

Таблиця 4.9 – Ріжучий і вимірний інструмент.

Назва операції, (переходу)	Ріжучий інструмент	Вимірний інструмент
Операція 005 Фрезерно – центрувальна 1. Фрезерувати торці 2. Центрувати торці	Фреза дискова $\varnothing 315$ 2214 – 0275 T15K6 ГОСТ 26595 – 85 Свердло центрувальне $\varnothing 16$ 2317 – 0018 ГОСТ 14952 - 75	Шаблон, пробка комбінована
Операція 010 Токарна 1.Точіння напівчистове 2.Точіння чистове	Різець прохідний з $\varphi=45^\circ$ К.01.4979.-11 ГОСТ 26611 – 85 Різець токарний з $\varphi=90^\circ$ CCLNL2020R16-N4 ГОСТ 26611 – 85 Різець канавочний 035-2126-1820 по ОСТ 2И10-7 – 84 Різець різевий 035-2159-0554 по ОСТ 2И10-9 – 84	Штангельциркуль ШЦ – III – 500 – 0.1 ГОСТ 166 – 89
Операція 015 1.Фрезерувати паз	Круг шліфувальний ПП 600x70x305 25A25ПСМ 17K5 50 м/с А1 _{кл} ГОСТ 2424 - 83	Штангельциркуль ШЦ – II – 250 – 0.05 ГОСТ 166 – 89

4.1.7 Розрахунок режимів різання

Найбільш енергоємною буде операція, параметри режимів різання, якої мають найбільше значення, а оброблюваний матеріал має найбільші механічні характеристики.

В якості такої операції приймаємо зовнішнє поздовжнє точіння при

обробці:

- сталі з $\sigma = 610 \text{ Н/мм}^2$; - мідних сплавів НВ=100.

Для сталей різцем з твердосплавною пластиною Т15К6, для мідних сплавів різцем з швидко ріжучої сталі Р6М5.

Швидкість різання при точінні мідних сплавів розраховується за формулою (4.17):

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^{x_v} \cdot S^{y_v}} \cdot K_v \quad (4.17)$$

де C_v – коефіцієнт, $C_v = 182$ [22, т.17, ст.270]; T – стійкість різця, $T=60 \text{ хв}$; t – глибина різання, приймаємо $t=5 \text{ мм}$; S – подача, $S=1.9 \text{ мм/об}$ [22, т.11, ст.266]; K_v – поправочний коефіцієнт розраховується за формулою (4.18):

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} \cdot K_{\varphi v} \quad (4.18)$$

де $K_{mv}=1$, [22, т.4, ст.263]; $K_{nv}=0.9$, [22, т.5, ст.263]; $K_{uv}=1$, сплав Р6М5; $K_{\varphi v}=0.7$, [22, т.18, ст.271]; $K_v = 1 \cdot 0.9 \cdot 1 \cdot 0.7 = 0.63$

$$V = \frac{182}{60^{0.23} \cdot 5^{0.12} \cdot 1.9^{0.3}} \cdot 0.63 = 30.33 \text{ м/хв}$$

Частота обертання шпинделя, деталі:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} \quad (4.19)$$

де D – діаметр обробки, приймаємо $D=400 \text{ мм}$ (найбільший діаметр оброблюваного виробу над супортом).

$$n = \frac{1000 \cdot 30.33}{3.14 \cdot 400} = 25 \text{ об/хв}$$

Визначення швидкості різання при точінні конструкційних сталей за формулою (4.17):

$$V = \frac{420}{60^{0.2} \cdot 1^{0.15} \cdot 0.25^{0.2}} \cdot 0.78 = 185.08 \text{ м/хв}, C_v = 420 [22, т.17, ст.269];$$

Приймаємо $t=1 \text{ мм}$; $S=0.25 \text{ мм/об}$ [22, т.11, ст.266]

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} \cdot K_{\varphi v} = 1.23 \cdot 0.9 \cdot 1 \cdot 0.7 = 0.78$$

$$K_{mv} = K_r \cdot \left(\frac{750}{\sigma_B} \right)^{n_c} = 1 \cdot \left(\frac{750}{610} \right)^1 = 1.25$$

де K_r – коефіцієнт для матеріалу інструменту, $K_r = 1$ [22, т.2, ст.262];

n_c – показник степеня при обробці, $n_c = 1$ [22, т.2, ст.262]

Частота обертання шпинделя, деталі:

$$n = \frac{1000 \cdot 185.08}{3.14 \cdot 50} = 1178 \text{ об/хв}$$

Приймаємо по паспорту верстата $n = 1250 \text{ об/хв}$.

Визначаємо швидкість різання для $t = 12 \text{ мм}$, максимальну яку може зняти верстат за один прохід при обробці максимального діаметра над станиною:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^{x_v} \cdot S^{y_v}} \cdot K_v = \frac{340}{60^{0.2} \cdot 12^{0.15} \cdot 0.9^{0.45}} \cdot 1 = 108.28 \text{ м/хв}$$

$C_v = 340$ [22, т.17, ст.269];

$S = 0.9 \text{ мм/об}$ [22, т.11, ст.266]

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} \cdot K_{\varphi v} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1$$

$$K_{mv} = K_r \cdot \left(\frac{750}{\sigma_B} \right)^{n_c} = 1 \cdot \left(\frac{750}{750} \right)^1 = 1$$

Частота обертання шпинделя, деталі:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 108.28}{3.14 \cdot 400} = 86.21 \text{ об/хв}$$

Приймаємо по паспорту верстата $n = 80 \text{ об/хв}$.

Визначаємо фактичну швидкість за формулою (4.20):

$$V_f = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad (4.20)$$

$$V_f = \frac{3.14 \cdot 400 \cdot 80}{1000} = 100.48 \text{ м/хв}$$

Тангенціальна сила різання при точінні P_z визначається за формулою (4.21):

$$P_z = 10 \cdot C_{P_z} \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_{P_z} \quad (4.21)$$

$C_{P_z} = 300$, $x = 1$, $y = 0.75$, $n = -0.15$, (22, т.22, ст.273);

$S=0.9 \text{ мм/об}$

$$K_{P_z} = \left(\frac{750}{\sigma_B} \right)^{n_p} = \left(\frac{750}{750} \right)^{0.75} = 1$$

$$K_{\varphi p} = 1, K_{\gamma p} = 1, K_{\lambda p} = 1, K_{r p} = 1 \text{ [22, т.23, ст.275]}$$

$$K_P = K_{P_z} \cdot K_{\varphi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{r p} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1$$

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 12^1 \cdot 0.9^{0.75} \cdot 91.06^{-0.15} \cdot 1 = 16907 \text{ H}$$

Приймаємо $P_z = 17000 \text{ H}$.

Сила подачі (осьова) при роботі різців з твердим сплавом ($V \geq 1 \text{ м/хв}$) знаходимо за формулою (4.22):

$$P_x = 0.4 \cdot P_z \quad (4.22)$$

$$P_x = 0.4 \cdot 17000 = 6800 \text{ H}$$

Сила подачі (радіальна) знаходимо за формулою (4.23):

$$P_y = 0.5 \cdot P_z \quad (4.23)$$

$$P_y = 0.5 \cdot 17000 = 8500 \text{ H}$$

Крутний момент на шпинделі знаходимо за формулою (4.24):

$$M_{un} = \frac{P_z \cdot D_{\max}}{2 \cdot 1000} \quad (4.24)$$

$$M_{un} = \frac{17000 \cdot 400}{2000} = 3400 \text{ H} \cdot \text{м}$$

Ефективна потужність різання знаходимо за формулою (4.25):

$$N_{pi} = \frac{P_z \cdot V}{1020 \cdot 60} \quad (4.25)$$

$$N_{pi} = \frac{17000 \cdot 100.43}{1020 \cdot 60} = 27.9 \text{ кВт}$$

Необхідна потужність електродвигуна приводу головного руху (шпинделя) визначаємо за формулою (4.26):

$$N_{dv} = \frac{N_{pi}}{\eta} \quad (4.26)$$

де η - к.к.д. ланцюга головного руху.

$$\eta = \eta_{n.n.} \cdot \eta_m \cdot \eta_z \cdot \eta_n = 0.96 \cdot 0.98 \cdot 0.99^{10} \cdot 0.995^{20} = 0.77 \quad (4.27)$$

де $\eta_{n.n.}$ - к.к.д. пасової передачі, $\eta_{n.n.} = 0.96$; η_m - к.к.д. муфти, $\eta_m = 0.98$; η_z - к.к.д. зубчастої передачі працюючої, вхолосту з електромагнітною муфтою $\eta_z = 0.99$; η_n - к.к.д. пари підшипників кочення $\eta_n = 0.995$ [12, ст.344]

$$N_{dv} = \frac{25.3}{0.77} = 32.86 \text{ кВт}$$

Обираємо для приводу головного руху електродвигун асинхронного типу потужністю $N_{dv} = 37 \text{ кВт}$, частота обертання $n_{dv} = 1460 \text{ об/хв}$.

Визначення швидкості різання для обробки діаметра 116 мм:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^{x_v} \cdot S^{y_v}} \cdot K_v = \frac{340}{60^{0.2} \cdot 12^{0.15} \cdot 0.9^{0.45}} \cdot 1 = 108.28 \text{ м/хв}$$

$C_v = 340$ [22, т.17, ст.269];

$S = 0.9 \text{ мм/об}$ [22, т.11, ст.266].

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{iv} \cdot K_{uv} \cdot K_{\varphi v} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1$$

$$K_{mv} = K_r \cdot \left(\frac{750}{\sigma_B} \right)^{n_c} = 1 \cdot \left(\frac{750}{750} \right)^1 = 1$$

$$\sigma_B = 750 \text{ Н/мм}^2$$

Частота обертання шпинделя: $n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 108.28}{3.14 \cdot 116} = 297.28 \text{ об/хв}$

Приймаємо по паспорту верстата $n = 250 \text{ об/хв}$.

Визначаємо фактичну швидкість:

$$V_f = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3.14 \cdot 116 \cdot 250}{1000} = 91.06 \text{ м/хв}.$$

5. ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВЕРСТАТНОГО ОБЛАДНАННЯ

5.1 Вибір діапазону регулювання виконавчих механізмів верстату

Ряд частот обертання шпинделя будують за геометричною прогресією. Геометричний ряд зручний для здійснення економічних режимів різання, крім того він дозволяє створити складні приводи з елементарним двох валовим механізмом побудованого також на основі геометричної прогресії.

Визначаємо діапазон регулювання частоти Rn і знаменник φ ряду частот обертання шпинделя за формулами (5.1) і (5.2):

$$Rn = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} \quad (5.1)$$

$$\varphi = \sqrt[z-1]{Rnp} \quad (5.2)$$

$$Rn = \frac{1250}{25} = 50$$

$$\varphi = \sqrt[18-1]{50} = 1.259$$

По рекомендаціях [12, табл.19, ст. 340] приймаємо для ряду швидкостей головного руху токарного верстату стандартне значення $\varphi = 1.26$.

Визначаємо загальну кількість швидкостей (ступеней) головного руху за формулою (5.3):

$$Zn = 1 + \frac{\lg(Rn)}{\lg(\varphi)} \quad (5.3)$$

$$Zn = 1 + \frac{\lg(50)}{\lg(1.26)} = 17.93$$

Приймаємо $Zn = 18$.

5.2 Кінематичний розрахунок приводу головного руху

Автоматична коробка швидкостей розширює обмежені можливості джерела енергії (електродвигуна). В основі автоматичної коробки швидкостей лежить 3-ох валова система. В якій між валами є однакова кількість передач, а саме 3.

$$P_1 = P_2 = 3.$$

де P_1 і P_2 – число передач.

Визначаємо число передач, які нам може забезпечити автоматична коробка швидкостей за формулою (5.4):

$$Z = P_3 \cdot P_4 = 2 \cdot 2 = 4 \quad (5.4)$$

На вихідному валу автоматична коробка швидкостей буде забезпечено 9-ть швидкостей. Тоді структурна формула з характеристиками груп буде мати вигляд (5.5) :

$$Z = 3_{(1)} \cdot 3_{(3)} = 9 \quad (5.5)$$

Умова що $x_1 < x_2$ ($1 < 3$) виконується;

де x_1, x_2 – характеристика груп.

Кожна група передач характеризується характеристикою групи X . Для першої групи вона рівна одиниці.

Тепер визначаємо число передач, які нам може забезпечити шпиндельна бабка за формулою (5.6):

$$Z = P_3 \cdot P_4 = 2 \cdot 2 = 4 \quad (5.6)$$

З врахуванням 9-ти швидкостей автоматичної коробки швидкостей у нас на шпинделі буде забезпечено 18-ть швидкостей обертання і 6-ть з яких можна отримати різними шляхами.

Побудову структурної сітки проводимо на основі структурної формули (5.7). Структурна сітка приводу представлена на рисунку 5.1.

$$Z = 18 = 3_{(1)} \cdot 3_{(3)} \cdot 2_{(3)} \cdot 2_{(6)} \quad (5.7)$$

Побудова графіка чисел обертів здійснюється подібно до побудови структурної сітки. Побудова здійснюється на основі структурної формули і сітки. Нахил променя відповідає конкретному значенню передаточного відношення вираженого через φ . Графік чисел обертів представлений на рисунку 5.2.

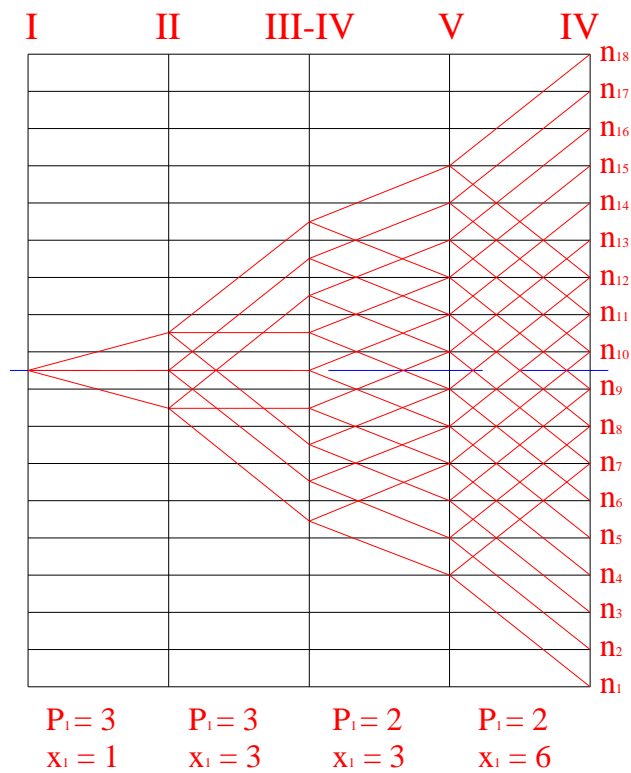


Рисунок 5.1 – Структурна сітка верстату

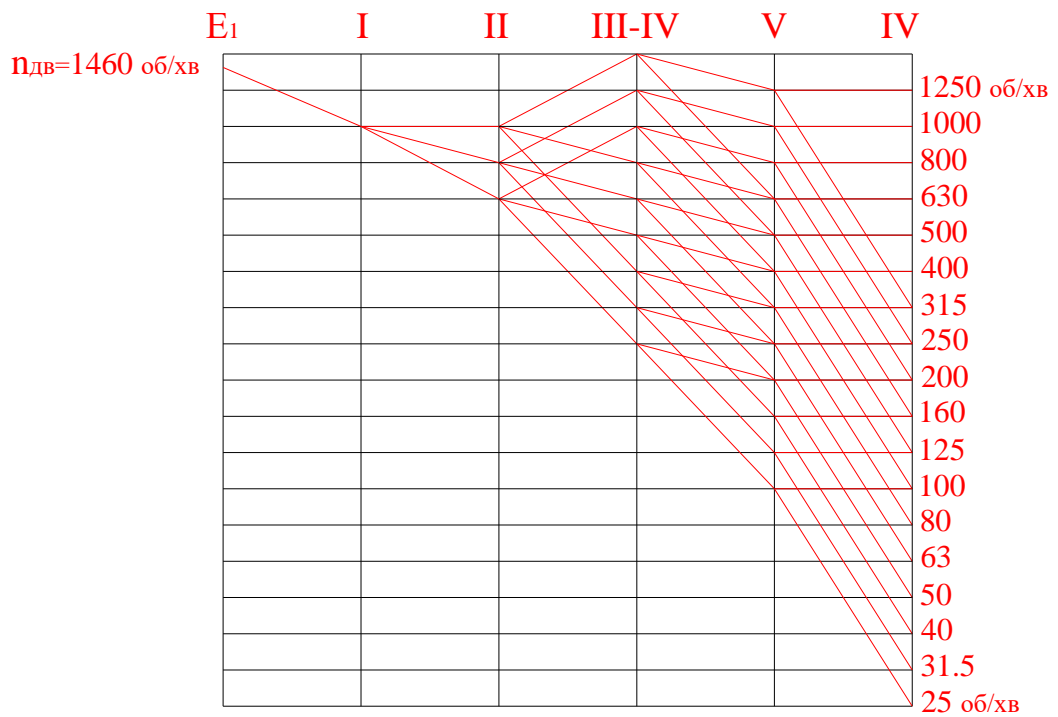


Рисунок 5.2 – Графік частот обертання шпинделя верстата.

Визначаємо числа зубів шестерень приводу.

Число зубів шестерень визначається за формулою (5.8):

$$Z_i = \Sigma_z \cdot \frac{f_x}{f_x + g_x} \quad (5.8)$$

де f_x – чисельник передаточного відношення;

g_x – знаменник передаточного відношення;

Σ_z – сумарне значення числа зубів передач.

Для зубчастої передачі з АКШ:

$$Z_5 = 80 \cdot \frac{1}{1.26+1} = 35.4;$$

Приймаємо $Z_5 = 35$. Тоді, $Z_6 = \Sigma_z - Z_5 = 80 - 35 = 45$. Приймаємо: $Z_6 = 45$.

При розрахунку передаточних відношень потрібно щоб забезпечувалась умова (5.9):

$$\frac{1}{\varphi} \leq i \leq 2 \quad (5.9)$$

тобто:

$$0.25 \leq i \leq 2$$

$$i_2 = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1.26} = 0.794.$$

Для зубчастої передачі з АКШ:

$$Z_9 = 80 \cdot \frac{1}{2.5+1} = 22.86;$$

Приймаємо $Z_9 = 23$. Тоді, $Z_{10} = \Sigma_z - Z_9 = 80 - 23 = 57$. Приймаємо: $Z_{10} = 57$.

$$i_5 = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1.26^4} = 0.39.$$

Для зубчастої передачі з шпindelьної бабки:

– сумарне значення числа зубів $\Sigma_z = 85$,

$$Z_{15} = 85 \cdot \frac{1}{2.5+1} = 24.29;$$

Приймаємо $Z_{15} = 24$. Тоді, $Z_{14} = \Sigma_z - Z_{15} = 85 - 24 = 61$. Приймаємо: $Z_{14} = 61$.

$$i_8 = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1.26^4} = 0.39.$$

Для зубчастої передачі з шпindelьної бабки:

– сумарне значення числа зубів $\Sigma_z = 105$,

$$Z_{21} = 105 \cdot \frac{1}{4+1} = 21;$$

Приймаємо $Z_{21} = 21$. Тоді, $Z_{20} = \Sigma_z - Z_{21} = 105 - 21 = 84$. Приймаємо: $Z_{20} = 84$.

Результати інших обчислень заносимо в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Числа зубів шестерень АКШ і шпindelьної бабки головного руху.

Ділянка приводу головного руху	Позначення шестерень на кінематичній схемі	Значення передаточного відношення			Сумарне число зубів пари Σ_z	Число зубів шестерень			
		$\frac{1}{\varphi^x}$	i – натуральне число	i – фактичне		Z_i	Z_{i-1}		
Пасова передача	$D_1 - D_2$	$\frac{1}{\varphi^2}$	$\frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1.26^2} = 0.63$	0.715	–	$D_1=236$	$D_2=330$		
Коробка швидкоостей головного руху	АКШ	$Z_4 - Z_3$	φ^0	$\varphi^0 = 1.26^0 = 1$	1	80	40	40	
		$Z_6 - Z_5$	$\frac{1}{\varphi}$	$\frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1.26} = 0.79$	0.786		45	35	
		$Z_8 - Z_7$	$\frac{1}{\varphi^2}$	$\frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1.26^2} = 0.63$	0.6		50	30	
		$Z_{10} - Z_9$	$\frac{1}{\varphi^4}$	$\frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1.26^4} = 0.396$	0.404		57	23	
		$Z_{12} - Z_{11}$	$\frac{1}{\varphi}$	$\frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1.26} = 0.79$	0.778		45	35	
		$Z_{13} - Z_8$	φ^2	$\varphi^2 = 1.26^2 = 1.587$	1.66		30	50	
	Шпindelьна бабка	$Z_{15} - Z_{14}$	$\frac{1}{\varphi^4}$	$\frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1.26^4} = 0.396$	0.393	85	61	24	
		$Z_{17} - Z_{16}$	$\frac{1}{\varphi}$	$\frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1.26} = 0.79$	0.771		48	37	
		$Z_{19} - Z_{18}$	φ^0	$\varphi^0 = 1.26^0 = 1$	1		126	63	63
		$Z_{21} - Z_{20}$	$\frac{1}{\varphi^6}$	$\frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{1.26^6} = 0.25$	0.25		106	84	21

Побудова ланцюга головного руху.

