

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Сумський державний університет

Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ *Віталій ІВАНОВ*

« ____ » червня 2021 р.

**МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВОДУ ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА
МОДЕЛІ 6Т10**

Кваліфікаційна робота (проект) бакалавра

Спеціальність – *133 «Галузеве машинобудування»*

Освітня програма – *«Металорізальні верстати та системи»*

Студент

Владислав ШАПАРЕНКО

Керівник

Сергій ЄМЕЛЬЯНЕНКО

Нормоконтроль

Юлія ДЕНИСЕНКО

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра становить 73 сторінок, в тому числі 22 рисунків, 5 таблиць, бібліографії із 25 джерел на трьох сторінках, дванадцяти додатків на 19 сторінках.

Металорізальні верстати складають більшу частину технологічного обладнання. До нашого часу використовуються старі моделі верстатів та обладнання у машинобудівній галузі нашої країни. Це призводить до необхідності модернізації цього обладнання.

В даній дипломній роботі проведена модернізація коробки швидкостей верстату 6Т10.

Метою дипломної роботи було: проектування приводу головного руху вертикально-фрезерного консольного верстату моделі 6Т10. Для виконання даного завдання було модернізовано коробку швидкостей базової моделі верстата. Для нової коробки швидкостей була створена конструкторська документація. Також в дипломному проекті був написаний технологічний процес виготовлення ходового гвинта та створений спеціальний пристрій для вертально-свердлильної операції. Питанням для розділу охорони праці була оцінка ефективності природної вентиляції приміщення економічного відділу.

**ВЕРСТАТ 6Т10, ПРИВІД ГОЛОВНОГО РУХУ, ФРЕЗЕРУВАННЯ,
ПРИСТРІЙ СПЕЦІАЛЬНИЙ, ХОДОВИЙ ГВИНТ.**

ЗМІСТ

Вступ.....	10
1 Загальні відомості про базову модель верстата	11
1.1 Призначення, область застосування	11
1.2 Основні вузли верстата.....	12
1.3 Технічна характеристика верстата 6Т10.....	13
2 Кінематичний розрахунок модернізованого привода металорізального верстата 6Т10	15
2.1 Вибір структурної формули привода.....	15
2.2 Визначення кількості валів у приводі.....	15
2.3 Виконання первісного варіанта кінематичної схеми	16
2.4 Складання структурних формул у розгорнутому вигляді	16
2.5 Побудова структурних сіток	17
2.7 Побудова графіка частот обертання шпинделя	20
2.8 Визначення кількості зубців зубчастих коліс	22
2.9 Підрахування фактичних частот обертання шпинделя.....	25
2.10 Оцінка точності кінематичного розрахунку	26
2.11 Кінцевий варіант кінематичної схеми привода	27
3 Проектування конструкції привода головного руху	29
3.1 Проектний розрахунок і методика конструювання привода верстата	29
3.2 Розрахунок валів	33

					ВІ 19510137 ПЗ					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Зміст					
Розроб.		Шапаренко В.С.						Літ.	Лист	Листів
Перевір.		Ємельяненко С.С.						7	97	
Реценз.										
Н. Контр.		Денисенко Ю.О.								
Затв.		Іванов В.О.								

3.3	Уточнюючий (перевірний) розрахунок валів.....	34
3.4	Геометричний розрахунок зубчастих коліс	38
3.5	Розрахунок зубів коліс на контактну міцність.....	39
3.6	Розрахунок зубів зубчастих коліс на згинання.....	39
4	Розрахунок механізмів переключення блоків	42
5	Технологія виготовлення ходового гвинта верстата	47
5.1	Опис ходового гвинта верстата	47
5.2	Розробка опису маршрутного технологічного процесу обробки деталі	48
5.3	Розробка операційного технологічного процесу обробки деталі	57
6	Верстатний пристрій.....	61
6.1	Обґрунтування необхідності створення верстатного пристрою.....	61
6.2	Уточнення цілі технологічної операції.....	61
6.3	Виявлення кількісних та якісних даних про заготовку.....	62
6.4	Визначення умов в котрих буде виготовлятися та використовуватися проєктований пристрій	63
6.5	Складання переліку виконуваних функцій	64
6.6	Розробка та обґрунтування схеми базування.....	64
6.7	Побудова функціональної структури верстатного пристрою	66
6.9	Обґрунтування вибору привода	73
6.10	Розрахунок точності пристрою.....	74
6.11	Опис пристрою та принцип його роботи.....	75
	Перелік джерел посилання	76

ВСТУП

Верстатобудування – це базова галузь машинобудування. Дана галузь охоплює великий спектр механізмів, які призначені для обробки різних матеріалів. Наприклад: верстати для обробки деревини та металів, автоматичні лінії, верстати з ЧПК, комплексно-автоматичні машинобудівні лінії.

Основними завданнями верстатобудування є: підвищення якості і надійності обладнання, підвищення рівня автоматизації виробництва в машинобудуванні, підвищення продуктивності праці, підвищення точності верстатів, збільшення їх типажу та зростання випуску верстатів.

Головним видом заводського устаткування є металообробні верстати, які призначені для виробництва всіх сучасних машин, приладів, інструментів та інших виробів. Саме тому в значній мірі саме галузь верстатобудування характеризує виробничу потужність країни.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО БАЗОВУ МОДЕЛЬ ВЕРСТАТА

1.1 Призначення, область застосування

Вертикально-фрезерний верстат 6Т10, призначений для виконання широкого діапазону фрезерних робіт в умовах серійного та індивідуального виробництва.

На даному верстаті можна виконувати фрезерування деталей середнього розміру та ваги. Верстат призначений для обробки різноманітних сталей, чавуну, кольорових металів, пластмаси в умовах серійного та індивідуального виробництва.

На даному верстаті можна обробляти вертикальні і горизонтальні площини, пази, кути, нарізати зубчасті колеса торцевими, циліндричними, кінцевими, радісних фрезами.

Фрезерування зубчастих коліс, розгорток, спіралей, контуру кулачків і інших деталей, які потребують періодичного або безперервного повороту навколо своєї осі, виробляються на даному верстаті із застосуванням ділильної головки або накладного круглого столу.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

1.2 Основні вузли верстата

Основні вузли верстата показані на рисунку 1.1.

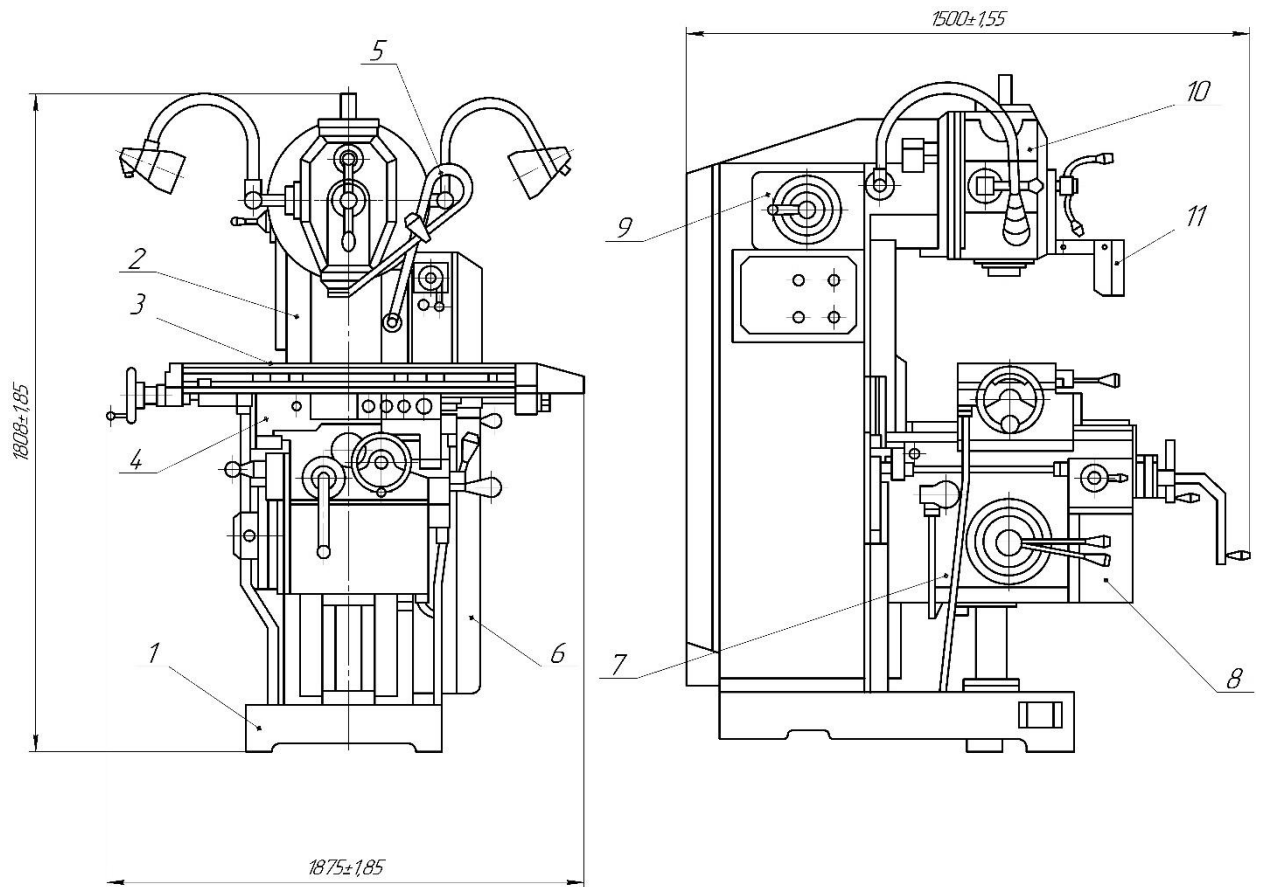


Рисунок 1.1 – Загальний вид базової моделі верстата 6Т10

На рисунку 1.1 показані основні вузли базової моделі верстата:

1 – фундаментна плита; 2 – станина; 3 – стіл; 4 – салазки, 5 – система охолодження; 6 – електрошафа; 7 – коробка подач; 8 – консоль; 9 – коробка швидкостей, 10 – шпindelна головка; 11 – захисний пристрій.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ВІ 19510137 ПЗ

Лист

12

1.3 Технічна характеристика верстата 6Т10

Технічні характеристики верстата 6Т10 показано в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики верстату

Основні параметри верстата	Значення
Основні розміри ГОСТ	ГОСТ 165-81
Клас точності по ГОСТ 8-82	Н
Розміри робочої поверхні стола (довжина x ширина), мм	200 x 800
Найменша і найбільша відстань від торця вертикального шпинделя до столу, мм	45..400
Відстань від осі шпинделя фрезерної головки до напрямних станини (виліт), мм	300
Найбільший діаметр фрези, яка встановлюється на верстаті, мм	100
Робочий стіл	
Найбільше переміщення столу поздовжнє, мм	560
Найбільше переміщення столу поперечне, мм	220
Найбільші розміри заготовки, установлюваної на столі (довжина, ширина, висота), мм	800 x 260 x 450
Максимальне навантаження на стіл (по центру), кг	200
Число Т-образних пазів	3
Переміщення столу на одну поділку лімба поздовжнє / поперечний / вертикальне, мм	0,05/ 0,05/ 0,02
Швидкий хід столу поздовжній / поперечний / вертикальний, мм / хв	3,35/ 3,35/ 1,7
Число ступенів робочих подач столу	18
Межі робочих подач (поздовжніх і поперечних), мм / хв	20..1000
Межі робочих подач (вертикальних), мм / хв	10..500

Продовження таблиці 1.1

Шпиндель	
Частота обертання шпинделя фрезерної головки, об / хв	50..2240
Кількість швидкостей вертикального шпинделя	12
Переміщення пінолі (гільзи) вертикального шпинделя, мм	60
Переміщення пінолі шпинделя на одну поділку лімба, мм	0,05
Поворот головки шпинделя в поздовжній площині, град	±45
Найбільший крутний момент на вертикальному шпинделі, Н.м	155
Привід і електрообладнання	
Кількість електродвигунів на верстаті	3
Електродвигун приводу головного руху М1, кВт	3,0
Електродвигун приводу подач М3, кВт	0,75
Електронасос охолоджуючої рідини М4, кВт	0,12
Розміри верстата	
Габарити верстата, мм	1500 x 1875 x 1808
Маса верстата, кг	1340

2 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК МОДЕРНІЗОВАНОГО ПРИВОДА МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТА 6Т10

Модернізацію коробки швидкостей за завданням виконуємо за вихідними: $n_{дв} = 1400 \text{ хв}^{-1}$, $n_{min} = 50 \text{ хв}^{-1}$, $\phi = 1,26$, $Z = 16$.

2.1 Вибір структурної формули привода

Структурна формула приводу має такий вигляд:

$$Z = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot \dots \cdot P_i,$$

де Z – кількість швидкісних ступенів коробки швидкостей за завданням;

i – порядок розміщення деякої групи в напрямку передачі руху;

P – кількість передач у групі.

Для кількості передач $Z = 16$ можуть бути такі структурні формули: $Z = 8 \cdot 2$; $Z = 4 \cdot 4$; $Z = 4 \cdot 2 \cdot 2$; $Z = 4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 1$; $Z = 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2$, та деякі інші варіанти. Слід зазначити, що з точки зору математики формули рівнозначні, тому що відповідають вимогам $Z = 16$. Формули є рівнозначними з математичної точки зору, тому що відповідають вимогам $Z = 16$, але з точки зору механіки вони зовсім різні. Найбільш оптимальним варіантом з усіх представлених є варіант $Z = 4 \cdot 2 \cdot 2$.

2.2 Визначення кількості валів у приводі

У приводі верстата можливість визначення валів пов'язана із структурною формулою. За формулою визначемо цю залежність, яка є дуже простою.

$$B = m + 1,$$

де m – кількість груп передач привода.

Для обраної оптимальної структурної формули $Z = 3 \cdot 2 \cdot 2$, $m = 3$, тоді за формулою кількість валів $B = 4$.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

2.3 Виконання первісного варіанта кінематичної схеми

Кінематична схема коробки швидкостей верстата в первісному вигляді зображено на рисунку 2.1.

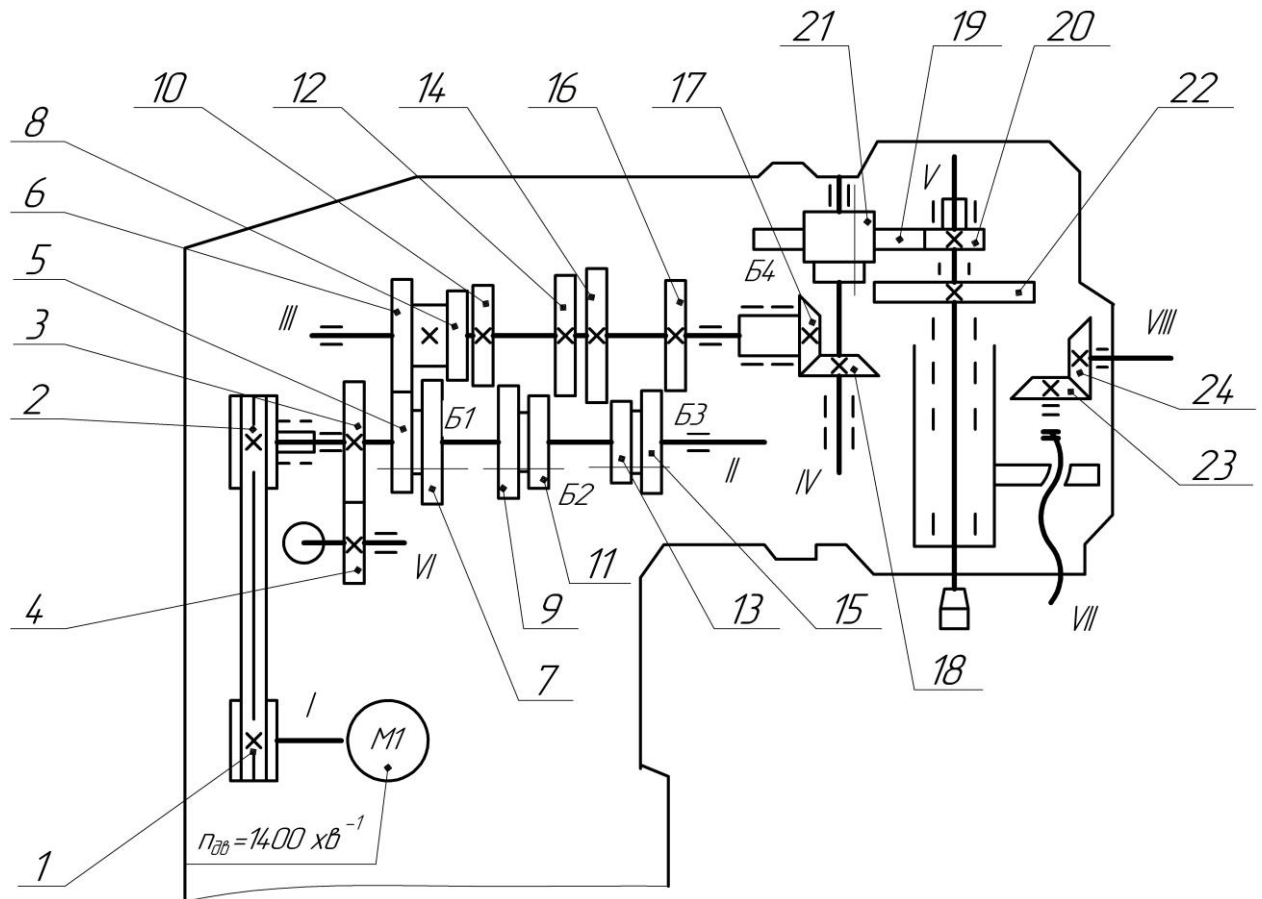


Рисунок 2.1 – Кінематична схема коробки швидкостей верстата в первісному вигляді

2.4 Складання структурних формул у розгорнутому вигляді

У розгорнутому вигляді структурна формула містить в собі й характеристику і має такий вигляд:

$$Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3) \cdot \dots \cdot P_m(X_m)$$

Запишемо формули спочатку у загальному вигляді:

а) $Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$

$$\quad \quad \quad \parallel \quad \quad | \quad \quad 0$$

б) $Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$

- | | | | |
|--|--|--|---|
| | | | 0 |
|--|--|--|---|
- в) $Z = P_1 (X_1) \cdot P_2 (X_2) \cdot P_3(X_3)$
- | | | | |
|--|--|---|--|
| | | 0 | |
|--|--|---|--|
- г) $Z = P_1 (X_1) \cdot P_2 (X_2) \cdot P_3(X_3)$
- | | | | |
|--|--|---|--|
| | | 0 | |
|--|--|---|--|
- д) $Z = P_1 (X_1) \cdot P_2 (X_2) \cdot P_3(X_3)$
- | | | | |
|--|---|--|--|
| | 0 | | |
|--|---|--|--|
- е) $Z = P_1 (X_1) \cdot P_2 (X_2) \cdot P_3(X_3)$
- | | | | |
|--|---|--|--|
| | 0 | | |
|--|---|--|--|

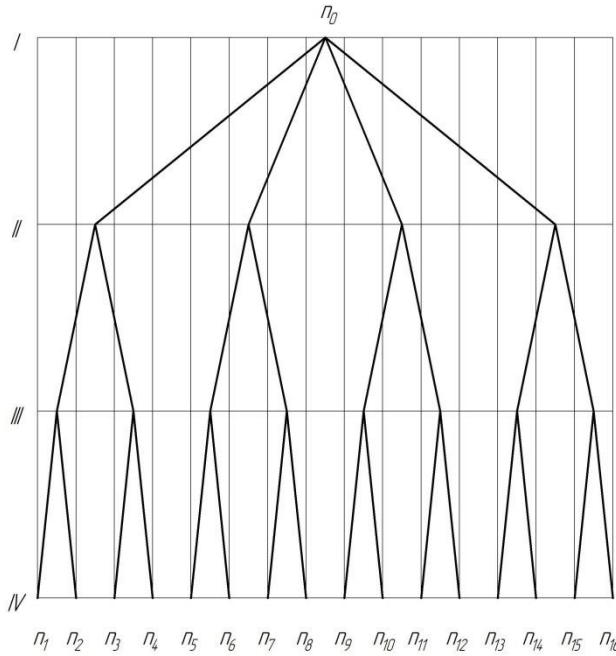
Отримаємо такі значення після підстановки кількості переключень:

- а) $Z = 4 (4) \cdot 2 (2) \cdot 2(1)$
- | | | | |
|--|--|--|---|
| | | | 0 |
|--|--|--|---|
- б) $Z = 4 (2) \cdot 2 (8) \cdot 2(1)$
- | | | | |
|--|--|--|---|
| | | | 0 |
|--|--|--|---|
- в) $Z = 4 (4) \cdot 2 (1) \cdot 2(2)$
- | | | | |
|--|--|---|--|
| | | 0 | |
|--|--|---|--|
- г) $Z = 4 (2) \cdot 2 (1) \cdot 2(8)$
- | | | | |
|--|--|---|--|
| | | 0 | |
|--|--|---|--|
- д) $Z = 4 (1) \cdot 2 (4) \cdot 2(8)$
- | | | | |
|--|---|--|--|
| | 0 | | |
|--|---|--|--|
- е) $Z = 4 (1) \cdot 2 (8) \cdot 2(4)$
- | | | | |
|--|---|--|--|
| | 0 | | |
|--|---|--|--|

2.5 Побудова структурних сіток

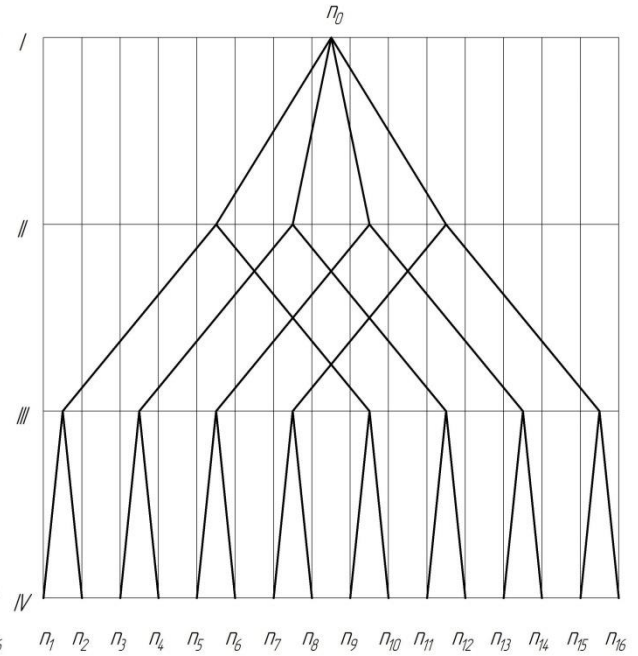
Структурні сітки – це симетричні діаграми, котрі у розгорнутому вигляді відображають структурні формули та кількість груп переключень, характер переключень в залежності від того, яку група відіграє роль також вказують на кількість валів. Сітка будується на фоні або ж на полі сітки, котре в свою чергу складається із вертикальних ліній, кількість яких відповідає

кількості швидкісних ступенів привода та горизонтальних, які визначають вали. Нульова точка частот розміщується посередині лінії, оскільки сітка симетрична діаграма, що відповідає першому валу. Відстань береться між вертикалями такою, що рівна характеристиці $X=1$.



