

**ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ УКРАЇНИ
«Сумський державний університет»**

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

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

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи (проекту)

другий (магістерський)
(освітньо-науковий рівень)

на тему **ФОРМУВАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ЗВ'ЯЗКІВ ПРИВОДУ**

ГОЛОВНОГО РУХУ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Виконав: студент II курсу, групи ВІ.м-91
спеціальності: 133 – галузеве
машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

освітньої програми: Металорізальні
верстати та системи

(назва освітньої програми)

Семеніченко В. Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник

Швець С. В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(прізвище та ініціали)

Суми – 2020 року

гресії на конструктивні параметри привода із ступінчастим регулюванням частот обертання з використанням комп'ютерних технологій

3 Кінематичний розрахунок привода головного руху верстата 1K620

4 Проектування конструкції приводу головного руху верстата 1K620

5. Консультанти розділів роботи (проекту)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділ з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях	Фалько В. В., ст. викладач кафедри ЕтаПТ		

6. Дата видачі завдання «10» вересня 2020 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи (проекту)	Строк виконання етапів роботи (проекту)	Примітка
1	Опис та призначення верстата, його основні вузли	01.12.2020	
2	Науково-дослідницька робота	03.12.2020	
3	Кінематичний розрахунок привода головного руху верстата 1K620	05.12.2020	
4	Проектування конструкції приводу головного руху верстата 1K620	09.12.2020	
5	Формулювання загальних висновків	10.12.2020	
6	Підготовка презентації	12.12.2020	
7	Оформлення роботи	16.12.2020	

Студент

_____ (підпис)

Керівник роботи (проекту)

_____ (підпис)

Владислав
СЕМЕНЧЕНКО
_____ (ім'я та ПРІЗВИЩЕ)

Станіслав ШВЕЦЬ
_____ (ім'я та ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Записка: 90 с., 4 табл., 23 рис., 14 джерел.

Об'єкти дослідження – процес модернізації токарно-гвинторізного верстата мод.1К620.

Мета роботи – модернізація привода базової моделі верстата 1К620 та використанням комп'ютерних технологій для дослідження впливу знаменника геометричної прогресії на конструктивні параметри привода із ступінчастим регулюванням частот обертання. Модернізація токарно-гвинторізного верстата 1К620.

Предмет дослідження – процес проектування коробки швидкостей для токарно-гвинторізного верстата 1К620.

Основні завдання дослідження:

1) Вивчити наукову, технічну, довідкову літературу і проблеми модернізації токарно-гвинторізного верстата 1К620

2) Дослідження впливу знаменника геометричної прогресії на конструктивні параметри привода із ступінчастим регулюванням частот обертання з використанням комп'ютерних технологій

3) Виконати кінематичний розрахунок привода головного руху верстата 1К620

4) Спроекувати конструкцію приводу головного руху верстата 1К620

5) Спроекувати спеціальний верстатний пристрій для обробки зубчатого колеса модернізованої коробки швидкостей

6) Виконати технологічний процес виготовлення зубчатого колеса коробки швидкостей

ВЕРСТАТ, МОДЕРНІЗАЦІЯ, КОНСТРУКЦІЯ, РОЗРАХУНОК, КІНЕМАТИКА.

ABSTRACT

Note: 90 pp., 4 tablets, 23 figures, 14 sources.

Objects of research - the process of modernization of a lathe mod.1K620.

The purpose of the work is to modernize the drive of the basic model of the 1K620 machine and to use computer technologies to study the influence of the denominator of geometric progression on the design parameters of the drive with step speed control. Modernization of the lathe 1K620.

The subject of research is the process of designing a gearbox for a lathe 1K620.

The main objectives of the study:

- 1) To study the scientific, technical, reference literature and problems of modernization of the lathe 1K620
- 2) Investigation of the influence of the denominator of geometric progression on the design parameters of the drive with step control of rotational frequencies with the use of computer technology
- 3) Perform a kinematic calculation of the drive of the main movement of the machine 1K620
- 4) Design the design of the drive of the main movement of the machine 1K620
- 5) To design a special machine tool for processing the gear of an upgraded gearbox
- 6) Perform the technological process of manufacturing the gear wheel of the gearbox speeds

MACHINE, MODERNIZATION, STRUCTURE, CALCULATION, KINEMATICS.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Кафедра «Технологія машинобудування, верстати та інструменти»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Віталій ІВАНОВ

«_____» грудня 2020 р.

**ФОРМУВАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ЗВ'ЯЗКІВ ПРИВОДУ
ГОЛОВНОГО РУХУ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА**

Кваліфікаційна робота (проект) магістра
Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Студент

В.Ю. Семеніченко

Керівник

С.В. Швець

Консультант з охорони праці
та безпеки в надзвичайних ситуаціях

В. В. Фалько

Нормоконтроль

О. В. Івченко


Суми – 2020

ЗМІСТ

с.

Вступ	4
Розділ 1 Огляд сучасних конструкцій верстатів за типом базового токарно-гвинторізного верстата 1К620	6
1.1 Опис верстата.....	6
1.2 Особливості конструкції токарного верстата 1к620	6
1.3 Опис установки конструктивних елементів верстата	7
1.4 Особливості управління та компоновки верстата 1К620.....	8
1.5 Коробка подач токарно-гвинторізного верстата 1К620.....	12
1.6 Супорт токарно-гвинторізного верстата 1К620.....	15
1.7 Сучасні аналоги верстата 1К620.....	18
Розділ 2 Модернізація приводу токарно-гвинторізного верстату 1к620	22
2.1 Розрахунок залежності кількості зубів ведучого і ведомого коліс і точності передачі від передатного відношення і	22
2.2 Виконання кінематичного розрахунку приводу головного руху.....	34
2.3 Конструкція приводу головного руху.....	39
2.3.1 Розрахунок навантаження для проєктованого приводу верстата.	41
2.3.2 Виконання геометричного розрахунку валів та зубчастих коліс	43
2.3.3 Підбираємо підшипники кочення під вали	47
2.3.4 Вибір шпонкового з'єднання.....	48
2.3.5 Призначення посадок підшипників	49
2.3.6 Конструкція механізму переключення блоків зубчатих коліс	49
2.4. Проєктування верстатного пристрою	51
2.4.1 Вступ	51
2.4.2 Загальні відомості про пристрій.....	53
2.4.3 Аналіз схеми базування.....	54
2.4.4 Розрахунок сил закріплення на свердлильній операції.....	56

2.4.5 Вибір та розрахунок силового приводу	59
2.4.6 Точнісні розрахунки пристрою.....	62
Розділ 3 Технологія виготовлення зубчатого колеса.....	66
3.1 Опис технологічного процесу виготовлення деталі типу «колесо».....	66
Висновки	69
Перелік джерел посилання.....	70
Додаток А патент на корисну модель.....	72
Додаток Б Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	75
Б.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів під час модернізації токарно-гвинторізного верстата 1К620	75
Б.2 Розрахунок конденсації	78



Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

ВСТУП

Актуальність роботи. Верстати радянського виробництва досі використовуються більшістю підприємств по металообробці, часто виникає необхідність у відновленні та модернізації їх конструкції. Насамперед робота призначена для розрахунку найбільш зносостійкої та оптимізованої конструкції коробки швидкостей виходячи з необхідних її характеристик.

Мета дослідження – підвищення жорсткості та надійності коробки швидкостей токарно-гвинторізного верстата 1К620 за рахунок установлення зубчатих ступінчатих передач замість варіаторної безступінчатої та дослідження впливу знаменника геометричної прогресії на конструктивні параметри привода із ступінчастим регулюванням частот обертання.

Об'єкт дослідження – токарно-гвинторізний верстат 1К620.

Предмет дослідження – процес модернізації токарно-гвинторізного верстата 1К620.


Основні завдання дослідження:

- 1) Вивчити наукову, технічну, довідкову літературу з проблеми модернізації токарно-гвинторізного верстата 1К620
- 2) Розробити проект модернізації приводу токарно-гвинторізного верстата 1К620
- 3) Запропонувати конструкцію механізму переключення блоків зубчатих коліс
- 4) Розробити технологічний процес виготовлення зубчатого колеса коробки швидкостей токарно-гвинторізного верстата 1К620
- 5) Спроекувати спеціальний верстатний пристрій для обробки зубчатого колеса модернізованої коробки швидкостей
- 6) Виконати технологічний процес виготовлення зубчатого колеса коробки швидкостей

Апробація роботи. Не має.

Публікації. Патент на корисну модель 139003 U Україна, МПК В23С 5/06 (2006.01). Торцева збірна фреза / П.В. Кушніров, А.В. Євтухов, О.В. Івченко, Д.О. Жигилій, Б.А. Ступін, В.Ю. Семеніченко; заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т.— № u201906790; заявл. 18.06.2019; опубл. 10.12.2019, Бюл. №23 (див. додаток А).