У відповідності з структурною формулою складаємо кінематичну схему приводу головного руху. Ланцюг складається з електродвигуна, клино – пасової передачі, АКШ та шпindelьної бабки.

Кінематичний ланцюг приводу головного руху можна представити у наступному вигляді:

$$1460 \cdot \frac{236}{330} (I) - \frac{40}{40} - \frac{35}{45} (II) - \frac{23}{57} - \frac{35}{45} (III) - (IV) \frac{24}{37} (V) \frac{63}{21} (VI) \\ \frac{30}{50} \frac{23}{30} \frac{24}{48} \frac{21}{84}$$

Примітка. В дужках вказані номери валів коробок.

Рівняння кінематичного балансу з мінімальним числом обертів ланцюга головного руху представлено у вигляді формули (5.10).

$$n_{dv} \cdot \frac{D_1}{D_2} \cdot \frac{Z_8}{Z_7} \cdot \frac{Z_{10}}{Z_9} \cdot \frac{Z_{15}}{Z_{14}} \cdot \frac{Z_{21}}{Z_{20}} = n_{ун} \quad (5.10)$$

де D_1 і D_2 – діаметри шківів; Z – кількість зубів в зубчастому колесі.

Підставимо у формулу (5.10) відповідні значення:

$$1460 \cdot \frac{236}{330} \cdot \frac{30}{50} \cdot \frac{23}{57} \cdot \frac{24}{61} \cdot \frac{21}{84} = 24.56 \text{ об/хв.}$$

Приймаємо $n_{ун_{\min}} = 25 \text{ об/хв.}$

5.3 Вибір потужності і типу двигуна

Необхідна потужність електродвигуна приводу головного руху (шпинделя) визначаємо за формулою (5.11):

$$N_{dv} = \frac{N_{pi}}{\eta} \quad (5.11)$$

де η – к.к.д. ланцюга головного руху.

$$\eta = \eta_{n.n.} \cdot \eta_m \cdot \eta_z \cdot \eta_n = 0.96 \cdot 0.98 \cdot 0.99^{10} \cdot 0.995^{20} = 0.77 \quad (5.12)$$

де $\eta_{n.n.}$ – к.к.д. пасової передачі, $\eta_{n.n.} = 0.96$;

η_m – к.к.д. муфти, $\eta_m = 0.98$;

η_z – к.к.д. зубчастої передачі працюючої, вхолосту з електромагнітною муфтою $\eta_z=0.99$;

η_n – к.к.д. пари підшипників кочення $\eta_n=0.995$ [12, ст.344]

$$N_{dv} = \frac{25.3}{0.77} = 32.86 \text{ кВт}$$

Обираємо для приводу головного руху електродвигун асинхронного типу 4А250 4У3 потужністю $N_{dv} = 37 \text{ кВт}$, частота обертання $n_{dv} = 1460 \text{ об/хв}$.

Номинальний момент двигуна $M_n=215 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Потужність двигуна $P=37 \text{ кВт}$

Максимальне прискорення $\square=4680 \text{ рад/с}$

Момент інерції $I=0.042 \text{ кг}\cdot\text{м}$

Довжина $L=555 \text{ мм}$, Ширина $B=220 \text{ мм}$, Висота $H=290 \text{ мм}$

Попередній вибір двигуна проводимо по номінальному моменту двигуна із залежності (5.13).

$$M_H \geq M_{C_{\max}} = 5 \tag{5.13}$$

$$215 \geq 250$$

Вибраний двигун задовольняє умову (5.13).

5.3 Конструювання та розрахунок коробки швидкостей

5.3.1 Опис конструкції та принципу роботи коробки швидкостей

Приводом коробок швидкостей (автоматичної коробки швидкостей (АКШ), шпиндельна бабка) служить електродвигун постійного струму до 37 кВт.

АКШ являє собою вузол, що забезпечує перемикання 9-ти швидкостей в робочому циклі. Вихідний вал коробки швидкостей з'єднаний через втулку – пальцеву муфту з валом шпиндельної бабки. Коробка швидкостей 3-х валова, обладнана 6-ма електромагнітними муфтами. При вмиканні двох

електромагнітних муфт забезпечується необхідна швидкість обертання вихідного вала.

Шпиндельна бабка 3-ох валова. На вхідному валу 1 встановлено дві поздовжні шестерні 10 і 11, що забезпечують дві швидкості, а на валу 2 поздовжній блок з двох шестерень 13 і 15, що по черзі з'єднуються з шестернями шпинделя 16, 17 і таким чином забезпечують чотири швидкості шпинделю.

5.3.2 Силовий розрахунок приводу головного руху

Розрахунок механізмів приводу проводимо при роботі верстата на максимальних режимах з утворенням максимальної сили різання

$$P_z = 17000 \text{ Н.}$$

Ця сила виникає при швидкості різання і роботі кінематичного ланцюга в діапазоні:

$$1460 \cdot \frac{236}{330} \cdot \frac{40}{40} \cdot \frac{23}{57} \cdot \frac{37}{48} \cdot \frac{21}{84} = 80 \text{ об/хв}$$

Визначення швидкості та крутних моментів на валах кінематичного ланцюга приводу.

Частота обертання:

– ведучого шківа клино – пасової передачі: $n_{\text{дв}} = 1460 \text{ об/хв}$;

– веденого шківа клино – пасової передачі I –го вала:

$$n_1 = n_{\text{дв}} \cdot \frac{D_1}{D_2} = 1460 \cdot \frac{236}{330} = 1000 \text{ об/хв}$$

$$\text{– II –го вала: } n_2 = n_1 \cdot \frac{z_4}{z_3} = 1000 \cdot \frac{40}{40} = 1000 \text{ об/хв}$$

$$\text{– III - IV –го вала: } n_3 = n_2 \cdot \frac{z_9}{z_{10}} = 1000 \cdot \frac{23}{57} = 400 \text{ об/хв}$$

$$\text{– V–го вала: } n_4 = n_3 \cdot \frac{z_{16}}{z_{17}} = 400 \cdot \frac{37}{48} = 315 \text{ об/хв}$$

$$- \text{VI-го вала шпинделя верстату: } n_{\text{шп}} = n_5 = n_4 \cdot \frac{z_{20}}{z_{21}} = 315 \cdot \frac{21}{84} = 80 \text{ об/хв.}$$

Розрахуємо крутні моменти на валах приводу головного руху:

– на шпинделі (VI-го вала):

$$M_{\text{шп}} = M_6 = \frac{N_{\text{рлз}} \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot n_6} = \frac{27.9 \cdot 30 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 80} = 3400 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$- \text{на V-му валу: } M_5 = \frac{M_6 \cdot i_6}{\eta_{3.n} \cdot \eta_n} = \frac{3400 \cdot \frac{21}{84}}{0.99 \cdot 0.995^2} = 867 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де $\eta_{3.n}$ – к.к.д. зубчастої пари, $\eta_{3.n}=0.98$;

η_n – к.к.д. пари підшипників кочення, $\eta_n=0.995$.

$$- \text{на IV – III-му валу: } M_3 = M_4 = \frac{M_5 \cdot i_5}{\eta_{3.n} \cdot \eta_n} = \frac{867 \cdot \frac{37}{48}}{0.99 \cdot 0.995^2} = 682 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$- \text{на II-му валу: } M_2 = \frac{M_3 \cdot i_3}{\eta_{3.n} \cdot \eta_n} = \frac{682 \cdot \frac{23}{57}}{0.99 \cdot 0.995^2} = 281 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$- \text{на I-му валу: } M_1 = \frac{M_2 \cdot i_3}{\eta_{3.n} \cdot \eta_n} = \frac{682 \cdot \frac{23}{57}}{0.99 \cdot 0.995^2} = 281 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$- \text{на валу електродвигуна: } M_{\text{дв}} = \frac{M_1 \cdot i_1}{\eta_{3.n} \cdot \eta_n} = \frac{281 \cdot \frac{237}{330}}{0.99 \cdot 0.995^2} = 215 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Перевіряємо потужність електродвигуна:

$$N_{\text{дв.необ.}} = \frac{M_{\text{дв}} \cdot \pi \cdot n_{\text{дв}}}{30 \cdot 10^3} = \frac{215 \cdot 3.14 \cdot 1460}{30 \cdot 10^3} = 32.9 \text{ кВт}$$

Розрахунки моментів проведено вірно, потужність:

$$N_{\text{дв.необ.}} \approx 33 \text{ кВт} < N_{\text{дв.}} = 37 \text{ кВт}.$$

5.3.3 Конструктивний розрахунок приводу головного руху

Розрахунок модулів передач та конструктивних параметрів зубчастих коліс.

З метою отримання компактної конструкції коробки швидкостей вибираємо матеріал зубчастих коліс – Сталь 45 ГОСТ 1050 – 88. Сталь з $\sigma_{Hr}^0 = 800 \text{ Н/мм}^2$, термообробка – загартування СВЧ наскрізне до HRC 40 – 52 $\sigma_{Fr}^0 = 230 \text{ Н/мм}^2$.

1. Допустиме напруження розраховуємо за формулою (5.14):

$$\sigma_H = \sigma_{Hr}^0 \cdot K_{HL} \quad (5.14)$$

$$\sigma_H = 800 \cdot 1 = 800 \text{ Н/мм}^2$$

Коефіцієнти $K_a = 49.5 \text{ Па}^{1/3}$, $K_M = 1.4$

Коефіцієнт ширини коліс $\psi_{ba} = 0.2$

$$\psi_{bd} = 0.5 \cdot \psi_{ba} \cdot (U_6 + 1) \quad (5.15)$$

де U_6 – передаточне число передачі $U_6 = \frac{z_{21}}{z_{20}} = \frac{84}{21} = 4$,

Коефіцієнт $K_{H\beta} = 1.04$, $K_{F\beta} = 1.07$, $K = 1$ (закрита прямозуба передача).

Число зубів $z_{20} = 21$, $Y_F = 3.9$.

$$\psi_{bd} = 0.5 \cdot 0.2 \cdot (4 + 1) = 0.5$$

2. Обчислюємо розрахункову міжцентрову віддаль за формулою (5.16):

$$a_{wрозр.} = K_a \cdot (U_6 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot M_5}{U_6 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{Hr}^2}} \quad (5.16)$$

де M_5 – крутний момент на шестерні.

$$a_{wрозр.} = 49.5 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1.04 \cdot 867 \cdot 10^3}{4 \cdot 0.2 \cdot 800^2}} \approx 299 \text{ мм}$$

3. Обчислюємо модуль передачі за формулою (5.17):

$$m \geq K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{K_3 \cdot Y_F \cdot K_{F\beta} \cdot M_5}{z_{20}^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{rp}}} \quad (5.17)$$

$$m \geq 1.4 \cdot \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 3.9 \cdot 1.07 \cdot 867 \cdot 10^3}{21^2 \cdot 0.5 \cdot 800}} = 3.83 \text{ мм}$$

Приймаємо $m = 6 \text{ мм}$.

4. Обчислюємо ділильні діаметри; виступів і впадин зубів:

$$d_{20} = m \cdot z_{20} = 6 \cdot 21 = 126 \text{ мм}$$

$$d_{a20} = d_{20} + 2 \cdot m = 126 + 2 \cdot 6 = 138 \text{ мм}$$

$$d_{f20} = d_{20} - 2.5 \cdot m = 126 - 2.5 \cdot 6 = 111 \text{ мм}$$

$$d_{21} = m \cdot z_{21} = 6 \cdot 84 = 504 \text{ мм}$$

$$d_{a21} = d_{21} + 2 \cdot m = 504 + 2 \cdot 6 = 516 \text{ мм}$$

$$d_{f21} = d_{21} - 2.5 \cdot m = 504 - 2.5 \cdot 6 = 489 \text{ мм.}$$

5. Уточнюємо між центрову віддаль:

$$a_w = \frac{d_{21} + d_{20}}{2} = \frac{126 + 504}{2} = 315 \text{ мм}$$

$a_w = 315 > a_{розр} = 299$ – умова міцності за контактними напруженнями виконується.

6. Ширина шестерень:

$$b = \psi_{ba} \cdot a_w = 0.2 \cdot 315 = 63 \text{ мм}$$

7. Колова швидкість і ступінь точності передачі:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{20} \cdot n_4}{60 \cdot 1000} = \frac{3.14 \cdot 126 \cdot 315}{60 \cdot 1000} = 2.08 \text{ м/с}$$

8. Обчислюємо силу, що діє в зачепленні:

– колова сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_5}{d_{20}} = \frac{2 \cdot 867 \cdot 10^3}{126} = 13762 \text{ Н}$$

– радіальна сила:

$$F_n = F_t \cdot \operatorname{tg} 20 = 13762 \cdot 0.364 = 5009 \text{ Н}$$

9. Перевірка зубів на контактну міцність за формулою (5.18):

$$\sigma = z_H \cdot z_M \cdot z_\Sigma \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (U_6 + 1)}{d_{20} \cdot b \cdot U_6}} \quad (5.18)$$

$$\sigma = 274 \cdot 1.76 \cdot 0.885 \cdot \sqrt{\frac{1.1 \cdot 13762 \cdot (4 + 1)}{126 \cdot 52 \cdot 4}} = 725 \text{ Н/мм}^2$$

10. Перевірка зубів на витривалість по напруженнях згину (5.19):

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot K_F \cdot F_t}{b \cdot m} \quad (5.19)$$

$$\sigma_F = \frac{3.9 \cdot 1.12 \cdot 13762}{52 \cdot 6} = 193 \text{ Н/мм}^2$$

Інші результати заносимо в таблицю 5.2.

Таблиця 5.2 – Параметри зубчастих коліс коробок швидкостей

Вал	Число зубів		Сумарне число зубів	Міжцентрова віддаль a_w , мм	Модуль зацеплення m , мм
I – II	$Z_3=40$	$Z_4=40$	80	160	4
II – III – IV	$Z_9=23$	$Z_{10}=57$	80	160	4
IV – V	$Z_{16}=3$ 7	$Z_{17}=48$	85	215.5	5
V – VI	$Z_{20}=2$ 1	$Z_{21}=84$	105	315	6

5.3.3.1 Попередній розрахунок шпиндельного вала

На вал діють сили зацеплення $F_{t1} = 7376 \text{ Н}$ та $F_{r4} = 5009 \text{ Н}$ і на другій шестерні $F_{t3} = 13762 \text{ Н}$, та $F_{r4} = 5009 \text{ Н}$.

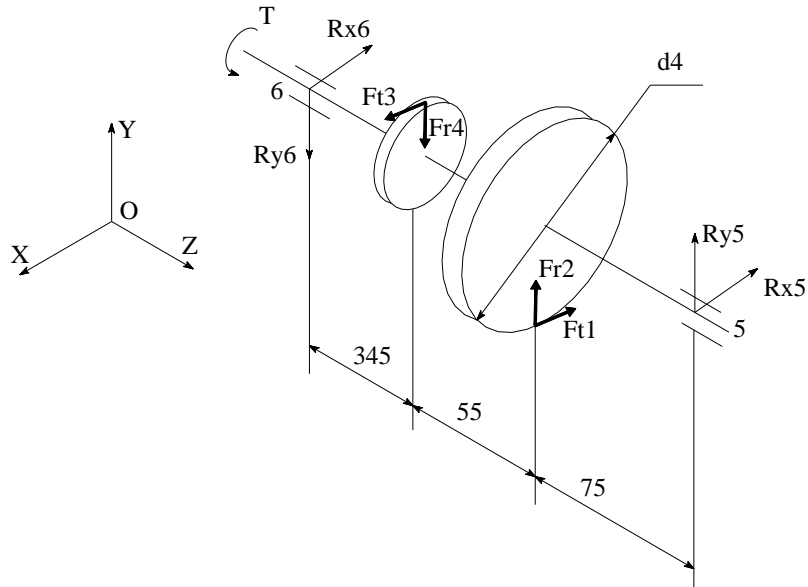


Рисунок 5.3 – Розрахункова схема навантаження V вала

Визначаємо опорні реакції:

– в горизонтальній площині XOZ:

$$\Sigma M_6 = F_{t1} \cdot 400 - F_{t3} \cdot 345 + R_{x5} \cdot (345 + 130) = 0$$

$$R_{x5} = \frac{-F_{t1} \cdot 400 + F_{t3} \cdot 345}{475} = \frac{-7373 \cdot 400 + 13762 \cdot 345}{475} = 3787 \text{ H}$$

$$\Sigma X = -R_{x6} - F_{t1} + F_{t3} - R_{x5} = 0;$$

$$R_{x6} = -F_{t1} + F_{t3} - R_{x5} = -7373 + 13762 - 3787 = 2602 \text{ H}$$

– в вертикальній площині YOZ:

$$\Sigma M_5 = F_{r2} \cdot 400 - F_{r4} \cdot 345 + R_{y5} \cdot (345 + 130) = 0$$

$$R_{y5} = \frac{-F_{r2} \cdot 400 + F_{r4} \cdot 345}{475} = \frac{-2684 \cdot 400 + 5009 \cdot 345}{475} = 1378 \text{ H}$$

$$\Sigma y = -R_{y6} + F_{r2} - F_{r4} + R_{y5} = 0;$$

$$R_{y6} = -F_{r2} + F_{r4} - R_{y5} = -2684 + 5009 - 1378 = 3703 \text{ H}$$

Сумарні опорні реакції:

$$R_6 = \sqrt{R_{x6}^2 + R_{y6}^2} = \sqrt{2602^2 + 3703^2} = 4526 \text{ H}$$

$$R_5 = \sqrt{R_{x5}^2 + R_{y5}^2} = \sqrt{3787^2 + 1378^2} = 4030 \text{ H}$$

Розрахунок проводимо по найбільше навантаженій опорі 6 в якій встановлюємо два радіальних однорядних шарикопідшипників 50213 ГОСТ 2893 – 54 з розмірами $d \cdot D \cdot B = 65 \cdot 120 \cdot 23$ для якого $C_r = 44 \text{ кН}$, $C_{0r} = 34 \text{ кН}$.

Еквівалентне навантаження розраховуємо за формулою (5.20):

$$R_E = V \cdot x \cdot R_6 \cdot K_\delta \cdot K_T \quad (5.20)$$

де $K_\delta = 2$ – навантаження з значними поштовхами і вібрацією

$$R_E = 1 \cdot 1 \cdot 4526 \cdot 2 \cdot 1 = 9052 \text{ Н}$$

Необхідна вантажопідйомність підшипника розраховуємо за формулою (5.21):

$$C_{\text{гнєоб.}} = \frac{R_E \cdot (6 \cdot 10^{-5} \cdot n_5 \cdot L_{10h})^{\frac{1}{3}}}{2} \quad (5.21)$$

$$C_{\text{гнєоб.}} = \frac{9052 \cdot (6 \cdot 10^{-5} \cdot 315 \cdot 15000)^{\frac{1}{3}}}{2} = 16363 \text{ Н}$$

де n_5 – частота обертання V вала; L_{10h} – прийнятий ресурс підшипника.

Оскільки $C_{\text{гнєоб.}} = 16.4 \text{ кН} < C_r = 44 \text{ кН}$ підшипник підібрано вірно.

В опорі 5 встановлюємо два радіальних шарикопідшипника з розмірами $d \cdot D \cdot B = 70 \cdot 150 \cdot 35$.

5.4 Конструювання та розрахунок револьверної головки

5.4.1 Опис конструкції та принципу роботи револьверної головки

Револьверна головка має шість позицій для встановлення різцетримачів і кріпиться на поперечній каретці супорта 3. До корпусу револьверної головки прикріплена торцева муфта 8 (плоске колесо). В порожнині корпусу знаходиться циліндр затиску 1 (РГ). Через порожнистий шток циліндра проходить вал 2, один кінець якого через фланець 14 жорстко з'єднаний з планшайбою 11. Планшайба може вільно обертатися на порожнистому штоці затискного циліндра. На іншому кінці вала на шліцах встановлена півмуфта

9, яка пружиною 32 підтиснена до торця вала, півмуфта взаємодіє з шестернею – півмуфтою 17, яка вільно обертається на фланці без переміщення вздовж осі.

