

ЗАТВЕРДЖЕНО
Наказ Міністерства освіти і науки,
молоді та спорту України
29 березня 2012 року № 384

Форма № Н-9.02

Державний вищий навчальний заклад
«Сумський державний університет»

Факультет технічних систем і енергоефективних технологій
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра технології машинобудування, верстати та інструменти
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

перший (бакалаврський)

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

Сумський державний університет

Кафедра технології машинобудування,

на тему

Модернізація приводу токарно-карусельного верстата
моделі 1512

Виконав: студент IV курсу, групи ВІ-61
напряму підготовки (спеціальності)

133 – Галузеве машинобудування

(Металорізальні верстати та системи)

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Полулях О. В.

(прізвище та ініціали)

Керівник

Алексєєв О. М.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Коротун М.М.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра становить 72 сторінки, в тому числі 16 рисунків, 4 таблиці, бібліографії із 16 джерел на двох сторінках, семи додатків на 14 сторінках.

Об'єкти розробки: вузол «Коробка швидкостей верстата моделі 1512 ТМВІ.00.00.001 СК», універсально-збірний верстатний пристрій для розточування внутрішньої поверхні секції корпусу на токарно-карусельному верстаті моделі 1512, гільза гідроциліндра.

Мета роботи: модернізація привода базової моделі верстата 1512 та проектування універсально-збірного верстатного пристрою для розточування внутрішньої поверхні секції корпусу на токарно-карусельному верстаті моделі 1512, розробка технологічного процесу виготовлення гільзи гідроциліндра.



Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

ВЕРСТАТ 1512, ПРИВІД ГОЛОВНОГО РУХУ, МОДЕРНІЗАЦІЯ,
ПРИСТРІЙ, КІНЕМАТИКА, ГІЛЬЗА ГІДРОЦИЛІНДРА.

РЕФЕРАТ

Квалификационная работа бакалавра составляет 72 страницы, в том числе 16 рисунков, 4 таблицы, библиографии из 16 источников на двух страницах, семи приложений на 14 страницах.

Объекты разработки: узел «Коробка скоростей станка модели 1512 ТМВИ.00.00.001 СК», универсально-сборный станочный устройство для расточки внутренней поверхности секции корпуса на токарно-карусельный станок модели 1512, гильза гидроцилиндра.

Цель работы: модернизация привода базовой модели станка 1512 и проектирование универсально-сборного станочного устройства для расточки внутренней поверхности секции корпуса на токарно-карусельный станок модели 1512, разработка технологического процесса изготовления гильзы гидроцилиндра.



Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

СТАНОК 1512, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, МОДЕРНИЗАЦИЯ,
УСТРОЙСТВО, КИНЕМАТИКА, ГИЛЬЗА ГИДРОЦИЛИНДРА.

ABSTRACT

The qualification work of the bachelor is 72 pages, including 16 figures, 4 tables, bibliographies from 16 sources on two pages, seven appendices on 14 pages.

Objects of development: unit "Gearbox of the machine model 1512 TMVI.00.00.001 SK", universal prefabricated machine tool for boring the inner surface of the body section on the lathe model 1512, hydraulic cylinder liner.

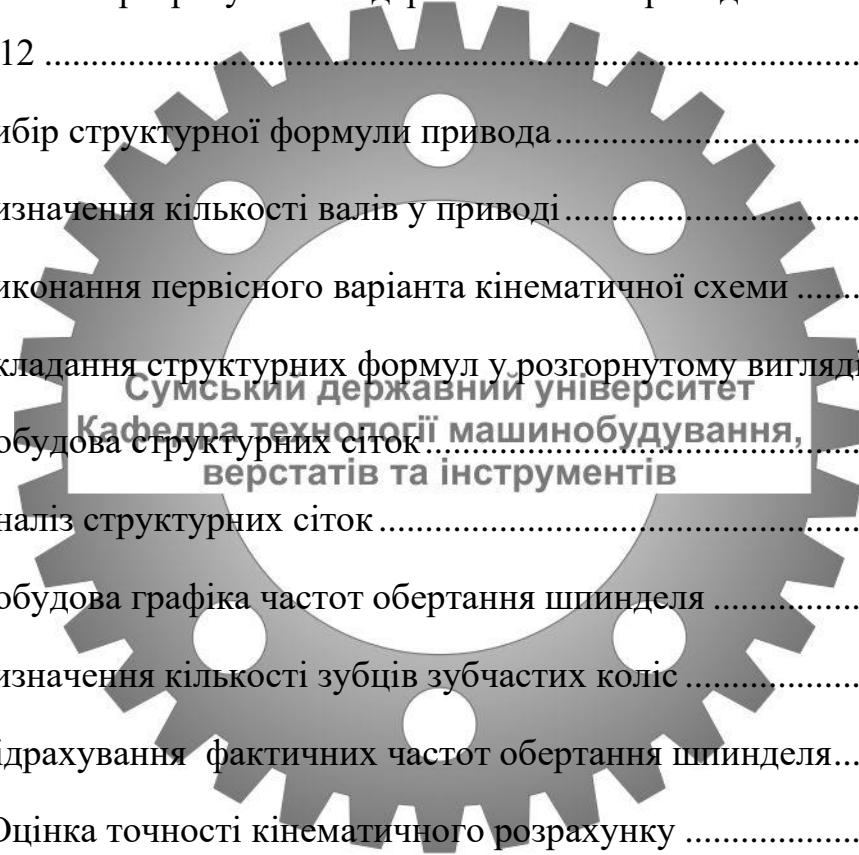
Purpose: modernization of the drive of the basic model of the machine 1512 and design of a universal prefabricated machine tool for boring the inner surface of the body section on a lathe model 1512, development of the technological process of manufacturing a hydraulic cylinder liner.



MACHINE 1512, DRIVE OF THE MAIN MOVEMENT, MODERNIZATION, DEVICE, KINEMATICS, HYDRAULIC CYLINDER SLEEVE.

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| Вступ..... | 10 |
| 1 Загальні відомості про базову модель верстата 1512 | 12 |
| 1.1 Призначення, область застосування | 12 |
| 1.2 Основні вузли верстата..... | 13 |
| 1.3 Технічна характеристика верстата 2Н135 | 14 |
| 2 Кінематичний розрахунок модернізованого привода металорізального верстата 1512 | 16 |
| 2.1 Вибір структурної формули привода | 16 |
| 2.2 Визначення кількості валів у приводі..... | 16 |
| 2.3 Виконання первісного варіанта кінематичної схеми | 17 |
| 2.4 Складання структурних формул у розгорнутому вигляді | 17 |
| 2.5 Побудова структурних сіток..... | 18 |
| 2.6 Аналіз структурних сіток | 20 |
| 2.7 Побудова графіка частот обертання шпинделя | 20 |
| 2.8 Визначення кількості зубців зубчастих коліс | 23 |
| 2.9 Підрахування фактичних частот обертання шпинделя..... | 26 |
| 2.10 Оцінка точності кінематичного розрахунку | 27 |
| 2.11 Кінцевий варіант кінематичної схеми привода | 28 |
| 3 Проектування конструкції привода головного руху | 29 |
| 3.1 Проектний розрахунок і методика конструювання привода верстата | 29 |



| | | | | | | | |
|--|--|--|--|--|-----------------------|--|--|
| | | | | | КРБ ВІ 16510045-00 ПЗ | | |
| | | | | | Зміст | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | СумДУ, ВІ-61 | | |

| | |
|--|-----|
| 3.2 Розрахунок валів | 32 |
| 3.3 Уточнюючий (перевірний) розрахунок валів..... | 34 |
| 3.4 Геометричний розрахунок зубчастих коліс | 37 |
| 3.5 Розрахунок зубів коліс на контактну міцність..... | 40 |
| 3.6 Розрахунок зубів зубчастих коліс на згинання..... | 40 |
| 4 Проектування універсально-збірною верстатного пристрою для розточування внутрішньої поверхні секції корпусу на токарно-карусельних верстаті моделі 1512..... | 43 |
| 4.1 Аналіз точності розмірів, форми, розташування та шорсткості оброблюваних поверхонь | 43 |
| 4.2 Аналіз точності розмірів, форми, розташування та шорсткості базових поверхонь..... | 44 |
| 4.3 Визначення умов, у яких буде виготовлятися та експлуатуватися проєктований пристрій | 45 |
| 4.4 Складання переліку реалізованих функцій | 45 |
| 4.5 Розробка та обґрунтування схеми базування заготовки у верстатному пристрої | 46 |
| 4.6 Побудова функціональної структури пристрою..... | 47 |
| 4.7 Розрахунок сил закріплення заготовки у верстатному пристрої | 49 |
| 4.8 Розрахунок на міцність..... | 50 |
| 4.9 Опис принципу дії пристрою..... | 521 |
| 5 Технологія виготовлення шпіндельної гільзи..... | 532 |
| 5.1 Опис шпіндельної бабки та опис гільзи | 532 |
| 5.2 Розробка опису маршрутного технологічного процесу обробки деталі | 543 |

| | |
|---|-----|
| 5.3 Розробка операційного технологічного процесу обробки деталі .. | 565 |
| Висновки | 598 |
| Перелік джерел посилання | 59 |
| Додаток А Охорона праці..... | 621 |
| Додаток Б Загальний вигляд верстату 1512 | 687 |
| Додаток В Кінематика верстату 1512 | 698 |
| Додаток Г Розгортка коробки швидкостей верстату 1512..... | 69 |
| Додаток Д 3Д модель універсально збірною пристрою | 70 |
| Додаток Д Креслення універсально збірною пристрою | 71 |
| Додаток Є Специфікація до креслення універсально збірною пристрою | 72 |



ВСТУП

Актуальність роботи. Основним завданням верстатобудування є значне зростання випуску верстатів, збільшення типуажу, підвищення їх якості і надійності; значне підвищення продуктивності праці і рівня автоматизації в машинобудуванні, задоволення вимог, що безперервно підвищуються, до точності обробки.

Верстатобудування – це крупна галузь машинобудування. Вона в змозі повністю забезпечити потребу всієї нашої промисловості в металорізальному устаткуванні, і від рівня його розвитку залежить успіх всієї промисловості країни. Різноманітна технологічне оснащення широко застосовується в машинобудуванні. Вартість і термін підготовки виробництва в основному визначається трудомісткістю і вартістю технологічного оснащення. З усією технологічної оснастки найбільш часто використовуються верстатні пристосування, основним завданням яких є:

- базування оброблених деталей на верстатах без вивірки баз, прискорює процес базування і дає можливість автоматичного отримання точних розмірів на налаштованих верстатах.
- підвищення продуктивності і поліпшення умов праці робітників за рахунок автоматизації пристосувань.
- розширення технологічних можливостей верстатів, можливість виконувати таку обробку, або з такою точністю, для якої ці верстати не призначені.

Останнім часом рівень механізації і автоматизації пристосувань значно підвищився. Це стало можливим при застосуванні таких принципів:

- створення переналагоджуваних пристосувань з індивідуальним механізованим приводом.
- створення універсальних силових приводів для послідовного обслуговування ряду спеціальних пристроїв. Застосування

переналагоджуваних і універсально-збірних пристосувань знижує витрати коштів і часу на підготовку виробництва.

Металорізальні верстати є основним видом заводського устаткування, призначеним для виробництва всіх сучасних машин, приладів, інструментів і інших виробів, тому кількість металорізальних верстатів, їх технічний рівень в значній мірі характеризують виробничу потужність країни.

Об'єкт дослідження – процес проектування металорізальних верстатів.

Предмет дослідження – процес модернізації металообробного обладнання машинобудівних виробництв.

Мета дослідження – дослідження можливості виконання кінематичного розрахунку приводу головного руху токарно – карусельного верстата моделі 1512.

Основні завдання дослідження:

- 1) Вивчити наукову, технічну, довідкову літературу з проблеми модернізації металообробного обладнання машинобудівних виробництв.
- 2) Виконати кінематичний розрахунок модернізованого приводу металорізального верстата 1512.
- 3) Розробити конструкцію приводу головного руху.
- 4) Спроекувати універсально збірне верстатне пристосування для розточування внутрішньої поверхні секції корпусу.

Структура виконаної роботи обумовлена предметом, метою і завданнями дослідження. Пояснювальна записка складається з вступу, п'яти розділів, висновків та списку використаних джерел.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО БАЗОВУ МОДЕЛЬ ВЕРСТАТА 1512

1.1 Призначення, область застосування

Одноствосний токарно-карусельний верстат моделі 1512 є універсальним верстатом і призначений для обробки різноманітних виробів з чорних і кольорових металів в умовах дрібносерійного і серійного виробництва.

Модель 1512 є найбільш поширеною серед токарно-карусельних верстатів на території колишнього СРСР. Верстат дозволяє проводити токарної обробки деталей діаметром до 1250 мм, висотою до 1 метра і масою до 3200 кг. Верстат експортувався в багато країн світу.

Конструкція верстата 1512 уніфікована з конструкцією верстата моделі 1516 і відрізняється тільки розмірами план-шайби і потужністю електродвигуна.

На верстаті можна робити циліндричне і конічне обточування і розточування, проточування площин - як внутрішніх, так і зовнішніх, свердління, зенкування і розгортання центральних отворів, а також напівчистове і чистове обточування плоских торцевих поверхонь.



1.2 Основні вузли верстата

Основні вузли верстата показані на рисунку 1.1.