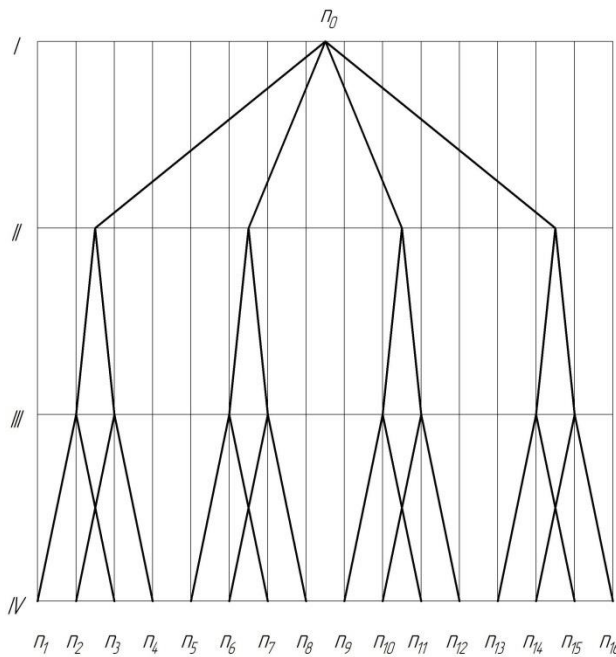
а) $Z = 4 (4) \cdot 2 (2) \cdot 2(1)$

|| | 0



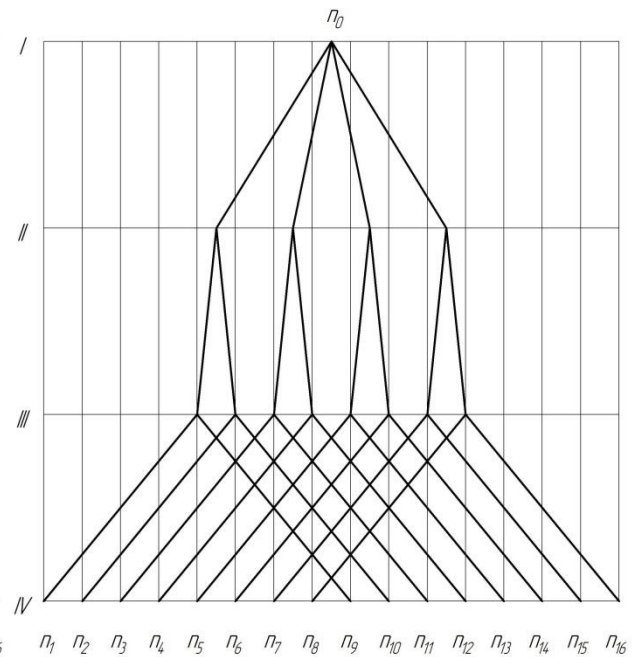
б) $Z = 4 (2) \cdot 2 (8) \cdot 2(1)$

| || 0



в) $Z = 4 (4) \cdot 2 (1) \cdot 2(2)$

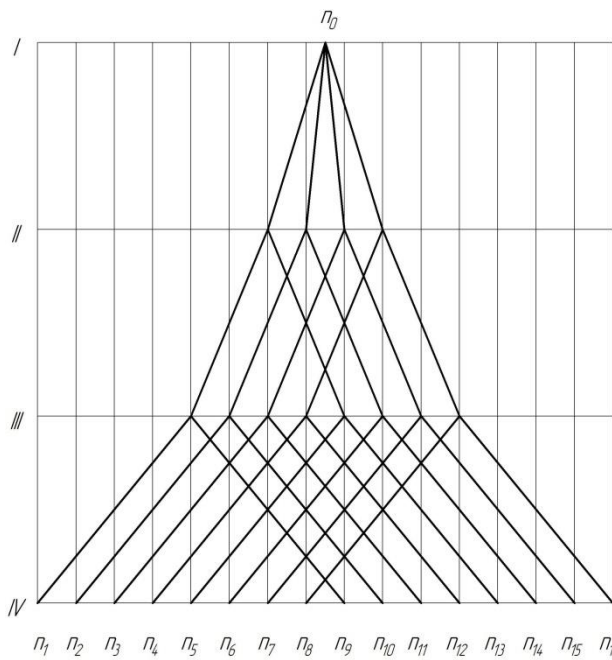
|| | 0



г) $Z = 4 (2) \cdot 2 (1) \cdot 2(8)$

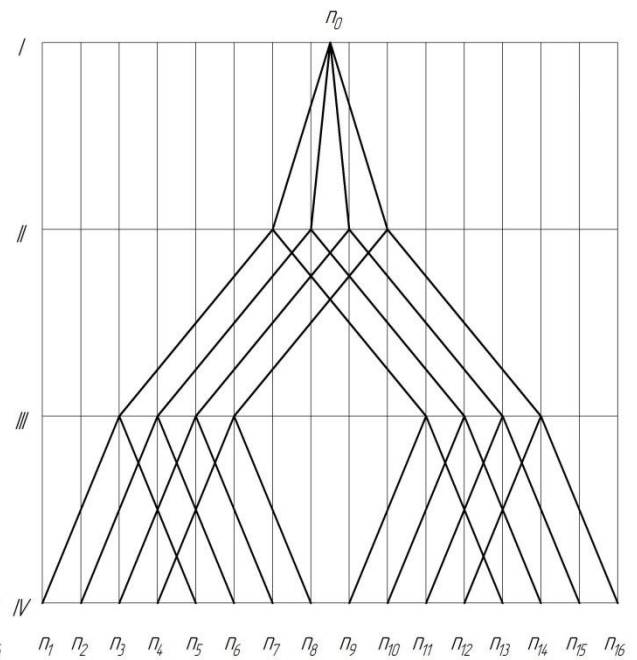
| 0 ||

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата



$$\text{д) } Z = 4 (1) \cdot 2 (4) \cdot 2(8)$$

0 || I



$$\text{е) } Z = 4 (1) \cdot 2 (8) \cdot 2(4)$$

0 || I

2.6 Аналіз структурних сіток

При побіжному порівнянні структурних сіток видно, що вони виглядають по різному. Варіант вважається оптимальним, у котрого відрізки, які визначають передатне відношення між валами, розходяться поступово від від першого валу до четвертого. Серед показаних найкращий п'ятий варіант, котрий було визначено при порівнянні наведених варіантів, а третій – найгірший. Оптимальним варіантом структурних сіток є п'ятий, а отже варто зупинитися на ньому для подальшого графоаналітичного розрахунку

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

2.7 Побудова графіка частот обертання шпинделя

Мінімальна частота $n_{\min} = 50 \text{ хв}^{-1}$, знаменник ряду частот обертання $\varphi = 1,26$, кількість передач $Z = 16$. З цих даних розраховуємо геометричний ряд частот та отримуємо такі значення: $n_1 = 50$, $n_2 = 63$, $n_3 = 80$, $n_4 = 100$, $n_5 = 125$, $n_6 = 160$, $n_7 = 200$, $n_8 = 250$, $n_9 = 315$, $n_{10} = 400$, $n_{11} = 500$, $n_{12} = 630$, $n_{13} = 800$, $n_{14} = 1000$, $n_{15} = 1250$, $n_{16} = 1600$. Частота обертання двигуна $n_{\text{дв}} = 1400 \text{ хв}^{-1}$.

Також додаємо в графік ще один вал, який потрібен для зменшення передатних відношень.

Передавальних відношень окремих передач в групах та фактичних значень частот обертання, структурна сітка не дає. Щоб визначити ці величини треба побудувати інший графік – графік частот обертання. Даний графік являється фактичною картиною частот обертання вихідного органу нашого приводу.

Для побудови графіку потрібно знати:

- а) знаменник ряду частот обертання φ ;
- б) фактичні частоти обертання від $n_1 = n_{\min}$ до $n_z = n_{\max}$;
- в) частота обертання обраного приводу двигуна $n_{\text{дв}}$;
- г) повна кінематична схема приводу, яка крім групових передач може мати і поодинокі передачі.

Ще один вал вводимо в графік частот, щоб зменшити передавальні відношення.

На рисунку 2.2 зображено графік частот обертання шпинделя привода верстата (без розрахунку передатних відношень).

$$n_{\text{дв}} = 1400 \text{ об}^{-1}$$

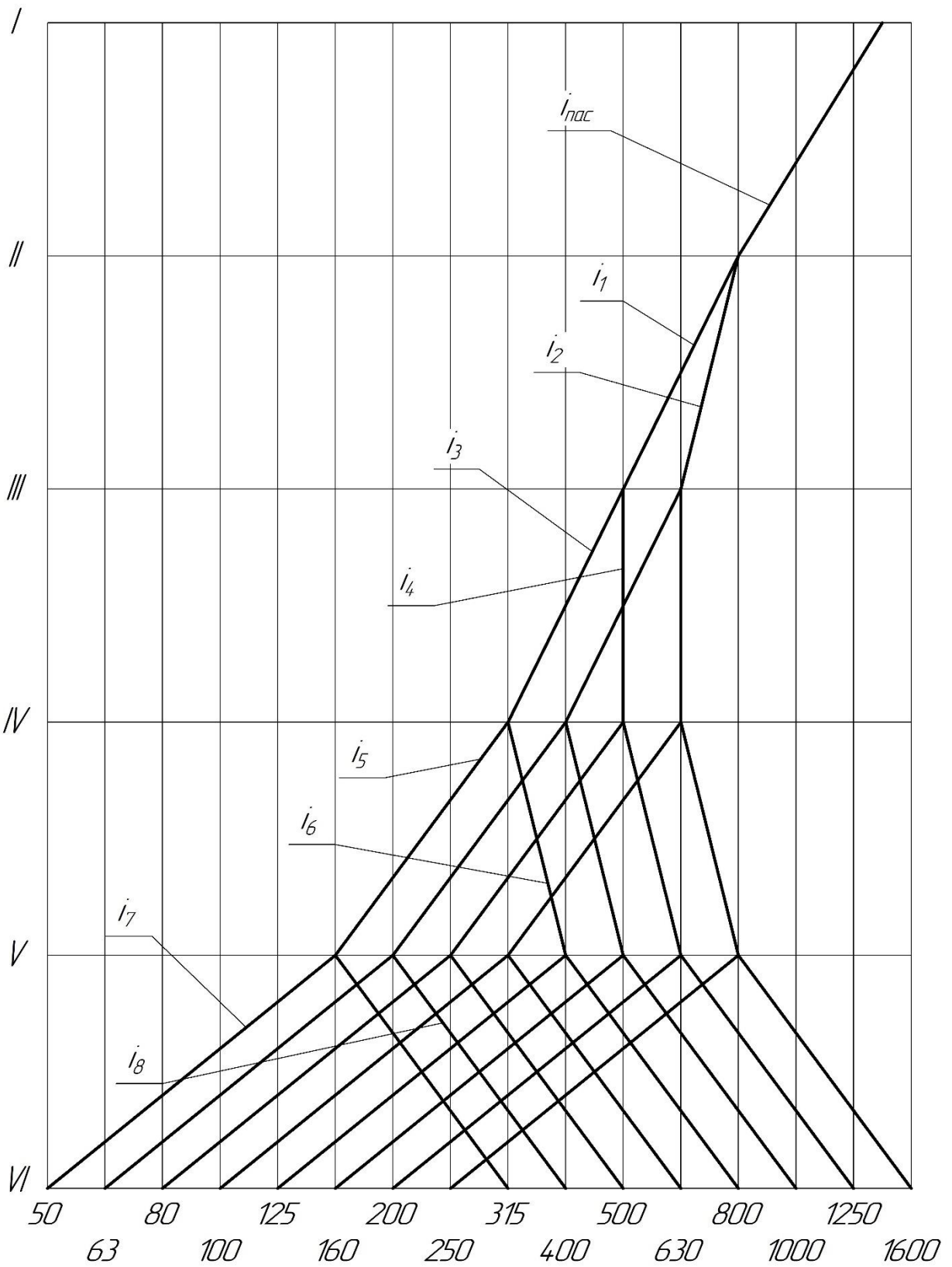


Рисунок 2.2 – Графік частот обертання шпинделя привода верстата (без розрахунку передатних відношень)

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ВІ 19510137 ПЗ

Лист

21

В першу чергу при розробці кінематичної схеми верстата потрібно вирішити питання вибору типу приводу. Привід - джерело руху і сукупність механізмів, котрі до кінцевих ланок верстата передають рух.

Верстат може мати кілька джерел руху або один. Механізувати та автоматизувати верстат, спростити управління, скоротити кінематичні ланцюги дозволяє застосування декількох двигунів. Від загального двигуна вони повинні отримувати рух, якщо потрібно суворий взаємозв'язок між окремими кінематичними ланцюгами. При проектуванні нового верстата вибір приводу має істотне значення, так як це є одним з основних умов створення високоякісної й економічної продукції.

2.8 Визначення кількості зубців зубчастих коліс

На первісному варіанті кінематичної схеми позначені як Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 і т. д., можна визначити кількість зубців зубчастих коліс у кожній парі, коли побудовано ГЧО. Також існують правила для визначення кількості зубців зубчастих коліс. Перше правило заключається у тому, що у двоваловій передачі залишається незмінною сума зубів зубчастих коліс, тобто можна написати, що $\Sigma Z = Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = Z_5 + Z_6 = \text{const}$ (між першим та другим валами, наприклад). Найменша кількість зубів на одному колесі може бути 18 – 20, виходячи з цього визначають суму Z . Тоді $\Sigma Z_{\text{max}} \approx 120$, відповідно $\Sigma Z_{\text{min}} \approx 40$. Друге правило заключається у тому, що передатні відношення записують через кількість зубів зубчастих коліс і прирівнюють їх до передатних відношень з ГЧО через знаменник геометричного ряду. Це має такий вигляд:

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{\varphi^2}; \quad \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{1}{\varphi}; \quad \frac{Z_5}{Z_6} = \frac{1}{\varphi^0} = \frac{1}{1} = 1.$$

Подані два рівняння (за першим та другим правилами) розв'язують спільно. Тоді значення Z_1 та Z_2 визначають так:

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		22

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^2}, \quad \sum Z = 86, \quad Z_1 = \frac{86}{1 + 1,59} = 33; \quad Z_2 = 86 - 33 = 38. \quad \frac{33}{38}$$

$$i_2 = \frac{1}{\varphi}, \quad \sum Z = 86, \quad Z_3 = \frac{86}{1 + 1,26} = 38; \quad Z_4 = 86 - 38 = 48. \quad \frac{38}{48}$$

$$i_3 = \frac{1}{\varphi^2}, \quad \sum Z = 90, \quad Z_5 = \frac{90}{1 + 1,59} = 35; \quad Z_6 = 90 - 35 = 55. \quad \frac{35}{55}$$

$$i_4 = \frac{1}{1}, \quad \sum Z = 90. \quad \frac{45}{45}$$

$$i_5 = \frac{1}{\varphi^3}, \quad \sum Z = 88, \quad Z_9 = \frac{88}{1 + 2} = 29; \quad Z_{10} = 88 - 29 = 59. \quad \frac{29}{59}$$

$$i_6 = \frac{\varphi}{1}, \quad \sum Z = 88, \quad Z_{12} = \frac{88}{1 + 1,26} = 39; \quad Z_{11} = 88 - 39 = 49. \quad \frac{49}{39}$$

$$i_7 = \frac{1}{\varphi^5}, \quad \sum Z = 92, \quad Z_{13} = \frac{92}{1 + 3,18} = 22; \quad Z_{14} = 92 - 22 = 70. \quad \frac{22}{70}$$

$$i_8 = \frac{\varphi^3}{1}, \quad \sum Z = 92, \quad Z_{16} = \frac{92}{1 + 2} = 31; \quad Z_{15} = 92 - 31 = 61. \quad \frac{61}{31}$$

На рисунку 2.3 зображено графік частот обертання шпинделя з підібраними передаточними відношеннями(колесами).

$$n_{\text{дв}} = 1400 \text{ x6}^{-1}$$

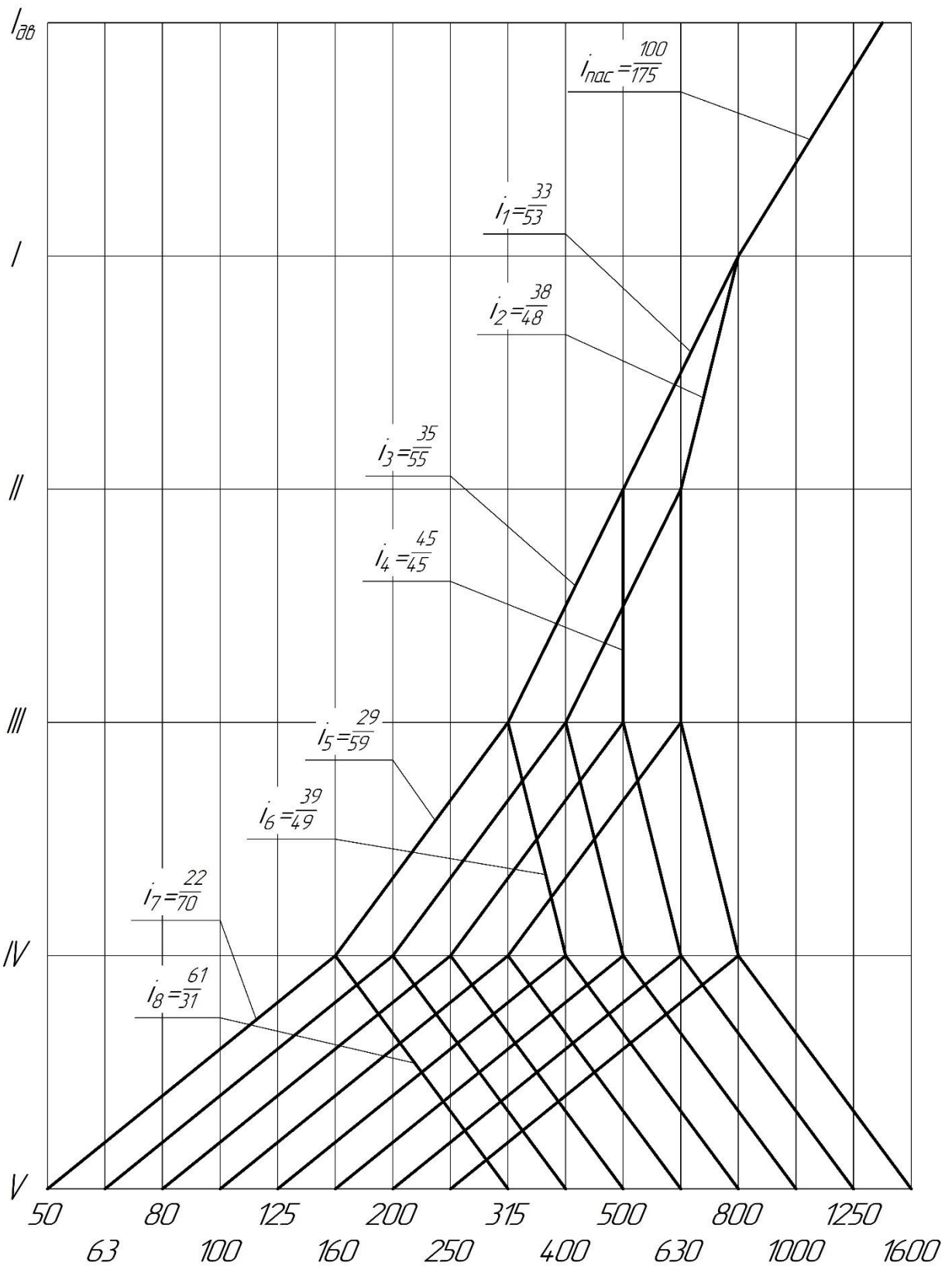


Рисунок 2.3 - Графік частот обертання шпинделя з підібраними передаточними відношеннями(колесами)