Поворот і затиск револьверної головки здійснюється наступним чином: подається масло в передню порожнину циліндра затиску 1, тим самим пересувається шток затискного циліндра разом із з'єднаною з ним планшайбою 11 назад і притискає торцеву муфту 8. В результаті револьверна головка фіксується в потрібному положенні.

При подачі масла в задню порожнину циліндра затиску, шток переміщається вперед разом з ним переміщається планшайба і торцева муфта, тим самим роз'єднується торцева муфта. Одночасно, оазом з валом переміщається вперед пів муфта 9 і входить в зачеплення зі своїми торцевими кулачками з шестернею – пів муфтою 17. При цьому як тільки кулачки обох півмуфт впираються один в одного, півмуфта відходить від упора на валу, стискаючи пружину. В кінці ходу циліндра затиску фланець 15 натискає на кінцевик і дає команду на подачу масла в штокову порожнину циліндра повороту револьверної головки.

Рейка зубчаста 12, зв'язана зі штоком циліндра повороту, переміщаючи вперед і повертає шестерню 16 і зв'язану з нею півмуфтою і вал з планшайбою. Після повороту планшайби кінцевий вимикач дає команду на заповнення маслом передньої порожнини затискного циліндра, тим самим виконується фіксація і затиск револьверної головки в певному положенні.

5.4.2 Силовий розрахунок приводу револьверної головки

Розрахунок механізму автоматичної заміни інструмента на (РГ), зводиться до визначення загального часу T окремого руху за формулою (5.22), і розрахунку конструктивних параметрів з умови забезпечення повороту (РГ).

Час роботи механізму автоматичної заміни інструмента (МАЗІ), а значить і швидкодія, крім всіх інших умов, в значній вазі залежить від вибраного закону руху.

В більшості МАЗІ застосовують закон зміни швидкості руху, близький до трапецеїдального в зв'язку з втратами потужності і поступового наростання або спаду навантаження проходить плавна зміна швидкості і прискорення.

$$T = \sqrt{\frac{S}{a_m}} \cdot \frac{1 + \gamma \cdot \left(\frac{V}{\sqrt{a_m \cdot S}} \right)^2}{\frac{V}{\sqrt{a_m \cdot S}}} \quad (5.22)$$

де S – шлях на переключення в наступну позицію, m ; $S = 0.28 m$;

V – швидкість рівномірного руху; для РГ з радіусом розміщення інструментів 180 ... 300 mm рекомендується швидкість повороту РГ на радіусі розміщення інструментів становить 1 ... 1.2 m/c , приймаємо 1.2 m/c .

a_m – модуль прискорення при гальмуванні; рекомендовані прискорення a_m при гальмуванні РГ, визначається з умови нормального підходу в кінцеві положення, складає 2 ... 7 m/c^2 . При цьому найбільша швидкість обмежена ударом в упор. Приймаємо $a_m = 4 m/c^2$.

γ – коеф., що залежить від співвідношення прискорення при розгоні a_p і гальмування a_m ; при $a_p = a_m$, $\gamma = 1$.

$$T = \sqrt{\frac{0.28}{4}} \cdot \frac{1 + 1 \cdot \left(\frac{1.2}{\sqrt{4 \cdot 0.28}} \right)^2}{\frac{1.2}{\sqrt{4 \cdot 0.28}}} = 0.53 c$$

Характеристика приводу повороту РГ вибирається по розрахунковим значенням параметрів виконавчого механізму: найбільшій швидкості \max і граничним навантаженням $F_{\max} = 8500 H$. По цим значенням і вибраному тиску $p = 6.27 MPa$ визначаємо діаметр циліндра за формулою (5.23):

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot b \cdot F_{\max}}{\pi \cdot p}} \quad (5.23)$$

де b – коеф. що залежить від типу ущільнень штоку циліндра $b = 1.1 \dots 1.5$; приймаємо $b = 1.5$.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.5 \cdot 8500}{3.14 \cdot 6.27}} = 50.9 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр циліндра повороту РГ 60 мм.

Визначаємо розхід робочої рідини за формулою (5.24):

$$Q = V_{\max} \cdot S \quad (5.24)$$

де S – площа поршня; $S = \pi \cdot R^2 = 3.14 \cdot 30^2 = 2826 \text{ мм}^2 = 0.003 \text{ м}^2$

V – швидкість переміщення штоку, $V = 6 \text{ м/хв}$.

$$Q = 6 \cdot 0.003 = 0.018 \text{ м}^3/\text{хв} = 18 \text{ л/хв}$$

Розрахунок гідро циліндра затиску і розтиску РГ проводиться в такій послідовності:

1. Визначення робочої площі гідроциліндра за формулою (5.25):

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (5.25)$$

де D – зовнішній діаметр поршня; $D = 160 \text{ мм}$

d – діаметр штока; $d = 70 \text{ мм}$

$$S = \frac{3.14 \cdot (160^2 - 70^2)}{4} = 16250 \text{ мм}^2 = 0.016 \text{ м}^2$$

2. Розрахунок сили зтягу що розвиває гідроциліндр за формулою:

$$F = S \cdot (p_1 - p_2) - F_{tp} \quad (5.26)$$

де $p_1 - p_2$ – різниця тисків в правій і лівій порожнинах гідро циліндра

$$p_1 - p_2 = 6.27 - 0.7 = 5.57 \text{ МПа}$$

F_{tp} – сила тертя між корпусом циліндра і поршнем; $F_{tp} = 1500 \text{ Н}$

$$F = 0.016 \cdot (6.27 - 0.7) - 0.0015 = 0.0876 \text{ МН} = 87.6 \text{ кН}$$

Оптимальна сила зтягу двох пів муфти з умови жорсткості становить 54 кН цю силу нам забезпечить гідроциліндр $87.6 > 54$

3. Визначаємо розхід робочої рідини:

$$Q = 1.2 \cdot 0.016 = 0.0192 \text{ м}^3/\text{хв} = 19.2 \text{ л/хв.}$$

4. Швидкість розтиску, (затиску) гідроциліндра знаходимо за формулою (5.27):

$$t_z = \frac{l \cdot 60}{V} \quad (5.27)$$

де l – величина, яка забезпечує розчеплення двох зубчастих пів муфт,
 $l = 0.006 \text{ м}$

$$t_z = \frac{0.006 \cdot 60}{1.2} = 0.3 \text{ с}$$

Час необхідний на поворот РГ на одну позицію визначаємо за формулою (5.28):

$$T_c = t_p + t_n + t_z + t_{r.a.} \quad (5.28)$$

де t_p і t_z – відповідно час на роз тиск і затиск РГ становить 0.3 с

t_n – час потрібний на поворот РГ на одну позицію, $t_n = 0.53 \text{ с}$

$t_{r.a.}$ – час спрацювання золотника гідравлічного реверсивного з електричним керуванням $t_{r.a.} = 0.05 \text{ с}$.

Тоді час необхідний на поворот РГ на одну позицію становитиме:

$$T_c = 0.3 + 0.53 + 0.3 + 0.05 = 1.18 \text{ с}$$

5.4.3 Розрахунок зубчастого торцевого фіксуючого пристрою револьверної головки

Розрахунок муфт з плоским зубчастим вінцем зводиться до вибору конструктивних параметрів зубчастого вінця [10, табл..6.2, ст. 313]

1. Модуль зубів – m визначаємо за формулою (5.29), mm

D_e – зовнішній діаметр муфти, вибираємо максимальним для забезпечення стійкості положення поворотної частини револьверної головки;

$$D_e = 384 \text{ мм}$$

z – число зубів вінця, повинно бути кратним числу позицій. Так в 6-и позиційних револьверних головках токарних верстатів з ЧПК муфти з

$$Z = 96$$

$$m = \frac{D_e}{Z} \quad (5.29)$$

$$m = \frac{384}{96} = 4 \text{ мм}$$

2. Робоча висота зуба – h_p , визначаємо за формулою (5.30), мм

$$h_p = 1.4 \cdot m \quad (5.30)$$

$$h_p = 1.4 \cdot 4 = 5.6 \text{ мм}$$

3. Коефіцієнти

$$k_p = 45; \quad k_b = 6;$$

4. Середній радіус вінця – R_{cp} , визначаємо за формулою (5.31), мм

$$R_{cp} = k_p \cdot m \quad (5.31)$$

$$R_{cp} = 45 \cdot 4 = 180 \text{ мм}$$

5. Ширина зуба – b , визначаємо за формулою (5.32), мм

$$b = k_b \cdot m \quad (5.32)$$

$$b = 6 \cdot 4 = 24 \text{ мм}$$

6. Зовнішній діаметр D_e , визначаємо за формулою (5.33), мм

$$D_e = 2 \cdot R_{cp} + b \quad (5.33)$$

$$D_e = 2 \cdot 180 + 24 = 384 \text{ мм}$$

7. Половина кута профілю, град

$$\alpha = 20^\circ$$

8. Площа проекції стику, визначаємо за формулою (5.34), мм²

$$F_q = b \cdot h_p \cdot z \cdot \tan(\alpha) \quad (5.34)$$

$$F_q = 24 \cdot 5.4 \cdot 96 \cdot \tan(20) = 4.696 \cdot 10^3 \text{ мм}^2$$

9. Осьовий момент інерції площі стику, визначаємо за формулою

$$I_q = F_q \cdot \frac{R_{cp}^2}{2} \quad (5.35)$$

$$I_q = 4.696 \cdot 10^3 \cdot \frac{180^2}{2} = 7.608 \cdot 10^7 \text{ мм}^4$$

Визначення оптимальної сили затяжки двох півмуфт з умови жорсткості

Оптимальною необхідно признати таку силу затяжки P_3 півмуфт, при якій забезпечується необхідна жорсткість.

Умовна площадка стику двох муфт-кільце. На верхню рухому півмуфту діє сила затяжки P_3 і складові сил різання P_x, P_y, P_z , прикладених в точці R з координатами x_r, y_r, z_r .

При переносі сил різання в точку 0 визначають дію на площадку стику трьох сил P_x, P_y, P_z і трьох моментів:

$$\begin{array}{lll} P_x=6800 \text{ Н} & P_y=8500 \text{ Н} & P_z=17000 \text{ Н} \\ X_r=145 \text{ мм} & y_r=270 \text{ мм} & z_r=55 \text{ мм} \end{array}$$

Сили P_3, P_x і момент M_x , змінюючи номінальний тиск в стику, не порушують рівномірність його розподілення. Моменти M_y і M_z утворюють сумарний згинний момент $M_{зг}$, який перерозподіляє тиск в стику. Мінімальний тиск буде в місці площини дії моменту $M_{зг}$ на найменш навантаженій стороні кільця.

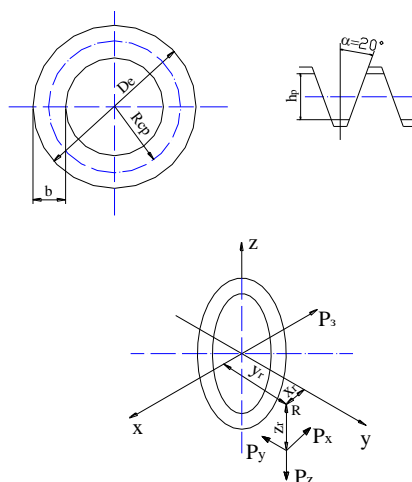


Рисунок 5.4 – Зубчастий вінець з прямим (а, б) зубами і розрахункова схема для визначення сили затяжки півмуфти (в)

Моменти M_x , M_y і M_z розраховуємо за формулами (5.36), (5.37), (5.38):

$$M_x = -P_y \cdot z_r - P_z \cdot y_r \quad (5.36)$$

$$M_y = P_x \cdot z_r + P_z \cdot x_r \quad (5.37)$$

$$M_z = P_x \cdot y_r - P_y \cdot x_r \quad (5.38)$$

$$M_x = -8500 \cdot 55 - 17000 \cdot 270 = -5.058 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$M_y = 6800 \cdot 55 + 17000 \cdot 145 = 2.839 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$M_z = 6800 \cdot 270 - 8500 \cdot 145 = 6.035 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Момент M_{32} розраховуємо за формулою (5.39):

$$M_{32} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} \quad (5.39)$$

$$M_{32} = \sqrt{(6.035 \cdot 10^5)^2 + (2.839 \cdot 10^6)^2} = 2.902 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Тиск в точці стику, розміщений по середньому радіусу R_{cp} , залежить від P_z і P_x , M_{32} , M_x , визначаючи складових тиску σ_2 , σ_3 .

$$\sigma_{\min} = \sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3$$

Визначаємо величини σ_1 , σ_2 , σ_3 , за формулами (5.40), (5.41), (5.42):

$$\sigma_1 = \frac{P_z + P_x}{F_q} \quad (5.40)$$

$$\sigma_2 = \frac{M_{32} \cdot R_{cp}}{I_q} \quad (5.41)$$

$$\sigma_3 = \frac{|M_x| \cdot \tan(\alpha)}{F_q \cdot R_{cp}} \quad (5.42)$$

$$\sigma_1 = \frac{54000 + 6800}{4.696 \cdot 10^3} = 12.947 \text{ Н/мм}^2 \quad \sigma_2 = \frac{2.902 \cdot 180}{7.608 \cdot 10^7} = 6.867 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_3 = \frac{|-5.058 \cdot 10^6| \cdot \tan(20)}{4.696 \cdot 10^3 \cdot 7.608 \cdot 10^7} = 2.178 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{\min} = 12.947 - 6.867 - 2.178 = 3.902 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{\max} = 12.947 + 6.867 + 2.178 = 21.992 \text{ Н/мм}^2$$

$$[\sigma_{\text{зм}}] \geq \sigma_{\max}$$

$[\sigma_{\text{зм}}] = 700 \text{ Н/мм}^2$ – допустиме напруження стиску;

$$700 \geq 21.992.$$

Гранична сила затиску, визначаємо за формулою (5.43):

$$P_3 \geq \sigma_{\min 1} \cdot F_q + P_x + \frac{2 \cdot M_{32} + |M_x| \cdot \tan(\alpha)}{R_{cp}} \quad (5.43)$$

де $[\sigma_{\min 1}] = 1.0 \text{ Н/мм}^2$ мінімально допустимий тиск в стику при умові збереження з стиком необхідної жорсткості.

$$P_3 \geq 1.0 \cdot 4.696 \cdot 10^3 + 6800 + \frac{2 \cdot 2.902 \cdot 10^6 + |-5.058 \cdot 10^6| \cdot \tan(20)}{180} = 5.397 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Приймаємо силу зтягу $P_3 = 54 \text{ кН}$

5.5 Конструювання та розрахунок механічної частини приводу подач

5.5.1 Опис конструкції та принципу роботи супорта

У верстаті використано розімкнуту систему приводу подач.

Супорт розміщений на верхніх направляючих станини. Переміщення супорта вздовж станини здійснюється кроковим двигуном, гідропідсилювачем і редуктором, розміщеного зліва на станині, через кулькову гвинтову пару.

Поперечне переміщення здійснюється від крокового двигуна, гідропідсилювача через шестерню 10 і зубчасте колесо 5, що передають оберти кульковому гвинту 1. Для забезпечення безлюфтового зачеплення шестерень 5 і зубчастог колеса 10, гідропідсилювач кріпиться через рухомий фланець.

Направляючі поперечного супорта виконані у вигляді ластівчиного хвоста. Нульове положення супорта (в поперечному напрямку) забезпечується безконтактним кінцевим вимикачем і фланцем, скріпленим з кульковим гвинтом.

Керування поперечним переміщенням супорта здійснюється командоапаратом 3, у встановлених справа на поздовжній каретці 4 кулачки, які діють на кінцеві вимикачі командоапарата, розміщених на планці 9, прикріпленої до поперечної каретки супорта 4. Змащення поверхонь, що труться в супорті дозаторне.

5.5.2 Розрахунок ходового гвинта

5.5.2.1 Визначення діаметра ходового гвинта і кроку різі

Попередній діаметр гвинта d можемо вибрати із співвідношення:

$$d_0 = \frac{L}{7} \quad (5.44)$$

$L = 400$ – довжина ходу гвинта, мм

$$d_0 = \frac{400}{7} = 57.14$$

Приймаємо середній діаметр гвинта із стандартного ряду діаметрів
 $d_0 = 65$ мм

Діаметр шийок під підшипники розраховуємо за формулою (5.45):

$$d_n = 0.8 \cdot d_0 \quad (5.45)$$

$$d_n = 0.8 \cdot 65 = 52 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартне значення діаметра $d_n = 50$ мм.

Вибравши діаметр гвинта, визначимо мінімальну жорсткість що забезпечує задані динамічні показники приводу за формулою (5.46).

$$j_{\text{сум}} = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot f_0^2 \cdot m}{10^7} \quad (5.46)$$

$f_0 := 75$ Гц – власна частота коливань; $m := 300$ кг – маса переміщуваного вузла

$$j_{\text{сум}} = \frac{4 \cdot 3.14^2 \cdot 75^2 \cdot 300}{10^7} = 6.65 \quad \text{Н/мкм}$$

5.5.2.2 Розрахунок гвинта на поздовжню стійкість

Розрахунок гвинта на поздовжню стійкість проводимо за формулою Ейлера (5.47):

$$P_{kr} = \frac{\pi \cdot E \cdot I_0}{(\mu \cdot l)^2 \cdot k} \leq F_{\text{max}} \quad (5.47)$$

$l = 115$ мм – максимальна віддаль між гайкою і опорою гвинта; $\mu = 2$ – коефіцієнт що залежить від способу кріплення гвинта; $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності першого роду; $k = 7$ – коефіцієнт запасу стійкості; I_0 – осьовий момент інерції гвинта, мм^4 ; $F_{\text{max}} = 8500$ Н – сила що стискає гвинт (радіальна).

$$I_0 = 0.05 \cdot d_{BH}$$

$d_{BH} = 59$ мм – внутрішній діаметр гвинта

$$d_{BH} = d_0 - d_k = 65 - 6 = 59$$

$d_k = 6$ – діаметр кульки гвинтової передачі, мм

$$I_0 = 0.05 \cdot d_{BH} = 0.05 \cdot 59 = 2.95$$

Підставивши значення у формулу (5.66), одержимо:

$$P_{kr} = \frac{3.14 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 2.95 \cdot 10^3}{(2 \cdot 115)^2 \cdot 7} = 5253 \leq 8500$$

5.5.2.3 Розрахунок гвинта на вібростійкість

При великих частотах обертання гвинта він може втратити стійкість внаслідок появи резонансу. Для того щоб було резонансу критична частота обертання гвинта, повинна виконуватись умова (5.48):

$$n_{kp} \geq 1.2 \cdot n_{\max} \quad (5.48)$$

де $n_{\max} = 240$ об/хв – максимальна частота обертання гвинта

$$n_{kp} \geq 1.2 \cdot 240 = 288 \text{ об/хв}$$

Критична частота обертання гвинта визначаємо за формулою (5.49):

$$n_{kp} = \frac{10^3 \cdot K \cdot V_{x.x}}{p} \quad (5.49)$$

де $K = 1.2 \dots 1.25$ – коеф. неспівпадання частот обертання гвинта з частотою його власних коливань

$V_{x.x} = 2.4$ м/хв. – швидкість допоміжного переміщення

$p = 10$ мм – крок гвинта.

Підставивши значення у формулу (5.49), одержимо:

$$n_{kp} = \frac{10^3 \cdot 1.25 \cdot 2.4}{10} = 300 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

5.5.2.4 Розрахунок гвинта на статичну міцність та довговічність

При 2500 МПа допустиме статичне навантаження в гвинтовому механізмі визначається за формулою (5.50):

$$F_{CT} = 10 \cdot z \cdot d_k^2 \quad (5.50)$$

де $d_k = 6$ мм – діаметр кульки гвинтового механізму

z – число робочих кульок у гвинтовому механізмі.

Число робочих кульок шукаємо за формулою (5.51):

$$z = \frac{\pi \cdot d_0 \cdot i_{\Gamma}}{d_k} \quad (5.51)$$

де $i_{\Gamma} = 3$ – число робочих витків гайки

$$z = \frac{3.14 \cdot 65 \cdot 3}{6} \approx 103$$

Підставивши значення у формулу (5.50), одержимо допустиме статичне навантаження в гвинтовому механізмі.

$$F_{CT} = 10 \cdot 103 \cdot 6^2 = 37080$$

Для нормальної роботи переді необхідне виконання наступної умови

$$F_{CT} \geq F_{\max} \quad (5.52)$$

Одержаний результат задовольняє поставлену умову повністю.

$$37080 \geq 8500$$

5.6 Конструювання та розрахунок шпиндельного вузла

5.6.1 Опис конструкції шпиндельного вузла

Конструктивна схема шпиндельного вузла (див.рис. 5.5).