Структура й обсяг кваліфікаційної роботи магістра. Робота складається із вступу, п'яти розділів, списку джерел посилань і додатків. Повний обсяг кваліфікаційної роботи магістра становить 104 сторінок, у тому числі 32 рисунка, 4 таблиці, бібліографії із 22 джерела на двох сторінках, двох додатків на 30 сторінках.



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

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД СУЧАСНИХ КОНСТРУКЦІЙ ВЕРСТАТІВ ЗА ТИПОМ БАЗОВОГО ТОКАРНО-ГВИНТОРІЗНОГО ВЕРСТАТА 1К620

1.1 Опис верстата

Токарно-гвинторізний верстат 1к620 створений на базі основної моделі верстата 1К62 і має аналогічну компоновку.

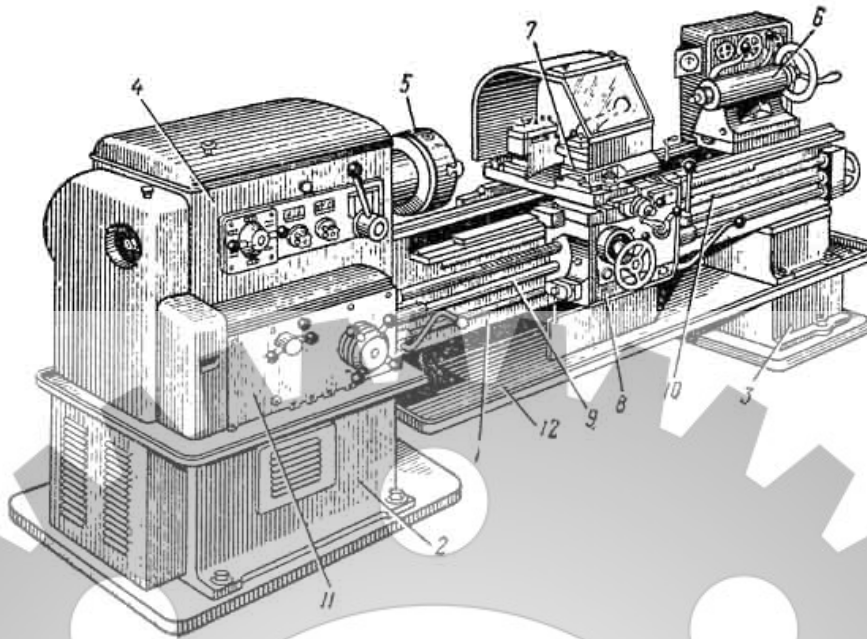
Універсальний токарно-гвинторізний верстат 1к620 призначений для виконання різноманітних токарних робіт, в тому числі для нарізування резьб: метричної, модульної, дюймової, пітчевої, многозаходной, а також для нарізування точної різьблення. Крім перерахованих видів резьб, на верстаті можна також нарізати архимедову спіраль з кроком $3/8$ "і $7/16$ ".

Зважаючи на широку універсальності і високої точності верстат найбільш доцільно використовувати в експериментальних цехах і в науково-дослідних лабораторіях.

1.2 Особливості конструкції токарного верстата 1к620

Особливістю роботи верстата моделі 1К620 є:

- бесступінчасте регулювання чисел обертів шпинделя (від 12 до 3000 об / хв)
- можливість обточування конічних поверхонь з механічною подачею супорта з застосуванням електрокопірального пристрої



Джерело: stanki-catalog.ru

Рисунок 1.1 – Загальний вигляд верстата 1К62

1.3 Опис установки конструктивних елементів верстата

Станина 1, встановлена на передній 2 і задній 3 тумбах, несе на собі всі основні вузли верстата. Зліва на станині розміщена передня бабка 4, в ній є коробка швидкостей з шпинделем, на передньому кінці якого закріплений патрон 5. Справа встановлена задня бабка 6. Її можна переміщати уздовж напрямних станини і закріплювати в залежності від довжини деталі на необхідній відстані від передньої бабки. Ріжучий інструмент (різці) закріплюють в різцетримачі супорта 7.

Поздовжня і поперечна подачі супорта здійснюються за допомогою механізмів, розташованих у фартусі 8 і отримують обертання від ходового вала 9 або ходового гвинта 10. Перший використовують при точінні, другий - при нарізанні різьби. Величину подачі супорта встановлюють налаштуванням коробки подач 11. У нижній частині станини є корито 12, куди збирається стружка і стікає охолоджуюча рідина.