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ВІ 19510137 ПЗ

Лист

24

2.9 Підрахування фактичних частот обертання шпинделя

Шляхом складання відповідних рівнянь кінематичного балансу, можна визначити фактичні частоти обертання шпинделя, якщо прораховані усі передатні відношення привода. Користуючись ГЧО можна скласти такі рівняння. На структурних сітках точка на валу одна і відповідає точці n_0 , тому вихідною точкою для таких розрахунків є частота 800 хв^{-1} . Якщо перемножити передатні відношення i_1, i_4, i_6, i_8 , можна отримати першу або найменшу частоту. Потрібно записати так:

$$n_1 = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{33}{53} \cdot \frac{35}{55} \cdot \frac{29}{59} \cdot \frac{22}{70} = 48,96 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_2 = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{38}{48} \cdot \frac{35}{55} \cdot \frac{29}{59} \cdot \frac{22}{70} = 62,25 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_3 = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{33}{53} \cdot \frac{45}{45} \cdot \frac{29}{59} \cdot \frac{22}{70} = 76,94 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_4 = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{38}{48} \cdot \frac{45}{45} \cdot \frac{29}{59} \cdot \frac{22}{70} = 97,83 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_5 = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{33}{53} \cdot \frac{35}{55} \cdot \frac{49}{39} \cdot \frac{22}{70} = 125,16 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_6 = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{38}{48} \cdot \frac{35}{55} \cdot \frac{49}{39} \cdot \frac{22}{70} = 159,14 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_7 = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{33}{53} \cdot \frac{45}{45} \cdot \frac{49}{39} \cdot \frac{22}{70} = 196,69 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_8 = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{38}{48} \cdot \frac{45}{45} \cdot \frac{49}{39} \cdot \frac{22}{70} = 250,08 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_9 = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{33}{53} \cdot \frac{35}{55} \cdot \frac{29}{59} \cdot \frac{61}{31} = 306,58 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{10} = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{38}{48} \cdot \frac{35}{55} \cdot \frac{29}{59} \cdot \frac{61}{31} = 389,8 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{11} = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{33}{53} \cdot \frac{45}{45} \cdot \frac{29}{59} \cdot \frac{61}{31} = 481,77 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{12} = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{38}{48} \cdot \frac{45}{45} \cdot \frac{29}{59} \cdot \frac{61}{31} = 612,55 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{13} = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{33}{53} \cdot \frac{35}{55} \cdot \frac{49}{39} \cdot \frac{61}{31} = 783,66 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{14} = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{38}{48} \cdot \frac{35}{55} \cdot \frac{49}{39} \cdot \frac{61}{31} = 996,4 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{15} = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{33}{53} \cdot \frac{45}{45} \cdot \frac{49}{39} \cdot \frac{61}{31} = 1231,48 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{16} = 1400 \cdot 0,571 \cdot \frac{38}{48} \cdot \frac{45}{45} \cdot \frac{49}{39} \cdot \frac{61}{31} = 1565,78 \text{ хв}^{-1},$$

2.10 Оцінка точності кінематичного розрахунку

Визначимо похибку між фактичними числами обертів вихідного вала та стандартизованими використовуючи формулу:

$$\Delta = \pm \frac{n_{\phi} - n_{cm}}{n_{cm}} \cdot 100\%, \quad (2.1)$$

де n_{ϕ} , n_{cm} – відповідно фактичні та стандартизовані частоти обертання шпинделя.

Відповідність всіх частот обертання шпинделя перевіримо за формулою 2.1:

$$\Delta_1 = \frac{50 - 48,96}{50} \cdot 100\% = 2,06\%,$$

$$\Delta_2 = \frac{63 - 62,25}{63} \cdot 100\% = 1,17\%,$$

$$\Delta_3 = \frac{80 - 76,94}{80} \cdot 100\% = 2,46\%,$$

$$\Delta_4 = \frac{100 - 97,83}{100} \cdot 100\% = 2,16\%,$$

$$\Delta_5 = \frac{125 - 125,16}{125} \cdot 100\% = -0,13\%,$$

$$\Delta_6 = \frac{160 - 159,14}{160} \cdot 100\% = 0,53\%,$$

$$\Delta_7 = \frac{200 - 196,69}{200} \cdot 100\% = 1,65\%,$$

$$\Delta_8 = \frac{250 - 250,08}{250} \cdot 100\% = -0,03\%,$$

$$\Delta_9 = \frac{315 - 306,58}{315} \cdot 100\% = 2,51\%,$$

$$\Delta_{10} = \frac{400 - 389,9}{400} \cdot 100\% = 2,54\%,$$

$$\Delta_{11} = \frac{500 - 481,77}{500} \cdot 100\% = 2,49\%,$$

$$\Delta_{12} = \frac{630 - 612,55}{630} \cdot 100\% = 2,5\%,$$

$$\Delta_{13} = \frac{800 - 783,66}{800} \cdot 100\% = 2,04\%,$$

$$\Delta_{14} = \frac{1000 - 996,4}{1000} \cdot 100\% = 0,35\%,$$

$$\Delta_{15} = \frac{1250 - 1231,48}{1250} \cdot 100\% = 1,48\%,$$

$$\Delta_{16} = \frac{1600 - 1565,78}{1600} \cdot 100\% = 2,13\%,$$

що знаходиться у межах допуску $[\Delta] = \mp 2,6\%$.

Можна зробити висновок, що розрахунок виконаний вірно, після оцінки точності кінематичного розрахунку.

2.11 Кінцевий варіант кінематичної схеми привода

З дотриманням вимог ГОСТ 2.770 – 68 і 2.703 – 68 виконують кінцевий варіант кінематичної схеми, перший з яких є стандартом на умовні позначення на кінематичних схемах, а другий – правилом виконання кінематичних схем. На рисунку 2.4 подано кінцевий варіант кінематичної схеми привода.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		27

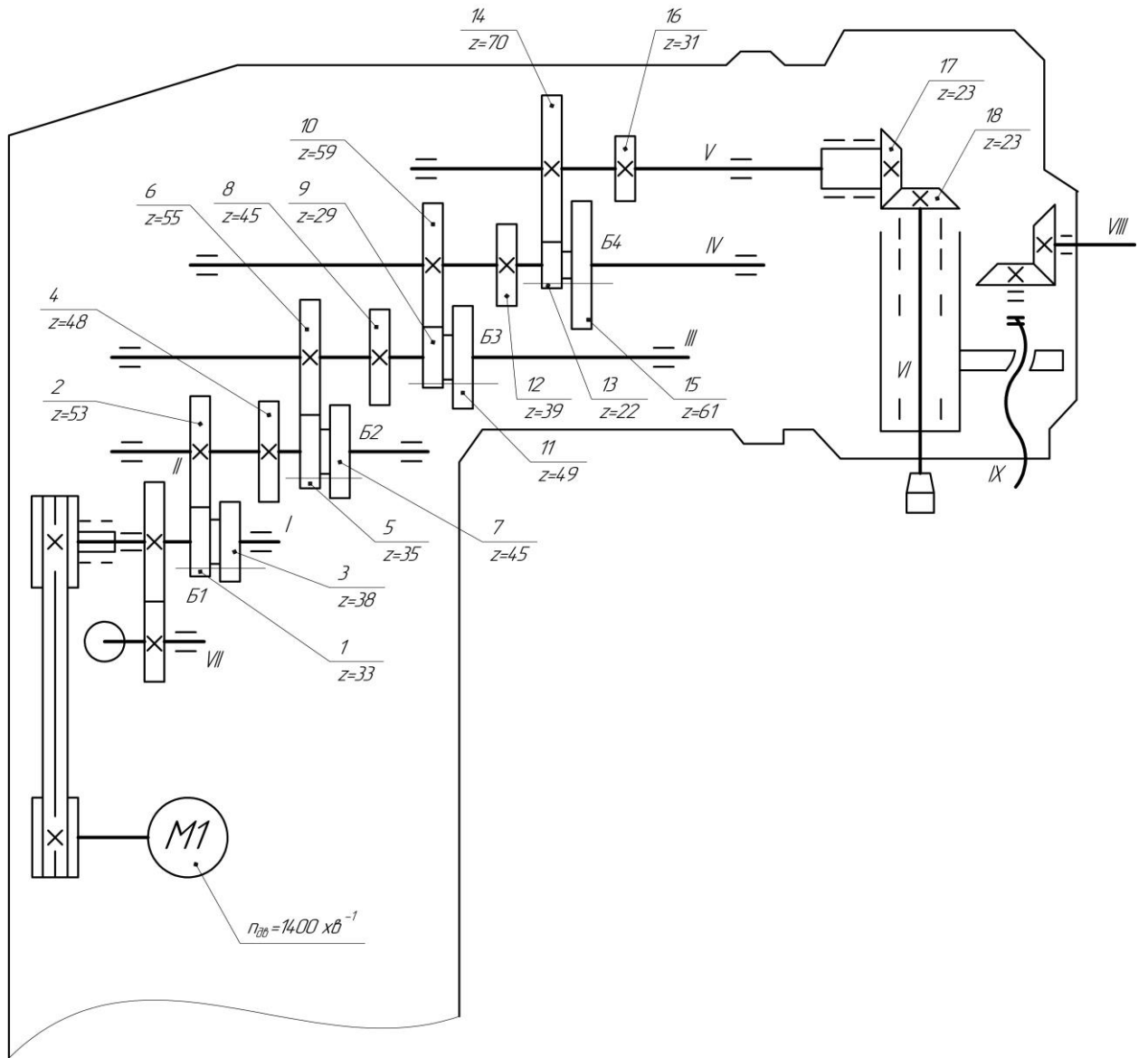


Рисунок 2.4 – Кінцевий варіант кінематичної схеми привода

3 ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ

3.1 Проектний розрахунок і методика конструювання привода верстата

Розрахунок почнемо із визначення міжосьової відстані між валами майбутньої коробки швидкостей.

Для цього використаємо формулу:

$$a_{wi} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 0,5 \cdot \sum z \cdot m, \quad (3.1)$$

де m – модуль зубчастих коліс, мм;

z_1 – кількість зубців на шестерні;

z_2 – кількість зубців на колесі;

$\sum z$ – сумарна кількість зубців колеса та шестерні між валами (з кінематичного розрахунку).

Модуль зубчастих коліс на кожній передачі потрібно обрати заздалегідь, умовно із джерел технічної літератури (паспорт верстата), заручившись досвідом проектування коробок швидкостей.

Модулі від 2,5 – 3,0 мм до 6,0 – 8,0 мм мають зубчасті передачі, котрі використовуються у коробках швидкостей частіше на верстатах середніх розмірів.

За формулою 3.1 знайдемо міжосьову відстань між валами, використовуючи дані за кількістю зубів із кінематичного розрахунку. Для розрахунку візьмемо значення модуля 4,0 мм між всіма валами, тобто:

$$\text{між валом I та II: } a_{wi} = 0,5 \cdot 86 \cdot 4 = 172 \text{ мм}$$

$$\text{між валом II та III: } a_{wi} = 0,5 \cdot 90 \cdot 4 = 180 \text{ мм}$$

$$\text{між валом III та IV: } a_{wi} = 0,5 \cdot 88 \cdot 4 = 176 \text{ мм}$$

$$\text{між валом IV та V: } a_{wi} = 0,5 \cdot 92 \cdot 4 = 184 \text{ мм}$$

Далі перейдемо до розрахунку діаметрів валів майбутньої коробки швидкостей.

Щоб визначити діаметри валів потрібно визначити навантаження, які на них діють, а саме крутні моменти та діючі сили. Для цього необхідно при найбільших режимах розрахувати сили різання та знайти потужність двигуна. Використаємо потужність базової моделі для типових моделей верстата. Не номінальні, а розрахункові навантаження використовують та вводять під час розрахунку коробок швидкостей:

$$T_{pi} = T_j \cdot K, \quad (3.2)$$

$$F_p = F_t \cdot K, \quad (3.3)$$

де T_{pi} – розрахунковий крутний момент на i – му валу, Н· м;

T_j – момент на попередньому валу, Н· м;

F_t – колова сила, що прикладена до валу, Н;

K – коефіцієнт навантаження, $K = 1,2$.

Без урахування коефіцієнта навантаження крутний момент розраховують за такою формулою:

$$T_j = \frac{P}{\omega}, \quad (3.4)$$

де ω – кутова швидкість.

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (3.5)$$

Без урахування коефіцієнта навантаження колову силу розраховують за такою формулою:

$$F_t = \frac{2T_j}{d_z}, \quad (3.6)$$

де d_z – ділильний діаметр зубчатого колеса.

$$d_z = m \cdot z_i, \quad (3.7)$$

Для першого валу розрахуємо колову силу та крутний момент за формулами:

Для першого валу $n = 800 \text{ хв}^{-1}$ та P – потужність двигуна $P = 3 \text{ кВт}$.

Для першого вала (також для інших валів) за формулою 3.5 розрахуємо кутову швидкість.

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 800}{30} = 83,7 \text{ рад/с}$$

За формулою 3.4 розраховують крутний момент без урахування коефіцієнта навантаження (також для інших валів).

$$T_1 = \frac{3 \cdot 10^3}{83,7} = 35,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

За формулою 3.2 розраховується розрахунковий крутний момент (також для інших валів).

$$T_{p1} = 35,8 \cdot 1,2 = 43 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

За формулою 3.7 визначимо ділительний діаметр зубчастого колеса (також для інших валів).

$$d_1 = 4 \cdot 38 = 152 \text{ мм}$$

Колова сила без урахування коефіцієнта навантаження розраховується за формулою 3.6 (також для інших валів).

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 35,8 \cdot 10^3}{152} = 471 \text{ Н}$$

За формулою 3.3 визначаємо розрахункову колову силу (також для інших валів).

$$F_{p1} = 471 \cdot 1,2 = 565 \text{ Н}$$

Для другого валу:

$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 500}{30} = 52,33 \text{ рад/с}$$

$$T_2 = \frac{3 \cdot 10^3}{52,33} = 57,32 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{p2} = 57,32 \cdot 1,2 = 68,78 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d_2 = 4 \cdot 45 = 180 \text{ мм}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 57,32 \cdot 10^3}{180} = 636 \text{ Н}$$

$$F_{p2} = 636 \cdot 1,2 = 764 \text{ Н}$$

Для третьего валу:

$$\omega_3 = \frac{3,14 \cdot 315}{30} = 32,97 \text{ рад/с}$$

$$T_3 = \frac{3 \cdot 10^3}{32,97} = 91 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{p3} = 91 \cdot 1,2 = 109,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d_3 = 4 \cdot 49 = 196 \text{ мм}$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot 91 \cdot 10^3}{196} = 928 \text{ Н}$$

$$F_{p3} = 928 \cdot 1,2 = 1114 \text{ Н}$$

Для четвертого валу:

$$\omega_4 = \frac{3,14 \cdot 160}{30} = 16,74 \text{ рад/с}$$

$$T_4 = \frac{3 \cdot 10^3}{16,74} = 179,14 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{p4} = 179,14 \cdot 1,2 = 214,96 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d_4 = 4 \cdot 61 = 244 \text{ мм}$$

$$F_{t4} = \frac{2 \cdot 179,14 \cdot 10^3}{244} = 1468 \text{ Н}$$

$$F_{p4} = 1468 \cdot 1,2 = 1762 \text{ Н}$$

Для пятого валу:

$$\omega_5 = \frac{3,14 \cdot 50}{30} = 5,23 \text{ рад/с}$$

$$T_5 = \frac{3 \cdot 10^3}{5,23} = 573,24 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{p5} = 573,24 \cdot 1,2 = 687,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d_5 = 4 \cdot 70 = 280 \text{ мм}$$

$$F_{t5} = \frac{2 \cdot 573,24 \cdot 10^3}{280} = 4094 \text{ Н}$$

$$F_{p5} = 4094 \cdot 1,2 = 4913 \text{ Н}$$

3.2 Розрахунок валів

Розрахунок проводимо в два етапи:

- попередній розрахунок;
- уточнюючий розрахунок.

Приблизний діаметр валу визначаємо при попередньому розрахунку а потім уточнюємо його конструкцію. Для розрахунку допустимі напруження на кручення приймаємо $[\tau] = 20$ МПа. Діаметр вихідного кінця валу знаходять за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_p}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (3.8)$$

За формулою 3.8 визначаємо для першого валу діаметр вихідного кінця валу (також для інших валів):

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{43 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 22,06 \text{ мм}$$

Діаметр під підшипник: $d_1 = 25$ мм.

З кінематичного розрахунку відомо, що вал I шліцевий. Тому за ГОСТ 1139 – 81 призначаємо шліци з розмірами 6x8x32 із центруванням за внутрішнім діаметром валу. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал буде такою: $d - 6 \times 28H7/g6 \times 32H12/a11 \times 7D9/f7$.

Для другого валу:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{68,78 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 25,81 \text{ мм}$$

Діаметр під підшипник: $d_2 = 25$ мм.

Даний вал також шліцевий. Посадку обираємо як на попередньому валі: $d - 6 \times 28H7/g6 \times 32H12/a11 \times 7D9/f7$.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		33

Для третього валу:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{109,19 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 30,1 \text{ мм}$$

Діаметр під підшипник: $d_3 = 30$ мм.

Вал III також шліцьовий. Посадку для рухомого з'єднання блок – вал обираємо такою: $d - 8 \times 32\text{H}7/\text{g}7 \times 36\text{H}12/\text{d}10 \times 6\text{D}9/\text{f}8$.

Для четвертого валу:

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{214,96 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 37,73 \text{ мм}$$

Діаметр під підшипник: $d_4 = 40$ мм.

Вал IV також шліцьовий. Посадку для рухомого з'єднання блок – вал обираємо такою: $d - 8 \times 42\text{H}7/\text{g}6 \times 46\text{H}12/\text{d}10 \times 8\text{D}9/\text{f}7$.

Для п'ятого валу:

$$d_5 = \sqrt[3]{\frac{687,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 55,61 \text{ мм}$$

Діаметр під підшипник: $d_5 = 55$ мм.

3.3 Уточнюючий (перевірний) розрахунок валів

Виконаємо розрахунок коефіцієнта запасу міцності для небезпечних перерізів найбільш навантаженого валу. Вал обирається на основі виконаної конструкції коробки швидкостей.

Умова міцності валу визначається за формулою:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (3.9)$$

де $[S]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності; значення $[S]$ знаходиться у межах 1,3–1,5; оберемо $[S] = 1,4$;

S_σ – коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями;

									Лист
									34
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					

S_T – коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями;

S – загальний (розрахунковий) коефіцієнт запасу міцності. Його й потрібно визначити.

Складова попередньої формули – коефіцієнт запасу міцності за нормальним напруженням S_σ – визначається за формулою

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_V + \psi_a \cdot \sigma_m}$$

де σ_{-1} – межа напружень при симетричному циклі;

K_σ – коефіцієнт, для шліцьового валу $K_\sigma = 1,65$;

$\varepsilon_\sigma = 0,92$ – масштабний фактор;

$\psi_a = 0,15$ – коефіцієнт;

σ_m – середнє напруження, $\sigma_m = 0$;

σ_V – амплітуда нормальних напружень на згинання.

В останній формулі невизначеними є:

σ_{-1} – межа напружень при симетричному циклі;

σ_V – амплітуда нормальних напружень на згинання.

Для визначення σ_{-1} потрібно знати σ_B , σ_B для сталі 45 дорівнює 780 МПа, тоді $\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 780 = 335$ МПа;

σ_V – амплітуда нормальних напружень на згинання – визначається формулою 3.10:

$$\sigma_V = \frac{M}{W_{\text{нетто}}}, \quad (3.10)$$

до якої надходить сумарний момент M_Σ на згинання та параметр $W_{\text{нетто}}$.

Сумарний згинальний момент M_Σ на валу необхідно знайти для розрахунку σ_V . Для визначення діючих сил та реакцій побудуємо схему (рисунок 3.1) і визначимо реакції опор у площинах XZ, YZ.