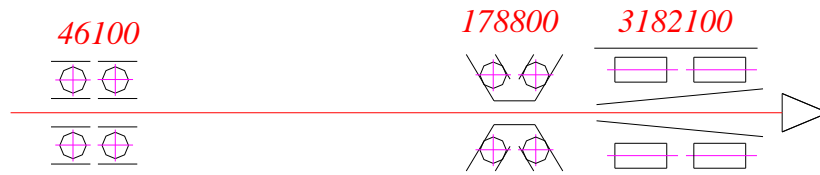


Рисунок 5.5 – Конструктивна схема шпиндельного вузла

Передня опора шпинделя складається з дворядного роликотідшипника з короткими циліндричними роликами і з конусним посадочним отвором внутрішнього кільця з конусністю 1:12 і упорного двохрядного кулькового підшипника.

Задня опора шпиндельного вузла складається з двох підшипників обидва з яких радіально-упорні кулькові підшипники. Параметр швидкохідності шпиндельного вузла

$$d_{N_{\max}} = (2.5 \dots 3.5) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}$$

Даний шпиндельний вузол належить до середньошвидкісних шпинделів.

5.6.2 Характеристика шпиндельного вузла

5.6.2.1 Вибір геометричної характеристики шпиндельного вузла

Визначимо діаметр шпинделя під передньою опорою за формулою (5.53)

$$d_{\max} = \frac{d_{n_{\max}}}{n_{\max}} \quad (5.53)$$

$d_{n_{\max}} = 3.0 \cdot 10^5$ мм хв параметр швидкохідності

$n_{\max} = 1250$ об/хв, максимальна частота обертання шпинделя

$$d_{\max} = \frac{300000}{1250} = 240 \text{ мм}$$

$$d = d_{\max}$$

Відстань між опорами $l = (4..6) \cdot D_n$, приймаємо $l = 5 \cdot D_n$. Довжина консолі $c = (1..2.1) \cdot D_n$, приймаємо $c = 1 \cdot D_n$. Відстань від шпindelної передачі до передньої опори $b = 1.2 \cdot D_n$. Шпиндель пустотілий, відношення (5.54):

$$\beta = \frac{D_0}{D_n} = 0.3..0.6 \quad (5.54)$$

де D_0 – діаметр отвору, приймаємо $D_0 = 72$ мм

D_n – усереднений зовнішній діаметр шпинделя приймаємо $D_n = 120$ мм

Приймаємо $\beta = 0.6$

Відстань між опорами $l = 5 \cdot 120 = 600$ мм, приймаємо $l = 655$ мм

Довжина консолі $c = 1 \cdot 120 = 120$ мм, приймаємо $c = 110$ мм

Відстань від шпindelної передачі до передньої опори $b = 1.2 \cdot 120 = 144$ мм, приймаємо $b = 170$ мм

Приймаємо зовнішній діаметр переднього кінця шпинделя: $D = 240$ мм

Приймаємо стандартне значення діаметра в передній опорі: $d = 160$ мм

Зовнішній діаметр шпинделя в задній опорі приймаємо: $d = 120$ мм

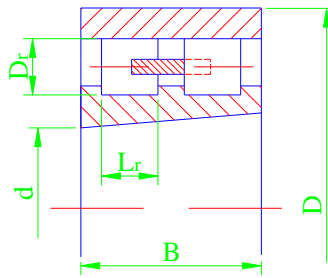
Виліт шпинделя приймаємо: $l = 110$ мм.

5.6.2.2 Характеристика елементів шпindelного вузла

5.6.2.2.1 Підшипники опор шпindelного вузла

Для передньої опори шпindelного вузла приймаємо радіальний двохранний підшипник з короткими циліндричними роликами. Внутрішнє

кільце підшипника виконане з конусністю 1:12. Приймаємо підшипник марки 3182132 ГОСТ 7634-75.



Зовнішній діаметр підшипника $D=240$ мм

Внутрішній діаметр підшипника $d=160$ мм

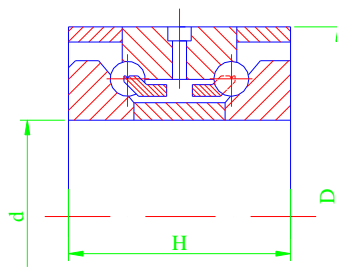
Ширина підшипника $B=60$ мм

Діаметр і довжина роликів підшипника $D_r=14$ мм і $L_r=14$ мм

Кількість роликів підшипника $Z=26$

Статична вантажопідйомність підшипника $C_0=276$ кН

Другий підшипник передньої опори упорний марки 178832 ГОСТ 20821-75.



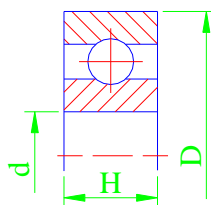
Діаметр внутр. кільця підшипника $d=160$ мм;

Діаметр зовн. кільця підшипника $D=240$ мм;

Висота підшипника $H=95$ мм;

Статична вантажопідйомність підшипника $C_0=233$ кН

Задня опора складається з двох радіально – упорних кулькових підшипників марки 46124 ГОСТ 831-75.



Діаметр внутр. кільця підшипника $d=120$ мм

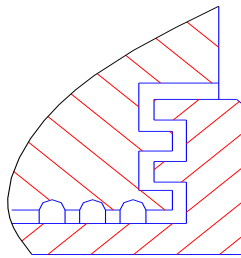
Діаметр зовн. кільця підшипника $D=186$ мм;

Висота підшипника $H=28$ мм;

Статична вантажопідйомність підшипника $C_0=102$ кН

5.6.2.2 Система ущільнень

Ущільнення шпиндельного вузла служить для захисту опор шпинделя.



В шпиндельному вузлі використовуємо безконтактні лабіринтні ущільнення для зменшення тепловиділення у шпиндельному вузлі і виключення зношення ущільнень. Для надійної роботи слід забезпечити радіальні зазори не більше 0.2-0.3 мм. Лабіринт заповнюють пластичним мастильним матеріалом. В ущільненнях розміщують порожнини і канали для відводу змащуючого матеріалу від підшипників.

5.6.2.2.3 Система попереднього натягу підшипників опор шпиндельного вузла

Попередній натяг передньої опори здійснюється гайкою яка нагвинчується на різь $M140 \times 2 - 6g$, що нарізана на шпинделі. Для фіксації опори в осьовому напрямку служить внутрішня частина лабіринтного ущільнення, яка одним своїм торцем впирається у внутрішнє кільце підшипника, а другим у передній кінець шпинделя.

Для створення попереднього натягу підшипників задньої опори служить гайка, яка нагвинчується на задній кінець шпинделя $M120 \times 2 - 6g$. Забезпечення натягу проводимо гайкою.

5.6.3 Розрахунок оптимальної міжосьової віддалі

5.6.3.1 Розрахункова схема і математична модель шпиндельного вузла

Наведемо розрахункову схему шпиндельного вузла (рис. 5.6)

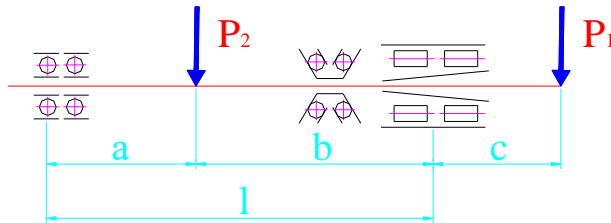


Рисунок 5.6 – Розрахункова схема шпиндельного вузла

Згідно прийнятої схеми стрілка прогину робочого кінця шпинделя визначається за формулою (5.55):

$$y = \frac{P_1 \cdot c^3}{3 \cdot EI} = \frac{P_1 \cdot (1.5 \cdot D_n)^3}{3 \cdot E \frac{\pi \cdot D}{64} \cdot (1 - \beta^4)} \leq [y] \quad (5.55)$$

де: E – модуль пружності матеріалу шпинделя, $H/мм^2$

I – осьовий момент інерції перерізу шпинделя, відповідно між опорами і переднього кінця шпинделя, $мм^4$

Оскільки допуск на биття переднього кінця шпинделя не заданий приймаємо допустиме значення прогину.

$$[y] = (0.0001 \dots 0.0002) \cdot l = 0.0001 \cdot l = 0.0005 \cdot D_H.$$

$$D = \sqrt{\frac{64 \cdot P_1 \cdot 8}{3 \cdot E \cdot \pi \cdot (1 - \beta^4)} \cdot [y]} = \sqrt{\frac{64 \cdot 17000 \cdot 8}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 3.14 \cdot (1 - 0.6^4)} \cdot [0.005]} = 106.3 \text{ мм}$$

З метою уточнення діаметральних параметрів шпинделя визначаємо усереднений діаметр міжопорної частини шпинделя з умови забезпечення нормальних умов роботи підшипників кочення.

Згідно залежності (5.56):

$$D_H = \frac{K_{HP}^3 \cdot j_H}{500 \cdot (1 - \beta^4)} \quad (5.56)$$

де K_{HP} – коефіцієнт, $K_{HP} = \frac{l}{D_H} = 6$

$$D_H = \frac{K_{HP}^3 \cdot j_H}{500 \cdot (1 - \beta^4)} = \frac{6^3 \cdot 250}{500 \cdot (1 - 0.6^4)} = 125 \text{ мм}$$

Приймаємо розрахунковий усереднений діаметр шпинделя $D_H = 120 \text{ мм}$.

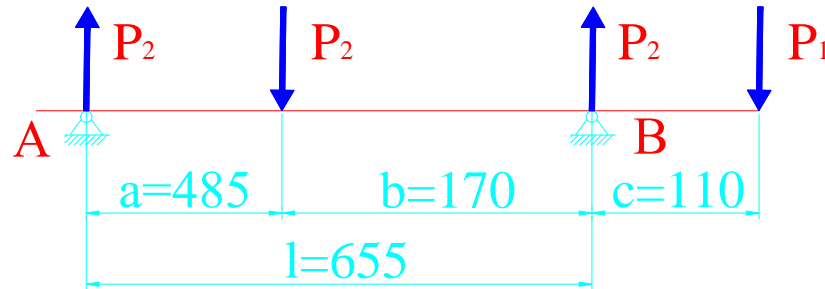


Рисунок 5.7 – Розрахункова схема навантаження шпинделя

Для визначення приведеного навантаження P знаходимо реакції в опорах А та В.

$$R_A = \frac{P_2 \cdot b - P_1 \cdot c}{l} = \frac{14840 \cdot 170 - 19000 \cdot 110}{655} = 660 \text{ Н}$$

$$R_B = \frac{P_2 \cdot a - P_1 \cdot (l + c)}{l} = \frac{14840 \cdot 485 - 19000 \cdot (655 + 110)}{655} = 33180 \text{ Н}$$

Еквівалентне динамічне навантаження в передній опорі В визначаємо за формулою (5.57):

$$R_1 = (V \cdot x \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T \quad (5.57)$$

$V = 1$, $x = 1$, $Y = 0$, $K_\delta = 1$, $K_T = 1$.

для опори В: $P_B = F_r = R_B = 33180 \text{ Н}$

$$P_1 = R_1 = (1 \cdot 1 \cdot 33180 + 0) \cdot 1 \cdot 1 = 33180 \text{ Н}$$

Знаходимо для передньої опори В відношення:

$$\frac{C}{P} = \frac{276000}{33180} = 8.32$$

Довговічність підшипника визначаємо за формулою (5.58)::

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^{3.33} \quad (5.58)$$

де $n = n_6 = 80$ об/хв.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 80} \cdot (8.32)^{3.33} = 243000 \text{ год}$$

Радіально – упорні підшипники в опорі А сприймають радіальну реакцію $R_A = 660$ Н та осьове навантаження від сили різання $F_A = P_x = 6800$ Н.

З умови рівноваги вала $R_{A1} = F_A = 6800$ Н, $x = 0.74$, $Y = 2.37$, $K_\delta = 1$, $K_T = 1$.

Еквівалентне динамічне навантаження в задній опорі А:

$$P = P_2 = (1 \cdot 0.74 \cdot 660 + 2.37 \cdot 6800) \cdot 1 \cdot 1 = 16600 \text{ Н}$$

Знаходимо для задньої опори А відношення: $\frac{C}{P} = \frac{102000}{16600} = 6.14$

Довговічність підшипника в опорі А: $L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 80} \cdot (6.14)^3 = 48000 \text{ год}$

Як видно з розрахунків підшипники передньої і задньої опори вибрано вдало $L_{hA} = 243000$ год, $L_{hB} = 48000$ год, що більше рекомендованого $L_h \geq 15000$ год.

5.6.3.2 Розрахунок радіальної жорсткості опор шпиндельного вузла

Жорсткість опор знаходиться з залежності (5.59):

$$j_B = \frac{R}{\delta'_R + \delta''_R} \quad (5.59)$$

де R – радіальна реакція опори, Н

δ'_R і δ''_R – податливість, мкм

Визначаємо спочатку величину контактних деформацій на поверхнях посадки δ''_R за формулою (5.60):

$$\delta''_R = \frac{4 \cdot R \cdot K_2}{\pi \cdot d \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right) \quad (5.60)$$

де K_2 – коефіцієнт, приймаємо $K_2 = 0.05$ [18, ст. 30]

d та D – відповідно внутрішній та зовнішній діаметри підшипників

B – ширина підшипника

1) Для передньої опори $R_B = 33180$ Н:

$$\delta''_{RB} = \frac{4 \cdot R_B \cdot K_2}{\pi \cdot d \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right) = \frac{4 \cdot 33180 \cdot 0.02}{3.14 \cdot 160 \cdot 155} \cdot \left(1 + \frac{160}{240}\right) = 5.7 \text{ мкм}$$

Для задньої опори $R_A = 660$ Н

$$\delta''_{RA} = \frac{4 \cdot R_A \cdot K_2}{\pi \cdot d \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right) = \frac{4 \cdot 660 \cdot 0.02}{3.14 \cdot 120 \cdot 48} \cdot \left(1 + \frac{120}{186}\right) = 0.5 \text{ мкм}$$

Величину контактної зближенні кілець підшипників δ'_R знаходимо враховуючи величини попереднього натягу. По [18, рис. 15, ст. 31] визначаємо радіальну податливість беззазорних підшипників в залежності від їх розмірів і радіальної реакції:

– для передньої опори ($d=160$ мм, $R_B=33180$ Н); $\delta_{ROB} = 8.9$ мкм.

– для задньої опори ($d=120$ мм, $R_A=660$ Н); $\delta_{ROA} = 2.5$ мкм.

2) Задаємо величину натягу за формулою (5.61):

$$l = (1 \dots 2.5) \cdot \delta_{RO} \quad (6.61)$$

– для опори В: $l = 1.2 \cdot \delta_{RO} = 1.2 \cdot 8.9 = 10.68$ мкм

– для опори А: $l = 1.5 \cdot \delta_{RO} = 1.5 \cdot 2.5 = 3.75$ мкм

3) Величина відносного натягу за формулою (5.62):

$$\rho = \frac{l}{\delta_{RO}} \quad (5.62)$$

$$\rho_B = \left(-\frac{10.68}{8.9}\right) = -1.2; \quad \rho_A = \left(-\frac{3.75}{2.5}\right) = -1.5$$

4) Коефіцієнт податливості опор:

$$K_{\delta B} = 0.4; \quad K_{\delta A} = 0.37$$

5) Загальна податливість підшипників:

$$\delta'_{RnB} = K_{\delta B} + \delta_{ROB} = 0.4 + 8.9 = 3.56 \quad \delta'_{RnA} = K_{\delta A} + \delta_{ROA} = 0.37 + 2.5 = 0.93$$

6) Загальна податливість опор:

$$\delta_{RB} = \delta'_{RnB} + \delta''_{RB} = 3.56 + 5.7 = 9.26$$

$$\delta_{RA} = \delta'_{RnA} + \delta''_{RA} = 0.93 + 0.5 = 1.43$$

7) Жорсткість опор:

$$j_B = \frac{R_B}{\delta_{RB}} = \frac{33180}{9.26} = 358 \qquad j_A = \frac{R_A}{\delta_{RA}} = \frac{660}{1.43} = 46$$

5.6.4 Розрахунок осьової жорсткості шпиндельного вузла

Осьова жорсткість шпиндельного вузла визначається з залежності (5.63):

$$j_a = \frac{F_o}{\delta_a} \tag{5.63}$$

де F_o – осьова сила, яка діє на шпиндель;

δ_a – деформація шпинделя в осьовому напрямку.

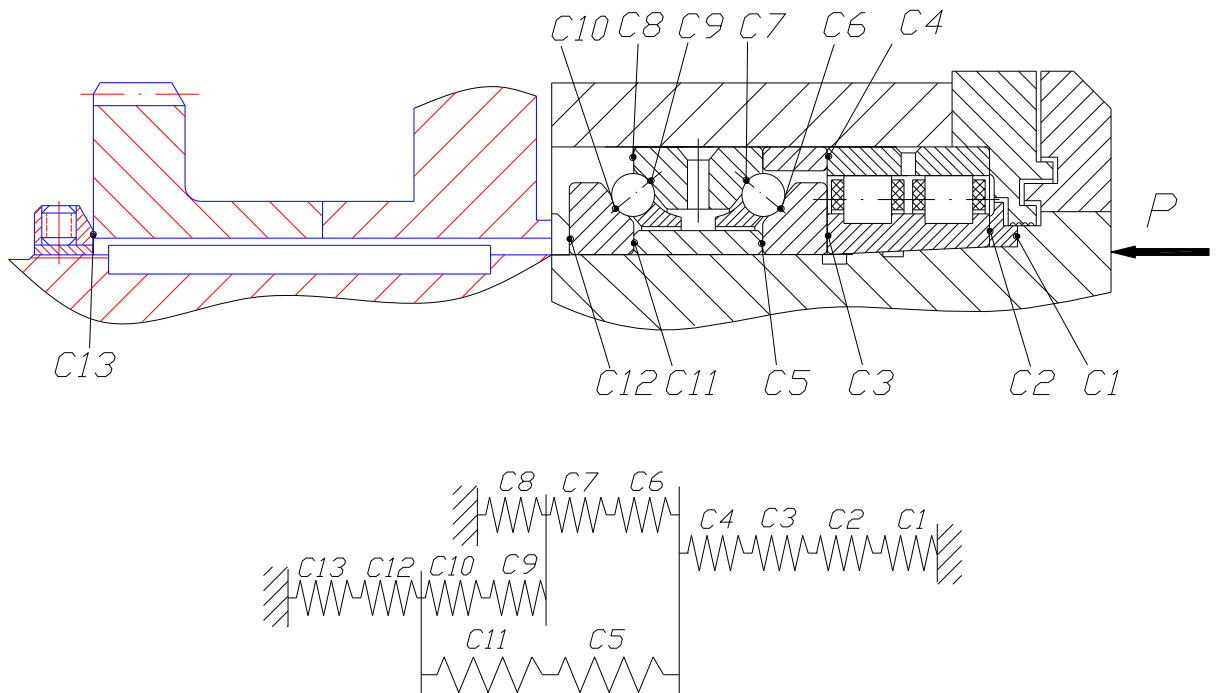


Рисунок 5.8 – Розрахункова схема для визначення осьової жорсткості

Шпиндель в даному випадку розглядаємо, як пустотілий вал, який працює на стиск. Деформація шпинделя в осьовому напрямку є незначною в порівнянні з деформацією в місцях контакту спряжених деталей. Осьова податливість δ_a визначається тільки в контакті тіл кочення з доріжками

кочення і в контактї кілець підшипника з спряженими торцевими поверхнями вала і корпуса.

$$C_{1-4} = C_1 + C_2 + C_3 + C_4$$

Податливість в контактї кілець підшипника з спряженими торцевими поверхнями визначаємо з залежності (5.64):

$$C_i = \frac{C_\sigma}{2\sqrt{F \cdot P}} \quad (5.64)$$

$$C_1 = \frac{1,9 \cdot 10^{-6}}{2\sqrt{\pi \cdot (100^2 - 85^2)} \cdot 439} = 4,8 \cdot 10^{-10} \text{ мм}$$

$$C_{2,3} = \frac{2 \cdot 1,9 \cdot 10^{-6}}{2\sqrt{\pi \cdot (90^2 - 85^2)} \cdot 439} = 1,7 \cdot 10^{-9} \text{ мм}$$

$$C_{4,5} = \frac{2 \cdot 1,9 \cdot 10^{-6}}{2\sqrt{\pi \cdot (85^2 - 80^2)} \cdot 439} = 1,8 \cdot 10^{-9} \text{ мм}$$

$$C_{1-4} = 4,8 \cdot 10^{-10} + 1,7 \cdot 10^{-9} + 1,8 \cdot 10^{-9} = 4 \cdot 10^{-9} \text{ мм}$$

Податливість в контактї тіл кочення з доріжками кочення:

$$C_{6,7} = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{\sin 45^\circ} \sqrt{\frac{P^2}{Z^2 \cdot \sin^2 45^\circ \cdot D_w}} = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{\sin 45^\circ} \sqrt{\frac{439^2}{15^2 \cdot \sin^2 45^\circ \cdot 95^2}} = 2,46 \cdot 10^{-4} \text{ мм}$$

$$C_8 = \frac{1,9 \cdot 10^{-6}}{2\sqrt{\pi \cdot (125^2 - 120^2)} \cdot 439} = 7,3 \cdot 10^{-10} \text{ мм}$$

$$\delta_\Sigma = \delta_{1,5} + \delta_{6,7} + \delta_8 = 4 \cdot 10^{-6} + 2,46 \cdot 10^{-4} + 7,3 \cdot 10^{-10} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ мм}$$

Отже осьова жорсткість шпинделя:

$$j_a = \frac{439}{2,5 \cdot 10^{-4}} = 1,76 \cdot 10^6 \text{ Н/мм} = 1,76 \cdot 10^3 \text{ Н/ммкм.}$$

5.7 Конструювання та розрахунок затискного пристрою

5.7.1 Визначення необхідної сили затиску

Розрахунок зусилля затиску проводимо по формулі (5.75) і розрахунковій схемі 5.18 [22, табл.8, ст. 84].

$$P_3 = K \cdot \left[1 - 3 \operatorname{tg}(\beta + \varphi_1) \cdot \operatorname{tg} \varphi_2 \cdot \frac{l_1}{a_n} \right] \cdot \operatorname{ctg}(\beta + \varphi_1) \cdot \sqrt{P_z^2 + \left(P_y - 0.5 \cdot P_x \cdot \frac{D_{об}}{L} \right)^2} \quad (5.75)$$

де P_z – сила різання і її складові; K – коефіцієнт запасу, визначається за формулою (5.76)

$$K = K_0 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \quad (5.76)$$

де K_0 – коефіцієнт гарантованого запасу приймаємо $K_0 = 1.5$; K_1 – коефіцієнт який враховує збільшення сили різання із-за випадкових нерівностей на оброблюваній поверхні, приймаємо $K_1 = 1.2$; K_3 – коефіцієнт який враховує збільшення сили різання при перервному різанні приймаємо $K_3 = 1$; K_4 – коефіцієнт який характеризує постійність сили затиску приймаємо $K_4 = 1$; K_5 – коефіцієнт який характеризує ергономіку приймаємо $K_5 = 1$. $K = 1.5 \cdot 1.2 \cdot 1.0 \cdot 1.0 \cdot 1.0 \cdot 1.0 = 1.8$

По рекомендаціях необхідно приймати коефіцієнт запасу $K = 2.5$, у випадку коли розрахункове значення менше 2.5.