Плавне регулювання швидкості шпинделя здійснюється фрикційним варіатором з розсувними конічними шківками, розташованим між головним двигуном і прийомним валом коробки швидкостей.

Весь діапазон чисел оборотів шпинделя розбитий на чотири інтервали (12-45; 50-180; 200-750; 300-750) в залежності від передатного відношення перебору коробки швидкостей. Перехід від одного інтервалу до іншого здійснюється однією рукояткою, яку можна перемикає на ходу верстата. Для цієї мети в коробці швидкостей встановлені три електромагнітні муфти: дві для включення правого і лівого обертання шпинделя і одна гальмівна.

Безступінчата зміна чисел оборотів шпинделя в межах кожного інтервалу проводиться кнопковою станцією, встановленою спереду каретки супорта. Одна кнопка служить для збільшення чисел оборотів, друга - для зменшення. Фактичні числа обертів шпинделя вказуються на шкалі тахометра.

Можливості механізму подач такі ж, як на верстаті 1К62.

1.4 Особливості управління та компоновки верстата 1К620

На каретці супорта верстата 1К620, близько маховичка ручного переміщення поперечних санчат, змонтована додатково спеціальна рукоятка для реверсування шпинделя при нарізанні різьби з одночасним швидким виведенням різця з різьбової капавки. При поворотах цієї рукоятки перемикаються електромагнітні муфти коробки швидкостей.

Верхні напрямні супорта мають механічне переміщення, що значно розширює технологічні можливості верстата при обробці конічних поверхонь.

Фартух верстата має чотири електромагнітні муфти, які здійснюють включення поздовжніх і поперечних рухів супорта однією рукояткою, як у верстаті 1К62. Ці ж муфти дозволяють застосовувати на верстаті електрокопіювання для обробки фасонних поверхонь.

Передній кінець шпинделя виконаний по ГОСТ 12593 (Кінці шпинделів фланцеві під поворотну шайбу і фланці затискних пристроїв) (DIN 55027, ISO 702-3-75) під поворотну шайбу, з центруючим коротким конусом 1:4(7°7'30")

Шпиндель встановлений на двох опорах кочення. Передня опора являє собою регульований дворядний роликовий підшипник з внутрішнім конічним кільцем. Підшипник регулюють затягуванням гайки (стопори), яка натискає на внутрішнє кільце підшипника. Кільце при цьому насувається на конічну шийку шпинделя і розтискається; таким чином зменшується зазор між кільцями і роликами, що утворився в результаті зносу. Задня опора шпинделя складається з двох радіально-упорних підшипників, які регулюють тільки при поточному огляді верстата.

У конструкції токарного верстата 1к620 для установки шпинделя передбачені спеціальні підшипники, завдяки чому забезпечуються необхідна жорсткість і висока точність обробки заготовок. За ГОСТом 8-82 токарний верстат 1к620 відноситься до класу точності Н. Точність обробки буде забезпечена навіть в режимі ударних навантажень.

Токарно-гвинторізний верстат 1к620 може використовуватися для обробки загартованих заготовок, так як шпиндель верстата встановлений на спеціальних підшипниках, які забезпечують його жорсткість. Токарська обробка різноманітних матеріалів може проводитися з ударним навантаженням без зміни точності обробки.

Висока потужність головного приводу верстата, велика жорсткість і міцність всіх ланок кінематичних ланцюгів головного руху і подач, вібростійкість, широкий діапазон швидкостей і подач дозволяють виконувати на токарно-гвинторізний верстаті 1к620 високопродуктивне різання твердосплавним і Мінералокерамічеські інструментом.

Конструкція задньої бабки токарного верстата дозволяє здійснювати поперечний її зміщення, завдяки чому на верстаті може здійснюватися обробка пологих конусів. Є можливість з'єднання задньої бабки з нижньою частиною супорта

за допомогою спеціального замка, що іноді потрібно під час свердління задньої балкою і використанні механічного переміщення балки від супорта.