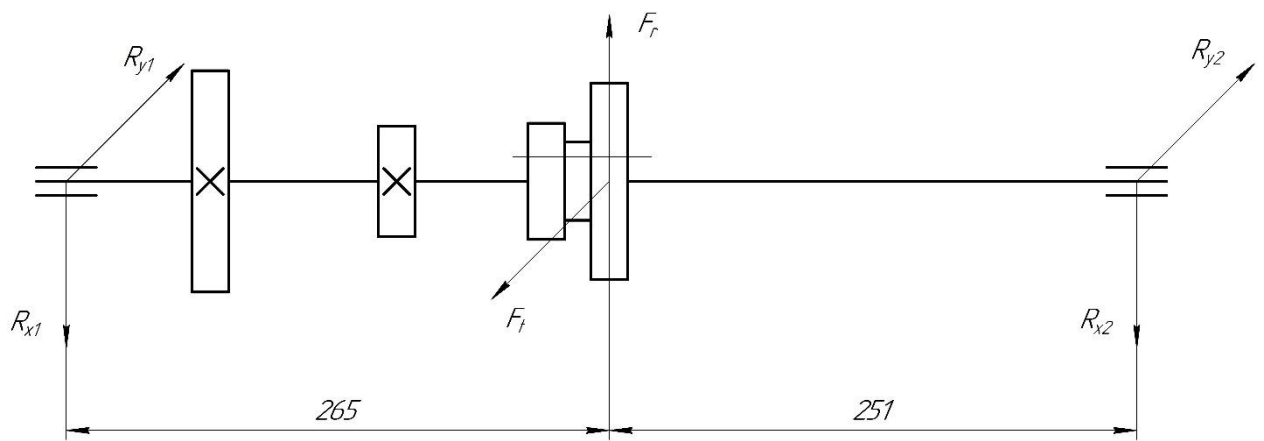


Рисунок 3.1 – Схема діючих сил та реакцій опор IV валу коробки

Реакції опор у площині XZ:

$$R_{y1} = \frac{F_t \cdot 251}{251 + 260} = \frac{1762 \cdot 251}{250 + 260} = 857 \text{ Н},$$

$$R_{y2} = \frac{F_t \cdot 260}{251 + 260} = \frac{1762 \cdot 260}{251 + 260} = 904 \text{ Н}.$$

Реакції опор у площині YZ:

$$R_{x1} = \frac{F_r \cdot 251}{251 + 260} = \frac{1762 \cdot 251}{250 + 260} = 857 \text{ Н},$$

$$R_{x2} = \frac{F_r \cdot 260}{251 + 260} = \frac{1762 \cdot 260}{251 + 260} = 904 \text{ Н}.$$

Згинальні моменти:

$$M_x = R_{x1} \cdot 251 = 2,1 \cdot 10^3 \text{ Нмм},$$

$$M_y = R_{y1} \cdot 251 = 2,1 \cdot 10^3 \text{ Нмм}.$$

Сумарний згинальний момент

$$M_z = \sqrt{(2,1 \cdot 10^3)^2 + (2,1 \cdot 10^3)^2} = 3,04 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

На рисунку 3.2 зображено епюри згинальних та крутних моментів при уточнюючому розрахунку валу.

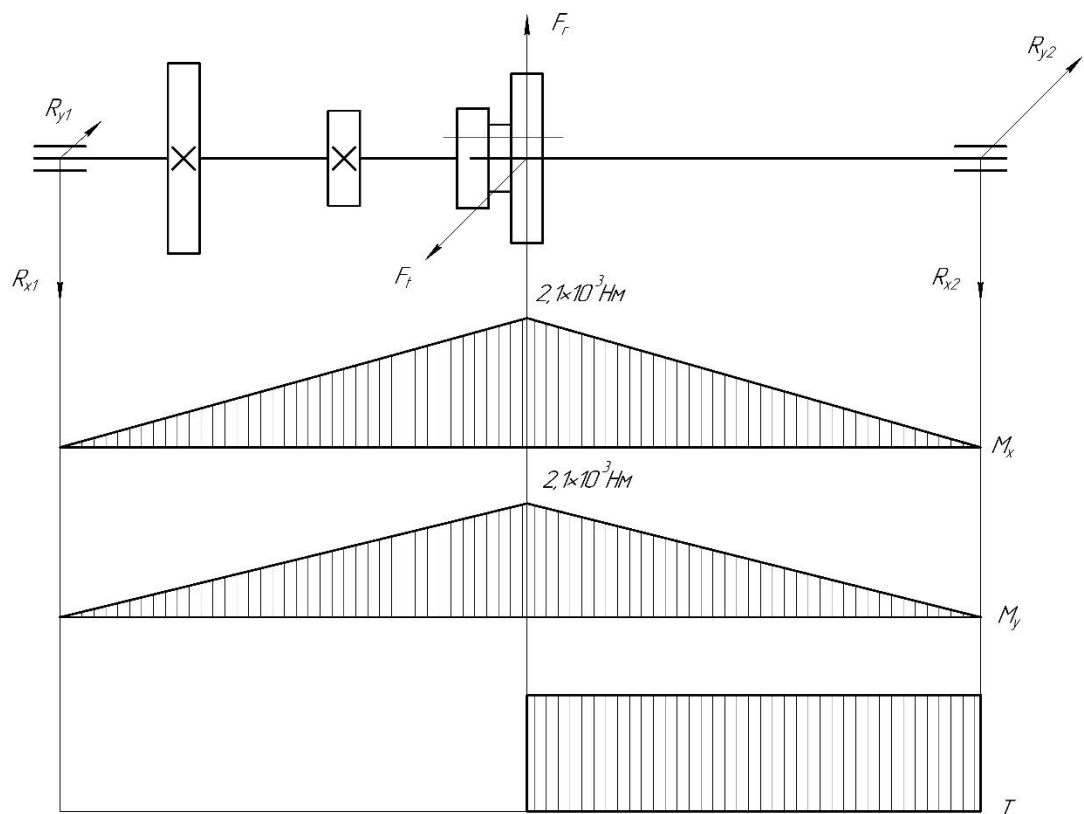


Рисунок 3.2 - Епюри згинальних та крутного моментів при уточнюючому розрахунку валу

Також визначено сумарний згинальний момент. За формулою 3.10 розраховуємо амплітуду нормальних напружень на згинання:

$$\sigma = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{нетто}}} = \frac{3,04 \cdot 10^3}{1,25 \cdot 10^3} = 2,43 \text{ МПа,}$$

де $W_{\text{нетто}}$ – розраховано як

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 42^3}{32} - \frac{6 \cdot 4 \cdot (28 - 4)^2}{2 \cdot 42} = 1,25 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

За рекомендаціями окремі значення параметрів такі:

$$\tau_{-1} \approx (0,5 - 0,58) \cdot \sigma_{-1}; \varepsilon_{\tau} = 0,74; \psi_{\tau} = 0,1; \tau_m = 6$$

Підстановка значень у формулу дає результат:

$$S_{\tau} \approx 11,7$$

За формулою 3.9 розрахуємо загальний коефіцієнт запасу міцності:

$$S = \frac{1,7 \cdot 11,7}{\sqrt{(1,7)^2 + (11,7)^2}} = 1,68 > 1,4.$$

3.4 Геометричний розрахунок зубчастих коліс

Розрахуємо ділильні, зовнішні та внутрішні діаметри всіх зубчастих коліс коробки швидкостей. Зовнішні діаметри розрахуємо за формулою:

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m.$$

Внутрішні діаметри розрахуємо за формулою:

$$d_{a2} = d_{w1} - 2,5 \cdot m.$$

Результати занесемо у таблицю 3.1

Таблиця 3.1 – Розрахунок діаметрів коліс привода

Кількість зубців коліс	Ділильний діаметр $m \cdot z$, мм	Зовнішній діаметр $m \cdot (z+2)$, мм	Внутрішній діаметр $m \cdot (z-2,5)$, мм
$Z_1 = 33$	132	140	122
$Z_2 = 53$	212	220	202
$Z_3 = 38$	152	160	142
$Z_4 = 48$	192	200	182
$Z_5 = 35$	140	148	130
$Z_6 = 55$	220	228	210
$Z_7 = 45$	180	188	170
$Z_8 = 45$	180	188	170
$Z_9 = 29$	116	124	106
$Z_{10} = 59$	236	244	226
$Z_{11} = 49$	196	204	186
$Z_{12} = 39$	156	164	146
$Z_{13} = 22$	88	96	78
$Z_{14} = 70$	280	288	270
$Z_{15} = 61$	244	252	234
$Z_{16} = 31$	124	132	114

3.5 Розрахунок зубів коліс на контактну міцність

Допустимі контактні напруження коліс розраховують за формулою:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{S_H} \cdot z_r \cdot z_v \cdot K_L \cdot K_{XH}, \quad (3.11)$$

де σ_{Hlimb} – межа контактної міцності поверхневих шарів зубів;
для вуглецевих сталей із твердістю поверхонь зубів менше HB 350:

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70$$

де K_{HL} – коефіцієнт довговічності, для верстатів дорівнює 1;
 S_H – коефіцієнт безпеки, при однорідній структурі матеріалу 1,1 ;
 z_r – коефіцієнт шорсткості;
 z_v – коефіцієнт швидкості;
 K_L – коефіцієнт змащування;
 K_{XH} – коефіцієнт розміру коліс.

З практичних міркувань

$$z_r \cdot z_v \cdot K_L \cdot K_{XH} = 0,9$$

Підставимо в формулу 3.11 значення та проведемо розрахунок:

$$[\sigma_{H1,2}] = \frac{2 \cdot 230 + 70}{1,1} \cdot 0,9 = 434 \text{ МПа}$$

3.6 Розрахунок зубів зубчастих коліс на згинання

Допустимі контактні напруження на згинання

$$\sigma_{Hlimb} [\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb} \cdot K_{FL}}{S_F} \cdot K_{FC}, \quad (3.12)$$

де σ_{Flimb} – границя тривалості зуба на згинання,

$$\sigma_{Flimb} = HB + 250 ;$$

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, для верстатів $K_{FL} = 1$;

S_F – коефіцієнт безпеки, $S_F = 1,7$;

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує одностороннє навантаження $K_{FC} = 1$;

Тоді за формулою 3.12 визначимо допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_F] = \frac{230 + 250}{1,7} \cdot 1 = 282 \text{ МПа}$$

Приймаємо значення $[\sigma_F] = 282 \text{ МПа}$

Розрахунок зубів коліс на згинання виконують за формулою 3.13:

$$\sigma_F = 2 \cdot Y_F \cdot Y_E \cdot Y_\beta \cdot \frac{T \cdot K_F}{z \cdot b \cdot m^2} \leq [\sigma_F], \quad (3.13)$$

де Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба и залежить від еквівалентної кількості зубів, $Y_F = 4,25$;

Y_E – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів. Для прямозубих коліс

$$Y_E = \frac{1}{E} = \frac{1}{\left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right]} = \frac{1}{\left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{28} + \frac{1}{32}\right)\right]} = 0,55;$$

$Y_\beta = 1$ – для прямозубих коліс;

K_F – коефіцієнт, який складається з таких складових

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV},$$

де $K_{F\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження по ширині вінця,

$$K_{F\beta} = 1,0;$$

K_{FV} – коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження, $K_{FV} = 1,25$

Тоді за формулою 3.13 виконаємо розрахунок зубів на згинання:

$$\sigma_F = 2 \cdot 4,25 \cdot 0,55 \cdot 1 \cdot \frac{89 \cdot 1,25}{28 \cdot 15 \cdot 3^2} = 36 \text{ МПа} \leq 282 \text{ МПа}$$

На рисунку 3.3 зображено конструкцію модернізованої коробки верстата.

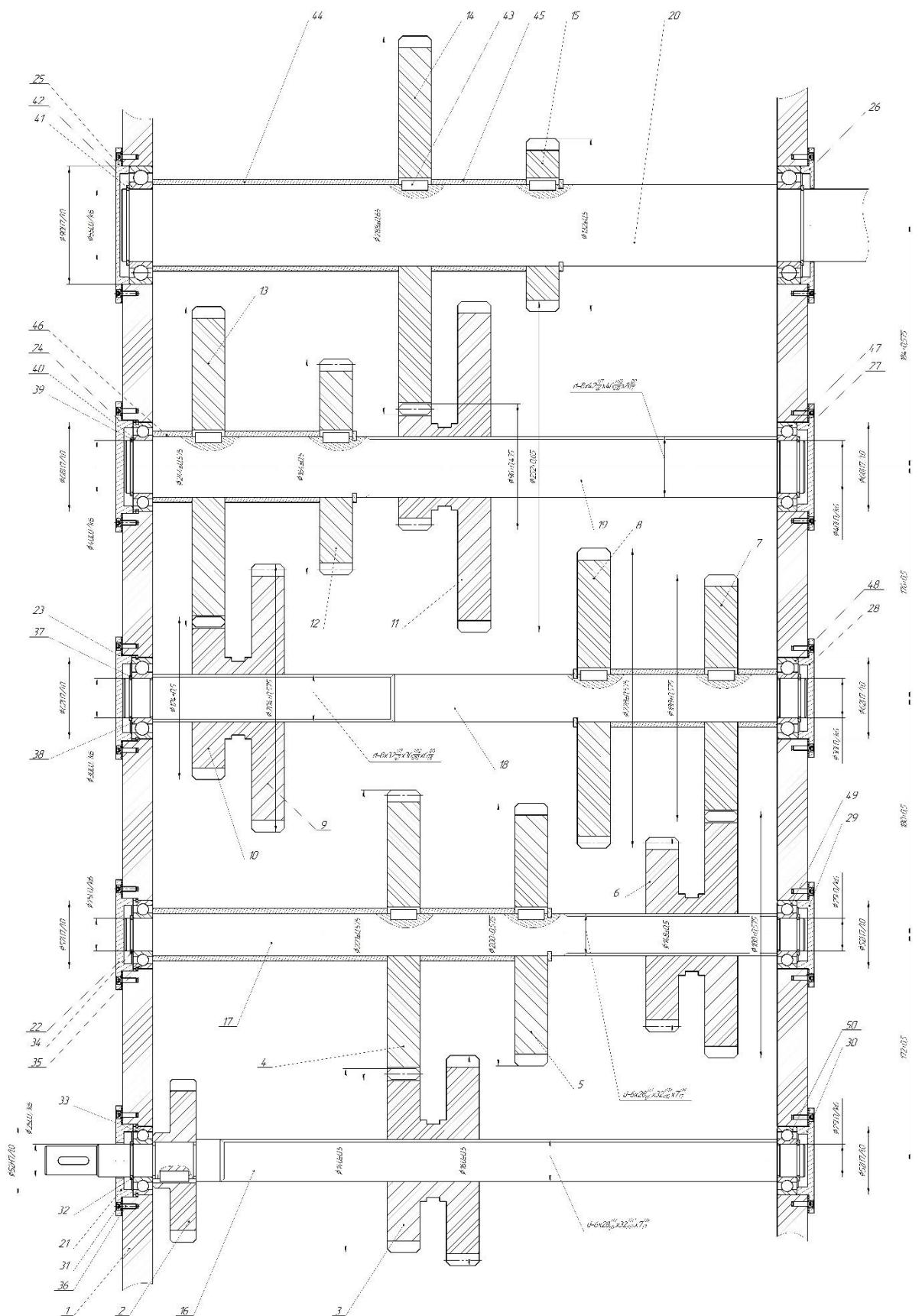


Рисунок 3.3 – Конструкція модернізованої коробки швидкостей верстата

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ВІ 19510137 ПЗ

Лист

41

4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕКЛЮЧЕННЯ БЛОКІВ

Система керування верста складається з: механічних, електричних, гідравлічних або пневматичних пристроїв, які використовуються для того щоб передавати команду на виконавчий орган; керуючого органу – кнопки, кінцеві перемикачі, рукоятки; виконавчого органу (рейка, вилка, важель), що переміщує відповідну частину верстата.

Системи керування верстатом поділяються на ручні та автоматичні. Ручний спосіб управління використовується в більш старих моделях верстатів, або в простих верстатах. При ручному управлінні всі перемикачання здійснюються робочим за допомогою важелів, рукояток, штурвалів. Автоматичні використовуються в верстатах ЧПК.

Конструкцію перемикачів нашої коробки швидкостей зображено на рисунку 4.1.

В даній моделі верстата використовується ручний механізм перемикачів швидкостей. Перемикач здійснюється за допомогою рукояток, які переміщують рухомі блоки зубчастих коліс (для кожного блоку своя рукоятка). Робочим органом даного механізму являються повзун та вилка. Вилка закріплена на повзуні, який в свою чергу рухається по напрямній скалці. Повзун же переміщується завдяки зачепленню з зубчастим сектором який повертається за допомогою рукоятки.

Коли робочий переміщує важель 5 зубчастий сектор 6 також здійснює поворот (рух передається за допомогою вісі 4). Вісь обмежена втулкою, яка закріплюється в корпус коробки швидкостей 1. Важіль закріплюється в корпус механізму 3. Корпус з'єднується з віссю за допомогою штифта. Для обмеження руху рукоятки та для фіксації її в потрібних для роботи коробки швидкостей положеннях в даному механізмі передбачений механізм фіксації 7. Механізм фіксації складається з пружини та кульки. В фланці 2 в двох позиціях (всі блоки зубчастих коліс даної коробки мають по два колеса)

зроблені заглиблення в які під натиском пружини потрапляє кулька при повороті важеля.

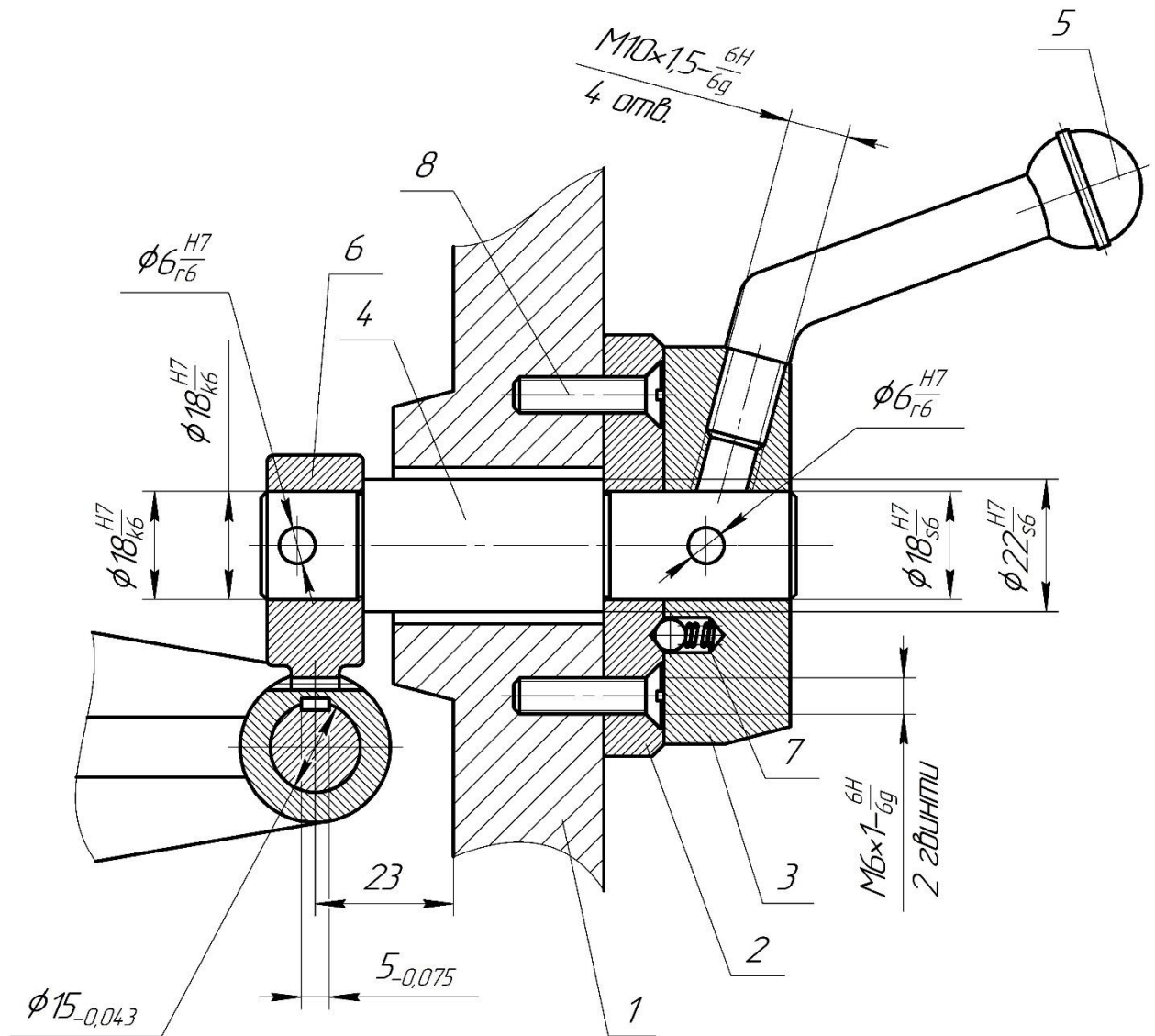


Рисунок 4.1 – Конструкція перемикачів коробки швидкостей

Для розрахунку елементів механізму переключення потрібно знати робочий хід рухомих блоків та крайні точки в яких одне з коліс перебуває в повному зачепленні. Рохові блоки в даній коробці швидкостей знаходяться на I, II, III та IV валах. Всі рухомі блоки мають по два зубчастих колеса. При конструюванні коробки було вирішено зробити однаковий робочий хід для всіх рухомих блоків. Робочий хід становить 43 мм.