$D_{об}$ – діаметр оброблюваної заготовки; L – довжина заготовки; l_1 – відстань від середини центр. гнізда до середини пінолі; a_n – довжина пінолі

$$\beta = 90^\circ - 0.5 \cdot \psi$$

де ψ – кут конусу при вершині центру

$$\beta = 90^\circ - 0.5 \cdot 60^\circ = 36^\circ$$

φ_1 і φ_2 – кути тертя відповідно по поверхнях конусу центру і пінолі ($\varphi_1 \approx \varphi_2 \approx 3^\circ$)

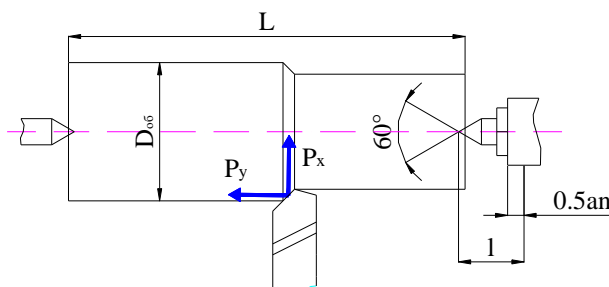


Рисунок 5.18 – Розрахункова схема для визначення зусилля затиску

$$P_3 = 2.5 \cdot \left[1 - 3 \operatorname{tg}(36 + 3) \cdot \operatorname{tg} 3 \cdot \frac{400}{705} \right] \cdot \operatorname{ctg}(36 + 3) \cdot \sqrt{17000^2 + \left(8500 - 0.5 \cdot 6800 \cdot \frac{140}{1350} \right)^2} = 8948.85$$

Приймаємо силу затиску $P_3 = 8950 \text{ Н}$.

Для підпружиненого центру вибираємо тарілчасту пружину по ГОСТ 3057 – 90 номер 661 технічні характеристики якої приведені в таблиці 5.6

Таблиця 5.6 – Характеристика пружини

Номер пружини	Сила $P_3, \text{Н}$	Зовнішній діаметр пружини $D_1, \text{мм}$	Внутрішній діаметр пружини $D_2, \text{мм}$	Товщина пружини $t, \text{мм}$	Максимальна деформація пружини $S, \text{мм}$	Висота пружини $l, \text{мм}$	$\frac{S}{t}$
661	20000	45	25	3.4	1.0	4.0	0.3

Таблиця 5.7 – Параметри пружини при затиску деталі на верстаті

Навантаження пакету пружин при забазованій деталі $P, \text{Н}$	Розмір пакету пружин при забазованій деталі $H, \text{мм}$	Максимальна вага оброблюваної деталі $P, \text{кг}$	Максимальна сила різання при обробці деталі $P_{\text{різ}}, \text{Н}$
750	184	600	2500
1000	177	800	2500
1500	167	1250	2500

5.7.2 Конструювання повідкового патрона

Патрон повідковий призначений для затиску заготовок типу валів. В отвір патрона встановлений підпружинений центр. Корпус патрона має проточку під диск 3, в якому закріплено через 180° дві втулки 1. На двох втулках 1, встановлено змінні ексцентрикові кулачки 6 з зубчастими поверхнями. Кулачки, підтискаються стаканом 11, за рахунок пружини 21, в результаті чого кулачки рівномірно обхвачують заготовку, передаючи крутний момент.

6.1. Моделювання динамічних характеристик шпиндельного вузла

Побудуємо повну розрахункову схему шпиндельного вузла (ШВ).

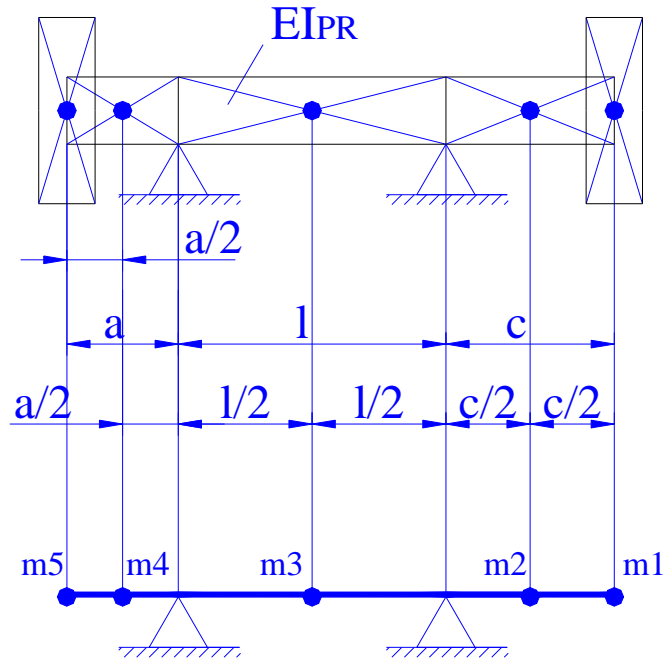


Рисунок 6.1 – Повна і розрахункова схеми шпиндельного вузла

З конструктивних міркувань приймемо: $a=200$ мм, $l=600$ мм, $c=110$ мм.

Визначимо моменти інерції перерізів шпинделя за формулою (6.2), і результат розрахунку оформимо у вигляді таблиці 6.1.

$$I = \frac{\pi \cdot \left(\left(\frac{D}{2} \right)^4 - \left(\frac{d}{2} \right)^4 \right)}{4} \quad (6.1)$$

$$I_1 = \frac{3.14 \cdot \left(\left(\frac{160}{2} \right)^4 - \left(\frac{100}{2} \right)^4 \right)}{4} = 2.7 \cdot 10^7 \text{ мм}^4$$

$$I_2 = \frac{3.14 \cdot \left(\left(\frac{140}{2} \right)^4 - \left(\frac{72}{2} \right)^4 \right)}{4} = 1.75 \cdot 10^7 \text{ мм}^4$$

$$I_3 = \frac{3.14 \cdot \left(\left(\frac{115}{2} \right)^4 - \left(\frac{75}{2} \right)^4 \right)}{4} = 0.7 \cdot 10^7 \text{ мм}^4$$

Приведений момент інерції визначимо за формулою (6.2)

$$I_{PR} = \frac{\sum I_i \cdot l_i}{\sum l_i} \quad (6.2)$$

де $\sum I_i$ – момент інерції і-тої ділянки перерізу, мм^4

l_i – довжина і-тої ділянки, мм

$\sum l_i$ – сума довжин і-тих ділянок.

$$I_{PR} = \frac{2.7 \cdot 10^7 \cdot 110 + 1.75 \cdot 10^7 \cdot 600 + 0.7 \cdot 10^7 \cdot 200}{110 + 600 + 200} = 1.6 \cdot 10^7 \text{ мм}^4$$

Розподілені маси шпинделя визначимо за формулою (6.3):

$$m = V \cdot \rho \quad (6.3)$$

де V – об'єм певної ділянки шпинделя, мм^3

ρ – густина матеріалу з якого виготовлений шпиндель, кг/см^3 . Для сталі 40Х густина $\rho=7.85 \text{ кг/см}^3$.

Таблиця 6.1 – Результати розрахунку моментів інерції шпинделя

Позначення	Діаметр шпинделя d, мм	Довжина ділянки l, мм	Результат розрахунку, мм^4	Розрахунк. формула
I_1	100	110	$2.7 \cdot 10^7$	(5.25)
I_2	72	600	$1.75 \cdot 10^7$	(5.25)
I_3	75	200	$0.7 \cdot 10^7$	(5.25)
I_{PR}	-	-	$1.6 \cdot 10^4$	(5.26)

Об'єм циліндричних ділянок шпинделя визначимо за формулою (6.4):

$$V = \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot l \quad (6.4)$$

де R – радіус ділянки шпинделя, $мм$; l – довжина ділянки з радіусом R , $мм$

Результати розрахунку мас ділянок шпинделя згідно схеми, представленої на рисунок 6.1, зведемо у таблицю 6.2.

Таблиця 6.2 – Результати розрахунку маси ділянок шпинделя

Позначення	Зовнішній діаметр D , <i>мм</i>	Внутрішній діаметр d , <i>мм</i>	Довжина ділянки l , <i>мм</i>	Результат розрахунку маси, <i>кг</i>
m_1	140	80	35	11.4
m_2	80	50	110	10.6
m_3	70	36	600	53.3
m_4	57.5	37.5	200	9.4
m_5	100	55	40	6.9

Приведемо багатомасову систему до двомасової. Приведемо масу m_5 , m_4 в m_3 .

$$m_{PR2} = m_3 + m_4 \cdot 2 \cdot \frac{a^2 \cdot (a + 2l)}{l^3} + m_5 \cdot \frac{16a^2 \cdot (a + l)}{l^3} = 53.3 + 9.4 \cdot 2 \cdot \frac{200^2 \cdot (200 + 2 \cdot 600)}{600^3} + 6.9 \cdot \frac{16 \cdot 200^2 \cdot (200 + 600)}{600^3} = 74.54$$

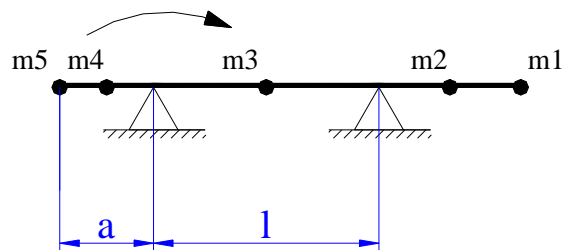


Рисунок 6.2 – Схема приведення маси m_5 , m_4 в m_3

Приведемо масу m_2 в m_1 .

$$m_{PR1} = m_1 + m_2 \cdot \frac{c + 2l}{8 \cdot (c + l)} = 11.4 + 10.6 \cdot \frac{110 \cdot 2 \cdot 600}{8 \cdot (110 + 600)} = 13.84 \text{ кг}$$

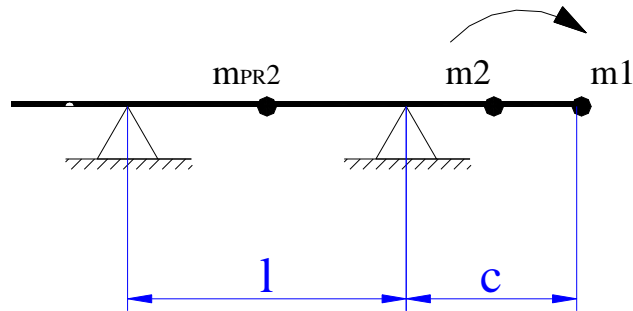


Рисунок 6.3 – Схема приведення маси m_2 в m_1

На рисунку 6.4 представлена приведена двохмасова система.

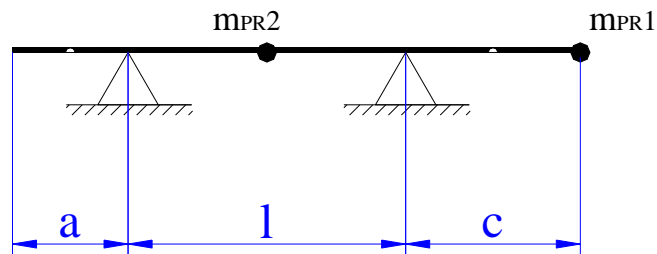


Рисунок 6.4 – Приведена двохмасова система

Розрахуємо частоти і форми власних коливань для двохмасової системи.

Визначимо δ_{11} , δ_{14} і δ_{44} , δ_{41} .

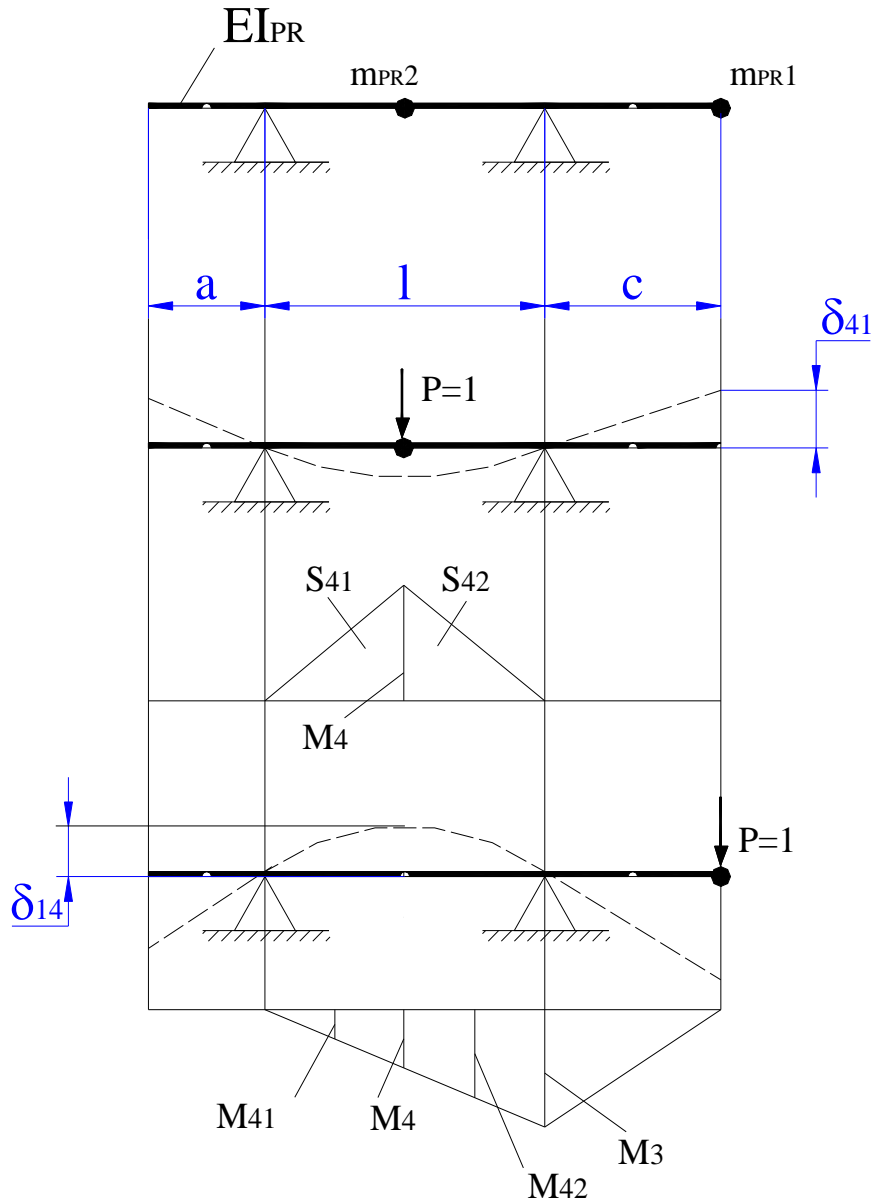


Рисунок 6.5 – Розрахункова схема для визначення деформацій δ_{11} і δ_{22}

$$\delta_{11} = \frac{1}{E \cdot I_{PR}} \cdot \left(\frac{(2c)^2 \cdot (2c + 2l)}{24} \right) = \frac{c^2 \cdot (c + l)}{3 \cdot E \cdot I_{PR}} \quad (6.5)$$

$$\delta_{14} = \delta_{41} = \frac{1}{E \cdot I_{PR}} \cdot \left(\frac{l^2 \cdot c}{16 \cdot 3} + \frac{l^2 \cdot 2c}{16 \cdot 3} \right) = \frac{l^2 \cdot c}{16 \cdot E \cdot I_{PR}} \quad (6.6)$$

$$\delta_{44} = \frac{1}{E \cdot I_{PR}} \cdot (S_{41} \cdot M_{41} + S_{42} \cdot M_{42}) = \frac{2}{E \cdot I_{PR}} \cdot \frac{l}{6} \cdot \frac{l^2}{16} = \frac{l^3}{48 \cdot E \cdot I_{PR}} \quad (6.7)$$

Складемо систему рівнянь коливань (6.8):

$$\begin{cases} u_1 = p^2 \cdot (\delta_{11} \cdot m_{PR1} \cdot u_1 + \delta_{14} \cdot m_{PR2} \cdot u_4) \\ u_2 = p^2 \cdot (\delta_{41} \cdot m_{PR1} \cdot u_1 + \delta_{44} \cdot m_{PR2} \cdot u_4) \end{cases} \quad (6.8)$$

Визначимо δ_{11} , δ_{14} і δ_{44} .

$$\delta_{11} = \frac{110^2 \cdot (110 + 600)}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1.6 \cdot 10^6} = 0.85 \cdot 10^{-6} \text{ Н/м}$$

$$\delta_{14} = \delta_{41} = \frac{600^2 \cdot 110}{16 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1.6 \cdot 10^7} = 0.74 \cdot 10^{-6} \text{ Н/м}$$

$$\delta_{44} = \frac{600^3}{48 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1.6 \cdot 10^7} = 1.34 \cdot 10^{-6} \text{ Н/м}$$

Підставивши числові значення у систему (5.72), одержимо

$$\begin{cases} u_1 = p^2 \cdot (0.85 \cdot 10^{-6} \cdot 13.84 \cdot u_1 + 0.74 \cdot 10^{-6} \cdot 74.54 \cdot u_4) \\ u_2 = p^2 \cdot (0.74 \cdot 10^{-6} \cdot 13.84 \cdot u_1 + 1.34 \cdot 10^{-6} \cdot 74.54 \cdot u_4) \end{cases}$$

$$\begin{cases} u_1 = p^2 \cdot (11.8 \cdot 10^{-6} \cdot u_1 + 55.2 \cdot 10^{-6} \cdot u_4) \\ u_2 = p^2 \cdot (10.2 \cdot 10^{-6} \cdot u_1 + 100 \cdot 10^{-6} \cdot u_4) \end{cases}$$

Прийmemo що $z = 10 \cdot 10^{-6} \cdot p^2$

$$\begin{cases} u_1 = 1.18 \cdot z \cdot u_1 + 5.52 \cdot z \cdot u_4 \\ u_2 = 1.02 \cdot z \cdot u_1 + 10 \cdot z \cdot u_4 \end{cases}$$

$$\begin{cases} u_1 = z \cdot (1.18 \cdot u_1 + 5.52 \cdot u_4) \\ u_2 = z \cdot (1.02 \cdot u_1 + 10 \cdot u_4) \end{cases}$$

$$\begin{cases} z \cdot (1.18 \cdot u_1 + 5.52 \cdot u_4) - u_1 = 0 \\ z \cdot (1.02 \cdot u_1 + 10 \cdot u_4) - u_4 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} u_1 \cdot (1.18 \cdot z - 1) + 5.52 \cdot u_4 \cdot z = 0 \\ u_1 \cdot 1.02 \cdot z + u_4 \cdot (10 \cdot z - 1) = 0 \end{cases}$$

$$D = \begin{vmatrix} 1.18 \cdot z - 1 & 5.52 \cdot z \\ 1.02 \cdot z & 10 \cdot z \end{vmatrix} = 0$$