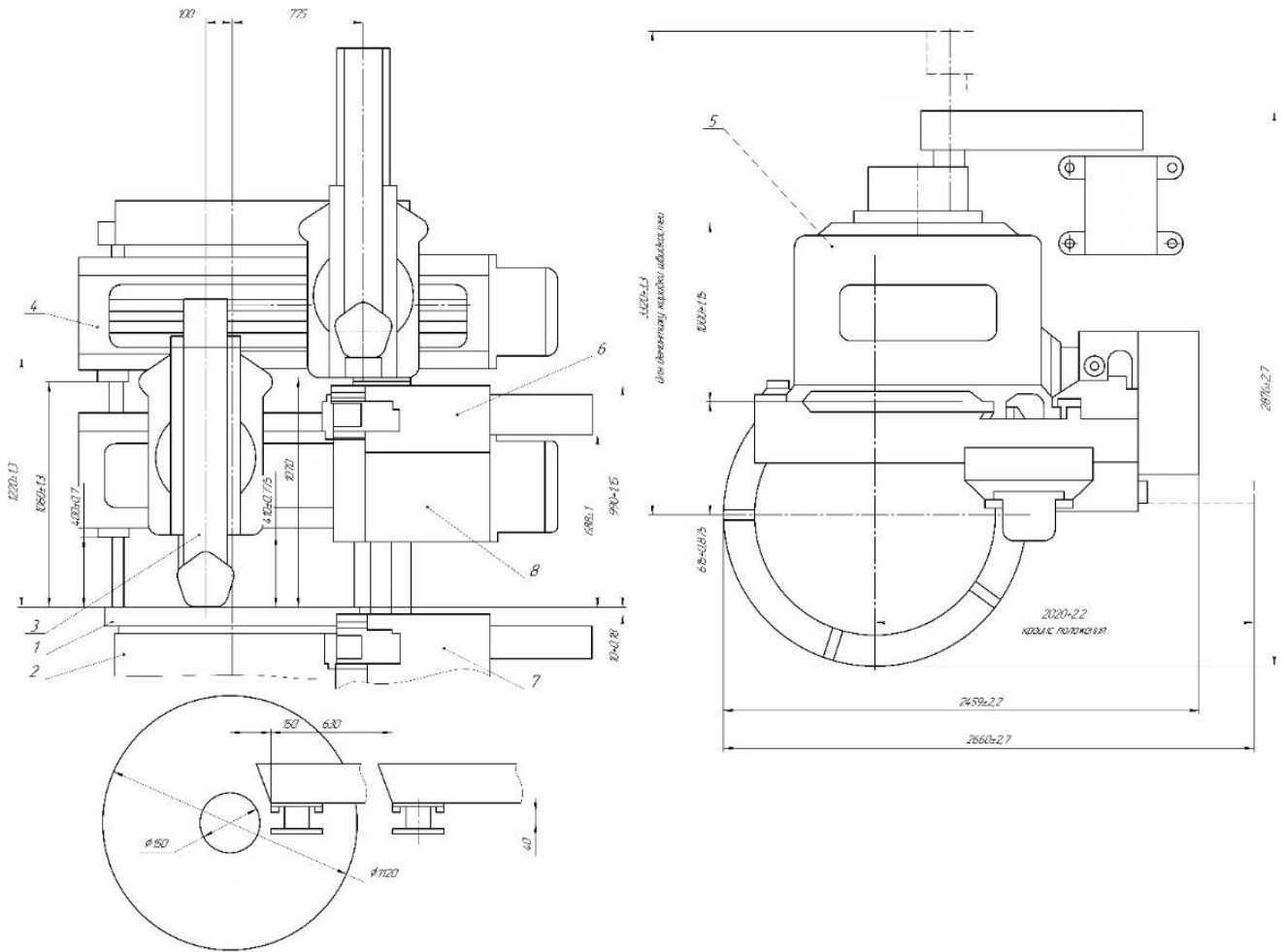


Рисунок 1.1 – Основні вузли базової моделі верстата 1512: 1 – Стіл; 2 – огороження планшайби; 3 – вертикальний супорт; 4 – поперечина, 5 – станина; 6 – горизонтальний супорт; 7 – коробка швидкостей; 8 – коробка подач.

1.3 Технічна характеристика верстата 1512

Технічні характеристики верстата 1512 показано в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики верстату 1512

| | |
|--|---------|
| Основні параметри верстата | |
| Найбільший діаметр виробу, що обробляється вертикальним і бічним супортами, мм | 1250 |
| Найбільша висота оброблюваного виробу, мм | 1000 |
| Діаметр планшайби, мм | 1120 |
| Найбільша маса встановлюваного виробу, кг | |
| при 5-80 планшайби в хвилину | 3200 |
| при 100 обертах планшайби в хвилину | 3000 |
| при 125 обертах планшайби в хвилину | 2700 |
| при 160 обертах планшайби в хвилину | 1900 |
| при 200 обертах планшайби в хвилину | 1300 |
| при 250 обертах планшайби в хвилину | 1000 |
| Вертикальний супорт | |
| Найбільше горизонтальне переміщення, мм | 775 |
| Найбільше вертикальне переміщення, мм | 700 |
| Горизонтальне і вертикальне переміщення за один оберт лімба, мм | 2,5 |
| Найбільший кут повороту повзуна супорта, град | 45 |
| Ціна поділки лімба повороту повзуна супорта, хв | 1 |
| Ціна поділки шкали повороту повзуна супорта, град | 1 |
| Діаметр отворів револьверної головки супорта, мм | 70А |
| Найбільші розміри перетину державки різця (ширина x висота), мм | 25 x 40 |
| Горизонтальний супорт (бічний) | |
| Найбільше горизонтальне переміщення, мм | 630 |
| Найбільше вертикальне переміщення, мм | 1000 |
| Горизонтальне і вертикальне переміщення за один оберт лімба, мм | 2,5 |
| Поперечина | |
| Найбільше переміщення, мм | 660 |
| Швидкість переміщення, мм / хв | 400 |

Продовження таблиці 1.1

| | |
|---|--------------------|
| Виключаючі упори | € |
| Блокування переміщення в процесі різання | € |
| Механіка верстата | |
| Число швидкостей планшайби | 18 |
| Число обертів планшайби в хвилину | 3 - 250 |
| Число подач супортів | 18 |
| Вертикальні і горизонтальні подачі супортів, мм / об | 0,03 - 12,5 |
| Найбільше допустиме зусилля різання двома супортами, кгс | 4500 |
| Швидкість настановних переміщень супортів, мм / хв | 5 - 1800 |
| Привід і електрообладнання верстата | |
| Рід струму живильної електромережі | Змінний трифазний |
| Електродвигун приводу головного руху: | |
| Потужність, кВт | 30 |
| Частота обертання, об / хв | 1460 |
| Електродвигун настановних переміщень супортів: | |
| потужність, кВт | 3 |
| Частота обертання, об / хв | 1365 |
| Електродвигун переміщення поперечки: | |
| потужність, кВт | 2 |
| Частота обертання, об / хв | 900 |
| Електродвигун мастила: | |
| потужність, кВт | 1,5 |
| Частота обертання, об / хв | 1450 |
| Електродвигун повороту і затиску револьверної головки: | |
| потужність, кВт | 0,8 |
| Частота обертання, об / хв | 1450 |
| Розмір і маса верстата | |
| Розмір верстата (длина x ширина x висота), мм | 2750 x 2975 x 4100 |
| Маса верстата, кг | 16 500 |

2 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК МОДЕРНІЗОВАНОГО ПРИВОДА МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТА 1512

За завданням потрібно виконати модернізацію привода за такими вихідними даними: $n_{дв} = 1450 \text{ хв}^{-1}$, $n_{min} = 3 \text{ хв}^{-1}$, $\phi = 1,26$, $Z = 18$.

2.1 Вибір структурної формули привода

Структурна формула привода 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.

Якщо $Z = 18$, то структурні формули можуть бути такими: $Z = 6 \cdot 3$; $Z = 3 \cdot 3 \cdot 2$; $Z = 9 \cdot 2$; $Z = 3 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 1$, та деякі інші варіанти. Слід зазначити, що з точки зору математики формули рівнозначні, тому що відповідають вимогам $Z = 18$. З точки зору механіки за цими формулами стоять конструкції коробок швидкостей або подач, і коробка швидкостей, що має на першому валу блок на 3 переключення, а на другому – на 9 переключення, значно відрізняється від коробки швидкостей, у якої на першому валу 3 переключення, а на другому – 3. Оптимальним варіантом з усіх наведених є варіант $Z = 3 \cdot 3 \cdot 2$.

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 $Z = 3 \cdot 3 \cdot 2$, $m = 3$, тоді за формулою кількість валів $B = 4$.

2.3 Виконання первісного варіанта кінематичної схеми

На рисунку 2.1 зображено первісний варіант кінематичної схеми коробки швидкостей верстата моделі 1512

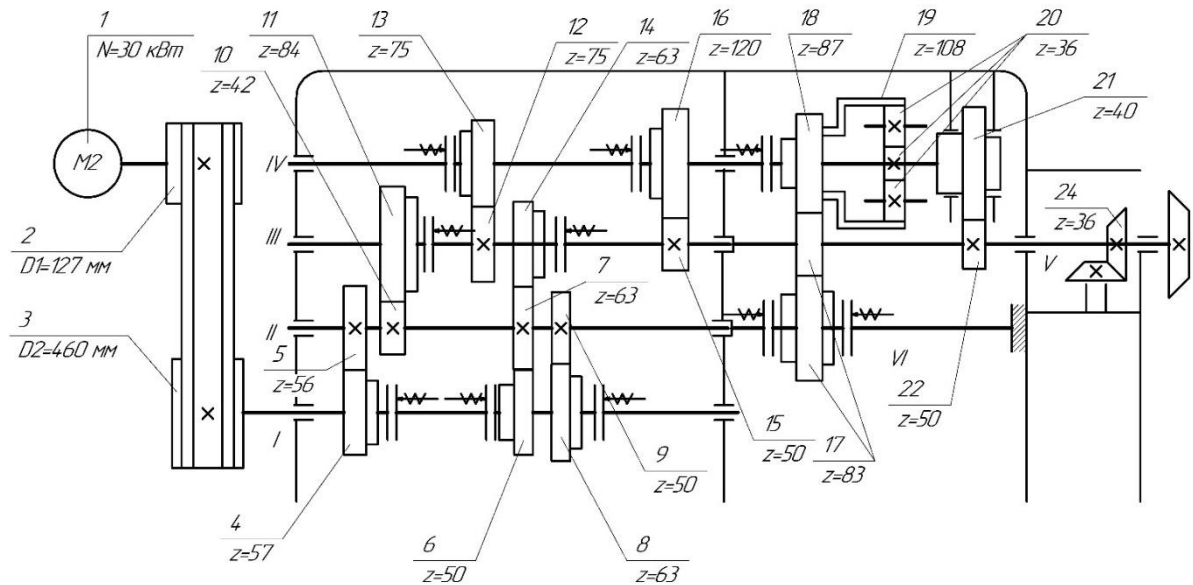


Рисунок 2.1. Первісний варіант кінематичної схеми коробки швидкостей верстата моделі 1512

2.4 Складання структурних формул у розгорнутому вигляді

Структурна формула у розгорнутому вигляді містить в собі й характеристику і має такий вигляд:

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

Спочатку у загальному вигляді:

$$1) \quad Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$$

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

$$2) \quad Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$$

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

$$3) \quad Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$$

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

$$4) \quad Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$$

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

$$5) \quad Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$$

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

$$6) \quad Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$$

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

Після підстановки кількості переключень отримаємо такі значення:

$$1) \quad Z = 3(6) \cdot 3(2) \cdot 2(1)$$

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

$$2) \quad Z = 3(2) \cdot 3(6) \cdot 2(1)$$

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

$$3) \quad Z = 3(6) \cdot 3(1) \cdot 2(3)$$

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

$$4) \quad Z = 3(3) \cdot 3(1) \cdot 2(9)$$

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

$$5) \quad Z = 3(1) \cdot 3(3) \cdot 2(9)$$

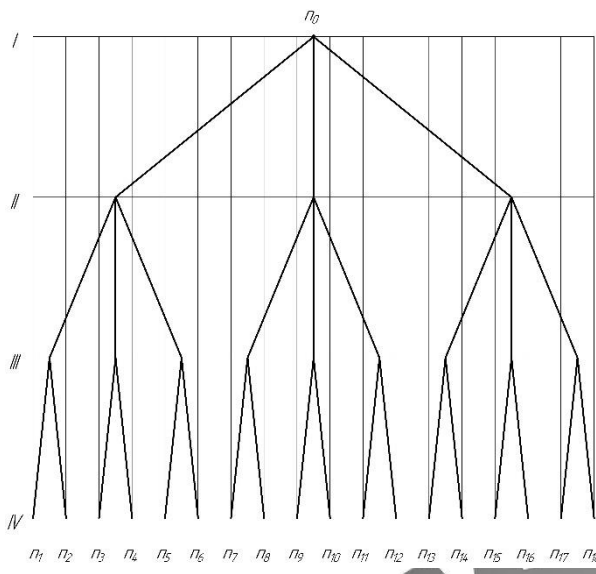
$$\quad \quad \quad 0 \quad | \quad ||$$

$$6) \quad Z = 3(1) \cdot 3(6) \cdot 2(3)$$

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

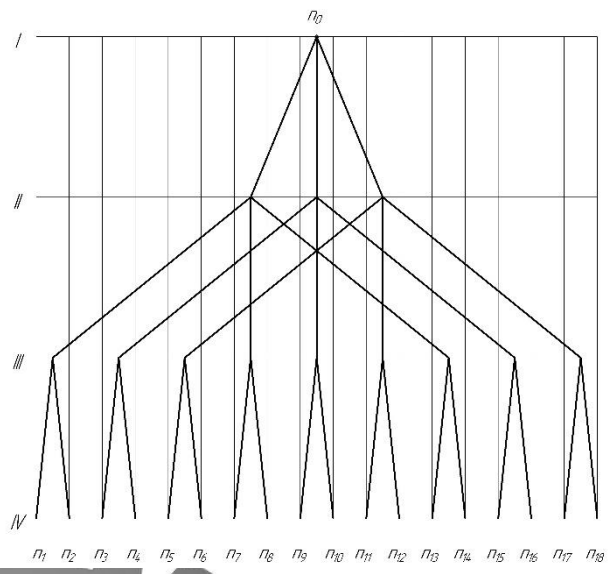
2.5 Побудова структурних сіток

Структурні сітки – це симетричні діаграми, котрі у розгорнутому вигляді відображають структурні формули та кількість груп переключень, характер переключень взаємності від того, яку група відіграє роль також вказують на кількість валів. Сітка будується на фоні абож 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.