Принцип роботи механізму переключення блоків полягає в відносному переміщенні зубчастого сектору по відношенню до повзуна. Повзун

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ВІ 19510137 ПЗ

Лист

43

рухається по направляючій круглій формі. Тобто робоча ділянка повзуна дорівнює робочому ходу блоку.

Для визначення кута на який повинен повертатися зубчастий сектор для включення однієї з пар зубчатих коліс використаємо формулу для визначення довжини дуги кола.

$$l = \frac{\pi \cdot r}{180} \cdot \alpha,$$

де l – довжина дуги кола (зубчастого сектору);

r – радіус кола (зубчастої вилки);

α – кут дуги.

З конструкції відомо що довжина дуги l дорівнює довжині робочої ділянки повзуна. Радіус вилки дорівнює 27 мм.

Перетворимо формулу та підставимо відомі значення для визначення кута α на всіх блоках.

Для блоків з двома зубчастими колесами:

$$\alpha = l / \left(\frac{\pi \cdot r}{180} \right) = 43 / \left(\frac{3,14 \cdot 27}{180} \right) = 91,29^\circ.$$

Кут розділяємо на два так як блок має два робочих положення. Також для забезпечення нормальної роботи механізму додамо додаткову зону с кожного боку зубчастого сектору та на повзуні.

На рисунку 4.2 зображено механізм переключення блоків коробки швидкостей з двома зубчастими колесами.

На рисунку 4.3 зображено положення рукоятки для переключення блоків з двома зубчастими колесами.

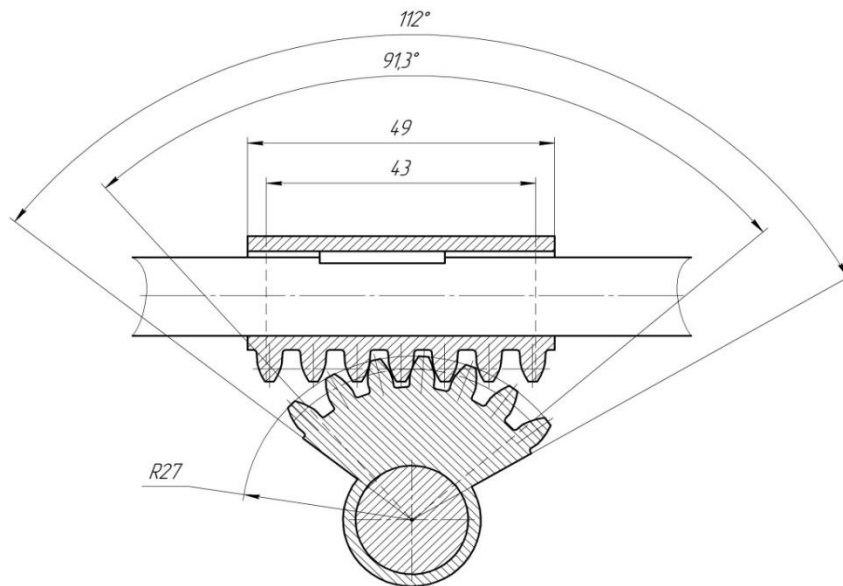


Рисунок 4.2 – Механізм переключення блоків коробки швидкостей з двома зубчатыми колесами

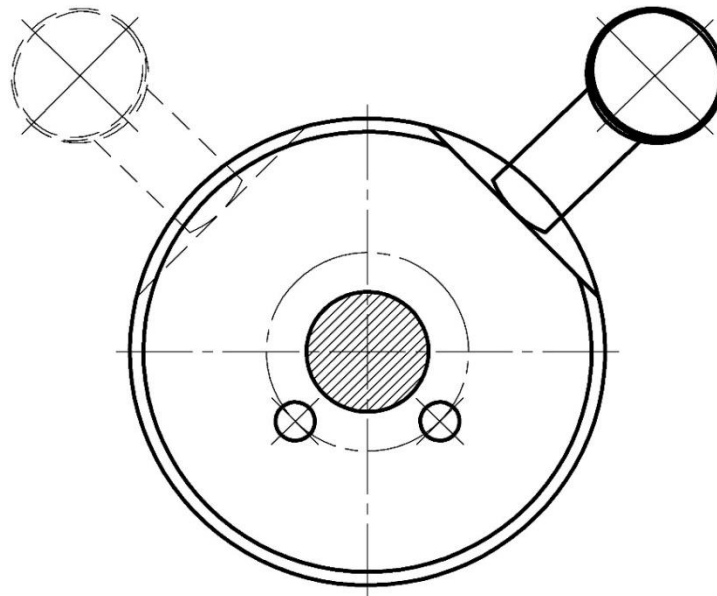


Рисунок 4.3 – Положення рукоятки для переключення блоків з двома зубчатыми колесами

На рисунку 4.4 показано положення рукояток при вмиканні різних частот обертання шпинделя.

<i>Положення важелів</i>				<i>Частота обертання шпинделя, об/хв</i>
				50
				63
				80
				100
				125
				163
				200
				250
				315
				400
				500
				630
				800
				1000
				1250
				1600

Рисунок 4.4 – Положення рукояток при вмиканні різних частот обертання шпинделя

5 ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ХОДОВОГО ГВИНТА ВЕРСТАТА

5.1 Опис ходового гвинта верстата

Ходові гвинти в сполученні з гайкою перетворюють обертальний рух гайки в поступальний. Саме завдяки такому механізму забезпечується прямолінійний рух багатьох вузлів верстатів (кареток, фартухів, супортів). В фрезерному верстаті такі гвинти встановлюються для переміщення столу. Ходові гвинти, в залежності від точності яку вони забезпечують при переміщенні, поділяються на 5 класів точності.

Рівномірність переміщення вузлів верстата на пряму впливає на точність, шорсткість та інші показники деталі яка оброблюється. Тому особливі вимоги ставляться до технології виготовлення як гайок так і гвинтів.

В дипломній роботі буде описаний технологічний процес виготовлення ходового гвинта з трапецийдальним профілем різі Tr 44x12 – h6. Даний гвинт виготовляється для верстата нормальної точності (2 клас). Тому матеріалом для такого гвинта обрана сталь А40Г. Гвинти виготовляють з такої сталі тому що, вона легка в обробці, стабільно веде себе при роботі з підвищеними напругами та відповідає вимогам які пред'явлені до матеріалу ходових гвинтів.

Основним конструктивним елементом ходового гвинта є його різьблення. Профіль різьблення може бути трапецеїдальним, прямокутним, трикутним і круглим. Частіше за все застосовуються ходові гвинти із трапецеїдальним різьбленням. Трапецеїдальна різь конструктивно вище за міцністю у порівнянні з прямокутним різьбленням і дозволяє за допомогою розрізної гайки регулювати осьові зазори, що виникають внаслідок зношування гвинта

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		47

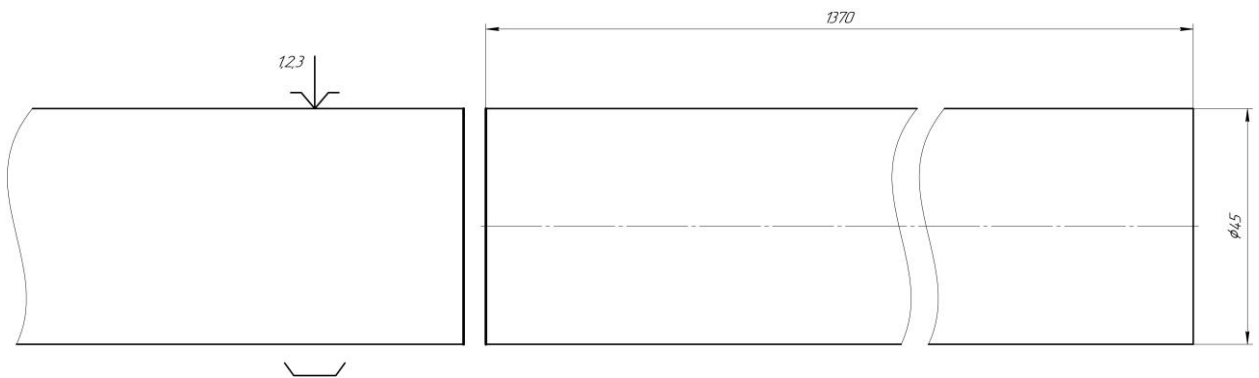
5.2 Розробка опису маршрутного технологічного процесу обробки деталі

5.2.1 Технологічний маршрут механічної обробки гільзи свердлильного верстата

Складаємо маршрутну технологію обробки деталі:

005 Відрізна

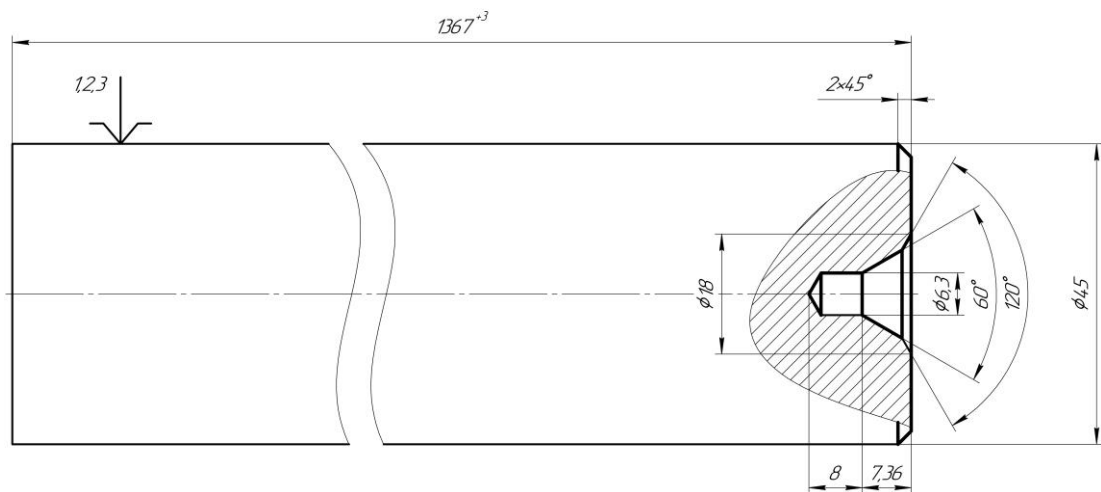
На даній операції проводиться відрізання заготовки $\varnothing 45$ мм та на довжину 1370 мм.



010 Токарна з ЧПУ

На операції виконується підрізання торців до загальної довжини заготовки в розмір майбутньої деталі, а саме 1367^{+3} мм. Також на операції знімаються дві фаски розміром $2 \times 45^\circ$ з двох сторін заготовки та оброблюється 2 центральних отвори. Операція проходить в 2 установи.

Установ А



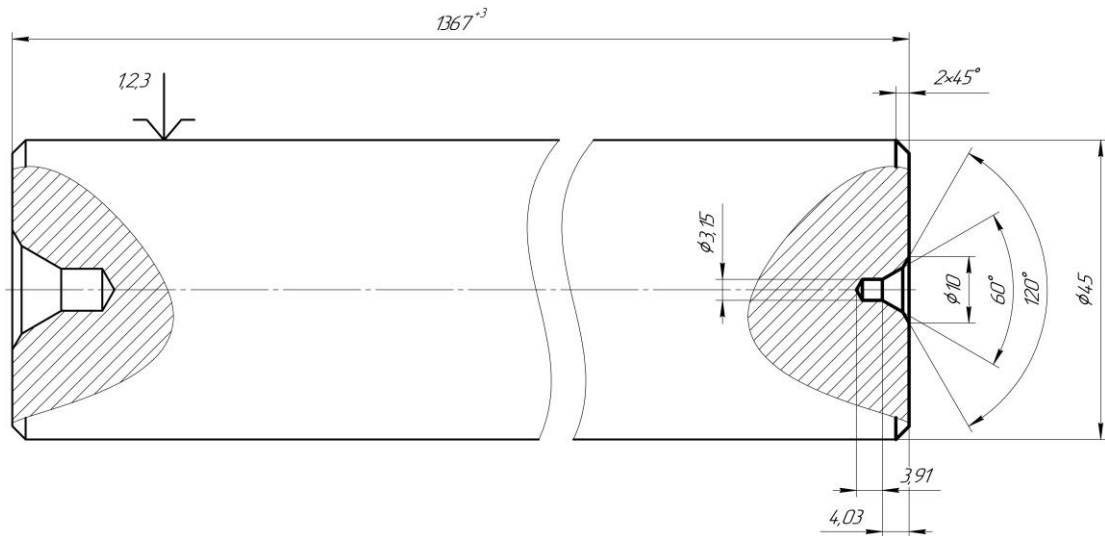
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ВІ 19510137 ПЗ

Лист

48

Установ Б

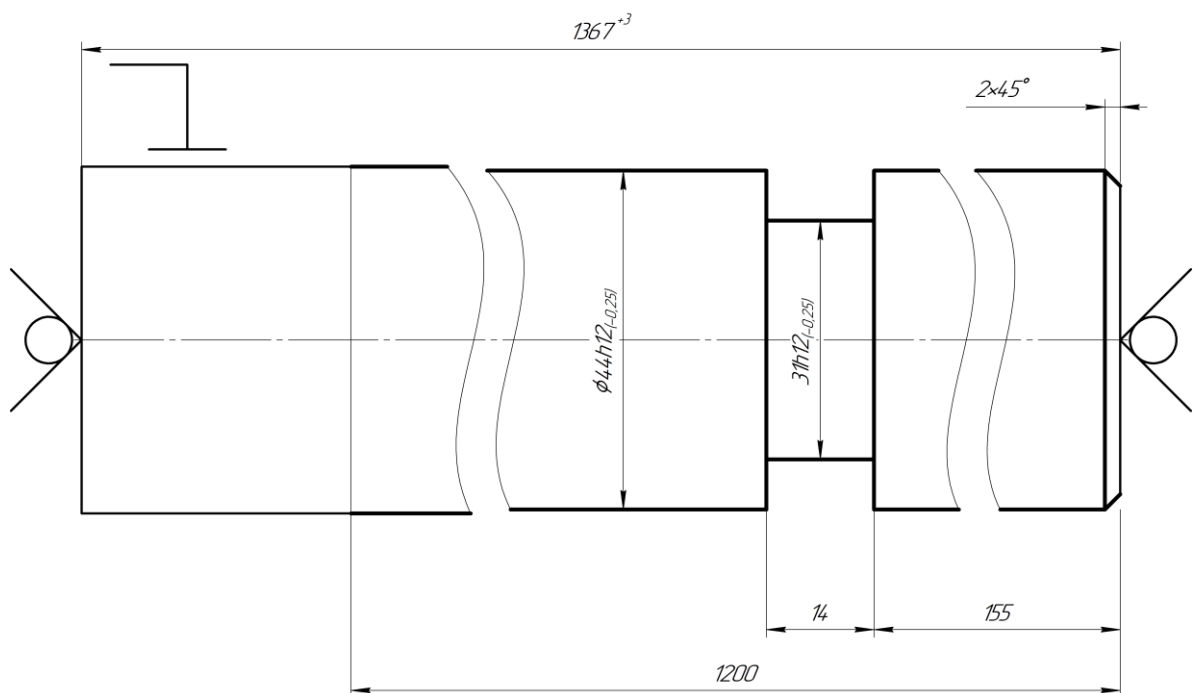


015 Токарна з ЧПУ

Дана операція виконується в 2 установи.

На установі А оброблюється $\varnothing 44h12(-0.25)$ на довжину 1200 мм. Також оброблюється $\varnothing 30h12(-0.25)$ на довжину 14 (для заходу різця для нарізання різі) та знімаємо фаску $2 \times 45^\circ$. Загальна шорсткість на установі А – Ra 6,3.

Установ А



Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

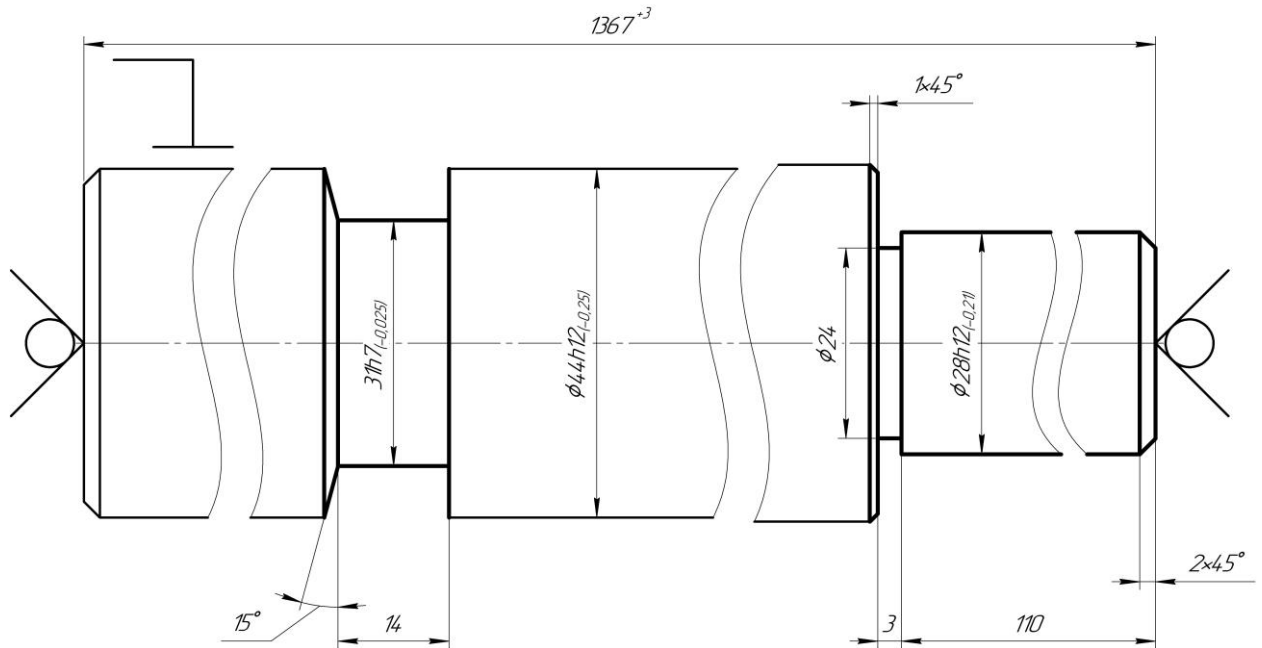
ВІ 19510137 ПЗ

Лист

49

На установи Б точимо $\varnothing 28h12(-0.25)$ на довжину 110 мм, знімаємо фаску $2 \times 45^\circ$. Також точимо канавку $\varnothing 24$ шириною 3 мм. Також точимо $\varnothing 30h7(-0.025)$ на довжину 14 мм та підрізаємо торець шийки на 15° . Загальна шорсткість на установі Б – Ra 6,3.

Установ Б



020 Контрольна

На даній операції проводиться контроль радіального биття $\varnothing 44h12(-0.25)$ на всю довжину валу. У середній частині валу радіальне биття не більше 0,1 мм.

025 Правильна

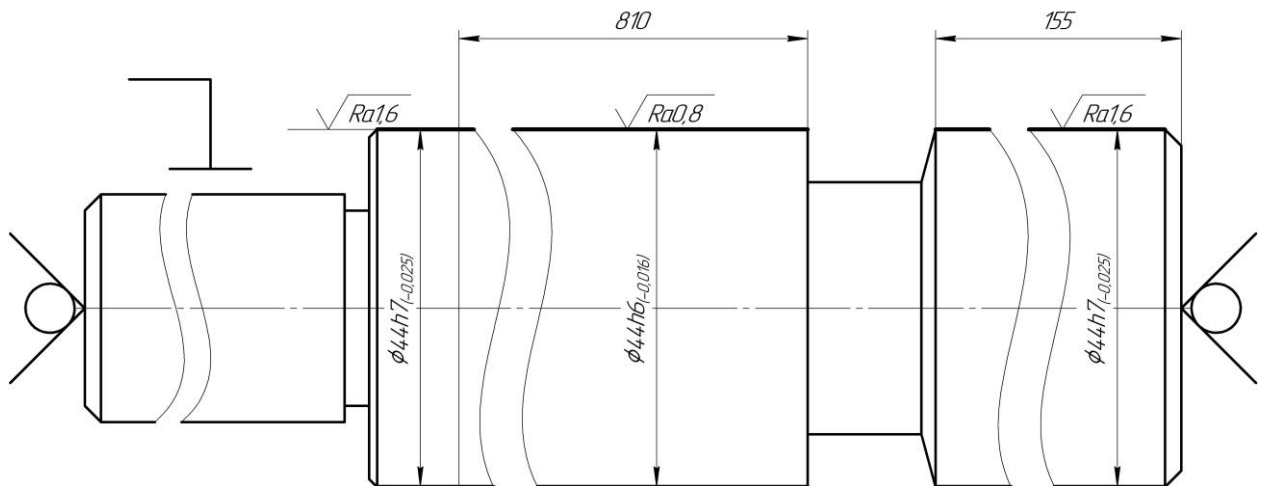
На даній операції виконується рихтування валу, якщо на попередній операції радіальне биття перевищує граничне допустиме.