Визначимо визначник:

$$(1.18 \cdot z - 1) \cdot (10 \cdot z - 1) - 1.02 \cdot z \cdot 5.52 \cdot z = 11.8 \cdot z^2 - 10 \cdot z - 1.18 \cdot z + 1 - 5.63 \cdot z^2 = \\ = 6.17 \cdot z^2 - 11.18 \cdot z + 1 = 0$$

Розв'яжемо квадратне рівняння, визначивши дискримінант:

$$D = 11.18^2 - 4 \cdot 6.17 = 100$$

$$z_1 = \frac{11.18 + \sqrt{100}}{12.34} = 1.7$$

$$z_2 = \frac{11.18 - \sqrt{100}}{12.34} = 0.096$$

Визначимо першу і другу власні частоти:

$$p_1 = \sqrt{\frac{0.096}{10 \cdot 10^{-6}}} = 98 \text{ рад/с}$$

$$p_2 = \sqrt{\frac{1.7}{10 \cdot 10^{-6}}} = 412.3 \text{ рад/с}$$

$$f_i = \frac{p_i}{2 \cdot \pi}$$

$$f_1 = \frac{98}{2 \cdot 3.14} \approx 15.6 \text{ Гц}$$

$$f_2 = \frac{412.3}{2 \cdot 3.14} \approx 65.4 \text{ Гц}$$

Для розрахунку форм коливань використаємо рівняння (6.9)

$$\frac{u_4}{u_1} = \frac{1.18 \cdot z - 1}{5.52 \cdot z} \quad (6.9)$$

Амплітуда переміщень в т.1 для першої і другої форми коливань, умовно приймаємо за 1. Тобто $u_1 = u_2 = 1$. Тоді:

$$u_{41} = \frac{1.18 \cdot z_1 - 1}{5.52 \cdot z_1} = \frac{1.18 \cdot 1.7 - 1}{5.52 \cdot 1.7} = 0.107$$

$$u_{44} = \frac{1.18 \cdot z_2 - 1}{5.52 \cdot z_2} = \frac{1.18 \cdot 0.096 - 1}{5.52 \cdot 0.096} = -1.673$$

Перша форма коливань Р1 представлена на рисунку 6.6

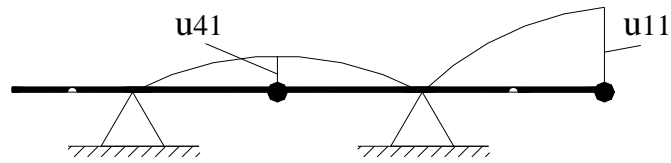


Рисунок 6.6 – Форма перших коливань

Друга форма коливань Р2 представлена на рисунку 6.7

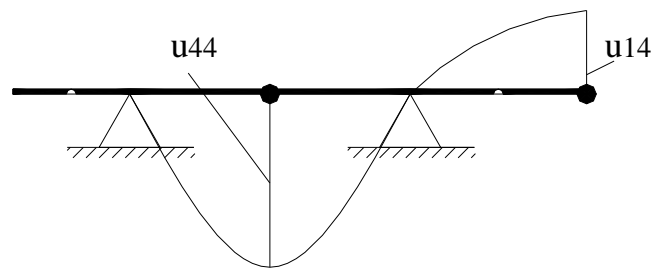


Рисунок 6.7 – Форма других коливань

Приведемо двох масову систему до одномасової з розміщенням маси на крайньому кінці шпинделя. Розрахункова схема приведення на рисунку 6.8

$$m_{PR} = m_{PR1} + \mu \cdot m_{PR2} \quad (6.10)$$

$$\mu = \frac{\delta_{44}}{\delta_{11}} = \frac{1.34 \cdot 10^{-6}}{0.85 \cdot 10^{-6}} = 1.58$$

На основі рівняння (6.8) визначимо приведену масу:

$$m_{PR} = 13.84 + 1.58 \cdot 74.54 = 131.61 \text{ кг}$$

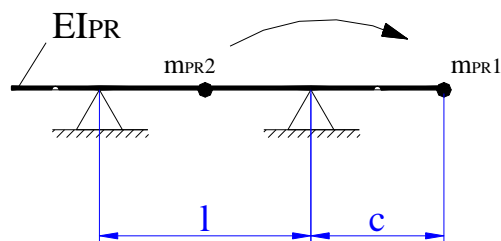


Рисунок 6.8 – Схема приведення двох масової системи до одномасової

На рисунку 6.9 представлена система приведена до одномасової системи. Розрахуємо першу власну частоту для одно масової системи.

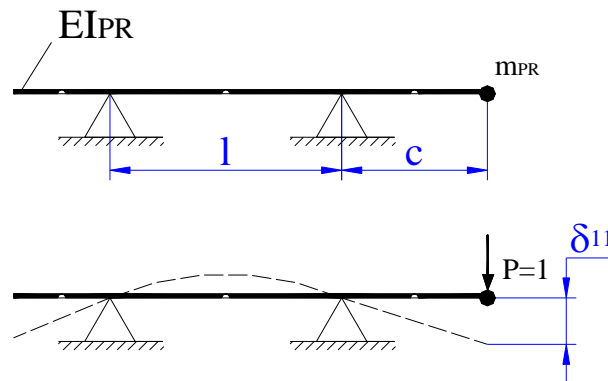


Рисунок 6.9 – Одномасова приведена система

Перша власна частота для одномасової системи:

$$p_1 = \sqrt{\frac{1}{m_{PR} \cdot \delta_{11}}} = \sqrt{\frac{1}{131.61 \cdot 0.85 \cdot 10^{-6}}} = 94.5 \text{ рад/с}$$

Провівши порівняння перших власних частот коливань отриманих шляхом застосування різних динамічних моделей шпindelних вузлів можемо сказати що шпindel розрахований правильно, так як перші частоти для двох динамічних моделей практично однакові.

7. ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

7.1 Характеристика технічного рівня проектного верстата

Токарний верстат з ЧПК та револьверною головкою призначений для обробки циліндричних заготовок, переважно з прокату. Клас точності верстата „П” за ГОСТ 8-82.

Розроблені складові частини (складальні одиниці), основні комплектуючі та покупні вироби і матеріали, які забезпечують працездатність нового верстата, відповідають нормативним документам за технічними характеристиками, режимами роботи, гарантійними термінами роботи і умовами експлуатації.

7.1.1. Розрахунок показників рівня та якості проектного виробу

В умовах науково – технічного прогресу якість засобів виробництва залишається одним з основних факторів зростання суспільного виробництва. Існує нерозривний зв'язок між науково-технічним прогресом і підвищенням якості продукції.

За кількістю характеризованих властивостей продукції показники якості підрозділяються на одиничні і комплексні. Серед показників якості, що характеризують вибір як об'єкт експлуатації, можна виділити такі основні групи експлуатаційних показників: показники призначення, надійності, ергономіки, екологічні, естетики і патентно – правові.

Показники призначення характеризують ступінь відповідності машини її цільовому призначенню, конструктивне виконання і основні розміри, стійкість до зовнішніх, наприклад, механічних, теплових, кліматичних та інших впливів:

$$k_1^a = 0.79$$

$$k_1^{i\delta} = 1.0$$

До показників надійності відносяться безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність і збережуваність.

Безвідмовність – це властивість машини виконувати задані функції, зберігаючи свої експлуатаційні показники в заданих межах протягом потрібного проміжку часу. Показниками безвідмовності є вірогідність безвідмовної роботи, середнє напрацювання до першої відмови, інтенсивність відмов, гарантійне обслуговування.

$$k_2^a = 1.1 \qquad k_2^{i\delta} = 1.2$$

Довговічність машини характеризує терміни її служби із врахуванням фізичного і морального зношування до першого капітального ремонту, модернізації або списання. Показники довговічності – це ресурси, середній термін служби, до першого капітального ремонту, міжремонтний термін служби, термін служби до списання, ресурс до першого капітального ремонту.

$$k_3^a = 1.0 \qquad k_3^{i\delta} = 1.0$$

Ремонтпридатність – властивість машини, що полягає в її пристосуванні до передбачення, виявлення та усунення відмов і несправностей при технічному обслуговуванні та ремонті. До показників ремонтпридатності відносяться: вірогідність відновлення в заданий час, середній час відновлення, середню питому трудомісткість технічного обслуговування, середню трудомісткість ремонтів.

$$k_4^a = 0.9 \qquad k_4^{i\delta} = 1.0$$

Ергономічні показники характеризують машину в системі людина – машина і враховують її пристосованість до антропометричних, біохімічних, фізіологічних та інженерно – психологічних особливостей людини, що проявляються у виробничих процесах.

$$k_5^a = 1.1 \qquad k_5^{i\delta} = 1.3$$

Екологічні показники характеризують машину з точки зору вірогідного забруднення навколишнього середовища шкідливими відходами при зберіганні, транспортуванні та експлуатації.

$$k_6^a = 0.93 \qquad k_6^{i\delta} = 1.22$$

Результати диференційованої оцінки технічного рівня і якості проєктованого верстата порівняно з кращими світовими досягненнями позначаються таким чином:

«П» – перевищує;

«В» – відповідає;

«Н» – не відповідає.

Комплексний показник якості проєктованого верстата розраховується за формулою (6.1):

$$P_k = \prod_{i=1} K_i \cdot D_i \quad (6.1)$$

де P_k – комплексний показник якості проєктованого верстата;

K_i – відносні показники якості, визначені співставленням числових значень

одиничних показників якості проєктованого і замінюваного приладу;

D_i – коефіцієнти вагомості i -го одиничного показника якості, який визначає

його відносну значимість.

$$\left(\prod_{i=1} D_i = 1 \right)$$

$$P_k = 1.0 \cdot 0.4 + 1.1 \cdot 0.1 + 1.2 \cdot 0.1 + 1.0 \cdot 1.1 + 1.0 \cdot 0.1 + 1.3 \cdot 0.1 + 1.22 \cdot 0.1 = 108$$

При оцінці рівня якості машини можливі три варіанти:

1) за всіма показниками $P_{ki} > 1.0$;

2) за одними показниками $P_{ki} > 1.0$, за іншими - $P_{ki} = 1.0$ і за третіми - $P_{ki} < 1.0$

Так як в даному випадку за виконаними розрахунками $P_{ki} > 1.0$, проєктування і впровадження модернізованого верстата є доцільним.

Таблиця 7.1 - Показники технічного рівня і якості

Показники	Одиниця вимірюв.	Значення показника				Результати диференційованої оцінки технічного рівня проєкт. верстата
		проєктв. Верстата	базового верстата	кращих аналогів		
				вітчизняного	зарубіжного	
Призначення:						
■ продуктивність		1.0	0.79	0.9	1.0	0.4
■ точність обробки зразків деталей		1.1	1.0	1.0	1.0	0.11
Надійності:						
■ безвідмовність		1.2	1.1	1.1	1.2	0.12
■ довговічність		1.0	1.0	1.0	1.1	0.1
■ ремонтпридатність		1.0	0.9	0.9	1.0	0.1
Ергономічні		1.3	1.0	1.0	1.2	0.13
Екологічні		1.22	0.93	1.0	1.1	0.12

7.2 Обґрунтування економічної ефективності розробленої конструкції токарного верстата

На існуючому технологічному процесі обробка деталі виконується на гама металорізальних верстатах. Цей процес має велику трудомісткість.

Виходячи з конструктивного призначення та можливості обробки деталі пропонуємо виконувати обробку на спеціальному токарному верстаті.

В порівнянні з базовою моделлю новий верстат має ряд переваг:

- підвищення продуктивності;
- підвищення точності обробки деталей;
- збільшення жорсткості і вібростійкості;
- збільшення терміну служби до першого капітального ремонту.

Розрахунок річного економічного ефекту

Економічний ефект на один верстат

Економічний ефект на один верстат визначається за формулою (6.2) [19]

$$E = \left[K_1 \cdot \beta \cdot \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} + \frac{(H_1 - H_2) - E_H \cdot (K'_2 - K'_1)}{P_2 + E_H} \right] - K_2 \quad (6.2)$$

де K_1 і K_2 – капіталовкладення споживача відповідно базового і нового верстата, грн ;

$\beta = \frac{\beta_2}{\beta_1}$ – коефіцієнт приведення;

β_1, β_2 – продуктивність базового і нового верстата;

P_1 і P_2 – долі амортизаційних відчислень від балансової вартості на

повне

відновлення (реновацію) верстата;

$$P_1 = \frac{1}{T_1}; P_2 = \frac{1}{T_2}$$

T_1, T_2 – термін служби базового і нового верстата

E_H – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень
рівний $E_H = 0.15$;

H_1, H_2 – річні експлуатаційні розходи споживача при використанні ним базового і нового верстату з розрахунку на річний об'єм продукції, що виготовляється при допомозі нового верстата, грн;

K'_1, K'_2 – текучі капітальні вкладення споживача (без вартості верстата) при використовуванні базового і нового верстатів з розрахунку на річний об'єм продукції, що випускається при допомозі нового верстата, грн;

$\frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H}$ – коефіцієнт врахування зміни терміну служби нового верстату при порівнянні з базовим.

Розрахунок капітальних вкладень по порівняльних варіантах

Капітальні вкладення по порівняльних варіантах розраховуються по наступним змінним при впровадженні нової техніки елементам затрат [8, 3-1]

$$K = K_{об} + K_{ущ} + K_{зд} + K_{осн} + K_o + K_{нир},$$

де K – капітальні затрати по варіанту, грн.;

$K_{об}$ – затрати на придбання обладнання по балансовій вартості з
розходами на транспортування, фундаменти і монтаж, грн;
 $K_{ущ}$ – затрати, що зв'язані з ліквідацією діючого обладнання, грн;
 $K_{зд}$ – затрати на виробничі приміщення, грн;
 $K_{осн}$ – затрати на оснастку(приспосування), інструмент терміном
служби більше року, грн;
 K_o – затрати (економія), що зв'язані збільшенням обігових коштів;
 $K_{нир}$ – затрати на науково-дослідні, проектно-конструкторські роботи
та виготовлення, та впровадження нової техніки.

8. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

8.1 Планування робочого місця

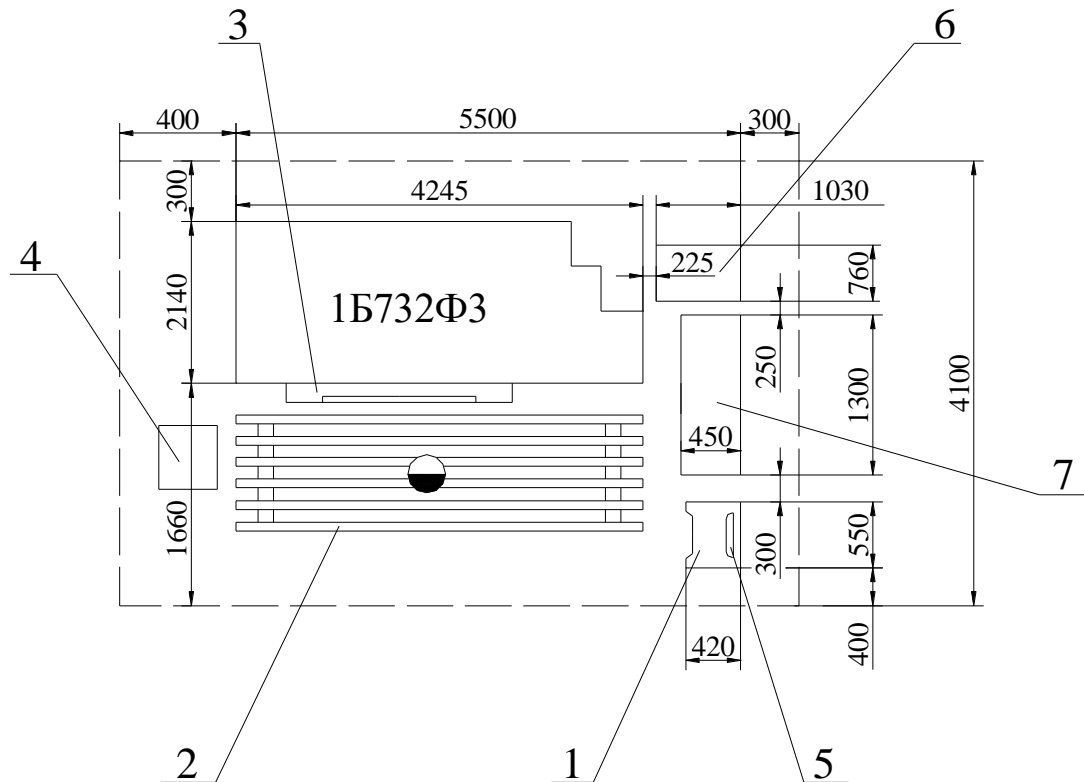


Рисунок 8.1 – Планування робочого місця токаря при обробці деталі в центрах.

- 1 – інструментальна тумба; 2 – решітка під ноги; 3 – захисний екран;
4 – урна для сміття; 5 – папір для креслення; 6 – гідросистема;
7 – система ЧПК.

Площа робочого місця на токарному верстаті:

$$S = (5500 + 400 + 300) \cdot 4100 = 25.42 \text{ м}^2$$

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

Виробниче приміщення, в якому проходить процес обробки різанням,

повинно відповідати вимогам СНиП 11-2-80, СНиП 11-89-80 і санітарним вимогам проектування виробничих приміщень СН 245-71. Дільниця повинна бути обладнана засобами пожежегасіння згідно ГОСТ 12.4.009-83. При обробці заготовок, які виходять за межі обладнання, встановлюються переносні огорожі.

Вміст шкідливих речовин у повітрі не повинен перевищувати граничнодопустимих концентрацій (ГДК), які оцінюються в міліграмах на метр кубічний і норм, які вказані в ГОСТ 12.1.005-76 і СН 245-71.

Параметри мікроклімату дільниці повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.1.005-76. Оптимальна вологість 30..60 % при температурі повітря 18.20 °С.

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

Загальний рівень звукового тиску в механічних, ремонтних і інструментальних цехах, що створюються металорізальним обладнанням, знаходяться в межах 85 – 100 дБ, яка досягає в окремих випадках 105 – 114 дБ. Спектр шуму в основному середній і високочастотний.

Температура в цеху де знаходиться верстат повинна бути не вище 20°С, відповідно до вимог експлуатації верстатів з ЧПК.

8.2 Розрахунок амортизаторів верстата

Вібрація бере участь в багатьох технологічних процесах при механічній обробці матеріалів і має значний вплив на роботу обладнання і на процес обробки.

Одним із способів зменшення впливу вібрації є її ізоляція.

Віброізоляція заключається в зменшенні передачі коливань від джерела до захищеного об'єкту шляхом введення в систему додаткових гнучких зв'язків і здійснюється через встановлення джерел коливань на віброізолятори і використання пружних прокладок.

При встановленні станини верстата на пружний елемент (див.рис.8.2)

необхідно вибрати площу контакту станини і віброізолюючої прокладки і її товщину. Характеристика такої віброізоляції буде наступною: дешевизна матеріалу і простота виготовлення ізолюючої прокладки, слабке ослаблення коливань і простота монтажу виготовлених віброізоляторів. Тому їх використовують для монтажу не дуже відповідальних верстатів, які працюють в нормальних умовах по відношенню до механічних коливань і самі їх створюють незначній мірі. Віброізолюючими матеріалами служать: гума, гідропласт, поролон, фетр, сукно технічне і інші.

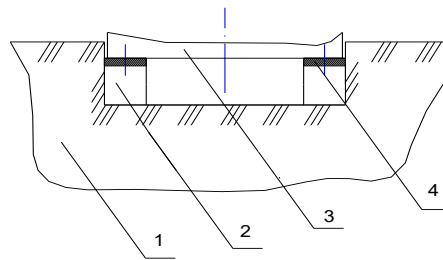


Рисунок 8.2 – Схема монтажу станини верстата на пружні віброізолятори.

1 – фундамент; 2 – опора; 3 – станина; 4 – пружний елемент.

Виберемо матеріал і розрахуємо розміри пружного елемента для віброізоляції токарного верстата нормальної точності масою 11300 кг, розміри опорної поверхні 2140·4245 мм, віброізоляцію провести для частоти 500 Гц. Визначимо жорсткість вибраного пружного елемента і коефіцієнт демпфування при його використанні .