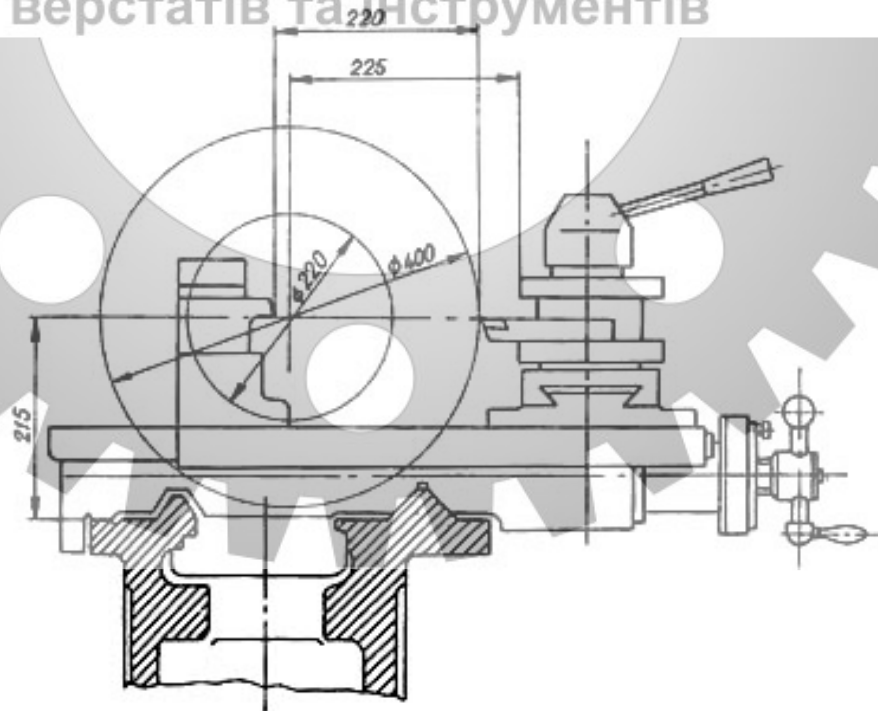
На токарний верстат 1к620, можуть встановлюватися такі люнети: рухливий, діаметр установки якого 20-80 мм, і нерухомий, його діаметр установки 20-130 мм.

Зубчасті колеса, службовці для передачі руху від передньої бабки до коробки передач, на верстаті 1к620 є змінними.

Поздовжнє переміщення каретки верстата 1к620 може бути обмежена спеціальним упором, що встановлюються на передній полиці станини. Таким чином, при встановленому упорі, швидкість руху супорта не може перевищувати 250мм / хв.

Максимальний діаметр заготовки при установці над станиною - 400 мм. Максимальний діаметр прутка, який можливо обробити на токарному верстаті 1к620 - 45 мм. Верстат 1к620 має 23 швидкості обертання шпинделя (мінімальна - 12,5 об / хв, максимальна - 2000 об / хв).

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів



Джерело: stanki-catalog.ru

Рисунок 1.2 – Габаритні розміри робочого простору верстата 1К62

В якості головного приводу застосований короткозамкнений асинхронний двигун, потужність якого 10 кВт при швидкості 1450 об / хв. Регулювання швидкості обертання шпинделя, а так же величин поздовжньої і поперечної передачі супорта здійснюється завдяки переключенню шестернею коробки швидкостей (для регулювання швидкості шпинделя і подач супорта використовуються різні рукояті управління).

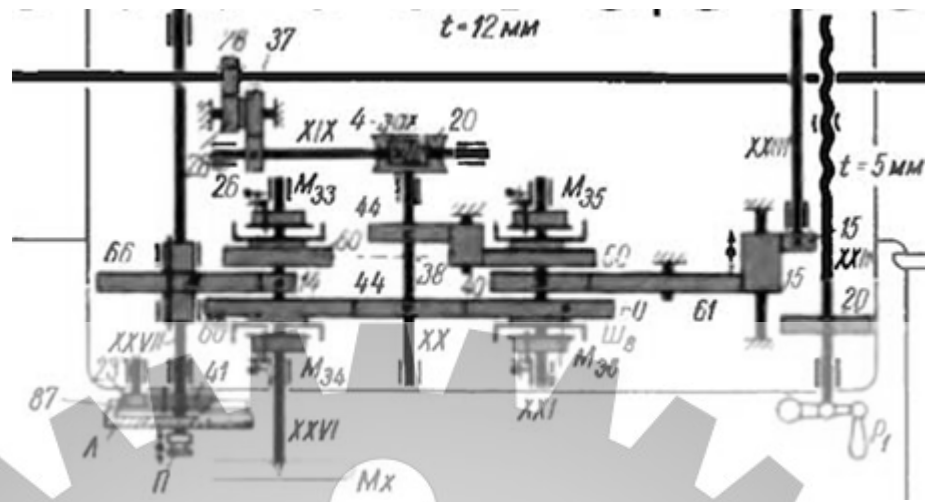
Для забезпечення швидкого переміщення супорта в токарно-гвинторізному верстаті 1к620 використовується додатковий асинхронний двигун. Його потужність 1,0 кВт при швидкості обертання 1410 об / хв.