030 Кругло-шліфувальна

Операція виконується в два установи.

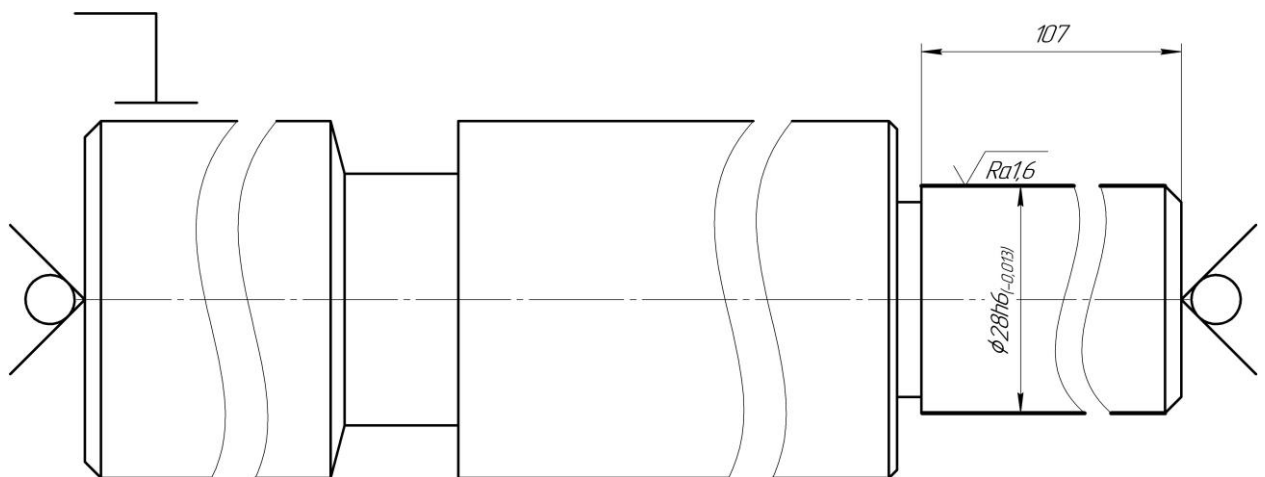
На установі А виконується обробка $\varnothing 44h7(-0.025)$ на всю довжину. Шорсткість на місці майбутньої різі гвинта – Ra 0,8, на іншій частині валу – Ra 1,6.

Установ А



На установі Б шліфується $\text{Ø}28\text{h}6(-0.013)$ на довжину 107 мм.
Шорсткість на установі – Ra 1,6.

Установ Б



035 Контрольна

На даній операції проводиться контроль радіального биття $\text{Ø}44\text{h}12(-0.25)$ на всю довжину валу. У середній частині валу радіальне биття не більше 0,1 мм.

040 Різефрезерна

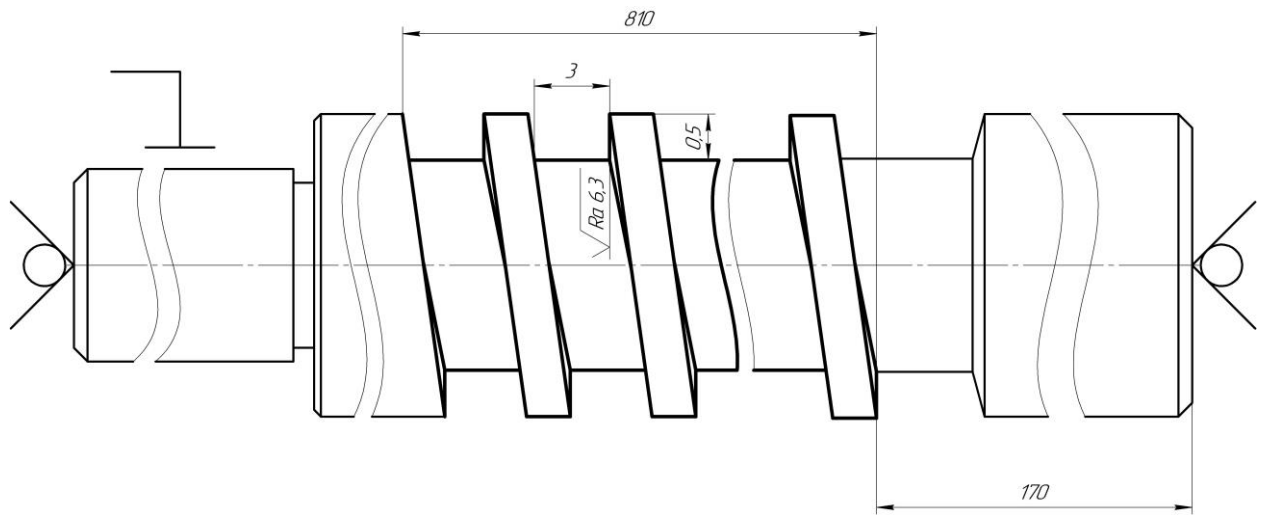
На операції виконується чорнове нарізання трапецеїдальної різі Tr 44×12-h6 на довжину 810 мм. Шорсткість на операції – Ra 6,3.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ВІ 19510137 ПЗ

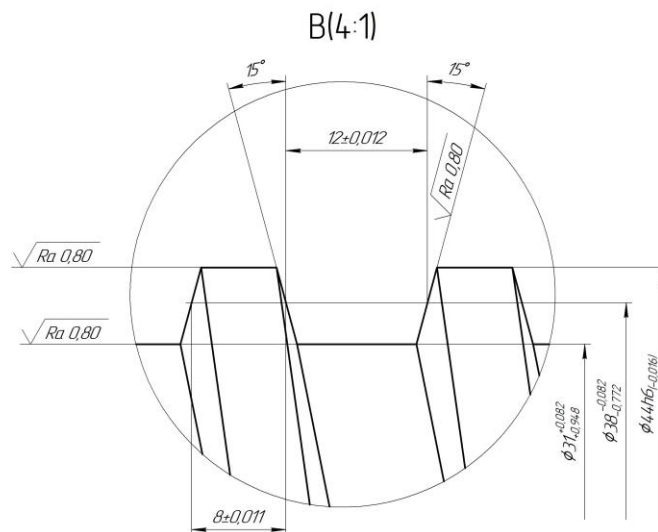
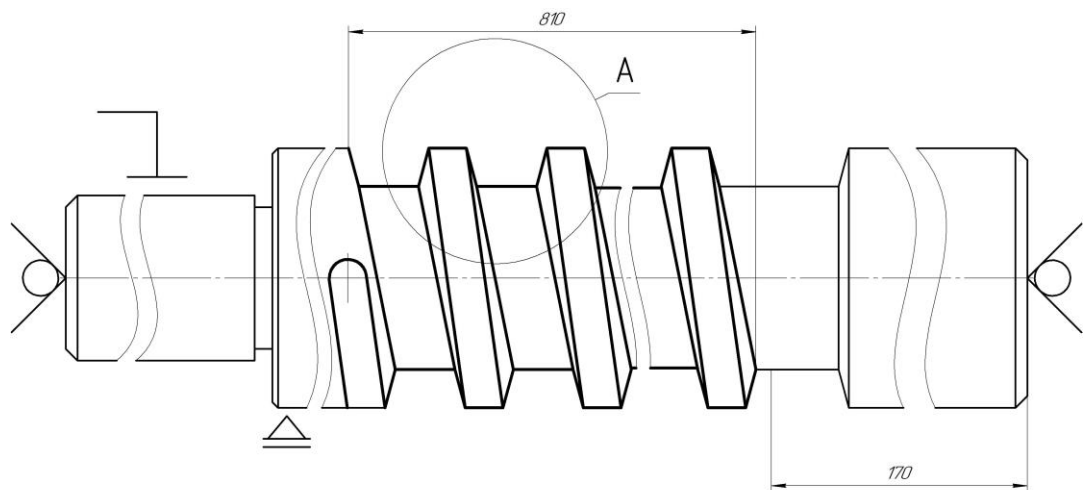
Лист

51



045 Токарна з ЧПУ

На операції виконується чистове нарізання трапецеїдальної різі $T_r 44 \times 12-h6$ на довжину 810 мм. Чистове нарізання виконується з урахуванням полів допусків різі. Шорсткість на операції – $Ra 0,8$.



Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ВІ 19510137 ПЗ

Лист

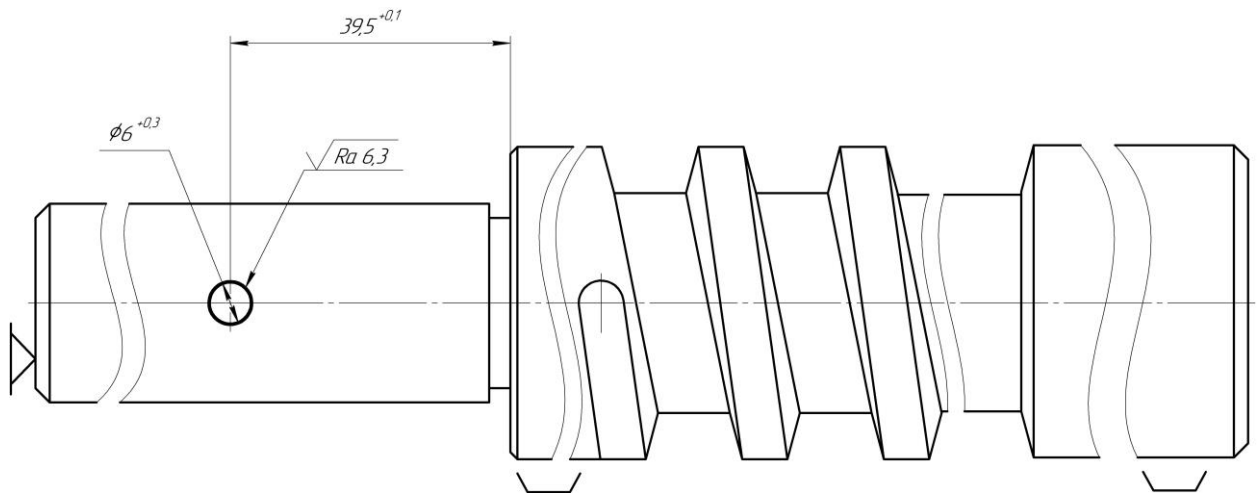
52

050 Контрольна

На даній операції проводиться контроль всіх діаметрів ходового гвинта. Також проводиться контроль параметрів різі.

055 Вертикально-свердлильна

На операції проводиться свердління отвору $\varnothing 6^{+0,3}$ на відстані $55^{+0,1}$ мм. Шорсткість отвору Ra 6,3.



5.2.2 Підбір верстатів

005 Відрізна

Стрічково-відрізний верстат моделі 8544

010 Токарна з ЧПУ

Токарний верстат OPTturn L460

015 Токарна з ЧПУ

Токарний верстат OPTturn L460

025 Правильна

Прес гідравлічний типу ПГ- 400.

030 Кругло-шліфувальна

Круглошліфувальний верстат 3M163B

040 Різефрезерна

Різефрезерний верстат 5M63Г

					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	53

ВІ 19510137 ПЗ

045 Токарна з ЧПУ

Токарний верстат OPTIturn L460

055 Вертикально-свердлильна

Вертикально-свердлильний верстат моделі 2M118

5.2.3 Підбір ріжучого інструменту

005 Відрізна

Пи́ла у вигляді замкнутої стрічки з швидкорізальної сталі.

010 Токарна з ЧПУ

Різець прохідний PCLNR2020K12 BK8 ГОСТ 3882-74.

Свердло центрувальне 2317-0017 ГОСТ 14952-75.

Свердло центрувальне 2317-0020 ГОСТ 14952-75.

015 Токарна з ЧПУ

Різець прохідний PCLNR2020K12 BK8 ГОСТ 3882-74.

Різець підрізний CFIR2020K05 BK8 ГОСТ 3882-74.

030 Кругло-шліфувальна

Шліфувальний круг ПП 400×40×76; 25АСМ5К6 ГОСТ 2424 – 83.

040 Різефрезерна

Фреза дискова тристороння $D = 200$ мм, $d = 32$ мм, $b = 3$ мм (код 2240-0425) із швидкорізальної сталі Р6М5 ГОСТ 3964-69.

045 Токарна з ЧПУ

Різець для нарізання трапецеїдального різьблення 2664-050 ГОСТ 18876-73 із пластиною швидкорізальної сталі Р6М5.

055 Вертикально-свердлильна

Свердло 2301-0420 ГОСТ 2092-77.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		54

5.2.4 Підбір вимірювального інструменту

005 Відрізна

Рулетка; лінійка металева.

010 Токарна з ЧПУ

Штангенциркуль ШЦ-II-125-0,1 ГОСТ 166-89.

015 Токарна з ЧПУ

Штангенциркуль ШЦ-II-125-0,1 ГОСТ 166-89.

Мікрометр МК 25-50 ГОСТ 6507-90.

020 Контрольна

Індикатор годинникового типу 0,01мм

030 Кругло-шліфувальна

Скоба СР 50 ГОСТ 11098-75.

035 Контрольна

Індикатор годинникового типу 0,01мм.

040 Різефрезерна

Шаблон спеціальний (контроль різі).

Штангенциркуль ШЦ-II-125-0,1ГОСТ 166-89.

045 Токарна з ЧПУ

Граничні шаблони ПР та НЕ.

Мікрометричний різьбомір 25–50.

050 Контрольна

Мікрометричний різьбомір 25–50.

Шаблон спеціальний (контроль різі).

Індикатор годинникового типу 0,01мм.

055 Вертикально-свердлильна

Штангенциркуль ШЦ-II-125-0,1ГОСТ 166-89.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		55

5.2.5 Обладнання

005 Відрізна

На призмах у лещатах.

010 Токарна з ЧПУ

Закріплення деталі у трикулачковому патроні

015 Токарна з ЧПУ

Базування в центрах. Обертання передається за допомогою повідкового патрону.

020 Контрольна

Базування в центрах.

025 Правильна

Базування на призмах.

030 Кругло-шліфувальна

Базування в центрах. Обертання передається за допомогою повідкового патрону.

035 Контрольна

Базування в центрах.

040 Різефрезерна

Базування в центрах. Обертання передається за допомогою повідкового патрону.

045 Токарна з ЧПУ

Базування в центрах та рухомому люнеті. Обертання передається за допомогою повідкового патрону.

055 Вертикально-свердлильна

Базування відбувається на призмах. Затискається прихопом.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		56

5.3 Розробка операційного технологічного процесу обробки деталі

Проведемо розробку операційного технологічного процесу обробки деталі для двох операцій (розробимо операційні ескізи, підберемо різальний інструмент, вимірювальний інструмент, назначимо режими різання для різального інструменту).

Операційний технологічний процес виконуємо для операцій 015 та 030.

Операція 015 – Токарна з ЧПУ.

Обробка на операції відбувається на токарному верстаті моделі OPTturn L460. Технічні характеристики даного верстата повністю задовольняють умови обробки деталі.

На операції виконується напівчистова обробка всіх зовнішніх діаметрів деталі. Операція виконується в два установи.

На установі А оброблюється $\varnothing 44h12_{(-0.25)}$ на довжину 1200 мм. Також оброблюється $\varnothing 30h12_{(-0.25)}$ на довжину 14 та знімаємо фаску $2 \times 45^\circ$.

На установи Б точимо $\varnothing 28h12_{(-0.25)}$ на довжину 110 мм, знімаємо фаску $2 \times 45^\circ$. Також точимо канавку $\varnothing 24$ шириною 3 мм. Також точимо $\varnothing 30h7_{(-0.025)}$ на довжину 14 мм та підрізаємо торець шийки на 15° .

Операційний ескіз на операцію показано на рис. 5.2.

Деталь закріплюється в центрах. Обертання передається за допомогою повідкового патрону 7108-0021 ГОСТ 2571-71..

Різальний інструмент:

- різець прохідний PCLNR2020K12 BK8 ГОСТ 3882-74;
- різець підрізний CFIR2020K05 BK8 ГОСТ 3882-74.

Обладнання: повідковий патрон спеціальний, центр А-1-4-У ГОСТ 8742 -75.

Для контролю отриманих на операції розмірів використовуємо штангенциркуль ШЦ-II-125-0,1 ГОСТ 166-89 та мікрометр МК 25-50 ГОСТ 6507-90.

						Лист
						57
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ВІ 19510137 ПЗ	

Режими різання на операції:

- для прохідного різця: швидкість різання $V=173$ м/хв, подача $S=0,3$ мм/об, глибина різання $t = 1,5$ мм, частота обертання шпинделя при такій швидкості різання становить $n = 1250$ об/хв; кількість проходів на операції становить - 12.
- для підрізного різця: швидкість різання $V=138$ м/хв, подача $S=0,25$ мм/об, глибина різання $t = 3$ мм, частота обертання шпинделя при такій швидкості різання становить $n = 1000$ об/хв; кількість проходів на операції становить - 5.

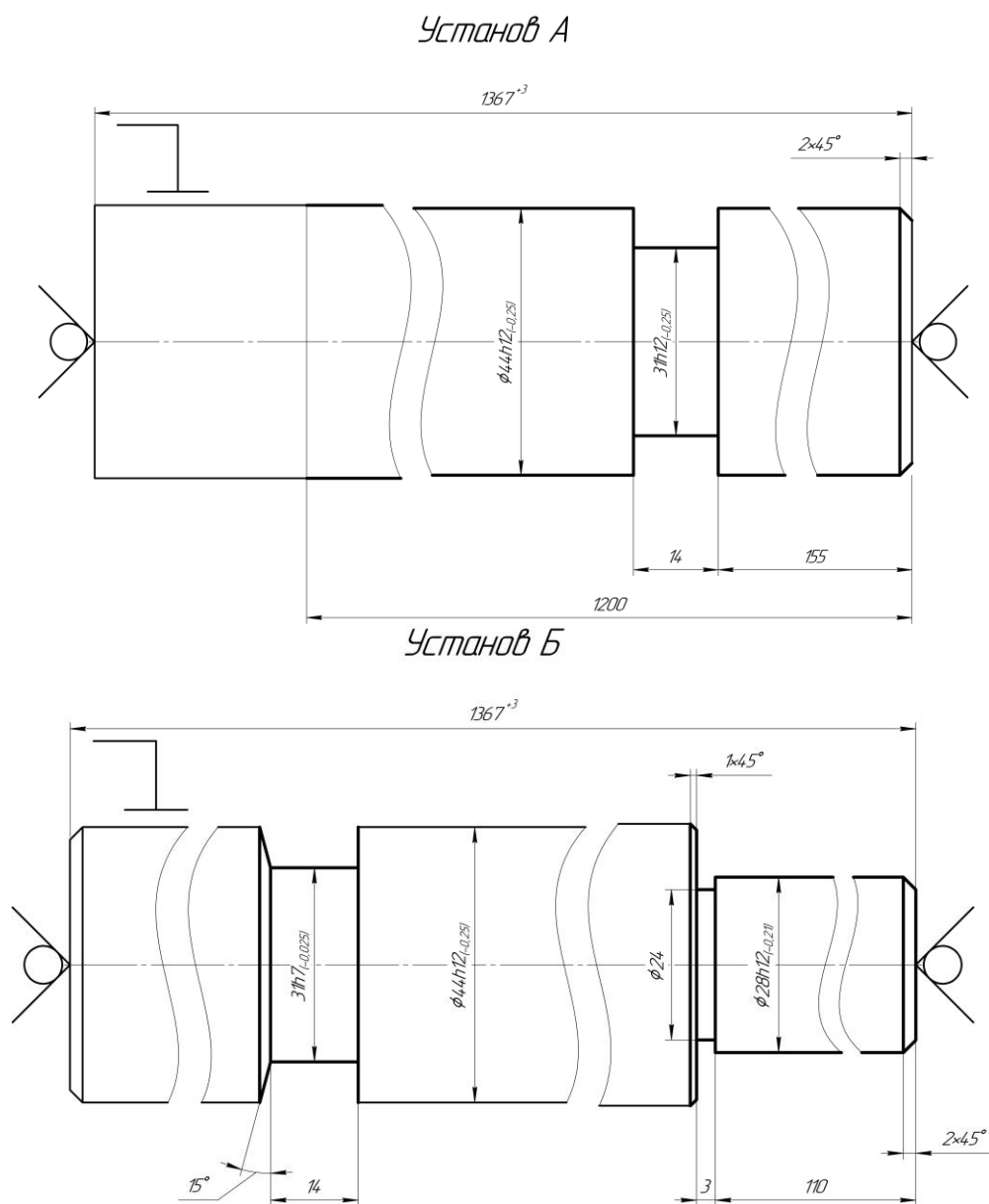


Рисунок 5.1 – Операційний ескіз на операцію 015

										Лист
										58
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

ВІ 19510137 ПЗ

Операція 030 – Кругло-шліфувальна.

Обробка на операції відбувається на кругло-шліфувальному верстаті моделі 3М163В. Технічні характеристики даного верстата повністю задовольняють умови обробки деталі.