Для настройки віброізолятора на частоту основної конструкції вибираємо орієнтовний декремент коливань матеріалу віброізолятора в межах $\leq 0.5 \dots 0.7$. [3, табл.18].

По формулі (7.9)

$$f_1 = \frac{h_{cp}}{5 \cdot l^2 \max} \cdot \sqrt{\frac{E}{g}} \quad (8.1)$$

де f_1 – збурюючі частота, Гц; h_{cp} – середня висота елемента, м;

l_{\max} – максимальна довжина опорної поверхні, м;

E – модуль пружності матеріалу елемента, $\frac{H}{m^2}$;

q – густина матеріалу елемента, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

Знаходимо співвідношення геометричних параметрів вибраного пружного елемента “АГАТ” шириною 90 мм [3,табл. 18]:

$$\frac{h_{cp}}{l^2_{max}} = 5 \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{g}{E}}$$

для якого знаходимо значення по [3, табл. 18]: $E = 1.4 \cdot 10^9$, $q = 1.4 \cdot 10^3$.

Тоді для заданої частоти 500 Гц маємо :

$$\frac{h_{cp}}{l^2_{max}} = 5 \cdot 500 \cdot \sqrt{\frac{800}{2.1 \cdot 10^9}} = 0.79$$

Для опорної площі розмірами 2140·4245 мм маємо:

$l_{max} = 4245$ мм;

звідси: $h_{cp} = 0.79 \cdot l_{max}^2 = 0.79 \cdot 4.245^2 = 14.24$ м.

Маса пружного елемента:

$$M = h_{c\delta} \cdot S \cdot g \quad (8.2)$$

де S – площа пружного елемента

$$S = 14240 \cdot 2140 \cdot 4245 = 129.7 \text{ м}^2$$

$$M = 1400 \cdot 14.24 \cdot 129.7 = 2585 \text{ кг}$$

Жорсткість пружного елемента:

$$C = M \cdot \omega^2 \quad (8.3)$$

де ω – колова частота коливань матеріалу пружного елемента, $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (8.4)$$

де f – частота власних коливань матеріалу пружного елемента, Гц

$$f = 200 \text{ Гц, [3, табл.18]}$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot 200 = 1256.6 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$C = 2585 \cdot 1256.6^2 = 3710 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Коефіцієнт демпфування:

$$K = \delta \cdot \sqrt{\tilde{N} \cdot \dot{l}} \quad (7.13)$$

де x – декремент коливань вибраного матеріалу, “АГАТ” $x=0.6$ [3, табл.18].

$$K = 0.6 \cdot \sqrt{3710 \cdot 10^6 \cdot 2585} = 1858 \cdot 10^3$$

Отже, вибраний матеріал задовольняє вимоги щодо гасіння коливань і розмірів віброізолятора, при цьому володіючи необхідними механічними властивостями.

8.3. Застосування основних способів ведення рятувальних робіт на промислових підприємствах.

Проблема запобігання виникнення надзвичайних ситуацій техногенного походження та ліквідація їх наслідків для України є однією з найактуальніших.

У післявоєнний період в Україні посилено розвивались виробництва хімічної промисловості, будувались атомні електростанції, впроваджувалися екологічно шкідливі технології. Незважаючи на велику кількість заходів, які здійснюються для забезпечення надійного функціонування промислових об'єктів, неможливо повністю виключити ризик виникнення аварійних ситуацій техногенного характеру.

Не випадково у статті 8 Закону України “Про Цивільну оборону України” наголошено, що “Керівництво підприємства, установ і організацій незалежно від форм власності і підпорядкування забезпечує своїх працівників засобами індивідуального і колективного захисту, організовує здійснення евакозаходів, створює сили для ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій та забезпечує їх готовність до практичних дій, виконує інші заходи з ЦО і несе пов'язані з цим матеріальні та фінансові витрати в порядку та обсягах, передбачених законодавством”. (Частина перша статті 8 в редакції Закону № 555-14 від 24.03.99).

Радіаційні, хімічні і вибухонебезпечні підприємства додатково створюють локальні системи виявлення загрози виникнення надзвичайної ситуації та оповіщення персоналу і населення, що проживає в зонах можливого ураження.

Керівництво підприємства, запроваджують інженерно-технічні заходи, що зменшують ступінь ризику виникнення аварій, пожеж та вибухів, і несуть витрати щодо їх здійснення в обсягах, передбачених відповідними нормативно-правовими актами. (Частина друга статті 8 із змінами, внесеними згідно із Законом № 555-14 від 24.03.99).

Власники потенційно небезпечних об'єктів відповідають за захист населення, що проживає в зонах можливого ураження, від наслідків аварій на цих об'єктах. (Частина третя статті 8 із змінами, внесеними згідно із Законом № 555-14 від 24.03.99).

Суть рятувальних та інших невідкладних робіт – це усунення безпосередньої загрози життю та здоров'ю людей, відновлення життєзабезпечення населення, запобігання або значне зменшення матеріальних збитків. Рятувальні та інші невідкладні роботи включають також усунення пошкоджень, які заважають проведенню рятувальних робіт, створення умов для наступного проведення відновлювальних робіт. РІНР поділяють на рятувальні роботи і невідкладні роботи.

До рятувальних робіт відносяться:

- розвідка маршруту руху сил, визначення обсягу та ступеня руйнувань, розмірів зон зараження, швидкості і напрямку розповсюдження зараженої хмари чи пожежі;
- локалізація та гасіння пожеж на маршруті руху сил та ділянках робіт;
- визначення об'єктів і населених пунктів, яким безпосередньо загрожує небезпека;
- визначення потрібного угруповання сил і засобів запобігання і локалізації небезпеки;
- пошук уражених та звільнених їх з-під завалів, пошкоджених та палаючих будинків, із загазованих та задимлених приміщень;
- розкриття завалених захисних споруд та рятування з них людей;
- надання потерпілим першої допомоги та евакуації їх (при необхідності) у лікувальні заклади;

- вивіз або вивід населення із небезпечних місць у безпечні райони;
- організація комендантської служби, охорона матеріальних цінностей і громадського порядку;
- відновлення життєздатності населених пунктів і об'єктів;
- пошук, розпізнання і поховання загиблих;
- санітарна обробка уражених;
- знезараження одягу, взуття, засобів індивідуального захисту, територій, споруд, а також техніки;
- соціально-психологічна реабілітація населення.

До невідкладних робіт відноситься:

- прокладання колонних шляхів та улаштування проїздів (проходів) у завалах та зараженій території;
- локалізація аварій на водопровідних, енергетичних, газових і технологічних мережах;
- ремонт та тимчасове відновлення роботи комунально-енергетичних систем і мереж зв'язку для забезпечення рятувальних робіт;
- зміцнення або руйнування конструкцій, які загрожують обвалам і безпечному веденню робіт.

Рятувальні та інші невідкладні роботи здійснюються в три етапи.

На першому етапі вирішується завдання:

- щодо екстреного захисту населення;
- запобігання розвитку чи зменшення впливу наслідків;
- з підготовки до виконання РІНР.

Основними заходами щодо екстреного захисту населення є:

- оповіщення про небезпеку;
- використання засобів захисту;
- додержання режимів поведінки;
- евакуація з небезпечних у безпечні райони;

- здійснення санітарної, гігієнічної, протиепідемічної профілактики і надання медичної допомоги;
- локалізація аварій;
- зупинка чи зміна технологічного процесу виробництва;
- попередження (запобігання) і гасіння пожежі.

На другому етапі проводяться:

- пошук потерпілих;
- витягання потерпілих з-під завалів, з палаючих будинків, пошкоджених транспортних засобів;
- евакуація людей із зони лиха, аварій, осередку ураження;
- надання медичної допомоги;
- санітарна обробка людей;
- знезараження одягу, майна, техніки, території;
- проведення інших невідкладних робіт, що сприяють і забезпечують здійснення рятувальних робіт.

На третьому етапі вирішуються завдання щодо забезпечення життєдіяльності населення у районах, які потерпіли від наслідків НС:

- відновлення чи будівництво житла;
- відновлення енерго-, тепло-, водо-, газопостачання, ліній зв'язку;
- організація медичного обслуговування;
- забезпечення продовольством і предметами першої необхідності;
- знезараження харчів, води, фуражу, техніки, майна, території;
- відшкодування збитків;
- знезараження майна, території, техніки.

Відновлювальні роботи ЦО не виконує, їх здійснюють спеціально створені підрозділи (бригади). Залежно від рівня надзвичайної ситуації (загальнодержавного, регіонального, місцевого чи об'єктового) для проведення РІНР залучаються сили і засоби ЦО центрального, регіонального або об'єктового підпорядкування.

"Стаття 12. Для забезпечення заходів з цивільної оборони, захисту населення і місцевостей від наслідків надзвичайних ситуацій та проведення спеціальних робіт у міністерствах, інших центральних органах виконавчої влади, місцевих державних адміністраціях, на підприємствах, в установах і організаціях незалежно від форм власності і підпорядкування створюються спеціалізовані служби цивільної оборони: енергетики, захисту сільськогосподарських тварин і рослин, інженерні, комунально-технічні, матеріального забезпечення, медичні, оповіщення і зв'язку, протипожежні, торгівлі і харчування, технічні, транспортного забезпечення та інші. Для проведення евакуаційних заходів в умовах надзвичайних ситуацій на базі місцевих державних адміністрацій створюються евакуаційні комісії.

У разі коли підприємством, установою, організацією не здійснюються ці заходи або допускаються порушення в технологічному процесі, не дотримуються правила зберігання, транспортування, використання, знешкодження та захоронення сильнодіючих отруйних, радіоактивних і вибухових речовин, що може призвести до надзвичайної ситуації, штаби цивільної оборони вносять відповідним органам пропозиції щодо застосування до цього підприємства (установи, організації) відповідних санкцій, а також притягнення посадових осіб, винних у порушеннях, до відповідальності згідно з чинним законодавством.

Для проведення рятувальних та інших невідкладних робіт у разі надзвичайних ситуацій застосовуються сили цивільної оборони: війська, спеціалізовані і невоєнізовані формування. Порядок повсякденного функціонування військ цивільної оборони та дії їх у надзвичайних ситуаціях визначаються Статутом військ Цивільної оборони України.

Спеціалізовані формування цивільної оборони – це складова частина сил цивільної оборони, що призначена для виконання специфічних робіт, пов'язаних з радіаційною та хімічною небезпекою, значними руйнуваннями, аварійними ситуаціями на нафтогазодобувних промислах.

Локалізація і гасіння пожеж. Щоб проводити рятувальні роботи в будинках, необхідно в першу чергу забезпечити доступ формувань у вогнище поразки, локалізувати, а потім і згасити пожежі. Тому рятувальні роботи включають також активні дії по боротьбі з пожежами.

Роботи з локалізації і ліквідації вогнищ пожеж організуються протипожежною службою і проводяться протипожежними формуваннями (командами пожежегасіння і добровільних пожежних дружин) одночасно з іншими видами рятувальних робіт.

Надання першої медичної і першої лікарської допомоги ураженим. Надання медичної допомоги ураженим є одним з головних видів рятувальних робіт. Від своєчасного проведення цих робіт залежить життя багатьох людей.

Надання першої медичної і першої лікарської допомоги ураженим організується медичною службою і проводиться силами медичних формувань, що діють у тісній взаємодії з рятувальними й другими формуваннями ЦО.

Перша медична допомога у вогнищі ядерної поразки виявляється ураженим безпосередньо на місці їхнього виявлення. Порядок і способи надання медичної допомоги визначаються в залежності від їхнього стану. В міру надання першої медичної допомоги уражені евакуюються на медичний пункт.

Евакуація уражених на медичні пункти організується командиром формування і здійснюється вантажним і санітарним автотранспортом, що мається у формуванні, і транспортом, виділеним старшим начальником для цих цілей.

Локалізація аварій на електромережах. Руйнування електромереж може привести до короткого замикання, виникненню пожеж і поразці людей електричним струмом.

Локалізація аварій на електромережах високої напруги являє собою роботи, виконання яких може бути доручено головним чином фахівцям-

електрикам. Ця робота складається: у знеструмленні мереж і пристрої найпростіших заземлень при дерев'яних опорах і при металевих опорах у районі ведення рятувальних робіт, у розбиранні металевих і дерев'яних опор (щогл) для найшвидшого відновлення тимчасових ліній електропередач до найбільш відповідальних об'єктів (якщо збереглися електростанції). На мережах низької напруги ця робота складається: у відключенні від мережі ушкодженої ділянки рубильником, роз'єднанні чи запобіжників у відрізьку проводів від мережі, у збиранні проводів із землі і підвіску їхній до тимчасових опор.

Для усунення аварій електроосвітлювальних мереж залучаються фахівці-електрики, що повинні бути забезпечені гумовими рукавичками, взуттям і іншими спеціальними засобами, а також спеціальним інструментом. Крім того, електрики повинні вміти робити допомога потерпілим від електричного струму.

Укріплення або обвалення конструкцій, які загрожують обвалом і безпеці руху, веденню рятувальних робіт. У процесі робіт необхідно попередити можливу небезпеку обвалення ушкоджених будинків на проїзну частину вулиць, або на укриття, що розкриваються. Для цього тимчасово чи зміцнюють обрушають конструкції будинків, що грозять обвалом.

Після огляду аварійного будинку й окремих конструкцій кріплення їх у залежності від висоти виробляється в такий спосіб: стіни висотою до 6 м зміцнюють установкою простих дерев'яних чи металевих підкосів під кутом 45—60° до обр'ю.

Стіни будинку висотою 12 м і більш зміцнюються подвійними підкосами. В обох випадках кількість підкосів визначається стійкістю будинку, що закріплюється. Звичайно підкоси встановлюються в кожному простінку будинку.

Для кріплення можуть використовуватися елементи зруйнованих будинків і конструкції (металеві і дерев'яні балки, бруси, диски п колоди).

Стіни будинку й окремих конструкцій можуть зміцнюватися за допомогою розпірок на тросах. У випадках, коли можливе обвалення хитких частин будинку, їх обрушають за допомогою лебідки чи троса трактором. Для цього обстежують конструкцію, що грозить обвалом, і вибирають спосіб робіт. У район робіт сторонні не допускаються. Лебідку встановлюють на відстані не менш двох висот конструкції, що обрушується, і закріплюють трос на конструкції. Потім, якщо необхідно, послабляють перетин стіни, роблячи горизонтальні і вертикальні борозни з боку, протилежної обваленню. По сигналі командира формування роблять натяг троса лебідкою й обрушають конструкцію. Обвалення хитливих конструкцій будинків можливо також способом підриву.

Тимчасове відновлення і ремонт ушкоджених ліній зв'язку. Зв'язок має важливе значення для керування силами ЦО в ході проведення рятувальних і невідкладних аварійно-відбудовних робіт. Тому поряд із проведенням рятувальних і невідкладних аварійно – відновлювальних робіт здійснюється відновлення ушкоджених ядерним вибухом ліній зв'язку. Відбудовні роботи організуються начальником служби зв'язку, що використовує для цієї мети наявні формування зв'язку.

До відновлення ушкоджених ліній зв'язку для управління використовуються радіо і проводові засоби зв'язку, прокладені у вогнищі поразки за допомогою польового кабелю.

9. ЕКОЛОГІЯ

Шкідливі викиди та відходи

Промислові викиди в атмосферу

При роботі металорізального обладнання всіх видів з застосуванням мастильно-охолоджуючої рідини (емульсій, масел, сульфозфрезолу) повітря забруднюється аерозолями (туманами) цих речовин. Обробки в суху абразивним інструментом (шліфувальним і полірувальним кругами) супроводжується виділеннями абразивного пилу.

Стічні води

Забруднення стічних вод мінеральними маслами і іншими нафтопродуктами проходить при таких процесах, як термообробки і знежирення деталей, обробки різанням, а також за рахунок витікання із системи мастил і забруднення масло господарств.

Масло, що знаходиться в стічних водах частково плаває на поверхні, а частково емульсовано. Розчинність мінеральних масел в воді дуже мала і нею практично можна знехтувати. Кількість в стоках масла, що плаває коливається від декількох міліграм до сотень грамів на 1 літр води і залежить від організації технологічного процесу, стану обладнання і трубопроводів, загальної культури виробництва і т.д. Основна частина такого масла виділяється з води в відстійниках і нафтовловлювачах. емульсії мінеральних мастил в воді відрізняються високою стійкістю, що утруднює очистку стоків, що містять мастила. Причиною стійкості масляних емульсій є їх висока дисперсність і низька концентрація в стоках, а також наявності в них емульгаторів (стабілізаторів).

Тверді відходи

Тверді відходи машинобудівних підприємств мають обмежену номенклатуру і доволі сталі по складу, хоча кількість відходів того чи іншого виду може коливатися в широких межах в залежності не тільки від

масштабів виробництва, а також від характеру застосовуваної технології і продукції, що випускається.

Деякі види твердих відходів характерні лише до деякого виду виробництва.

До твердих відходів відносяться також значна кількість пилу (абразивного і ін.), що затримується пиловловлюючими установками різних типів.

З порохваних твердих відходів утилізуються головним чином метали, що здаються підприємствами. Велику кількість інших відходів поки що не утилізують: їх спалюють або вивозять на звалища.

Промислові шуми і вібрації

Технологічні процеси, що супроводжуються інтенсивним шумом, використовуються практично на всіх стадіях виробничого циклу. Нерідко застосовувані технологічне обладнання і механізований інструмент створюють також сильні вібрації. Різноманітність джерел шуму і вібрації обумовлює наявність всіх їх різновидностей.

10. СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ (САПР)

10.1 Основні задачі САПР в технологічній та конструкторській підготовці виробництва

Сучасний етап розвитку машинобудівного виробництва характеризується двома тенденціями: з однієї сторони – скорочення "життєвого циклу" виробів (тобто періоду знаходження виробу у виробництві до заміни його на іншу, більш досконалу модель), а з другої – постійне збільшення тривалості циклу технологічної підготовки виробництва (ТПВ) нових виробів, так як конструкції постійно ускладнюються, вимагають розробки все більшого об'єму технічної документації, розробки, освоєння і використання нових технологічних процесів. Так, в машинобудуванні в середньому за 20 років "життєвий цикл" скорочується приблизно в 3 рази, а тривалість ТПВ збільшується приблизно в 2 рази.

Проблеми автоматизації виробництва доцільно вирішувати в складі інтегрованого виробничого комплексу (ІПК), який охоплює всі стадії виробництва: дослідження, конструювання, технологічну підготовку і організацію виробництва. В зв'язку з цим виникла необхідність розглядати виробничу систему, яку в машинобудуванні розглядають комп'ютеризованим інтегрованим виробництвом. В такій системі організація функціонування виробництва здійснюється шляхом використання інтегрованої бази даних, яка дозволяє автоматизувати управління інформаційними і матеріальними потоками між різними виробничими підсистемами.

Технологічне проектування є дуже трудомістким процесом. В машинобудуванні реальні затрати часу на розробку маршруту технологічного процесу з вибором обладнання для операцій складають 4-25 годин; розробка операцій до рівня переходів з призначенням оснащення, розрахунком режимів різання і нормуванням – 10-80 год.; розробка і оформлення операційних ескізів – 2-40 год.; конструювання спеціального інструменту – 0.5-50 год. Прорахунок декількох варіантів технологічного процесу теж дуже

трудомісткий. Звичайно при традиційних методах проектування розробляється лише один варіант і тільки на рівні маршрутного технологічного процесу. Ясно, що такі варіанти не є оптимальними, а сумарні втрати виробництва при цьому значні.

Успішне вирішення вказаних проблем можливе лише при широкому впровадженні САПР ТП, заснованих на використанні ЕОМ. САПР ТП дозволяє вивільнити проектувальника від виконання часто повторюваних нетворчих задач і тим самим вивільнити час і сили для вирішення задач, направлених на вироблення напрямків технічного прогресу підприємства, визначення перспектив його розвитку, дозволяє різко підвищити продуктивність праці технологічних служб, покращити якість проєктованих технологічних процесів. Можливість детального пропрацювання ТП забезпечує як підвищення якості процесів виробництва, так і підвищення точності технічного нормування. Остання обставина має величезне значення для адекватної оцінки затрат праці, а значить, і обґрунтованої оплати праці і встановлення цін на вироби.

Детальний аналіз можливостей застосування обчислювальної техніки і заснованих на них САПР в процесі ТПВ доцільно проводити, розділивши вирішувані при ТПВ технологічні задачі на чотири групи: оформлення документів, пошук інформації, інженерні розрахунки, прийняття рішень.

Перша з вказаних груп задач завжди присутня при проектуванні і звичайно займає біля 30-50% загальних затрат часу. Ці роботи практично повністю можуть виконуватися технічними засобами САПР. Так, при оформленні текстових документів забезпечується продуктивність більше 1000 рядків в хвилину про довжині рядка до 130 символів. При оформленні графічних документів забезпечується продуктивність викреслювання ліній до 800-1000 мм/с.