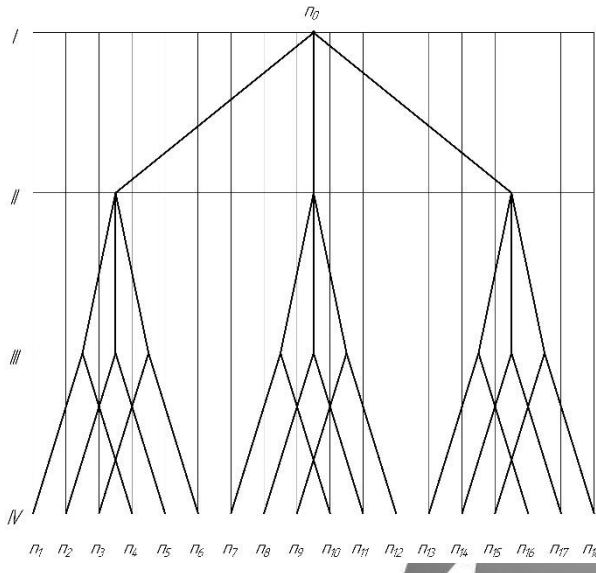
1) $Z = 3 (6) \cdot 3 (2) \cdot 2(1)$

|| | 0



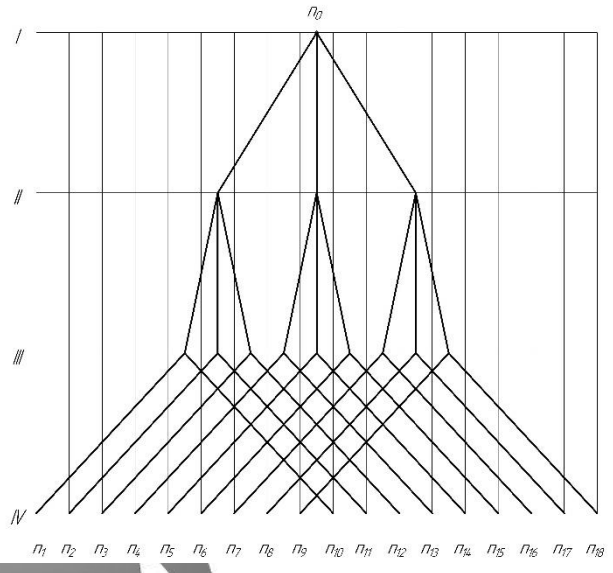
2) $Z = 3 (2) \cdot 3 (6) \cdot 2(1)$

| || 0



3) $Z = 3 (6) \cdot 3 (1) \cdot 2(3)$

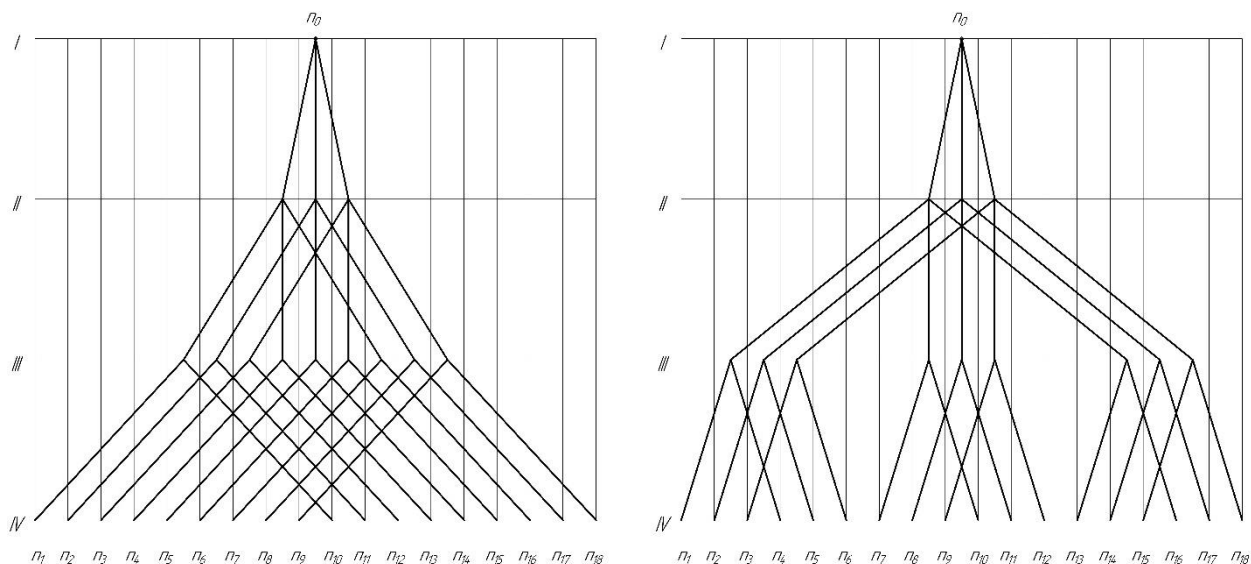
|| | 0



4) $Z = 3 (3) \cdot 3 (1) \cdot 2(9)$

| || 0

Рисунок 2.2 – Структурні сітки



5) $Z = 3 (1) \cdot 3 (3) \cdot 2(9)$

6) $Z = 3 (1) \cdot 3 (6) \cdot 2(3)$

|| | 0 | | 0

Рисунок 2.3 – Структурні сітки

2.6 Аналіз структурних сіток

Сумський державний університет
 Навіть побіжне порівняння структурних сіток показує, що вони мають різний вигляд. Оптимальним вважається такий варіант, у якого відрізки, що визначають передатні відношення між валами, поступово розходяться від першого валу до четвертого. Порівняння наведених варіантів дає змогу визначити, що серед представлених найкращий варіант п'ятий, а найгірший-перший. Тому для подальшого графоаналітичного розрахунку зупиняємося на п'ятому варіанті структурних сіток як оптимальному.

2.7 Побудова графіка частот обертання шпинделя

Задана мінімальна частота $n_{\min} = 3 \text{ хв}^{-1}$ це частота обертання планшайби. Для визначення мінімальної частоти обертів на останньому валі коробки швидкостей визначаємо передатне відношення між зубчатим колесом на планшайбі та зубчатим колесом на останньому валі коробки головного руху. З кінематичної схеми базової моделі верстата бачимо що $z_{III} = 125$, а $z_K = 25$, тобто передатне відношення дорівнює $u = 125/25 = 5$. Також в даній моделі

верстата передбачена конічна передача між коробкою швидкостей та планшайбою, $z_{к1} = 54$, а $z_{к2} = 36$, тобто передатне відношення дорівнює $u = 50/50 = 0,667$ а мінімальна частота обертання останнього валу $n_{\min} = 3 \cdot 5 \cdot 0,667 = 10 \text{ хв}^{-1}$.

$n_{\min} = 10 \text{ хв}^{-1}$, $\phi = 1,26$, а $Z = 18$, то геометричний ряд частот має такі значення: $n_1 = 10$, $n_2 = 12,5$, $n_3 = 16$, $n_4 = 20$, $n_5 = 25$, $n_6 = 31,5$, $n_7 = 40$, $n_8 = 50$, $n_9 = 63$, $n_{10} = 80$, $n_{11} = 100$, $n_{12} = 125$, $n_{13} = 160$, $n_{14} = 200$, $n_{15} = 250$, $n_{16} = 315$, $n_{17} = 400$, $n_{18} = 500$.

Частота обертання двигуна $n_{\text{дв}} = 1450 \text{ хв}^{-1}$.

Структурна сітка не дає фактичних значень частот обертання і передавальних відношень передач в групах. Для визначення цих величин будують другий графік - графік частот обертання. Графік частот обертання приводу є фактичною картиною частот обертання.

Для його побудови повинні бути відомі:

- 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.

Для зменшення передавальних відношень вводимо в графік частот обертання ще один вал.

На рисунку 2.2 зображено графік частот обертання шпинделя приводу верстата

$$n_{\text{об}} = 1450 \times \text{об}^{-1}$$

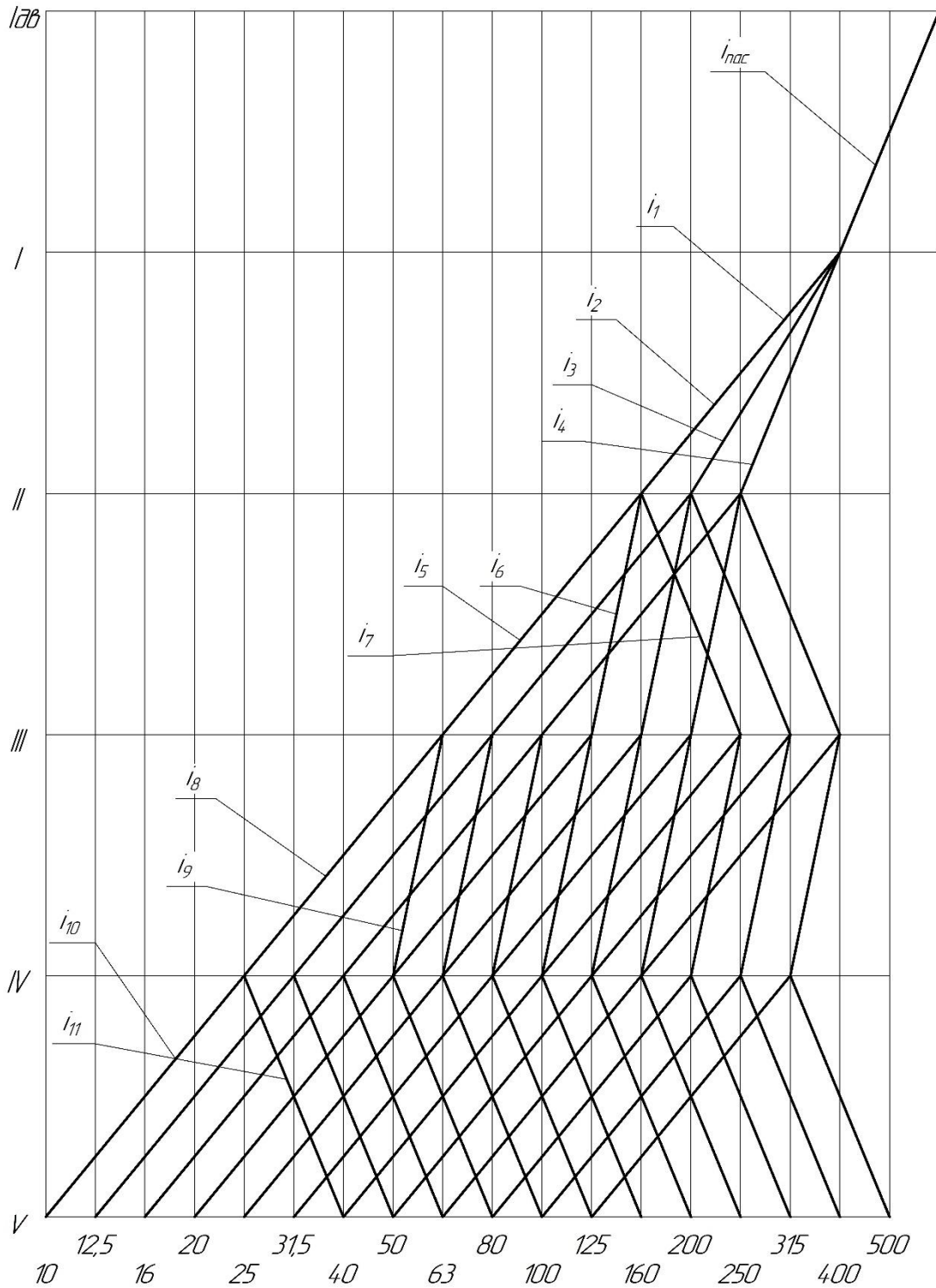


Рисунок 2.4 – Графік частот обертання шпинделя привода верстата (без розрахунку передатних відношень)

При розробці кінематичної схеми верстата в першу чергу необхідно

вирішити питання вибору типу приводу. Привід - джерело руху і сукупність механізмів, що передають рух до кінцевих ланках верстата.

Верстат може мати один або кілька джерел руху. Застосування декількох двигунів дозволяє скоротити кінематичні ланцюги, спростити управління, механізувати і автоматизувати верстат. Якщо ж між окремими кінематичними ланцюгами потрібна суворий взаємозв'язок, то вони повинні отримувати рух від загального двигуна. Вибір приводу має істотне значення при проектуванні нового верстата, так як це є одним з основних умов створення високоякісної й економічної продукції.