На операції проводиться фінішне шліфування зовнішніх циліндричних поверхонь деталі. Операція проводиться в два установи.

На установі А виконується обробка $\varnothing 44h7(-0.025)$ на всю довжину.

На установі Б шліфується $\varnothing 28h6(-0.013)$ на довжину 107 мм.

Операційний ескіз на операцію показано на рис. 5.2.

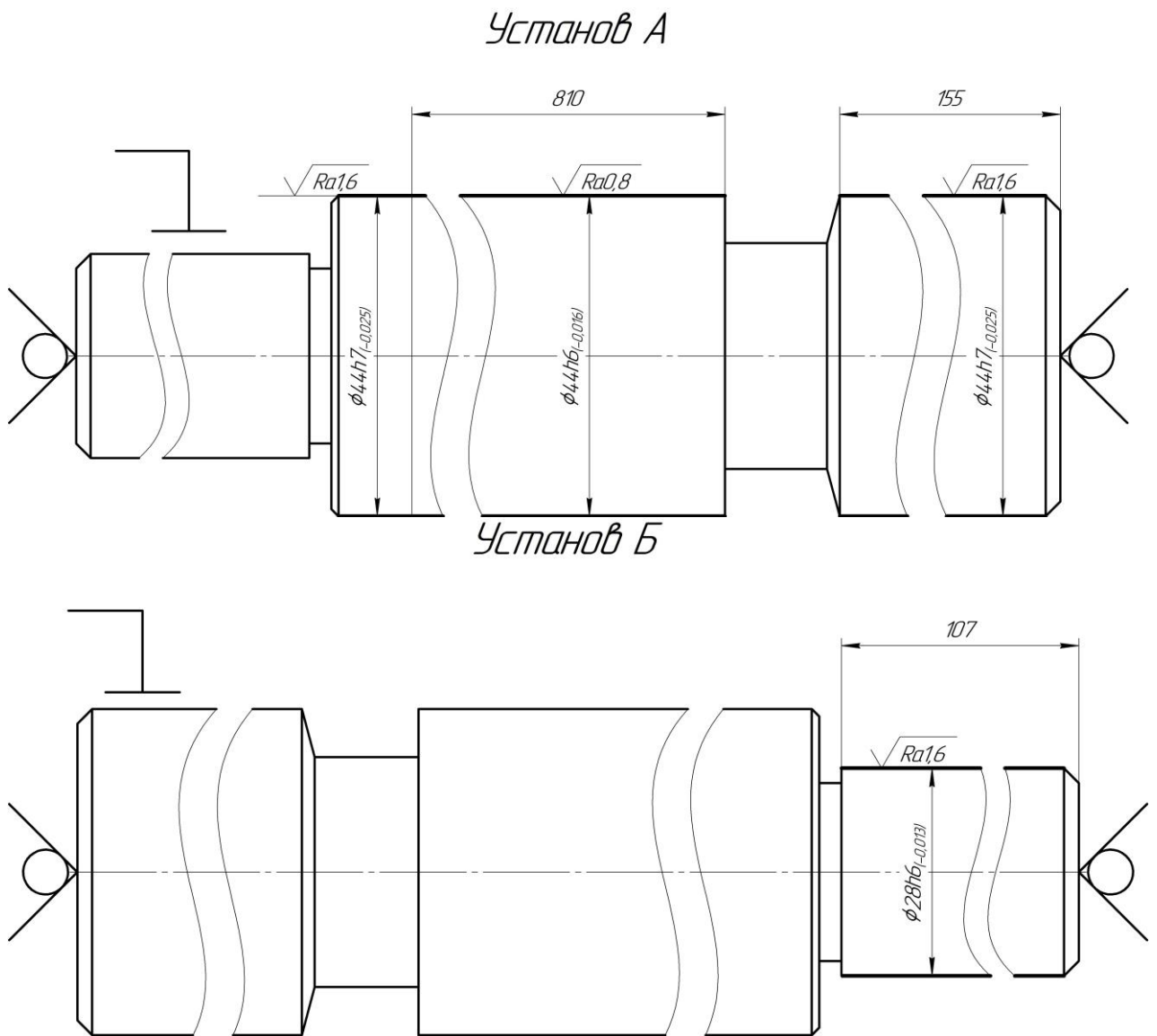


Рисунок 5.2 – Операційний ескіз 030 операції

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ВІ 19510137 ПЗ

Лист

59

Деталь закріплюється в центрах. Обертання передається за допомогою повідкового патрону 7108-0021 ГОСТ 2571-71.

Різальний інструмент: шліфувальний круг ПП 400×40×76; 25 АСМ5 К6 ГОСТ 2424 – 83.

Для контролю отриманих на операції розмірів використовуємо скобу СР 50 ГОСТ 11098-75.

Режими різання на операції: швидкість різання $V = 30$ м/с, частота обертання інструмента $n_i = 38$ об/хв, частота обертання заготовки $n_{заг} = 25$ об/хв, Поперечна подача $S_{поп} = 0,001$ мм/подв.хід, поздовжня подача $S_{позд} = 0,3$ м/хв, глибина різання $t = 0,03$ мм.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
						60
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

6 ВЕРСТАТНИЙ ПРИСТРІЙ

6.1 Обґрунтування необхідності створення верстатного пристрою

В даному розділі буде спроектовано спеціальний пристрій для вертикально-свердлильної операції. На операції оброблюється отвір $\varnothing 6$ мм.

Даний спеціальний верстатний пристрій повинен буде скоротити час на встановлення деталі, її базування та закріплення пристрої. Також пристрій дасть змогу зменшити розряд оператора верстату. Ці фактори дозволять зменшити допоміжний час обробки деталі та як результат зменшать собівартість деталі. Також пристрій дозволить збільшити точність обробки та стабільність всіх параметрів отриманих на операції (шорсткість, форма та розміщення).

6.2 Уточнення цілі технологічної операції

6.2.1 Точність розмірів

На операції проводиться обробка отвору $\varnothing 6$ мм.

Для досягнення необхідної нам точності обробки, деталь потрібно точно забазувати в спеціальному пристрої, так як шпиндель верстата буде попередньо прив'язується до центру спроектованого спеціального пристрою.

Це один із факторів які впливають на точність обробки на операції.

Дивлячись на креслення зрозуміло, що до поверхні отвору не пред'явлені жорсткі вимоги до якості обробленої поверхні та її точності.

На операції оброблюється поверхня $\varnothing 6$ мм за допуском Н14 .

6.2.2 Точність форми

Похибка форми циліндричної поверхні $\varnothing 6$ Н14 характеризує відхилення від циліндричності (ГОСТ 24642-81) і нормується за ГОСТ 24643-81.

Приймаємо незазначений допуск в межах 30% від загального допуску на діаметр отвору.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		61

$$T = 0,3 \cdot T_{\phi 6} = 0,3 \cdot 140 = 42 \text{ (мкм)}$$

Найближче стандартне значення допуску циліндричності дорівнює:

$T = 40$ (мкм), що відповідає 11 ступеню точності.

6.2.3 Точність розміщення поверхонь

Розглянемо допуск паралельності осі отворів до осі деталі $\phi 6H14$

$$T_{\phi 6} = 140 \text{ мкм}$$

Значення потрапляє в межі допуску на розмір в 60%.

$$T = 0,6 \cdot T_{\phi 6} = 0,6 \cdot 140 = 84 \text{ (мкм)}$$

Найближче стандартне значення $T=100$ мкм, що відповідає 13 ступеню точності.

6.2.4 Шорсткість оброблюваних поверхонь

Шорсткість поверхні оброблюваного отвору дорівнює $Ra=6,3$ мкм.

6.3 Виявлення кількісних та якісних даних про заготовку

Для базування в нашому пристрої обираємо базові начисто оброблені поверхні деталі. Вони являються відкритими. Це значно полегшить проектування та виготовлення пристрою. Приймаємо зовнішню циліндричну поверхню деталі $\phi 60$.

6.3.1 Точність розмірів

З На кресленні до базових поверхонь конструктором пред'явлена така точність:

- циліндрична поверхня $\phi 60h14$ мм, допуск складає $T=0,74$ мм, $ES=0$, $EI=-0,74$ мм – 14 квалітет точності.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

6.3.2 Точність форми

Розглянемо допуск циліндричності та профілю повздовжнього січення, котрі будуть знаходитись як 30% від допуску розміру $\varnothing 60$ мм,

$$T = 0,74 \cdot 0,3 = 0,222 \text{ мм},$$

приймаємо 250 мкм – 13 степінь точності згідно з ГОСТ 24643-81.

6.3.3 Точність розміщення

До поверхні $\varnothing 60$ мм пред'явлено допуск радіального биття щодо осі деталі, що дорівнює 0,05 мм, що відповідає стандартному значенню по ГОСТ 24643-81.

6.3.4 Шорсткість

Шорсткість базової поверхні $Ra=6,3$ мкм.

6.4 Визначення умов в котрих буде виготовлятися та використовуватись проектований пристрій

Спеціальний пристрій повинен виконати понад 2100 робочих циклів.

Даний пристрій буде примінятись на верстаті моделі 2Н135.

Основні технічні характеристики верстата:

- розміри робочої поверхні стола - 450x500 мм;
- найбільший хід стола – 300 мм;
- найбільший діаметр свердління - 35 мм;
- найбільший хід шпинделя – 250 мм;
- частота обертання шпинделя – 1400 об/хв;
- подача – 1,6 мм/об;
- потужність електродвигуна головного приводу - 4 кВт;
- габаритні розміри - 2535x825x1030 мм;
- маса - 1200 кг.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		63

6.5 Складання переліку виконуваних функцій

Перелік функцій дозволить визначитися з об'ємом робіт, які описують використання пристрою на операції. Також перелік дозволить зробити аналіз цих функцій.

0 – Попередня орієнтація та переміщення пристрою спеціального.

1 – Базування деталі.

2 – Закріплення деталі.

3 – Базування пристрою на верстаті.

4 – Закріплення пристрою на столі верстата.

5 – Підвід та відвід енергоносіїв.

6 – Утворення сили закріплення.

7 – Управління енергоносіями.

8 – Обробка отвору.

9 – Досягнення безпечних умов праці.

10 – Об'єднання функціональних вузлів.

6.6 Розробка та обґрунтування схеми базування

На операції виконується обробка отвору за один установ.

Велику роль в точності обробки на даній операції грає правильність встановлення та закріплення оброблюваної деталі на верстаті. Встановлення складається з таких факторів: базування (орієнтація заготовки відносно виконавчих органів верстата), траєкторії переміщення інструменту, закріплення (прикладання сили до оброблюваної деталі для її подальшої фіксації (фіксації положення, яке було досягнуте при базуванні).

Поверхня на якій буде базуватися деталь повинна відповідати таким вимогам:

-великі розміри, геометрично правильна форма;

-низька шорсткість поверхні (без задирів, напливів, буртиків, залишків

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		64

литникової системи і т.д.);

-безпосередньо розмірний зв'язок з оброблюваною поверхнею, близьке розташування до оброблюваної поверхні;

-відсутність значних деформацій і низької жорсткості поверхонь які являються базовими;

-можливість просто і зручно закріпити оброблювану деталь.

Аналіз і обґрунтування схеми базування і закріплення заготовки

На рисунку 6.1 приведена схема базування деталі в пристрої.

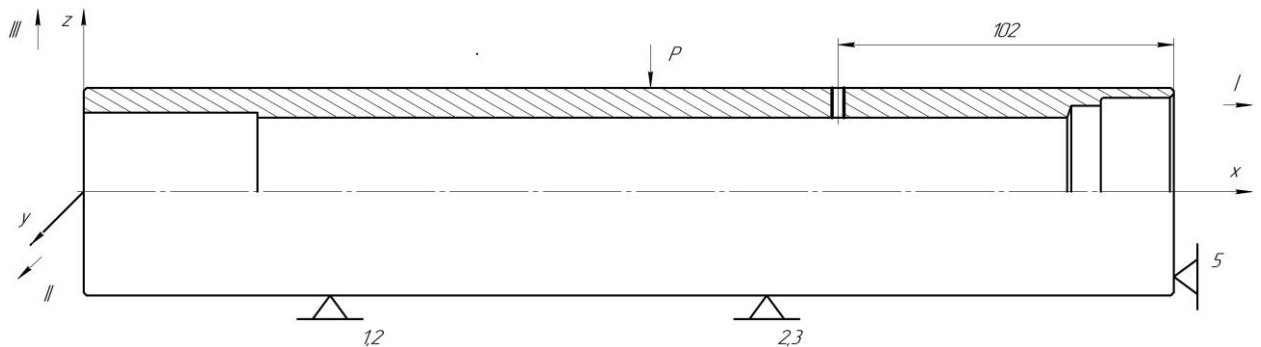


Рисунок 6.1 – Схема базування деталі в пристрої спеціальному.

За такою схемою базування оброблювана деталь буде позбавлена 5 степенів свободи. Схема базування складається з подвійної напруженої бази (позбавляє заготовку 4 степенів свободи) та з опорної бази яка лишає деталь одного ступеня свободи.

Таблиця 6.1 - Таблиця відповідності

Точки	Ступені вільності	База
1,2,3,4	II, III, V, VI	ДНБ
5	I	ОБ

Таблиця 6.2 - Матриця зв'язків

	x	y	z	
l	0	1	1	ДНБ
α	0	1	1	
l	1	0	0	ОБ
α	0	0	0	

Таблиця 6.3 – Реакція односторонніх зв’язків

Індекс координати		x	x	y	y	z	z	W_x	W_x	W_y	W_y	W_z	W_z
Спосіб реалізації	Реакції		R	R	R	-	R	-	-	R	R	R	R

6.7 Побудова функціональної структури верстатного пристрою

З набору функцій представлених вище виділимо ті, котрі реалізуються при використанні даного пристосування, а саме: 0,1,2,5,6,7,. Функції 3, 4, 8 впливають на підготовчо-заключний час, функції 8, 9, 12 безпосередньо не впливають на штучний час.

Складемо структуру функцій з урахуванням послідовності їх реалізації (рисунок 6.2).

Номер функції без штриха відповідають прямій функції, наприклад закріплення, а з штрихом навпаки – розкріплення.

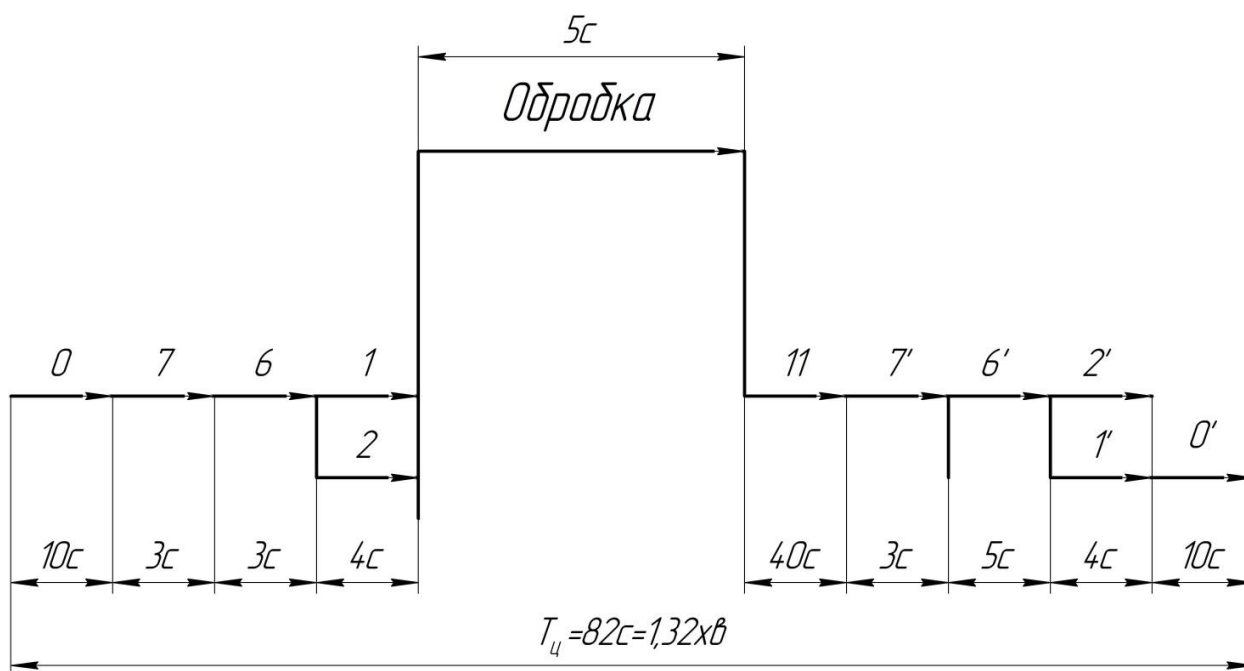


Рисунок 6.2 – Схема послідовної реалізації функції

Як зазначено вище номер функції яка не має штриха позначає пряму функцію, таку як, «закріпити», з штрихом – зворотно, таку як, «розкріпити». Через те що при послідовній структурі реалізації потоку роботи пристрою

тривалість операції дуже велика побудуємо функціональну структуру яка зменшить час використання даного спеціального пристрою (рис. 6.3).

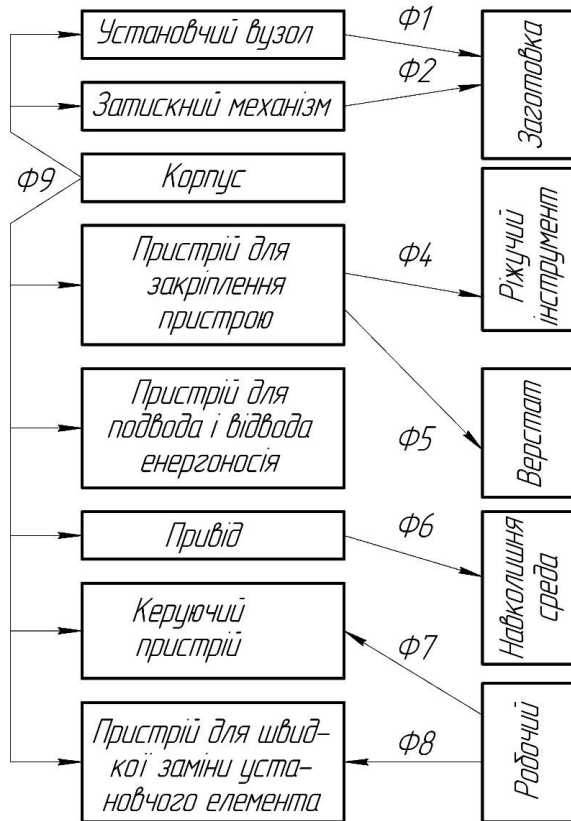


Рисунок 6.3 – Функціональна структура спеціального пристрою

6.8 Розробка та обґрунтування схеми закріплення

6.8.1 Аналіз структури полів збурюючих сил

Для визначення поля сил будуюмо графічну модель збурюючих сил.

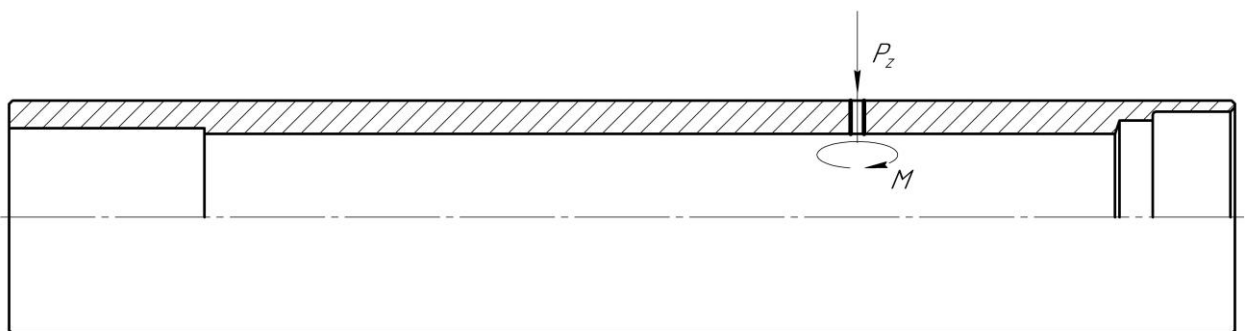


Рисунок 6.4 – Структура поля збурюючих сил

6.8.2 Аналіз структури поля зрівноважувальних сил

З рисунку 6.4 добре видно, що складові сил різання не перебувають в рівновазі та потребують прикладення допоміжних сил закріплення. Виникає необхідність розрахунку величини сумарного зусилля за умови неповороту від сили P_0 , яка створює момент (рис. 6.5).