Токарний верстат 1к620 оснащений тепловими реле, які здійснюють захист двигунів від тривалих перевантажень, а також плавкими запобіжниками, які є захистом від коротких замикань.

Особливості конструкції токарного верстата 1к620 (він відрізняється надійністю, міцністю, вібростійкою, оснащений головним приводом високої потужності), дозволяють в рівній мірі використовувати верстат, як для швидкісного, так і для силового різання.

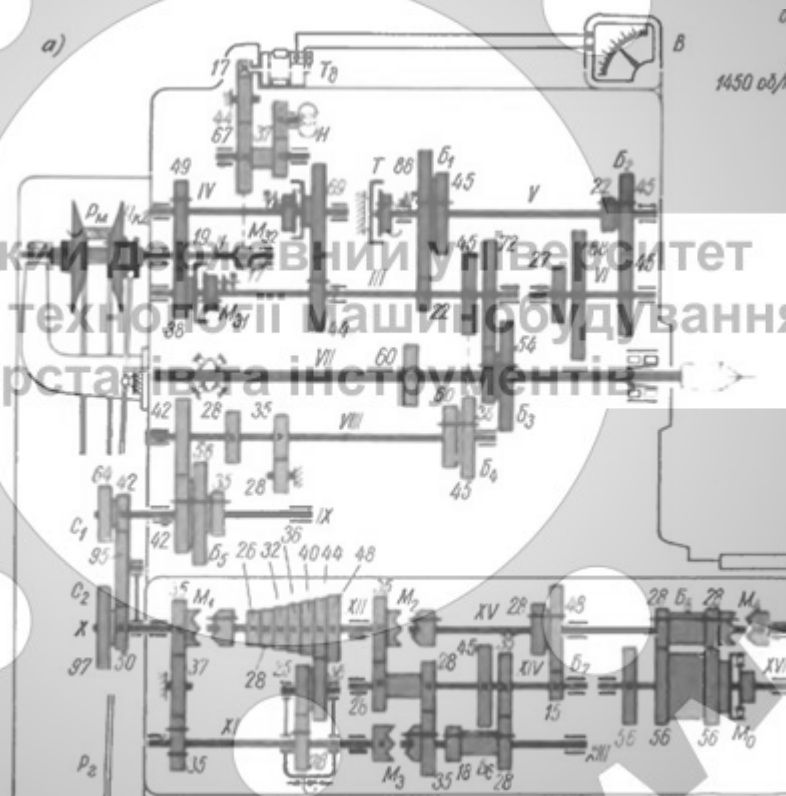
Токарний верстат 1к620, завдяки відмінному поєднанню якості та надійності роботи, а також невибагливості при обслуговуванні, є одним з найпопулярніших на дрібносерійному і одиничному виробництвах.

На токарному верстаті може використовуватися трикулачні самоцентруються патрон діаметром 250 мм або чотирехкулачковий патрон, діаметр якого 400 мм.