2.8 Визначення кількості зубців зубчастих коліс

Коли ГЧО побудовано, можна визначити кількість зубців зубчастих коліс у кожній парі, що позначені на первісному варіанті кінематичної схеми як Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 і т. д. Для визначення кількості зубців зубчастих коліс також існують правила. Перше правило полягає у тому, що сума зубів зубчастих коліс у двоваловій передачі залишається незмінною, 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).. Суму Z визначають виходячи з того, що найменша кількість зубів на одному колесі може бути 18 – 20. Тоді $\Sigma Z_{\min} \approx 40$, а відповідно $\Sigma Z_{\max} \approx 120$. Друге правило полягає у тому, що записують передатні відношення 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:

$$z_1 = \frac{\Sigma z}{1+\varphi^2}, \quad Z_2 = \Sigma Z - Z_1.$$

Для визначення реальних значень потрібно задати ΣZ .

$$i_{\text{пас}} = \frac{125}{460}$$

$$N_{i\text{пас}} = 1450 \cdot \frac{127}{460} \cdot 0,985 = 400$$

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^4}, \quad \sum Z = 70, \quad Z_1 = \frac{70}{1 + 2,5} = 20; \quad Z_2 = 80 - 20 = 50. \quad \frac{20}{50}$$

$$i_2 = \frac{1}{\varphi^3}, \quad \sum Z = 70, \quad Z_3 = \frac{70}{1 + 2} = 23; \quad Z_4 = 80 - 23 = 47. \quad \frac{23}{47}$$

$$i_3 = \frac{1}{\varphi^2}, \quad \sum Z = 70, \quad Z_5 = \frac{70}{1 + 1,6} = 27; \quad Z_6 = 80 - 27 = 43. \quad \frac{27}{43}$$

$$i_4 = \frac{1}{\varphi^4}, \quad \sum Z = 70, \quad Z_7 = \frac{70}{1 + 2,5} = 20; \quad Z_8 = 80 - 20 = 50. \quad \frac{20}{50}$$

$$i_5 = \frac{1}{\varphi}, \quad \sum Z = 70, \quad Z_9 = \frac{70}{1 + 1,26} = 31; \quad Z_{10} = 80 - 31 = 39. \quad \frac{31}{39}$$

$$i_6 = \frac{\varphi^2}{1}, \quad \sum Z = 70, \quad Z_{12} = \frac{70}{1 + 1,6} = 27; \quad Z_{11} = 80 - 27 = 43. \quad \frac{43}{27}$$

$$i_7 = \frac{1}{\varphi^4}, \quad \sum Z = 70, \quad Z_{13} = \frac{70}{1 + 2,5} = 20; \quad Z_{14} = 80 - 20 = 50. \quad \frac{20}{50}$$

$$i_8 = \frac{1}{\varphi}, \quad \sum Z = 70, \quad Z_{15} = \frac{70}{1 + 1,26} = 31; \quad Z_{16} = 80 - 31 = 39. \quad \frac{31}{39}$$

$$i_9 = \frac{1}{\varphi^4}, \quad \sum Z = 70, \quad Z_{17} = \frac{70}{1 + 2,5} = 20; \quad Z_{18} = 80 - 20 = 50. \quad \frac{20}{50}$$

$$i_{10} = \frac{\varphi^2}{1}, \quad \sum Z = 70, \quad Z_{20} = \frac{70}{1 + 1,6} = 27; \quad Z_{19} = 80 - 27 = 43. \quad \frac{43}{27}$$

На рисунку 2.5 зображено графік частот обертання шпинделя з підібраними передаточними відношеннями(колесами)

$$n_{\text{об}} = 1450 \times \delta^{-1}$$

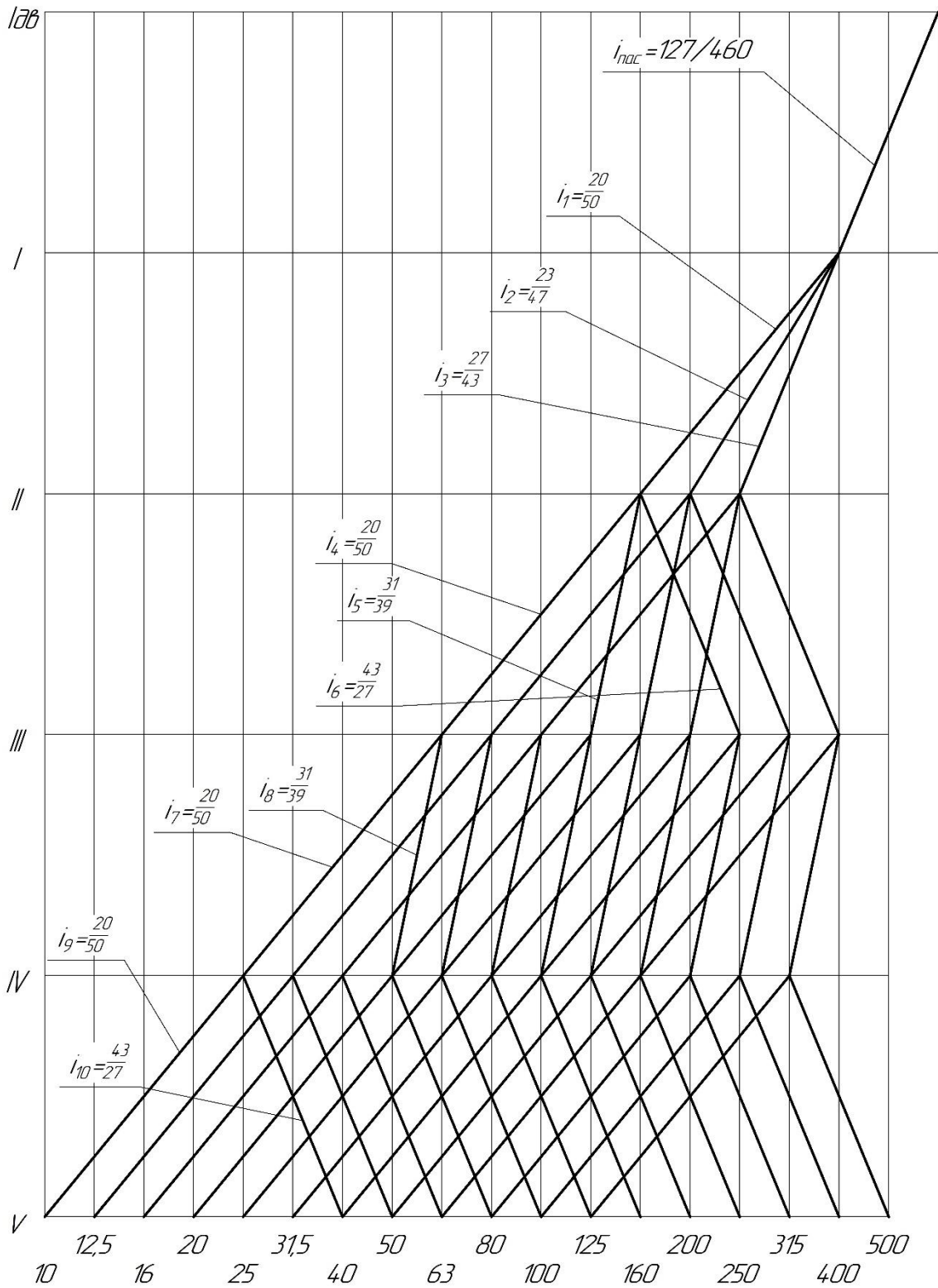


Рисунок 2.5 – Графік частот обертання шпинделя з підібраними передаточними відношеннями(колесами)

)

2.9 Підрахування фактичних частот обертання шпинделя

Якщо прораховані усі передатні відношення привода, то можна визначити фактичні частоти обертання шпинделя шляхом складання відповідних рівнянь кінематичного балансу. Такі рівняння можна складати користуючись ГЧО. Вихідною точкою для таких розрахунків є частота 1000 хв⁻¹ тому, що точка на валу одна і відповідає точці n₀ на структурних сітках. Першу, або найменшу частоту, можна отримати, якщо перемножити передатні відношення i₁, i₄, i₆. Записати потрібно так:

$$n_1 = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{50} = 9,91 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_2 = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{23}{47} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{50} = 12,48 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_3 = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{27}{43} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{50} = 15,73 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_4 = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{50} = 19,82 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_5 = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{23}{47} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{50} = 24,98 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_6 = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{27}{43} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{50} = 31,47 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_7 = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{43}{27} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{50} = 39,66 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_8 = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{23}{47} \cdot \frac{43}{27} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{50} = 49,97 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_9 = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{27}{43} \cdot \frac{43}{27} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{50} = 62,96 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{10} = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{43}{27} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{20}{50} = 79,33 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{11} = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{23}{47} \cdot \frac{43}{27} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{20}{50} = 99,96 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{12} = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{27}{43} \cdot \frac{43}{27} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{20}{50} = 125,95 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{13} = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{43}{27} = 158,7 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{14} = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{23}{47} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{43}{27} = 199,96 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{15} = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{27}{43} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{43}{27} = 251,95 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{16} = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{43}{27} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{43}{27} = 317,46 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{17} = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{23}{47} \cdot \frac{43}{27} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{43}{27} = 400 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{18} = 1450 \cdot 0,275 \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{43}{27} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{43}{27} = 504 \text{ хв}^{-1},$$

2.10 Оцінка точності кінематичного розрахунку

Для визначення ступеня невідповідності фактичних частот обертання стандартизованим користуються формулою

$$\Delta = \frac{n_{\text{ф}} - n_{\text{ст}}}{n_{\text{ст}}} \cdot 100\%$$

де $n_{\text{ф}}$, $n_{\text{ст}}$ – відповідно фактичні та стандартизовані частоти обертання шпинделя.

Перевіримо відповідність останньої (найбільшої) частоти обертання шпинделя:

$$\Delta = \frac{500 - 504}{500} \cdot 100\% = -0,008 \cdot 100\% = -0,8\%,$$

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

Після оцінки точності кінематичного розрахунку можна зробити висновок, що розрахунок виконаний вірно.

2.11 Кінцевий варіант кінематичної схеми привода

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

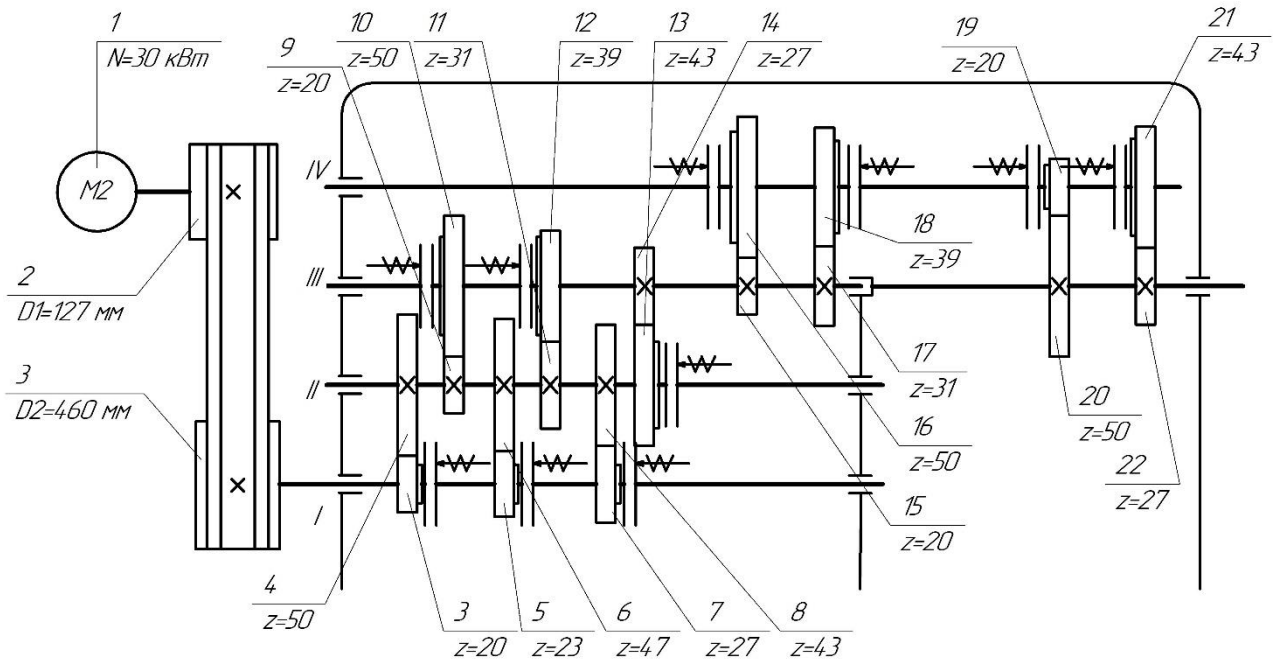


Рисунок 2.6 – Кінцевий варіант кінематичної схеми привода

3 ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ

3.1 Проектний розрахунок і методика конструювання привода верстата

Починаємо із того, що визначають міжцентрову відстань між валами майбутньої коробки швидкостей.

Для цього використовують відому формулу:

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

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).

Особливістю використання такої формули є те, що значення модуля невідоме і його потрібно прийняти попередньо, умовно, заручившись досвідом проектування коробок швидкостей із джерел технічної літератури (паспорта верстата).

Частіше за все на верстатах середніх розмірів у коробках швидкостей використовують зубчасті передачі, що мають модуль від 2,5 – 3,0 мм до 6,0 – 8,0 мм.

Візьмемо для прикладу значення модуля 4,0 мм між всіма валами, і скориставшись даними за кількістю зубів із кінематичного розрахунку визначимо міжцентрову відстань між валами, тобто:

$$\text{між валом I та II: } a_{wi} = 0,5 \cdot 70 \cdot 4 = 140 \text{ мм}$$

$$\text{між валом II та III: } a_{wi} = 0,5 \cdot 70 \cdot 4 = 140 \text{ мм}$$

$$\text{між валом III та IV: } a_{wi} = 0,5 \cdot 70 \cdot 4 = 140 \text{ мм}$$

$$\text{між валом IV та V: } a_{wi} = 0,5 \cdot 70 \cdot 4 = 140 \text{ мм}$$

Після визначення міжцентрових відстаней логічно перейти до

розрахунку діаметрів валів. Але для розрахунку валів, зубчастих коліс потрібно визначити навантаження на них, тобто діючі сили, крутні моменти. Для цього потрібно розрахувати сили різання при найбільших режимах та визначити потужність двигуна. Такі розрахунки можливі при індивідуальному завданні та розробленні оригінальної конструкції верстата. Для типових моделей верстатів можна скористатися потужністю базової моделі. Під час розрахунку коробок швидкостей вводять та використовують не номінальні, а розрахункові навантаження :

$$T_{pi} = T_j \cdot K,$$

$$F_p = F_t \cdot K,$$

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, $K = 1,2$.

Крутний момент без урахування коефіцієнта навантаження розраховують за такою формулою:

$$T_j = \frac{P}{\omega},$$

де ω – кутова швидкість.