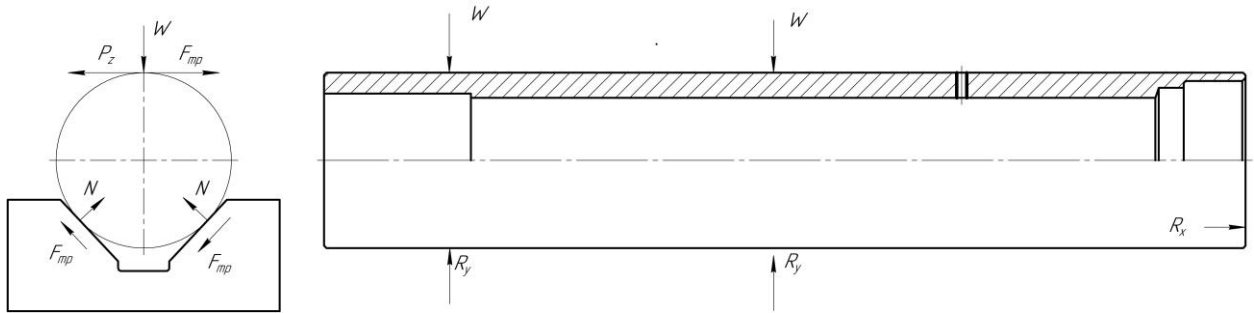


Рисунок 6.5 – Структура зрівноважувальних сил

6.8.3 Розрахунок сил закріплення

Аналітичним методом розрахуємо процес свердління отвору $\varnothing 6H14$.

Вихідні дані: на операції виконується свердління отвору $\varnothing 6H14$ та глибиною $L = 10$ мм. Тип свердла – спіральне з циліндричним хвостовиком. Оброблюваний матеріал – сталь 12ХН2 з межею міцності $\sigma_B = 710$ МПа, свердло із швидкоріжучої сталі Р6М5.

Глибина обробки дорівнює $t = 3$ мм. Подача ріжучого інструменту $S=0,1$ мм/об, швидкість різання $V=12$ м/хв, частота обертання шпинделя при цьому складає 650 об/хв, що відповідає паспорту верстата; кількість проходів на операції – 1.

Сила різання при свердлінні визначається за формулою 6.1:

$$P_0 = 10 \cdot C_p \cdot D_q \cdot S_y \cdot K_p, \quad (6.1)$$

де $C_p = 68$; $q = 1$; $y = 0,7$; $K_p = 1$

Підставимо значення в формулу 6.1:

$$P_0 = 10 \cdot 68 \cdot 6^{1,0} \cdot 0,1^{0,7} = 664,8 \text{ Н}$$

Умова міцності механізму подачі виконується, оскільки

$$P_0 < P_{max} | 664,8 < 2000 |$$

Визначемо крутний момент, діючий під час свердління за формулою:

$$M_{кр} = 10 \cdot C_M \cdot D_{qm} \cdot S_{ym} \cdot K_p, \quad (6.2)$$

де $C_M = 0,0345$; $q_m = 2,0$; $y_m = 0,8$;

Коефіцієнт, що залежить від властивостей оброблюваного матеріалу K_p , визначають за формулою:

$$K_{Mp} = \left(\frac{\sigma_B}{750} \right)^n, \quad (6.3)$$

де $\sigma_B = 710$ МПа – межа міцності оброблюваного матеріалу;

$n = 0,75$ – показник степені

Тоді розрахуємо коефіцієнт за формулою 6.3:

$$K_{Mp} = \left(\frac{710}{750} \right)^{0,75} = 0,96$$

Момент визначимо за формулою 6.2:

$$M_{кр} = 10 \cdot 0,0345 \cdot 4,9^{2,0} \cdot 0,1^{0,8} \cdot 0,96 = 1,3 \text{ (Н·м)}$$

При затисканні момент сили тертя, що виникає між заготовкою та оправкою, повинен бути більше моменту кручення при обробці:

$$M_{тр} = M_{кр} \cdot K, \quad (6.4)$$

де $M_{тр}$ – момент тертя,

K – коефіцієнт запасу по формулі:

$$K = K_0 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6, \quad (6.5)$$

де $K_0 = 1,5$ – гарантований коефіцієнт запасу сил затиску;

$K_1 = 1,0$ – стан технологічної бази;

$K_2 = 1,5$ – збільшення сили різання від прогресуючого затушення інструмента;

$K_3 = 1,0$ – ударне навантаження на ріжучий інструмент;

$K_4 = 1,0$ – стабільність силового приводу;

$K_5 = 1,0$ – зручність розташування рукояток у ручних затискних механізмах пристрою;

						Лист
						69
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$K_6 = 1,25$ – наявність моментів, що прагнуть повернути заготовку.

Тоді розраховуємо коефіцієнт запасу за формулою 6.5:

$$K = 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,25 = 3,75$$

Момент тертя розраховуємо за формулою 6.4

$$M_{тр} = 1,3 \cdot 3,75 = 4,875 \text{ (Н}\cdot\text{м)},$$

Під час розрахунку $M_{тр}$ розглянемо точку на поверхні заготовки:

$$R = 55,25$$

Також момент тертя дорівнює добутку:

$$M_{тр} = F_{тр} \cdot R$$

де $F_{тр}$ - сила тертя розраховується по формулі:

$$F_{тр} = Q' \cdot f$$

де Q' складова сили Q , прагне повернути заготовку;

$f = 0,16$ – коефіцієнт тертя.

Виконуючи математичні операції над формулами виведемо формулу для обчислення сили Q 6.6:

$$Q = \frac{M_{кр} \cdot K}{R \cdot f}, \quad (6.6)$$

Згідно формулі 6.6 маємо:

$$Q = \frac{1300 \cdot 3,75}{55,25 \cdot 0,16} = 551,47 \text{ (Н)}.$$

6.8.4 Розрахунок на міцність

Для розрахунку приймаємо деталь – прихоп. Розрахуємо її на міцність при згині. Матеріал прихопа – Сталь 45.

Умова міцності при згині розраховується за формулою 6.7:

$$\sigma_{зг \max} = M_{зг \max} / W_x \leq [\sigma_{зг}], \quad (6.7)$$

де $M_{зг \max}$ - максимальний згинальний момент, Нм

W_x – осьовий момент опору перерізу, Нм

$[\sigma_{зг}]$ – допустиме напруження, кН/см²

Допустиме напруження для Сталі 45

$$[\sigma_{зг}] = 175 \text{ МПа} = 17.5 \text{ кН/см}^2$$

На рисунку 6.6 зображено епюру згинальних моментів

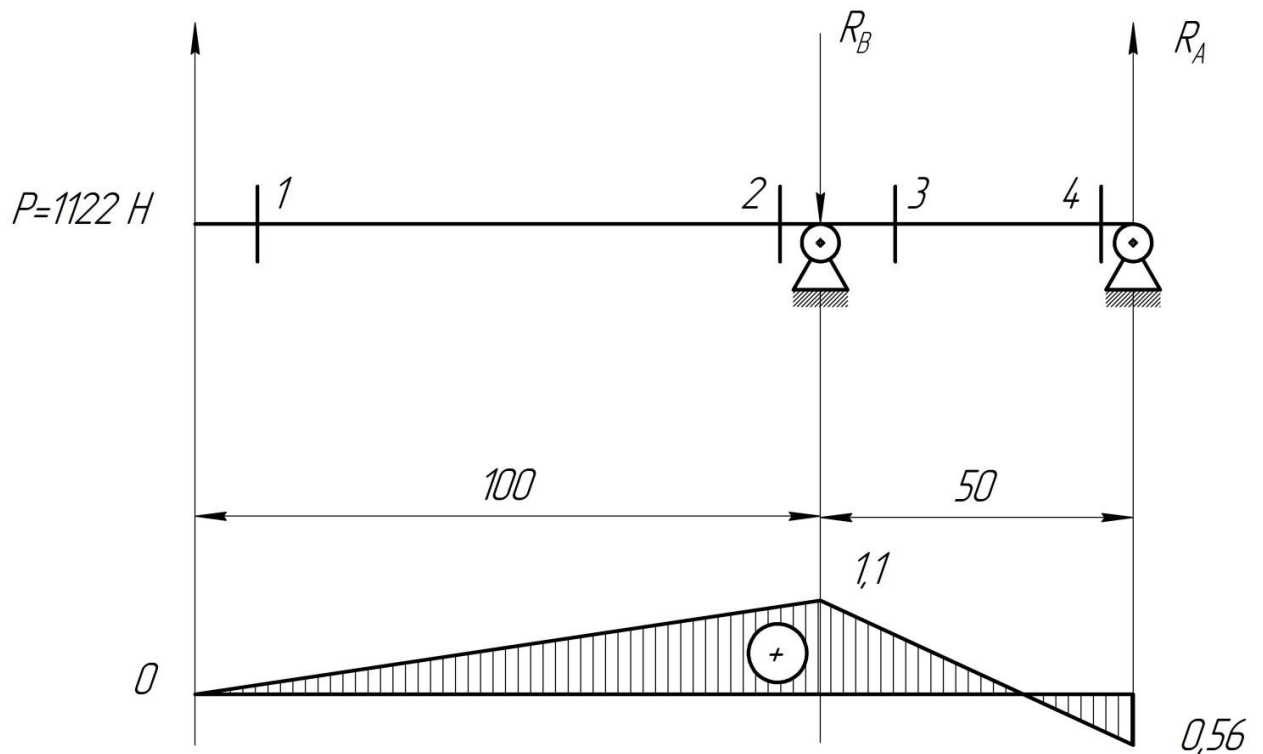


Рисунок 6.6 - Епюра згинальних моментів.

Розрахунок реакцій опор:

$$\sum M_A = R_B \cdot 50 - P \cdot 150 = 0$$

$$R_B = P \cdot 150 / \sum M_A$$

$$R_B = 1122 \cdot 150 / 50 = 3366 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_B = R_A \cdot 50 - P \cdot 100 = 0$$

$$R_A = 1122 \cdot 100 / 50 = 2244 \text{ Н}$$

Розрахуємо згинальний момент:

$$M_{зг}(1) = 0$$

$$M_{зг}(2) = P \cdot a = 1122 \cdot 100 = 1,1 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{зг}(3) = P \cdot a - R_B \cdot 0 = 1122 \cdot 100 = 1,1 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{зг}(4) = P \cdot a - R_B \cdot 50 = 112200 - 3366 \cdot 50 = -0,56 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

За найбільшим значенням згинального моменту $M_{зг}$ оберемо самий небезпечний перетин. Епюра згинальних моментів показує (рис. 6.6), що найбільший згинальний момент рівний $M_{зг \max} = 1,1 \text{ кН} \cdot \text{м} = 110 \text{ кН} \cdot \text{см}$.

Змінюємо формулу 6.7 та отримуємо рівняння:

$$W_x \geq M_{зг \max} / [\sigma_{зг}]$$

$$W_x = 110 / 16,7 = 6,59 \text{ см}^3$$

Поперечним перерізом деталі приймаємо прямокутник $h=0.5b$.

$$W_x = b \cdot h^2 / 6 = b \cdot (0.5b)^2 / 6 = b^3 / 24 = 6,59 \text{ см}^3$$

$$b = \sqrt[3]{24 \cdot \omega_x} = \sqrt[3]{24 \cdot 6,59} = 49,2 \text{ см}$$

Приймаємо: $b = 50 \text{ см}$, $h=0,5 b=25 \text{ см}$

Поперечний переріз показаний на рисунку 6.7.

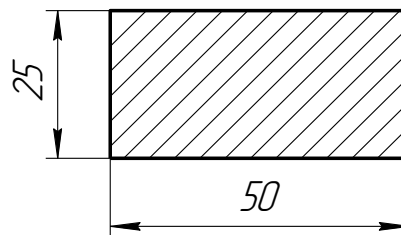


Рисунок 6.7 - Поперечний переріз деталі

$$W_x = 50 \cdot 25^2 / 6,95 \text{ см}^3$$

$$\sigma_{зг \max} = 110 / 6,95 = 15,8 \text{ кН/см}^2$$

Так як $15,8 \leq 17,5$ то умова міцності виконується, отже, міцність деталі «прихоп» забезпечена.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

6.9 Обґрунтування вибору привода

В якості пневмопривода використовується пневмоциліндр двосторонньої дії. Для того щоб вибрати діаметр поршня і діаметр штока, необхідно мати дані про величину зусилля на штоці пневмоциліндра. Сила закріплення оброблюваної деталі показана на схемі 6.8.

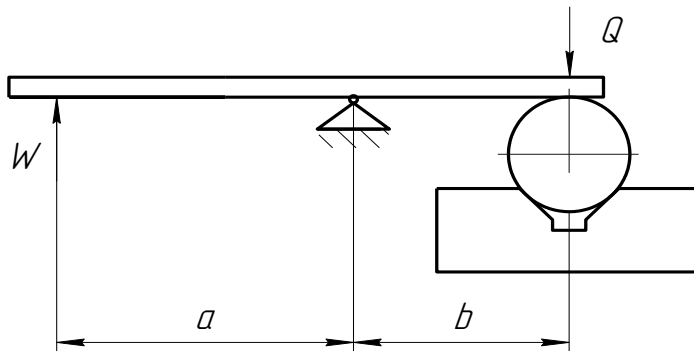


Рисунок 6.8 - Схема сил при закріпленні деталі

де W – необхідне зусилля на штоці;

a і b – розміри плечей прихопа;

Приймаємо такі розміри плечей: $a=100$ мм; $b=50$ мм.

Зусилля на штоці робочого ходу визначається по формулі:

$$W = \frac{P \cdot \pi \cdot D^2}{4} \cdot \eta$$

Зусилля на штоці холостого ходу визначаємо за формулою 6.8:

$$W = \frac{P \cdot \pi (D^2 - d^2)}{4} \cdot \eta, \quad (6.8)$$

де P – розрахунковий тиск стисненого повітря $P = 0,4$ МПа;

η – ККД системи $\eta = 0,9$;

d – діаметр штока;

D – діаметр поршня.

Підставимо значення для розрахунку в формулу 6.8:

$$W = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot (63^2 - 18^2)}{4} \cdot \frac{50}{100} \cdot 0,9 = 515 \text{ Н}$$

При розрахунку зусилля враховуємо розміри плечей прихопа:

$$W \cdot a = Q \cdot b$$

Отримуємо мінімальне зусилля на штоці:

$$W_m \geq 1320 \cdot 50/100 = 660 \text{ Н}$$

Розрахуємо дійсне зусилля на штоці:

$$W_d = 3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,9 \cdot 632/4 = 1122 \text{ Н}$$

Розрахуємо дійсну силу зижиму:

$$Q_d = W \cdot a/b = 1122 \cdot 63/50 = 2244 \text{ Н}$$

Розрахуємо коефіцієнт запасу міцності:

$$K_3 = W_d/W_{min} = 1122/660 = 1,7$$

6.10 Розрахунок точності пристрою

Загальну похибку спеціального пристрою розраховуємо за формулою 6.9:

$$\varepsilon_{пр} \leq T - K_T \sqrt{(K_{T1} \cdot \varepsilon_6)^2 + \varepsilon_3^2 + \varepsilon_y^2 + \varepsilon_n^2 + \varepsilon_u^2 + (K_{T2} \cdot \omega)^2 + \varepsilon_{поз}^2}, \quad (6.9)$$

де $T = 140$ мкм – найбільший допуск на розмір, який отримуємо на операції ($\varnothing 6$ по 14 квалітету);

$K_T = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує можливе відступ від нормального розподілу окремих складових;

$K_{T1} = 0,8$ – коефіцієнт, що приймається до уваги, коли похибка базування не дорівнює 0;

$\varepsilon_6 = 0$ – похибка базування оброблюваної деталі в пристрої;

$\varepsilon_3 = 0$ – похибка закріплення деталі в пристрої;

$\varepsilon_y = 0,005$ мкм – похибка встановлення пристрою на столі верстата;

$\varepsilon_n = 0$ – похибка перекосу, в даному випадку відсутня, тому що немає напрямних елементів пристрою;

$K_{T2} = 0,6$ – коефіцієнт, що враховує ймовірність появи похибки обробки.

$\omega = 100$ мкм – середня економічна точність обробки.

$\varepsilon_{\text{поз}} = 0$ – похибка позиціонування (заготовка не повертається);

ε_u – похибка, що виникає внаслідок зношування установчих деталей пристрою. Визначається за формулою 6.10:

$$\varepsilon_u = N \cdot \beta \quad (6.10)$$

де $\beta = 0,001$ – сталий коефіцієнт, який залежить від виду установчих елементів та умов контакту установчих поверхонь;

$N = 2000$ шт – кількість контактів деталі з установчою опорою на рік.

$$\varepsilon_u = 2000 \cdot 0,001 = 2 \text{ мкм.}$$

Підставляємо значення в формулу 6.9:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = 1,4 - 1,2\sqrt{(0 \cdot 0)^2 + 0,12^2 + 0,034^2 + 0^2 + (0,6 \cdot 0,058)^2 + 0,033^2 + 0,02^2} = 0,83 \text{ мм}$$

Оберемо допуск паралельності зі стандартного ряду допусків:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = 0,83 \text{ мм}$$

6.11 Опис пристрою та принцип його роботи

Деталь, що оброблюється встановлюється на призми. При подачі стисненого повітря в нижню камеру пневмоциліндра поршень рухається в своє верхнє положення і цим рухає шток у верхнє положення. Шток через важіль затискає оброблювану деталь.

Для того щоб розкріпити деталь потрібно подати стиснене повітря у верхню камеру пневмоциліндра.

Для підтримки важеля приміняється пружина. Стійка різьбова закріплюється в опорі та може регулюватися по висоті. На опорах закріплені самі призми за допомогою гвинтів та штифтів.

Для точного позиціонування пристрою на столі верстата використовуються шпонки, які закріплені знизу до плити пристрою гвинтами.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		75

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. **Бушуев, В. В.** Практика конструирования машин : справочник / В. В. Бушуев. – М. : Машиностроение, 2006. – 448 с.
2. **Проников, А. С.** Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Т. 1. Проектирование станков / А. С. Проников и др. – М. : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1994. – 356 с.
3. **Пуш В. Э.** Конструирование металлорежущих станков / В. Э. Пуш. – М. : Машиностроение, 1977. – 390 с.
4. **Кузьмин А. В.** и др. Расчеты деталей машин : справ. пос. / А. В. Кузьмин и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – Минск : Вышш. шк., 1986. – 400 с.
5. **Кочергин А. И.** Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование : учеб. пос. / А. И. Кочергин. – Минск : Вышэйшая школа, 1991. – 382 с.
6. **Дальский А. М.** Справочник технолога – машиностроителя : в 2 т. / под ред. А. М. Дальского и др. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 2. – 944 с.
7. **Орликов М. Л.** Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование : учеб. пос. / М. Л. Орликов. – К. : Вища школа, 1987. – 152 с.
8. Станок 6Т10. Руководство по эксплуатации.
9. Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи « Кінематичний розрахунок привода металорізальних верстатів » /Укладач М.М.Коротун. – Суми: Вид – во СумДУ, 2009. – 23 с.
10. Методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи з теми «Проектування та розрахунки привода верстатів» / укладачі: М.М. Коротун, О.В. Івченко – Суми :Сумський державний університет, 2013. – 35 с

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		76

11. **Корсаков В.С.** Основы конструирования приспособлений / В.С. Корсаков. - М.: Машиностроение, 1983. – 277 с.

12. Проектирование станочных приспособлений: Учебное пособие для учащихся техникумов. – 3-е издание., перераб. и доп.– М.: Высш. Школа, 1980. – 240 с.

13. **Гжиров Р. И.** Краткий справочник конструктора: Справочник – Л.: Машиностроение, Ленингр. 1983. – 464 с.

14. Справочник технолога - машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986. - 496 с.

15. **Горбацевич А. Ф., Шкред В. А.** Курсовое проектирование по технологии машностроения – Мн.: Выш. Школа, 1983. – 256 с.

16. Справочник технолога - машиностроителя. В 2-х т. Т. 1 / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986. - 496 с.

17. Методические указания к выполнению контрольной работы по проектированию станочных приспособлений, Г. С. Чумаков - Сумы, СумГУ, 1997 - 34с.

18. Методичні вказівки до практичних занять з курсу “Технологічна оснастка”/Укладач П.В. Кушніров. – Суми: Вид-во Сум ДУ, 2009. – Ч.1. – 52с.

19. **Сторож Б.Д., Карпик Р.Т., Гордєєв А.І.** Точність верстатних пристроїв машинобудівного виробництва: Навчальний посібник. – Івано-Франківськ; Хмельницький: ХНУ, 2004. – 230 с.

20. **Пашкевич М.Ф., Мрочек Ж.А., Кожуро Л.М., Пашкевич В.М.** Технологическая оснастка: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов, 2002. – 320 с.

21. **Боровик А. І.** Технологічна оснастка механоскладального виробництва. – К.: Кондор, 2007 – 726 с.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		77

22. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания для нормирования работ выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с ЧПУ [Текст] : в 2 ч. Ч. 2 /М.: Экономика, 1990. - 472 с.

23. Общемашиностроительные нормативы времени для нормирования работ выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с ЧПУ, [Текст] : в 2 ч. Ч. 1 /М.: Экономика, 1989. - 402 с.

24. **Горбачевич А.Ф., Шкред В.А.** Курсовое проектирование по технологии машиностроения: Учебное пособие для вузов. – 5-е издание, стереотипное. Перепечатка с четвертого издания 1983 г. – М.: ООО ИД «Альянс», 2007. – 256 с.

25. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора. В 3-х томах. – М.: Машиностроение, 1979.

					ВІ 19510137 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		78