Друга група задач зв'язана з пошуком необхідної інформації про сортамент матеріалів, характеристики обладнання та оснащення, режими різання, а також пошук аналогів. Ця сфера діяльності при проектуванні, на

яку звичайно зараз затрачається 15-20% загального фонду часу, також повністю піддається автоматизації на основі використання інструментальних програмних засобів технологічного призначення.

Третю групу задач, які також піддаються автоматизації, складають інженерні розрахунки, які, як правило, виконуються по вже відомих, раніше випробуваних формулах і алгоритмах, наприклад, розрахунок припусків на обробки, геометрії ріжучого інструменту, елементів пристроїв тощо.

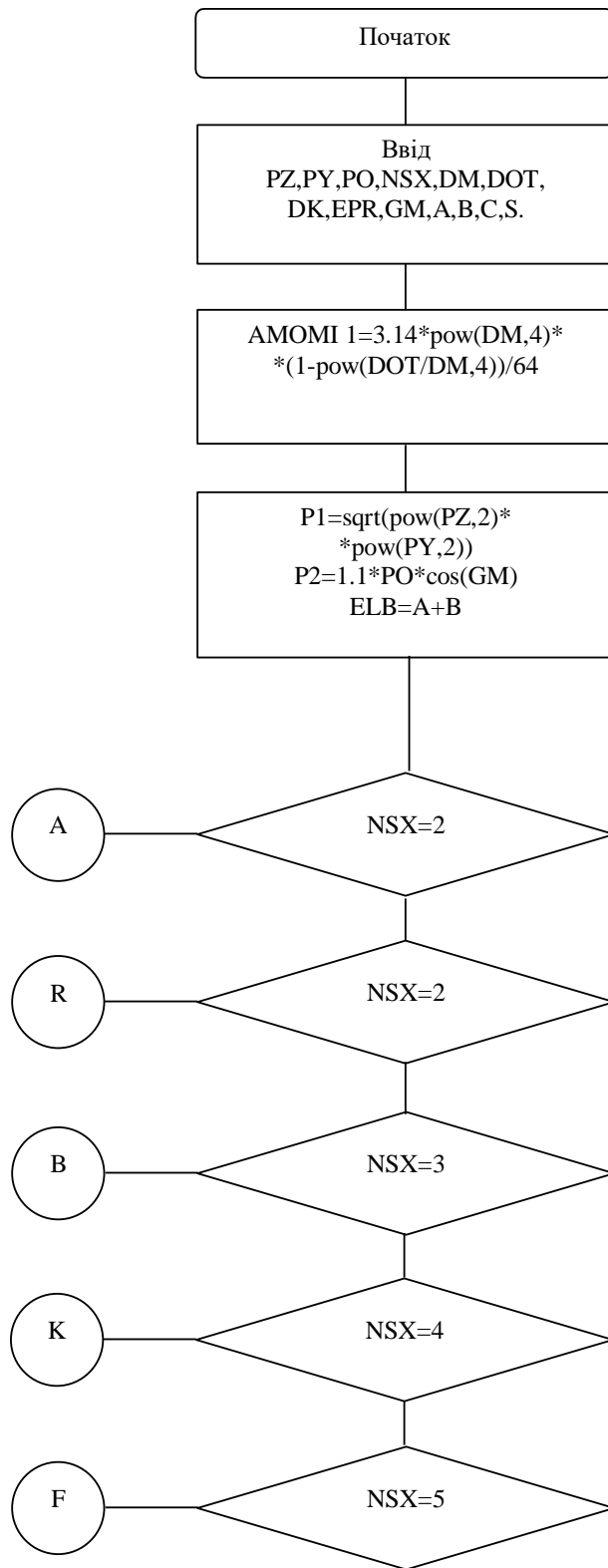
Четверту групу задач складають логічні судження і прийняття рішень, які визначають творчий характер діяльності інженера і слабо піддаються автоматизації. В сучасних умовах при традиційному проектуванні на вирішення цих задач може бути виділено не більше 10%. В той же час власне ці задачі багато в чому визначають ефективність проектування. До них відносяться, наприклад, синтез структури ТП, синтез структури операції, вибір баз, розробка конструкцій оснащення і т.п.

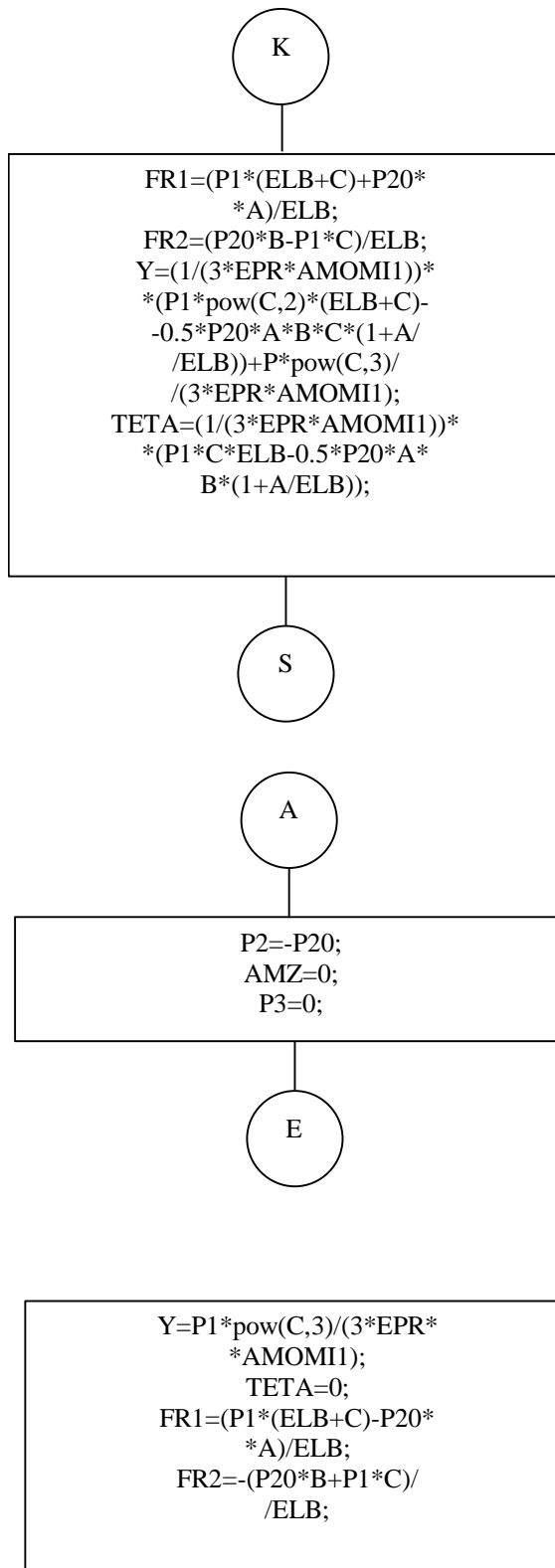
Спроби автоматизації таких задач успішні в теперішній час лише для деталей типу тіл обертання, для простих деталей, в яких змінюються лише розмірні характеристики, а структура залишається постійною. Успішному розвитку САПР заважає відсутність залежностей, які зв'язують структуру виробу, який підлягає виготовленню, з структурою розроблюваного для виготовлення такого виробу технологічного процесу.

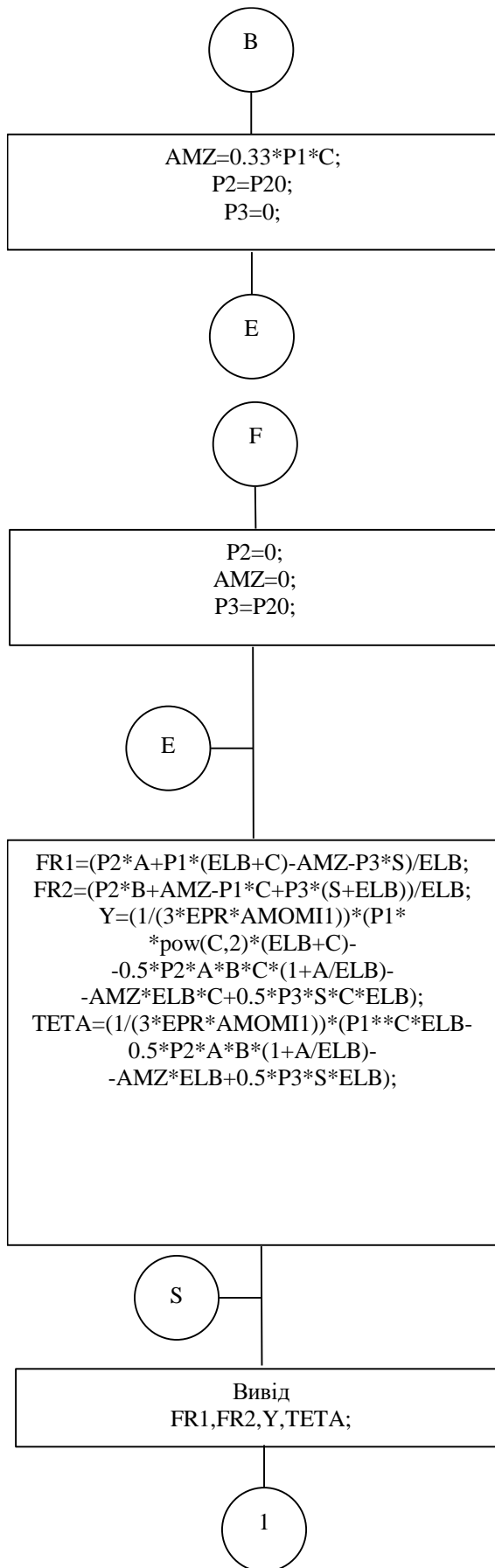
САПР ТП дозволяють автоматизувати наступні операції: аналіз завдання замовника і розробку технологічного завдання на проектування, розробку структури технологічного процесу з урахуванням можливості концентрації операцій, вибір структури обладнання, який забезпечує заданий коефіцієнт його використання, отримання в результаті проектування необхідної технічної і технологічної документації.

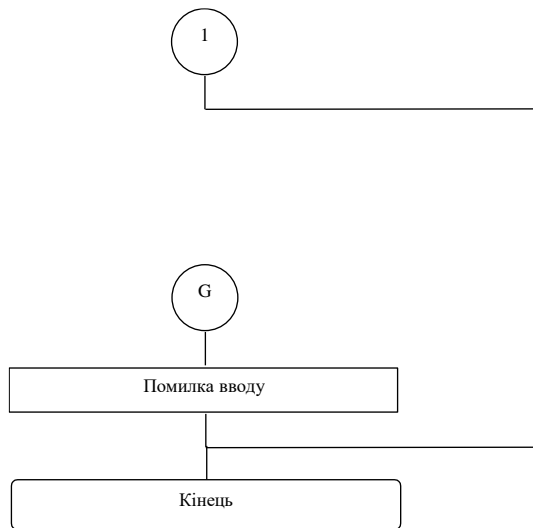
10.2. Автоамтизований розрахунок шпиндельного вузла

Алгоритм розрахунку конструктивних і силових параметрів шпиндельного вузла









Розрахунок шпинделя верстату.

Студент Томашевський С.

Група ХВ-51

Початкові дані для розрахунку:

- розрахункова схема №2
- діаметр шпинделя в міжопорній частині $D= 80$ мм.
- діаметр отвору в шпинделі $d_{от}= 40$ мм.
- діаметр кінця шпинделя $d_k= 110$ мм.
- модуль пружності $E= 2E5$ МПа.
- податливість передньої опори $k_1= 1,28E-6$ мм/Н.
- податливість задньої опори $k_2= 1,43E-6$ мм/Н.
- виліт робочого кінця шпинделя $C= 40$ мм.
- відстані згідно схеми

$A= 150$ мм.

$B= 150$ мм.

$C= 40$ мм.

$S= 0$ мм.

- коефіцієнт защемлення передньої опори $= 0,15$
- складова сили різання $P_z= 5327$ Н.
- складова сили різання $P_y= 2131$ Н.
- колова сила $P_o= 1000$ Н.
- кут між силою різання і коловою силою (град) $= 0$

Результати розрахунку:

- розрахункова міжопорна відстань з умови мінімальної податливості $L_r= 295,02164$ мм.
- оптимальна міжопорна відстань $L_{оп}= 300$ мм.
- жорсткість шпиндельного вузла $C_{шв}= 364245,68085580821$ Н/мм.
- реакція в передній опорі $F_{r1}= -82,68701172233$ Н.
- реакція в задній опорі $F_{r2}= 582,25817876854$ Н.
- прогин робочого кінця шпинделя $Y= 0,0069634943088558$ мм.
- кут повороту шпинделя в передній опорі (град*E-8) $= 0,00002915$
- зміщення кінця шпинделя при деформації опор $Y_k= 0,000141172005640965$ мм.

- сумарний прогин

$Y_s= 0,000328706314496832$ мм.

Загальні висновки

В дипломній роботі здійснено: аналіз існуючих верстатів; аналіз та оптимізація формоутворюючих рухів; розрахунок кінематичної схеми; розробка приводів вузлів та їх конструкції; жорсткісні та динамічні розрахунки шпиндельного вузла; опис заходів по охорони праці; організаційно-економічне обґрунтування;

При виконанні дипломної роботи отримано:

- 1) В якості базового верстата вибрано верстат моделі 1Б732 ФЗ. Цей верстат забезпечує обробку внутрішніх та зовнішніх конічних, фасонних, циліндричних, різьбових поверхонь і т.д.
- 2) В якості заготовок використовується сортовий прокат. Матеріал: Сталь 45. Частота обертання шпинделя від 25 *об/хв* до 1250 *об/хв*. Подача 28,2 *мм/хв* при чистовій обробці, а максимальна – 1740 *мм/хв*.
- 3) Джерелом рух для виконавчого органа – шпинделя є двигун постійного струму $N=38\text{кВт}$, 1460 *об/хв*. Супорт отримує рух від крокового електродвигуна.
- 4) В якості мастила для підшипників використовується масло мар. И-12А. Передня опора має жорсткість 1161 *Н/мм*, а задня – 1077 *Н/мм*.
Проведено розрахунок власних частот шпиндельного вузла, як двохмасової системи: перша власна частота – 178,3 рад/с, друга власна частота – 725 рад/с, амплітуди $u_1=3,6 \cdot 10^{-3}$ мкм, $u_2=0,79$ мкм.
- 5) Інструменту затискається тарільчатими пружинами. Розтиск забезпечує гідроциліндр. Заміну інструментів проводить маніпулятор.
- 6) Система ЧПК верстату забезпечує обробку в автоматичному циклі відповідно до програмі. Даний верстат оснащений датчиками, які забезпечують зворотній зв'язок.

ПЕРЕЛІДІК ПОСИЛАНЬ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3 т. т 1. – М.: Машиностроение, 1979. – 728 с.
2. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков (Основы компонетики). – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.
3. Гжиров Р.И., Серебrenицкий П.П. Программирование обработки на станках с ЧПУ: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1990. – 588 с.
4. Детали и механизмы металлорежущих станков. В 2-х т. т.1 / Под ред. Д.Н.Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 664 с.
5. Долженкова С.Б., Ивахненко А.Г., Куц В.В. Выявление геометрических погрешностей металлорежущих станочных систем, влияющих на точность обработки// Известия Курского государственного технического университета. – 2010. – № 2 (31). – С. 60-65.
6. Егоров М.Е. Технология машиностроения. Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1976. – 534 с.
7. Закалов О. В. Проектування механоскладальних цехів. Принципи формування і структура побудови виробничих процесів, механоскладальних виробництв: Навчальний посібник, 1993. – 210 с.
8. Закон України “Про Цивільну оборону України” від 24 березня 1999 року.
9. Инструкция по определению эффективности новой техники, изобретений, и рационализаторских предложений в электротехнической промышленности. М., 1979.
10. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов.– Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.
11. Кузнецов Ю.Н. Станки с ЧПУ и станочные комплексы. – К.-Тернополь ООО «ЗМОК» - ПП «Гнозис», 2000. – 343 с.

12. Кузнецов Ю.Н. Целевые механизмы станков – автоматов и станков с ЧПУ. К.: ТОВ «ЗМОК»; Тернополь: ТДТУ, 2001. – 354 с.
13. Колбов А. А. Экономическое обоснование проектируемых металлорежущих станков. М., изд. МВТУ 1973.
14. Колев Н.С. Металлорежущие станки. – М.: Машиностроение, 1980. – 500с.
15. Кривий П.Д., Шарик М.В., Сотник І.П. Трудомісткість конструювання та виготовлення металорізальних і деревообробних верстатів. – Тернопіль: ТДТУ, 2005. – 128 с.
16. Кривий П. Розточувальні інструменти з попарно-асиметричним розміщенням лез для оброблення глибоких циліндричних отворів / П. Кривий, В. Кобельник, В. Крупа, В. Яковлев // Технічні науки та технології. - 2016. - № 2. - С. 28-35.
17. Курсовое проектирование по технологии машиностроения / Под общ. ред. А.Ф. Горбачевича. – М.: Машиностроение, 1975. – 286 с.
18. Маеров А.Г. Устройство, основы конструирования и расчет металлообрабатывающих станков и автоматических линий. – М.: Машиностроение, 1986. – 368 с.
19. Марголит Р.Б. Эксплуатация и наладка станков с программным управлением и промышленных роботов.– М.: Машиностроение, 1991.– 272с.
20. Металлорежущие станки / Под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. –526 с.
21. Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование/ М.Л. Орликов, И.Г. Федоренко, В.Н. Шишкин. – К.: Вища школа, 1987. – 152 с.
22. Методические указания к выполнению курсовой работы по “Организации, планирование и управлению предприятиями” под ред. Гацин Е. В. Тернополь 1988.

23. Методичні рекомендації по курсовому та дипломному проектуванні МРВ / С.А. Дубиняк, С.Г.Нагорняк, І.Д.Дубецький–Тернопіль: 1981. – 62 с.
24. Моделювання компоновок металорізальних верстатів. Методичні вказівки та завдання до виконання практичних робіт №1 та №2 по дисципліні «Математичне моделювання верстатів та верстатних комплексів»/ Волошин В.Н. – Тернопіль, ТДТУ, 2006. – 32 с.
25. Основи екології/ Г.О. Білявський, Р.С. Фурдуй, І.Ю. Костіков. – К.: Либідь, 2004. – 408 с.
26. Определение экономических эффективности металлорежущих станков. Инструкция МУ 25 – 81., М. 1982
27. Охрана труда в машиностроении. Под. ред. Е.Я. Юдина. Уч. для вузов. – М.: Машиностроение, 1976. - 335 с.
28. Справочная книга по охране труда в машиностроении/ Г.В. Бектобеков, Н.Н. Борисова, В.И. Коротков и др.; Под общ. ред. О.Н. Русака – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1989. – 541 с.
29. Безпека життєдіяльності: навчальний посібник для студентів вищих закладів освіти України I-IV рівнів акредитації / За ред. Є.П. Желібо і В.М. Пічі. – Львів: Новий Світ-2000, 2002. – 328 с.
30. Пуш В.Э. Малые перемещения в станках. – М.: Машгиз, 1961. – 124 с.
31. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 892с.
32. Проников А.С. Параметрическая надежность машин.– М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 560 с.
33. Проников А.С. Программный метод испытания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1985. – 288 с.
34. Пуш А.В. Шпиндельные узлы – качество и надёжность. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с.
35. Портман В.Т. Универсальный метод расчета точности механических устройств // Вестник машиностроения. – 1981. – №7. – С. 12-16.
36. Портман В.Т. Точностная надежность шпиндельных узлов / В.Т.

- Портман, Е.А. Фискин, В.К. Кириллов // Станки и инструмент. – 1978. – №5. – С. 11-13.
37. Попов В. И., Локтев В. И. Динамика станков. –К.: Техніка, 1975.-136с.
 38. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник.В 3-х т. Т.2. Ч.1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков// Под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение,1995. – 371 с.
 39. Проектирование приводов главного движения металлорежущих станков: метод. указания для студентов спец. 151001/ сост. Г.И. Киреев.– Ульяновск: УлГТУ, 2007. – 46 с.
 40. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
 41. Справочник металлиста. В 5-ти т./ Под ред. С.А.Чернавского и В.Ф.Рещикова. – М.: Машиностроение, 1976. – 768 с.
 42. Справочник технолога – машиностроителя. В 2-х т. т.2. / Под ред. А.Г.Косиловой и Р.К. Мещерякова. –М.:Машиностроение,1985. – 496 с.
 43. Станки с числовым программным управлением (специализированные) / Под общ. ред. В.А. Лещенко. – М.: Машиностроение, 1988. – 568 с.
 44. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.