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

Колову силу без урахування коефіцієнта навантаження розраховують за формулою:

$$F_t = \frac{2T_j}{d_z},$$

де d_z – ділительний діаметр зубчатого коліса.

$$d_z = m \cdot z_i$$

Розрахуємо крутний момент та колову силу для першого валу:

Для першого валу $n = 1450 \text{ хв}^{-1}$ та P – потужність двигуна $P = 30 \text{ кВт}$.

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 400}{30} = 41,86 \text{ рад/с}$$

$$T_1 = \frac{30 \cdot 10^3}{41,86} = 71,65 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{p1} = 71,65 \cdot 1,2 = 85,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d_1 = 4 \cdot 27 = 108 \text{ мм}$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 71,65 \cdot 10^3}{108} = 132 \text{ Н}$$

$$F_{p1} = 132 \cdot 1,2 = 159 \text{ Н}$$

Для второго вала:

$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 160}{30} = 16,7 \text{ рад/с}$$

$$T_2 = \frac{30 \cdot 10^3}{16,7} = 179,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{p2} = 179,1 \cdot 1,2 = 214,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

$$d_2 = 4 \cdot 50 = 200 \text{ мм}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 179,1 \cdot 10^3}{200} = 179,1 \text{ Н}$$

$$F_{p2} = 179,1 \cdot 1,2 = 214 \text{ Н}$$

Для третього вала:

$$\omega_3 = \frac{3,14 \cdot 63}{30} = 6,6 \text{ рад/с}$$

$$T_3 = \frac{30 \cdot 10^3}{6,6} = 454 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{p3} = 454 \cdot 1,2 = 545 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d_3 = 4 \cdot 50 = 200 \text{ мм}$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot 454 \cdot 10^3}{200} = 455 \text{ Н}$$

$$F_{p3} = 455 \cdot 1,2 = 545 \text{ Н}$$

Для четвертого валу:

$$\omega_4 = \frac{3,14 \cdot 25}{30} = 2,6 \text{ рад/с}$$

$$T_4 = \frac{30 \cdot 10^3}{2,6} = 1146 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{p4} = 1146 \cdot 1,2 = 1375 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d_4 = 4 \cdot 50 = 200 \text{ мм}$$

$$F_{t4} = \frac{2 \cdot 1146 \cdot 10^3}{200} = 1146 \text{ Н}$$

$$F_{p4} = 1146 \cdot 1,2 = 1375 \text{ Н}$$

Для п'ятого валу:

$$\omega_5 = \frac{3,14 \cdot 10}{30} = 1,5 \text{ рад/с}$$

$$T_5 = \frac{30 \cdot 10^3}{1,5} = 2866 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{p5} = 2866 \cdot 1,2 = 3439 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d_5 = 4 \cdot 50 = 200 \text{ мм}$$

$$F_{t5} = \frac{2 \cdot 3439 \cdot 10^3}{200} = 2866 \text{ Н}$$

$$F_{p5} = 2866 \cdot 1,2 = 3439 \text{ Н}$$

3.2 Розрахунок валів

Розрахунок проводимо в два етапи:

- попередній розрахунок;
- уточнюючий розрахунок.

При попередньому розрахунку визначають орієнтовний діаметр валу та уточнюють його конструкцію. Діаметр вихідного кінця валу при допустимому напруженні $[\tau] = 20 \text{ МПа}$ визначають за формулою:

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

Для першого валу:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{71,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 26,16 \text{ мм}$$

Беремо діаметр валу під підшипники $d_1 = 25 \text{ мм}$.

З кінематичного розрахунку відомо, що вал I шліцьовий. Тому за ГОСТом 1139 – 81 призначаємо шліці за розмірами 6х 8х32 із центруванням за внутрішнім діаметром валу. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал може бути такою: d – 6 х 28H7/g6 х 32H12/a11 х 7D9/f7.

Для другого валу:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{179,1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 35,5 \text{ мм}$$

Беремо діаметр валу під підшипники $d_2 = 35 \text{ мм}$.

Вал II також шліцьовий. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал може бути такою: d – 8 х 36H7/g6 х 40H12/a11 х 7D9/f7.

Для третього валу:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{454 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 48,45 \text{ мм}$$

Беремо діаметр валу під підшипники $d_2 = 50 \text{ мм}$.

Вал III також шліцьовий. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал може бути такою: d – 8 х 52H7/g7 х 58H12/d10 х 10D9/f8.

Для четвертого валу:

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{1146 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 56,2 \text{ мм}$$

Беремо діаметр валу під підшипники $d_2 = 55 \text{ мм}$.

Вал IV також шліцьовий. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал може бути такою: d – 8 x 56H7/g6 x 62H12/d10 x 10D9/f7.

Для п'ятого валу:


$$d_5 = \sqrt[3]{\frac{2866 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 81 \text{ мм}$$

Беремо діаметр валу під підшипники $d_2 = 80$ мм.

3.3 Уточнюючий (перевірний) розрахунок валів

Виконується після проектного розрахунку як розрахунок коефіцієнта запасу міцності для небезпечних перерізів валу на основі виконаної конструкції коробки швидкостей.

Умова міцності валу визначається за формулою


$$S_{\sigma} \cdot S_{\tau} \geq [S]$$
$$\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}$$

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

S_{σ} – коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями;

S_{τ} – 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

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

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

K_{σ} – коефіцієнт, для шліцьового валу $K_{\sigma} = 1,65$;

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

$\psi_{\sigma} = 0,15$ – коефіцієнт;

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

σ_v – амплітуда нормальних напружень на згинання.

В останній формулі невизначеними є:

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

σ_v – амплітуда нормальних напружень на згинання.

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

σ_v – амплітуда нормальних напружень на згинання – визначається формулою:

$$\sigma_v = \frac{M}{W_{\text{нетто}}}$$

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

Для розрахунку σ_v необхідно знайти сумарний згинальний момент M_{Σ} на валу. Для цього побудуємо схему діючих сил та реакцій і визначимо реакції опор у площинах XZ, YZ

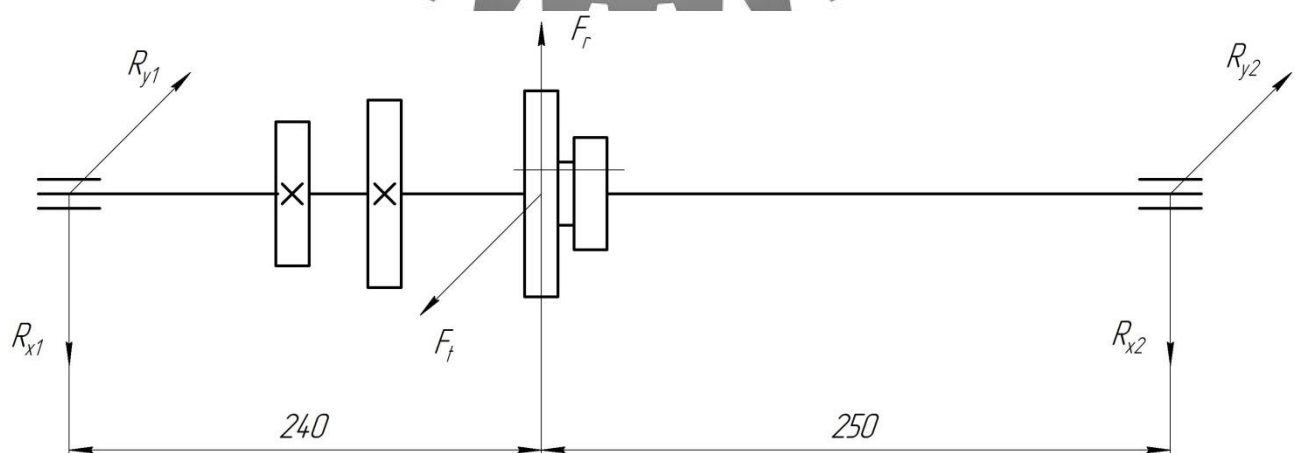


Рисунок 3.1 – Схема діючих сил та реакцій опор IV валу коробки

Реакції опор у площині XZ:

$$R_{y_1} = \frac{F_t \cdot 240}{240 + 250} = \frac{6853 \cdot 240}{240 + 250} = 3356 \text{ Н},$$

$$R_{y_2} = \frac{F_t \cdot 250}{240 + 250} = \frac{6853 \cdot 250}{240 + 250} = 3496 \text{ Н}.$$

Реакції опор у площині YZ:

$$R_{x_1} = \frac{F_r \cdot 240}{240 + 250} = \frac{6853 \cdot 240}{240 + 250} = 3356 \text{ Н},$$

$$R_{x_2} = \frac{F_r \cdot 250}{240 + 250} = \frac{6853 \cdot 250}{240 + 250} = 3496 \text{ Н}.$$

Згинальні моменти:

$$M_x = R_{x_1} \cdot 240 = 8,05 \cdot 10^3 \text{ Нмм},$$

$$M_y = R_{y_1} \cdot 240 = 8,05 \cdot 10^3 \text{ Нмм}.$$

Сумарний згинальний момент

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(8,05 \cdot 10^3)^2 + (8,05 \cdot 10^3)^2} = 11,5 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

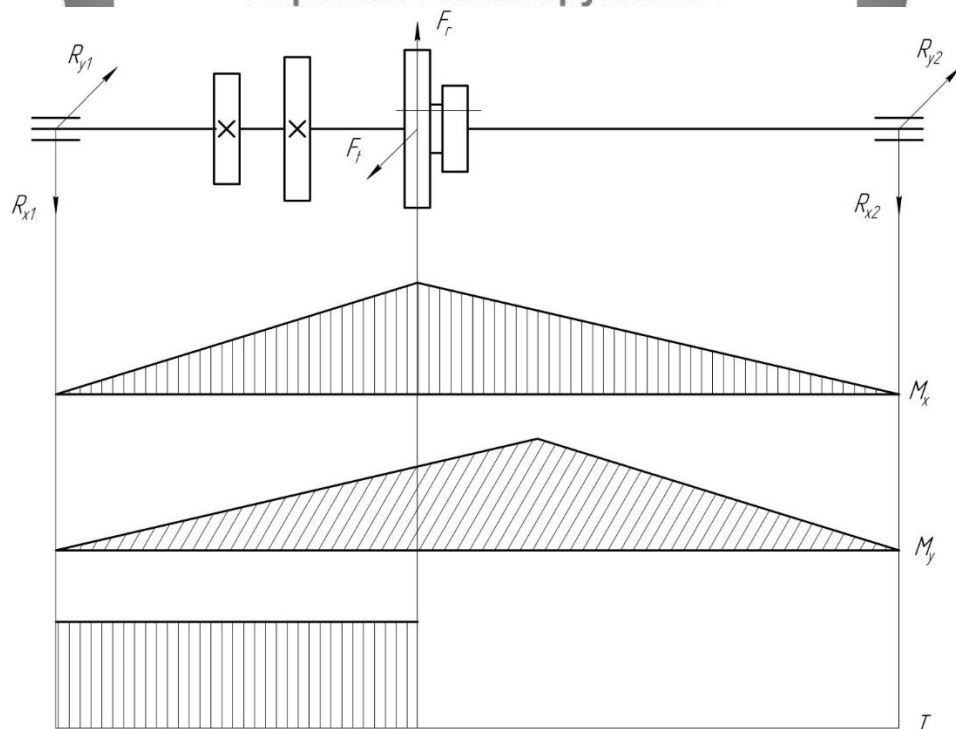


Рисунок 3.2 – Епюри згинальних та крутного моментів при уточнюючому розрахунку валу

Сумарний згинальний момент також визначено. Розраховуємо амплітуду нормальних напружень на згинання:

$$\sigma = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{нетто}}} = \frac{8,05 \cdot 10}{1,25 \cdot 10} = 6,44 \text{ МПа,}$$

де $W_{\text{нетто}}$ розраховано як

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 28^3}{32} - \frac{6 \cdot 4 \cdot (28-4)^2}{2 \cdot 28} = 1,25 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Окремі значення параметрів за рекомендаціями такі:

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

Підстановка значень у формулу дає результат

Загальний коефіцієнт запасу міцності

$$s_{\tau} \approx 11,7.$$

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

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,

3.4 Геометричний розрахунок зубчастих коліс

Основні розміри шестерні та колеса. Ділильні діаметри визначаються за вищенаведеною формулою. Зовнішні діаметри розраховують за формулою

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

а внутрішній – за формулою

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

Розрахунок діаметрів коліс уводимо 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 |
|------------------------|------------------------------------|--|---|
| $Z_1 = 20$ | 20 | 80 | 88 |
| $Z_2 = 50$ | 50 | 200 | 208 |
| $Z_3 = 23$ | 23 | 92 | 100 |
| $Z_4 = 47$ | 47 | 188 | 196 |
| $Z_5 = 27$ | 27 | 108 | 116 |
| $Z_6 = 43$ | 43 | 172 | 180 |
| $Z_7 = 20$ | 20 | 80 | 88 |
| $Z_8 = 50$ | 50 | 200 | 208 |
| $Z_9 = 31$ | 31 | 124 | 132 |
| $Z_{10} = 39$ | 156 | 164 | 146,0 |
| $Z_{11} = 27$ | 108 | 116 | 98,0 |
| $Z_{12} = 43$ | 172 | 180 | 162,0 |
| $Z_{13} = 20$ | 80 | 88 | 70,0 |
| $Z_{14} = 50$ | 200 | 208 | 190,0 |
| $Z_{15} = 37$ | 148 | 156 | 138,0 |
| $Z_{16} = 39$ | 156 | 164 | 146,0 |
| $Z_{17} = 20$ | 80 | 88 | 70,0 |
| $Z_{18} = 50$ | 200 | 208 | 190,0 |
| $Z_{19} = 27$ | 108 | 116 | 98,0 |
| $Z_{20} = 43$ | 172 | 180 | 162,0 |



**Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів**

3.5 Розрахунок зубів коліс на контактну міцність

Допустимі контактні напруження підраховують за формулою:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} \cdot K_{HL}}{S_H} \cdot z_r \cdot z_v \cdot K_L \cdot K_{XH},$$

де $\sigma_{H\lim b}$ – межа контактної міцності поверхневих шарів зубів.

Для вуглецевих сталей із твердістю поверхонь зубів менше HB 350:

$$\sigma_{H\lim b} = 2HB + 70,$$

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:

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Тоді

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

3.6 Розрахунок зубів зубчастих коліс на згинання

Допустимі контактні напруження на згинання

$$\sigma_{H\lim b} [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b} \cdot K_{FL}}{S_F} \cdot K_{Fc},$$

де $\sigma_{F\lim b}$ – границя тривалості зуба на згинання,

$$\sigma_{F\lim b} = HB + 250 ;$$

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

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

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

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

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

Розрахунок зубів коліс на згинання виконують за формулою

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

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

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

$Y_\beta = 1$ – 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, $K_{F\beta} = 1,00$;

K_{FV} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, $K_{F\beta} = 1,25$.

Тоді:

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

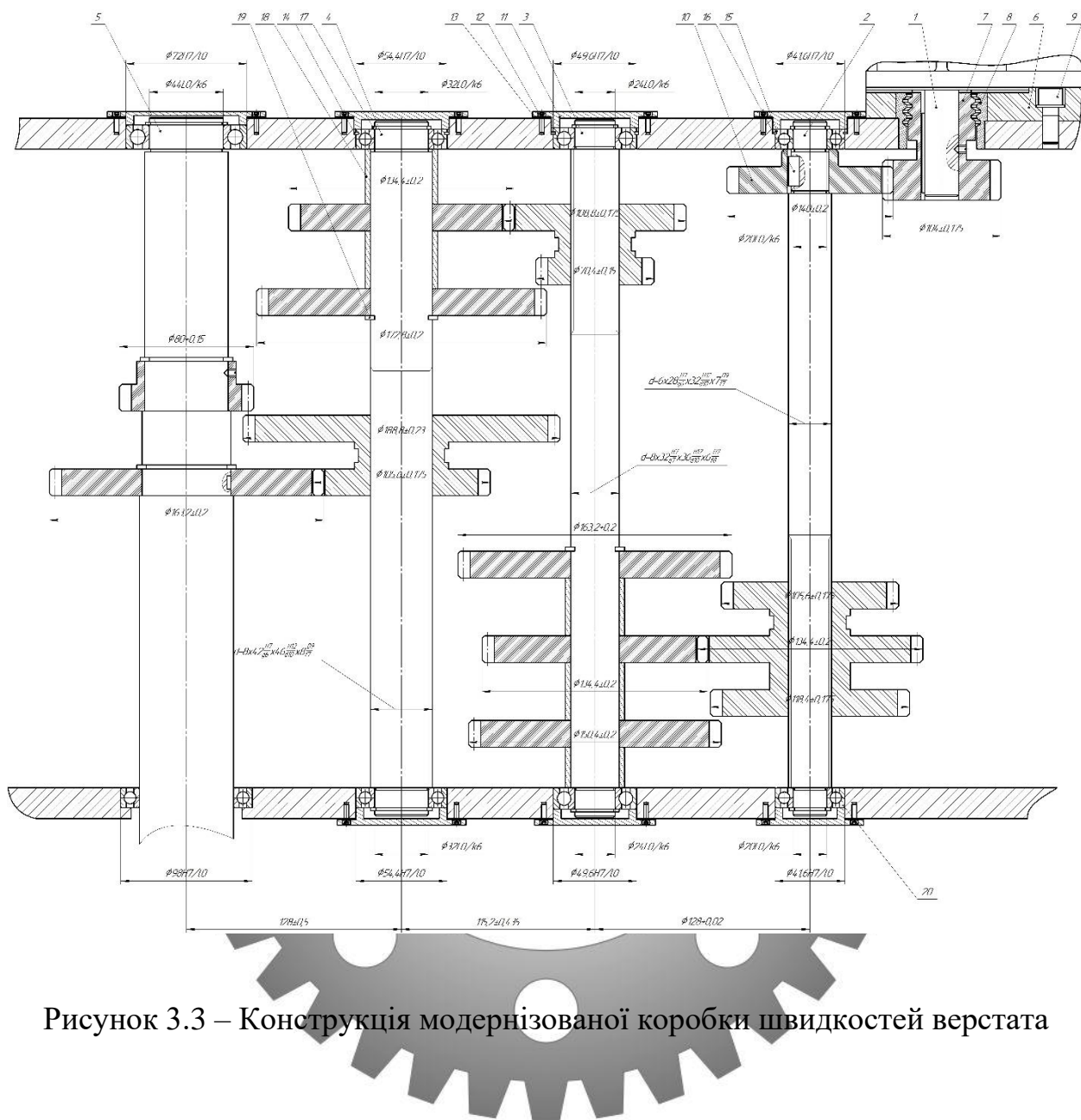


Рисунок 3.3 – Конструкція модернізованої коробки швидкостей верстата

4 ПРОЕКТУВАННЯ УНІВЕРСАЛЬНО-ЗБІРНОГО ВЕРСТАТНОГО ПРИБОРУ ДЛЯ РОЗТОЧУВАННЯ ВНУТРІШНЬОЇ ПОВЕРХНІ СЕКЦІЇ КОРПУСУ НА ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНИХ ВЕРСТАТІ МОДЕЛІ 1512

Компонування УСП збираються зі стандартних елементів, виготовлених з високим ступенем точності. Елементи і вузли фіксуються системою шпонка - паз. Висока точність елементів УСП забезпечує складання пристосувань без подальшого механічного доопрацювання. Після використання компонок їх розбирають на складові частини, багаторазово використовувані в різних поєднаннях в нових компоновках. Елементи УСП постійно знаходяться в обігу протягом 18 - 20 років. Така система не вимагає конструювання і виготовлення пристосувань. Цикл оснащення верстата пристосуванням системи УСП складається з збірки компоновки і її установки, на що витрачається в середньому 3—4 год.

4.1 Аналіз точності розмірів, форми, розташування та шорсткості оброблюваних поверхонь

На токарно-карусельному верстаті проводиться обробка отвору $\varnothing 310$ мм.

Для того щоб була досягнена необхідна точність обробки потрібно точно забазувати оброблювану деталь в пристрої.

Виходячи з креслення деталі робимо висновок, що до поверхні даного отвору не пред'являються жорсткі вимоги по якості обробленої поверхності та її точності.

На операції оброблюється поверхня $\varnothing 310$ мм по допуску H14.

Похибка форми циліндричної поверхні $\varnothing 310$ H14 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.

$$T = 0,3 \cdot T_{\phi 4,9} = 0,3 \cdot 140 = 42 \text{ (мкм)}$$

Найближче стандартне значення допуску циліндричності дорівнює:

$$T = 40 \text{ (мкм)}, \text{ що відповідає 11 ступеню точності.}$$

6.2.3 Точність розміщення поверхонь

Розглянемо допуск паралельності осі отворів до осі деталі $\phi 4,9H14$

$$T_{\phi 310} = 140 \text{ мкм}$$

Значення потрапляє в межі допуску на розмір в 60%.

$$T = 0,6 \cdot T_{\phi 310} = 0,6 \cdot 140 = 84 \text{ (мкм)}$$

Найближче стандартне значення $T=100$ мкм, що відповідає 14 ступеню точності.

Шорсткість поверхні отвору складає $Ra=6,3$ мкм.

4.2 Аналіз точності розмірів, форми, розташування та шорсткості базових поверхонь

Для базування деталі в пристрої потрібно використовувати базові начисто оброблені поверхні. Вони повинні бути відкритими. Це полегшить проектування та виготовлення даного пристрою.

Для базування необхідно приймати базові начисто оброблені поверхні, котрі розвинуті та відкриті, що дозволить полегшити проектування та виготовлення пристрою. Тому для базування приймаємо поверхню торця деталі $\phi 430$.

Похибка форми торця, також характеризується відхиленням від круглості та циліндричності. Дані допуски не вказані в технічних вимогах і на кресленні до отвору. Тому встановлюємо допуск лінійності та площинності в межах допуску на розмір.

$$T_{\phi 5} = 0,3 \cdot 140 = 42 \text{ мкм}$$

Найближчим стандартним значенням допуском являється:

$$T_{\phi 5} = 40 \text{ мкм},$$

що відповідає 11 ступеню точності.

Точність розміщення

Розглянемо, які можуть бути похибки для радіального биття отвору $\phi 5H14$.

$$T_{\phi 5} = 0,6 \cdot 140 = 84 \text{ мкм},$$

округлимо до стандартного ряду:

$$T_{\phi 5} = 100 \text{ мкм},$$

що відповідає 13 ступеню точності.

Шорсткість базового отвору $Ra=6,3$ мкм.

4.3 Визначення умов, у яких буде виготовлятися та експлуатуватися проєктований пристрій

Оскільки дане пристосування працює в нормальних виробничих умовах, використання спеціальних матеріалів нецільно.

Матеріал для виготовлення пристосування повинен бути міцним та зносостійким.

4.4 Складання переліку реалізованих функцій

Цей перелік функцій дозволить ознайомитись з об'ємом робіт, які описують використання спеціального пристрою. Також він 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.

Виходячи з умов реалізації вище наведених вимог та функцій, конструктор повинен шукати рішення з прототипів та з накопленого запасу технічних рішень. Перевагу віддаємо перевіреним конструкціям раніше сконструйованих пристроїв. Також потрібно при проектуванні розглядати пристрій з економічної сторони. Розробка спеціальних конструкцій вузлів потребує спеціального обґрунтування.

4.5 Розробка та обґрунтування схеми базування заготовки у верстатному пристрої

Головною базовою поверхнею буде торцева поверхня деталі, допоміжної циліндрична поверхня деталі.

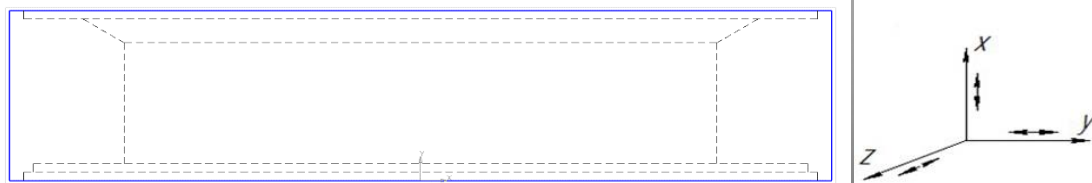


Рисунок 4.1 – Схема базування деталі.

При такому способі установки утворюються дві бази - установча і подвійна опорна.

Установча база позбавляє деталь трьох ступенів свободи, подвійно опорна - двох.

Зв'язки, що забезпечуються базами, і позбавлені ступеня свободи наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Зв'язки, забезпечуються базами.

| База | Обеспеченные связи | Лишенные степени свободы |
|------|--------------------|--------------------------|
| УБ | 1,2,3 | I,V,VI |
| ПОБ | 4,5,6 | II,III,IV |

Таблиця 4.2 – Матриця зв'язку

| | X | Y | Z | |
|-----|---|---|---|---|
| УБ | 1 | 1 | 1 | ↔ |
| | 1 | 0 | 1 | ○ |
| ПОБ | 0 | 0 | 0 | ↔ |
| | 0 | 1 | 0 | ○ |

Заміняю теоретичну схему базування установчими елементами пристосування.

Розрахунок похибки базування ведеться за формулою:

$$\epsilon_a = \frac{H_{12} + H_6}{2} \cdot \frac{0,52 - 0,055}{2} = 0,0245$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Допустима похибка $\epsilon_{доп} = 0,43$.

З умови базування:

$\epsilon_{доп} \geq \epsilon_{\delta}$, $0,43 \geq 0,25$ – умова виконується, звідси виходить, що при обробці паза при даному базуванні буде досягнута необхідна точність.

4.6 Побудова функціональної структури пристрою

З тих функцій які були представлені вище потрібно виділити ті, які будуть реалізовані саме при використанні даного верстатного пристрою, а саме: 0,1,2,5,6,7,10. Третя та четверта функції впливають на підготовчий час, дев'ята та одинадцята впливають на штучний час операції.

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

Номера функцій на схемі які не мають штриха відповідають прямій

функції (закріплення деталі в пристрої), ті які мають штрих відповідають зворотній функції (розкріплення).

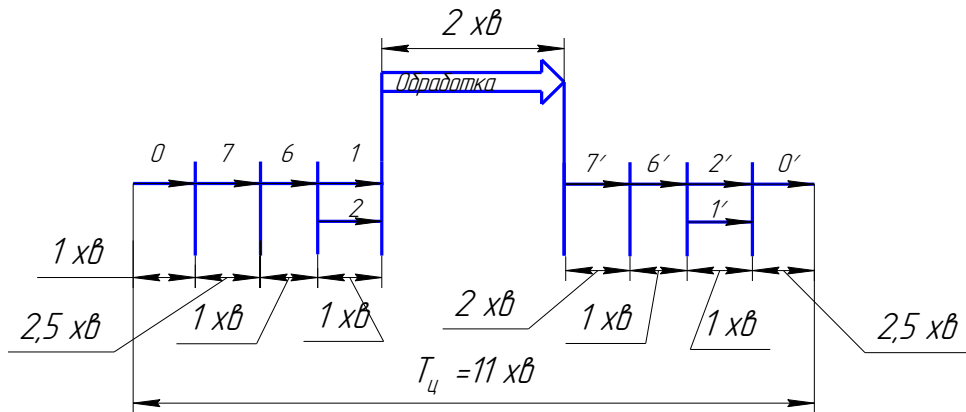


Рисунок 4.2 – Схема послідовної реалізації функції

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).

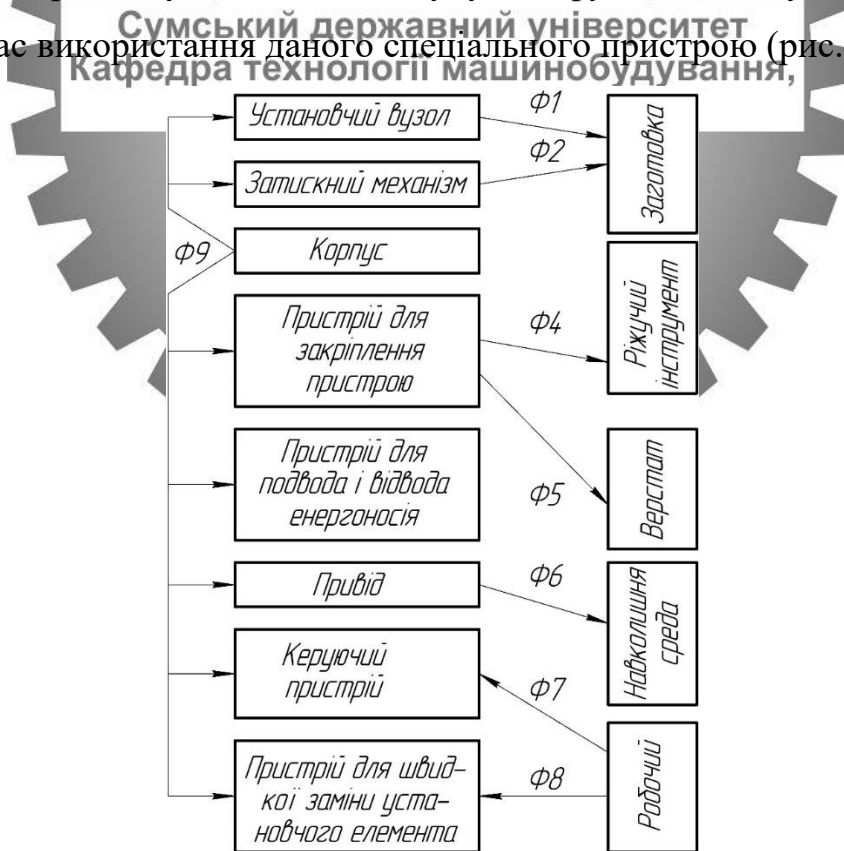


Рисунок 4.3 – Функціональна структура спеціального пристрою

4.7 Розрахунок сил закріплення заготовки у верстатному пристрої

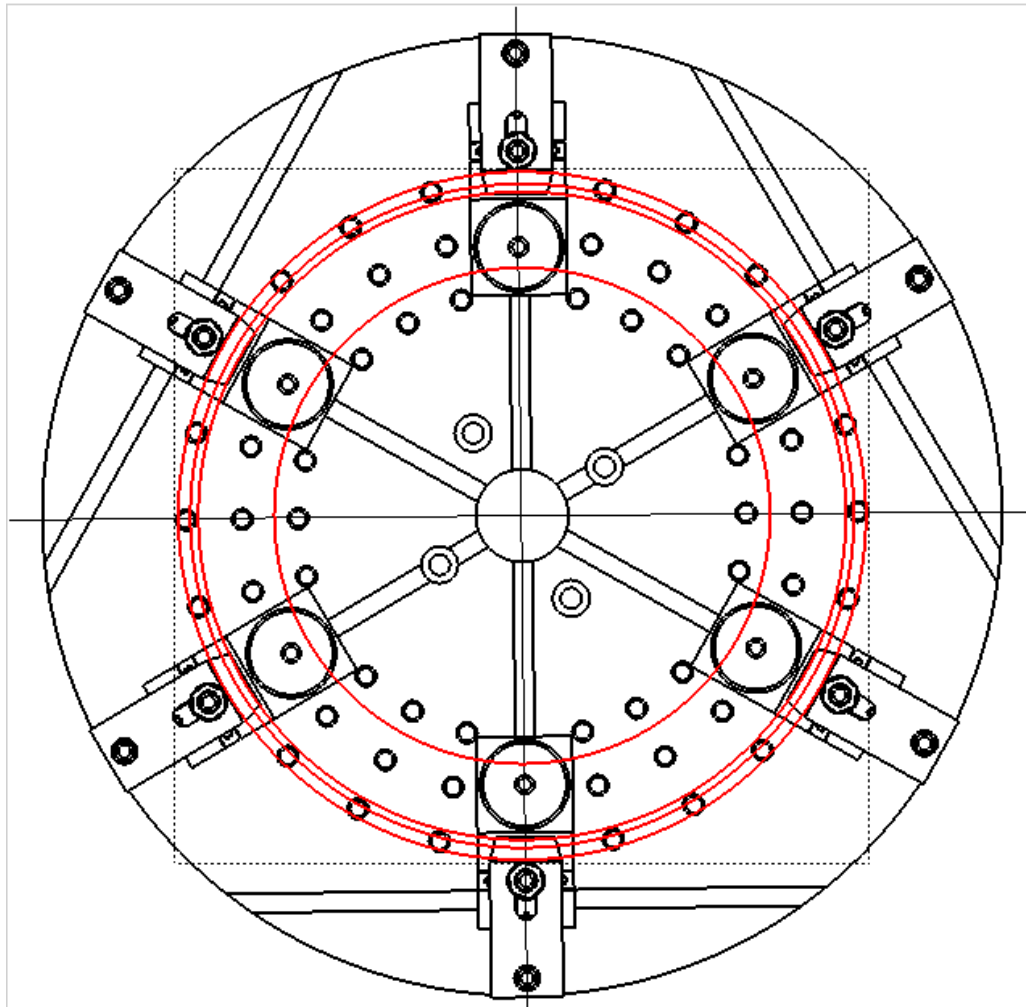


Рисунок 4.4 – Розрахункова схема.

Сила затиску розраховується за формулою:

$$W = \frac{k \cdot M_{кр} \cdot n}{\frac{1}{3} f \left(\frac{D_1^3 - D^3}{D_1^2 - D^2} \right)},$$

де W - сила затиску;

k – коефіцієнт запасу;

f - коефіцієнт тертя на робочих поверхнях затискачів;

n - число одночасно працюючих різців;

k_0 - коефіцієнт гарантованого запасу. (= 1,5);

k_1 - коефіцієнт, що враховує збільшення сил різання через випадкові нерівності на оброблюваних поверхнях ($= 1$);

k_2 - коефіцієнт, що характеризує збільшення сил різання внаслідок затуплення різального інструменту ($= 1$);

k_3 - коефіцієнт, що враховує збільшення сил різання при переривчастому різанні ($= 1$);

k_4 - коефіцієнт, що характеризує сталість сил закріплення затискного механізму ($= 1,20$);

k_5 - коефіцієнт, що характеризує ергономіку ручних ЗМ. ($= 1$);

k_6 - коефіцієнт, що враховує наявність моментів, що прагнуть повернути заготівлю, встановлену плоскою поверхнею на постійні опори. ($= 1$);

$$k = k_0 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 = 1,79;$$

Осьова сила:

$$K_{mp} = 0,84;$$

$$D = 16 \text{ (мм)};$$

$$t = 9 \text{ (мм)};$$

$$s = 0,15 \text{ (мм/об)};$$

$$\sigma = 600 \text{ (МПа)};$$

4.8 Розрахунок на міцність

Грунтуючись на знаннях, отриманих при вивченні курсу "Опір матеріалів", і "Теоретична механіка", з конструкції проектного пристосування, визначаємо, що деталь «Болт 7001-0090» з найбільшою ймовірністю найбільше схильна до деформації.

Виконуємо розрахунок на міцність деталі «Болт 7001-0090».

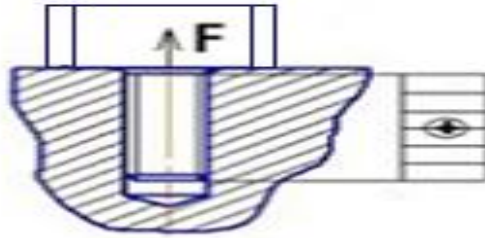


Рисунок 4.5 – Епюра навантаження деталі.

Розрахунок діаметра болта. Завідомо приймається, що буде використовувється 6 болтів. Вага пристосування приблизно 150кг, що дорівнює 1500 Н.

Розрахунок необхідної площі різі, для одного болта:

$$S = \frac{6 \cdot W}{[q]}$$

де $W = 1500\text{Н}$ – сила з якою пристосування тягне болт,
 $[q]$ - допустиму межу текучості;

$$[q] = 0.8 \cdot q$$

де $q = 40\text{-}300\text{ МПа}$ - межа текучості сталі;

$$[q] = 0.8 \cdot 250 = 200\text{ (МПа)}.$$

$$S = \frac{6 \cdot 1500}{200} = 45\text{ (мм)}.$$

Знаходимо внутрішній діаметр різьби:

$$d_B = \sqrt{\frac{S \cdot 6}{\pi}}$$

$$d_B = \sqrt{\frac{30 \cdot 6}{\pi}} = 4.27\text{ (мм)};$$

Знаходимо зовнішній діаметр різьби:

$$d_3 = d + (0.54 \cdot P) \cdot 2$$

де Р - крок різьби;

$$d_3 = 4.51 + (0.54 \cdot 1.25) \cdot 2 = 5.86;$$

4.10 Опис принципу дії пристрою

Зібране пристосування, повинно задовільнити технічні вимоги креслення загального вигляду, і забезпечити, якісну обробку заготовки по заданим розмірах.

Всі деталі повинні піддаватися контролю.

За допомогою трьох-кулачкової планшайби пристосування встановлюється на стіл верстата.

Послідовність складання пристосування:

Фланець 7016-0006 встановлюється на стіл, до нього зверху закріплюється, за допомогою 6-ти Болтів М12х55 ГОСТ 15589-70, Плита кругла 7081-40. У пази на плиті, за допомогою шпоночного з'єднання і пальця, вставляються по черзі планки з виступом в кількості 6 шт. До них входить болт 7001-0090 разом з перехідною втулкою і пружиною, яка буде контролювати силу затиску, плоского перехідного прихвата.

Експлуатація пристосування:

1. Встановити і закріпити пристосування.
2. Підготувати базові поверхні до встановлення заготовки.
3. Встановити заготовку на плиту.
5. Закручуємо гайки 7003-0010, тим самим притискаючи заготовку і фіксуємо її.
6. Обробити деталь згідно ЗПП.
7. Відкручуємо гайки 7003-0010 і виймаємо деталь.
8. Пристрій зберігати на дерев'яній підставці. Вплив атмосферних і агресивних середовищ неприпустимо.

5 ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ШПИНДЕЛЬНОЇ ГІЛЬЗИ

5.1 Опис шпindelьной бабки та опис гільзи

В даній роботі описується технологічний процес виготовлення гільзи гідроциліндра. Гільза циліндра має зовнішній діаметр 112 мм, внутрішній діаметр – 90 мм. Довжина такої деталі – 1100 мм. До отвора діаметром прид'являються великі вимоги по шорсткості та допуску на розмір. До зовнішніх поверхонь гільзи гідроциліндра не має великих вимог. Шорсткість зовнішніх поверхонь Ra 6.3, окрім тих поверхонь які служать для з'єднання з іншими деталями гідроциліндра, тому що щільність всіх з'єднань повинна бути дуже великою.

До точності виготовлення гільзи прид'являються такі вимоги: відхилення від прямолінійності осі гільзи на всій довжині деталі не більше ніж 0,07 мм; відхилення від круглості не більше ніж 0,02 мм; відхилення профіля поздовжнього перетину не більше ніж 0,04 мм. Биття поверхонь діаметром 110 мм відносно осі поверхні діаметром 90 мм не повинне перевищувати 0,04 мм. Відхилення від перпендикулярності торців відносно осі гільзи не більше 0,05 мм.

Гільза показана на рисунку 5.1

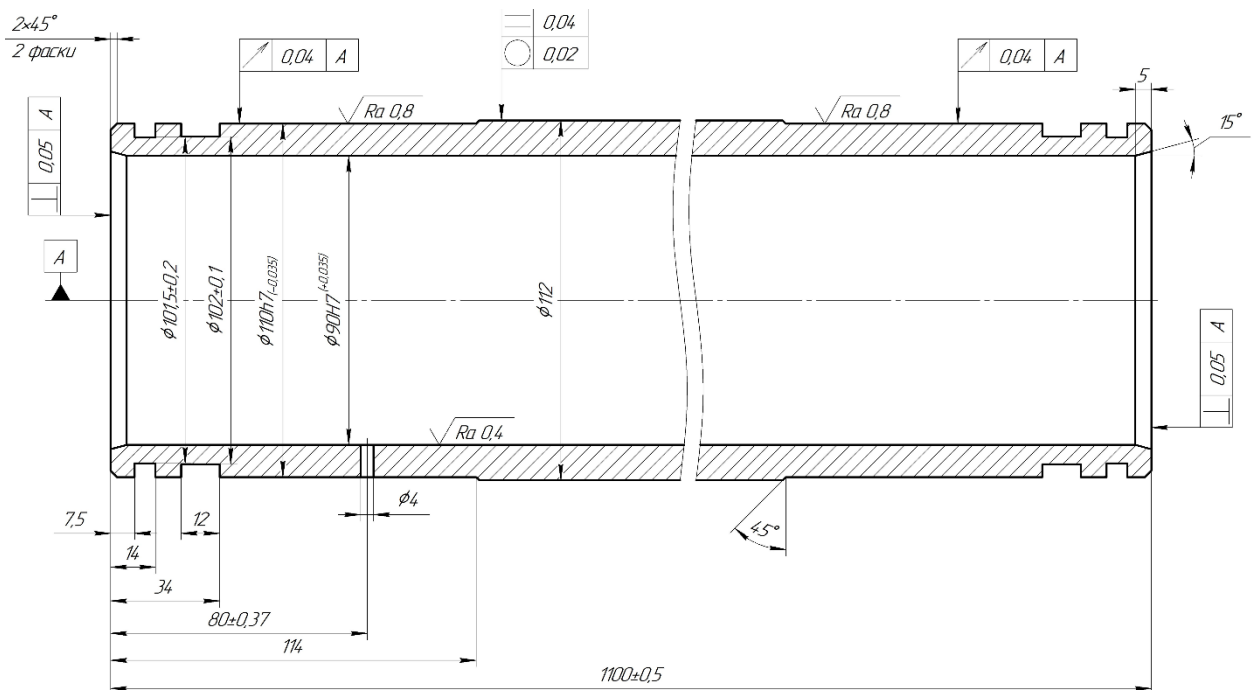


Рисунок 5.1 – Гільза гідроциліндра

5.2 Розробка опису маршрутного технологічного процесу обробки деталі

005 Заготівельна

На даній операції відбувається відрізання заготовки діаметром 114 мм на довжину 1108 мм. Обробка відрувається за допомогою дискової пили 6Б66. Вимірювальний інструмент – лінійка та штангенциркуль ШЦ-II-125-0,1 ГОСТ 166-89.

010 Токарно-гвинторізна

На даній операції відбувається Обробка обох торців на діаметрі 114 мм до довжини деталі $1102 \pm 0,5$ мм. Обробка проводиться на верстаті 16К20. Одна сторона деталі зажимається в трикулачковому спеціальному патроні, друга сторона закріплюється в люнеті 6046-0011 ГОСТ 21190-75. Для обробки використовується різець прохідний DCLNR 3225P16 BK8 ГОСТ 3882-74. Вимірювальний інструмент – лінійка та штангенциркуль ШЦ-II-125-0,1 ГОСТ 166-89.

015 Гідрокопірувальна

На даній операції проводиться обробка фаски $5 \times 15^\circ$, зовнішньої поверхні гільзи одночасно двома супортами по копіру в розмір по діаметрам $112 \pm 0,1$ та $110,6 \pm 0,1$. Обробка деталі проводиться на гідрокопірувальному верстаті 1722. Для позиціонування деталі на верстаті використовуються 2 грибкових центрів Б-1-6-У ГОСТ 8742-75. Для обробки поверхонь використовуємо 2 різця прохідних DCLNR 3225P16 BK8 ГОСТ 3882-74. Для контролю розмірів використовуємо штангенциркуль ШЦ-П-125-0,1 ГОСТ 166-89.

020 Свердлильна

На даній операції відбувається чорнове розточування отвору до діаметра $89,33^{+0,23}$ мм. Обробка відбувається на верстаті глибокого свердління IMSA B4S. Заготовка встановлюється в трикулачковий патрон 7100-0002 ГОСТ 2675-80 та люнеті 6046-0011 ГОСТ 21190-75. Для обробки використовується розточна оправка В3220.N6.070-090.Z2.CC12 з двома пластинами CCMT120412-E47 WSM20S та перехідний адаптер A100M.1.50.020.63.

025 Свердлильна

На даній операції відбувається чистове розточування отвору до діаметра $89,94^{+0,02}$ мм. Обробка відбувається на верстаті глибокого свердління IMSA B4S. Заготовка встановлюється в трикулачковий патрон 7100-0002 ГОСТ 2675-80 та люнеті 6046-0011 ГОСТ 21190-75. Для обробки використовується розточна оправка В3220.N6.070-090.Z2.CC12 з двома пластинами CCMT120412-E47 WSM20S та перехідний адаптер A100M.1.50.020.63.

030 Токарно-гвинторізна

На даній операції відбувається проточування канавок з обох сторін деталі шириною 6,5 мм до діаметра $101,5 \pm 0,2$ мм. Також проводиться обробка фасок $2 \times 45^\circ$ та підрізання торця на діаметр 110 мм до загального розміру деталі $1100 \pm 0,5$. Операція відбувається на токарно-гвинторізному верстаті 16K20. Одна сторона деталі зажимається в трикулачковому патроні 7100-0002 ГОСТ 2675-80, друга сторона закріплюється в люнеті 6046-0011 ГОСТ 21190-75. Для

обробки використовується різець прохідний DCLNR 3225P16 BK8 ГОСТ 3882-74 та різець канавочний G1011.1616R-4T12GX24. Вимірювальний інструмент – лінійка та штангенциркуль ШЦ-II-125-0,1 ГОСТ 166-89.

035 Круглошліфувальна

На даній операції відбувається шліфування шийок діаметром 110 мм на довжину 114 мм з лбох сторін деталі. Для обробки використовується верстат моделі 3М163. Для позиціонування деталі на верстаті використовуються 2 грибкових центрів Б-1-6-У ГОСТ 8742-75. Ріжучим інструментом на операції обраний шліфувальний круг ПП 16Ч10Ч6 24А15 25 СМ1 К8. Вимірювальний інструмент – штангенциркуль ШЦ-II-125-0,1 ГОСТ 166-89.

5.3 Розробка операційного технологічного процесу обробки деталі

Даний пункт роботи пропонується виконувати для двох різноманітних операцій з операційними ескізами, підбором різального та вимірювального інструментів, а також режимів різання;

Розглянемо операцію 010 – Токарно-гвинторізна.

Дана операція виконується на токарно-гвинторізному верстаті моделі 16К20. Його технічні характеристики повністю задовольняють умовам обробки нашої деталі, а саме габаритним розмірам та масі.

На даній операції відбувається Обробка обох торців на діаметрі 114 мм до довжини деталі $1102 \pm 0,5$ мм. Операція виконується в 2 установи.

Закріплення деталі у спеціальному патроні трикулачковому та в люнеті 6046-0011 ГОСТ 21190-75.

Операційний ескіз зі схемою базування приведено на рис. 5.1.

Різальний інструмент на операції:

- різець прохідний DCLNR 3225P16 BK8 ГОСТ 3882-74.

Обладнання: токарний патрон спеціальний, люнет.

Для контролю розмірів на операції достатньо застосувати штангенциркуль ШЦ I - 125-0,1 ГОСТ 166-89.

Режими різання на операції:

- для прохідного різця: глибина різання $t = 1,5$ мм, подача $S = 0,2$ мм/об, швидкість різання $V=123$ м/хв, частота обертання шпинделя при цьому складе 800 об/хв, що відповідає паспорту верстата; кількість проходів 2. Дані режими приміняються для обох установів.

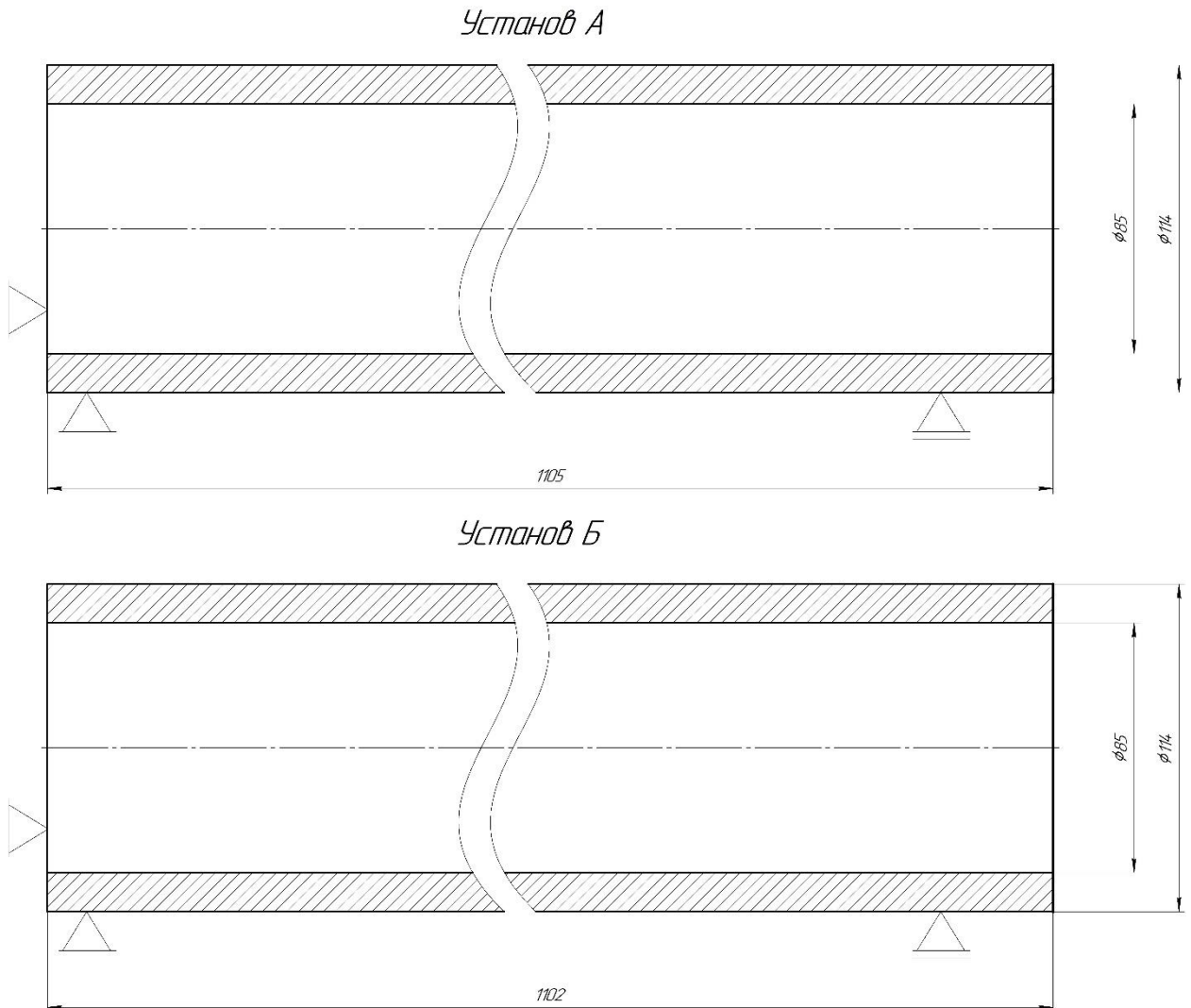


Рисунок 5.2 – Операційний ескіз 010 операції

Розглянемо операцію 035 – Круглошліфувальна.

Дана операція виконується на круглошліфувальному верстаті моделі 3М163. Його технічні характеристики повністю задовольняють умовам обробки нашої деталі, а саме габаритним розмірам та масі.

На даній операції відбувається шліфування шийок діаметром 110 мм на довжину 114 мм з лбох сторін деталі. Шорсткість оброблених поверхонь Ra

0.8.

Для позиціонування деталі на верстаті використовуються 2 грибоквих центрів Б-1-6-У ГОСТ 8742-75. Операційний ескіз зі схемою базування приведено на рис. 3.3.

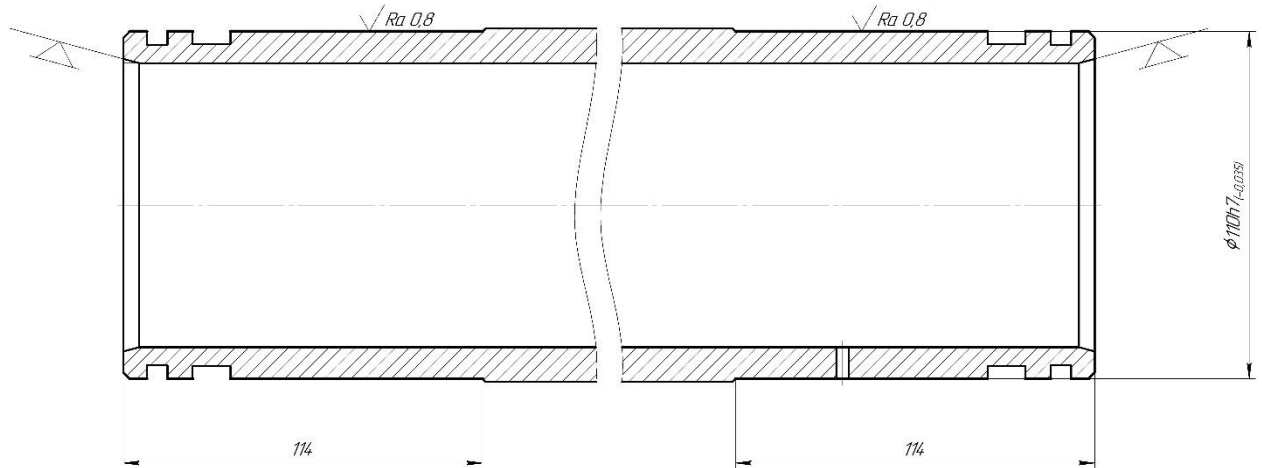


Рисунок 5.3 – Операційний ескіз 035 операції

Різальний інструмент на операції: круг шліфувальний 250x20x76 ПП 25А СМ5К6 ГОСТ 2424-83.

Для контролю розмірів на операції достатньо застосувати штангенциркуль ШЦ-ІІ-125-0,1 ГОСТ 166-89.

Режими різання на операції: швидкість різання $V = 30$ м/с, частота обертання інструмента $n_i = 38$ об/хв, частота обертання заготовки пзаг = 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.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі бакалавра було розглянуто модернізацію токарно-карусельного верстата моделі 1512.

А саме, розраховано та спроектовано коробку швидкостей та універсально-збірний верстатний пристрій для розточування внутрішньої поверхні секції корпусу та розроблений технологічний процес виготовлення гідрроциліндра.

В результаті модернізації верстат забезпечує такі технологічні параметри:

- 1) Збільшення кількості обертів, в результаті спроектованої коробки швидкостей;
- 2) Різноманітність обробки деталей, за допомогою універсального пристрою.



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 : Высш. шк., 1986. – 400 с.
5. Кочергин А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование : учеб. пос. / А. И. Кочергин. – Минск : Высш. шк., 1991. – 382 с.
6. 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 2Н135. 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

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 машиностроения – 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.