Джерело: stanki-catalog.ru

Рисунок 1.3 – Кінематична схема супорта



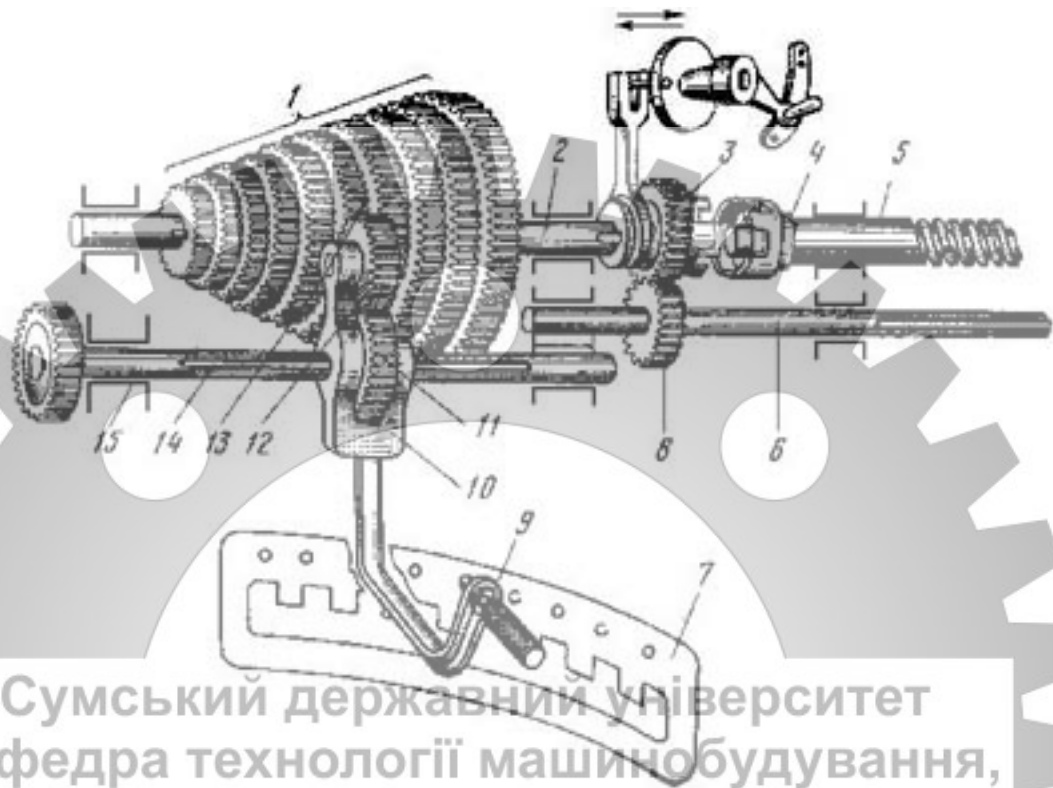
Джерело: stanki-catalog.ru

Рисунок 1.4 – Кінематична схема шпинделя

1.5 Коробка подач токарно-гвинторізного верстата 1К620

Коробка подач закріплена на станині нижче передньої бабки, всередині коробки знаходиться механізм передачі обертання від шпинделя до ходового валу і

ходового гвинта, а також механізм для регулювання частот обертання ходового гвинта і ходового валу з метою отримання різного кроку різьблення і різних подач.



Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Джерело: stanki-catalog.ru

Рисунок 1.5 – Коробка подач токарно-гвинторізного верстата 1К620

У коробці подач знаходиться також обгону муфта, що дозволяє включати прискорений хід супорта від окремого електродвигуна без виключення ланцюга нормальних подач. Обгону муфта (рис. 187) складається з провідної обойми 3 і веденого диска 1 з вирізами, в яких розташовуються кульки 2. При обертанні обойми кульки застряють в вирізах і обертання від обойми передається на диск, таким чином вали XV і XVI (див. Рис. 176) зв'язуються між собою. При обертанні ходового валу XVI від окремого електродвигуна прискореного

Коробка подач отримує рух від вихідного валу передньої бабки через змінні зубчасті колеса прихилити.

Механізм коробки подач дозволяє отримати всі передбачені ГОСТом види різьблень і необхідні подачі.

Через ходовий гвинт з кроком 12 мм (без ланки збільшення кроку) можна отримати наступні різьблення:

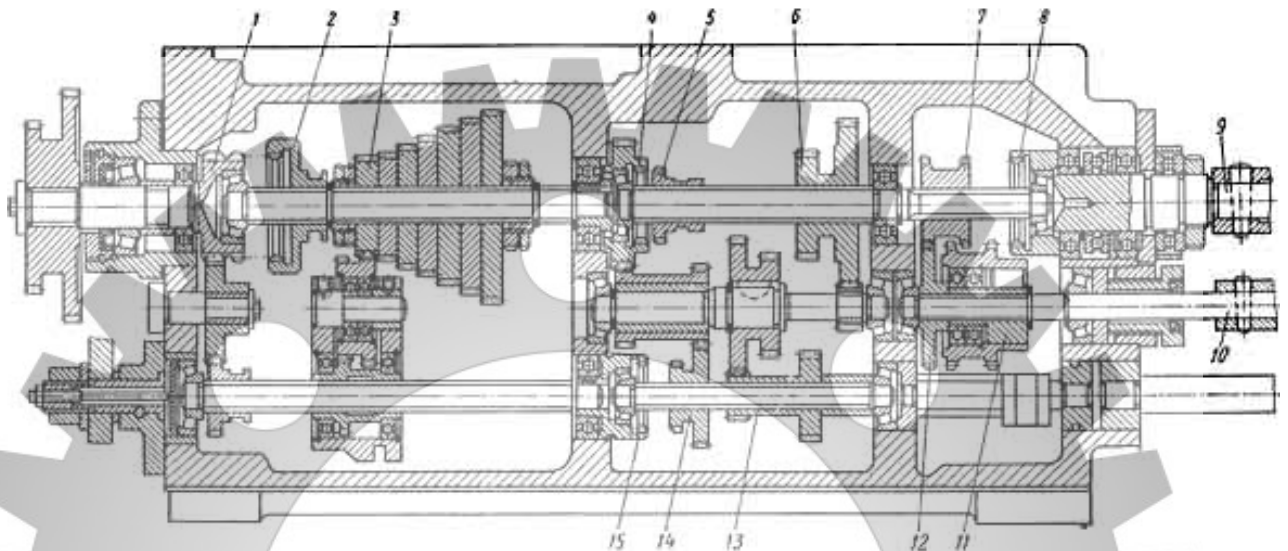
- метричні з кроком від 1 до 12 мм;
- дюймові з 24 до 2 ниток на 1 ";
- модульні від 0,5 до 3 модулів;
- пітчевих з 96 до 1 пітчу.

Призначення коробки подач – змінювати швидкості обертання ходового гвинта і ходового валу, чим досягається переміщення супорта з обраної швидкістю в поздовжньому і поперечному напрямках.

Вал 14 в підшипниках 15 коробки подач одержує обертання від зубчастих коліс гітари; разом з ним обертається і має можливість переміщатися уздовж нього зубчасте колесо 11 з важелем 10. На одному кінці важеля 10 обертається (на осі) зубчасте колесо 12, поєднане з зубчастим колесом 11, а на іншому - рукоятка 9, за допомогою якої важіль 10 переміщається уздовж вала 14 і може займати будь-яке з десяти положень (по числу зубчастих коліс в механізмі 1 Норттона). У кожному з таких положень важіль 10 повертається і утримується штифтом 9, який входить у відповідні отвори на передній стінці 7 коробки подач. При цьому зубчасте колесо 12 входить в зачеплення з відповідним зубчастим колесом 13 механізму 1, в результаті чого встановлюється вибране число обертів вала 2. Разом з валом 2 обертається зубчасте колесо 3, яке можна переміщати уздовж нього рукояткою. При переміщенні вправо зубчасте колесо 3 допомогою кулачковий муфти 4 з'єднується з ходовим гвинтом 5 і передає йому обертальний рух, а при переміщенні вліво - входить в зачеплення із зубчастим колесом 8 і передає обертальний рух ходового валу 6.

Коробка подач закріплена на станині нижче передньої бабки, має кілька валів, на яких встановлені: ступінчастий блок механізму Норттона 3 (рис. 12), блоки зубчастих коліс 6 і 13 і перемикаються муфти 1, 2, 4, 5, 7, 5, 14, 15. у

правому положенні муфти 7 отримує обертання ходовий гвинт 9, а в лівому її положенні (як показано на малюнку) через муфту обгону 11-12 обертається ходової вал 10.



Джерело: stanki-catalog.ru

Рисунок 1.6 – ескіз коробки подач токарно-гвинторізного верстата 1К620

1.6 Супорт токарно-гвинторізного верстата 1К620

Супорт складається з наступних основних частин (рис. 13): нижніх санчат 1 для поздовжнього переміщення супорта по напрямних 2 станини, поперечної каретки 3 і резцових санчат 4. Поперечна каретка переміщається в направляючих нижніх санчат за допомогою гвинта 5 і безлюфтової гайки 6. При ручному подачі гвинт обертається за допомогою рукоятки 7, а при автоматичній - від зубчастого колеса 8. у кругових напрямних поперечної каретки 3 встановлена поворотна плита 9, в напрямних якої переміщуються різцеві санчата 4 з чотирьохпозиційним резцедержателем 10. Така конструкція дозволяє встановлювати і затискати болтами поворотну плиту з різцевим санчатами під будь-яким кутом до осі шпинделя. При повороті рукоятки 11 проти годинникової стрілки резцедержатель 10 підводиться пружиною 12 - одне з нижніх отворів його сходять з

фіксатора. Після фіксації резцедержателя в новому положенні його затискають, повернувши рукоятку 11 в зворотному напрямку.

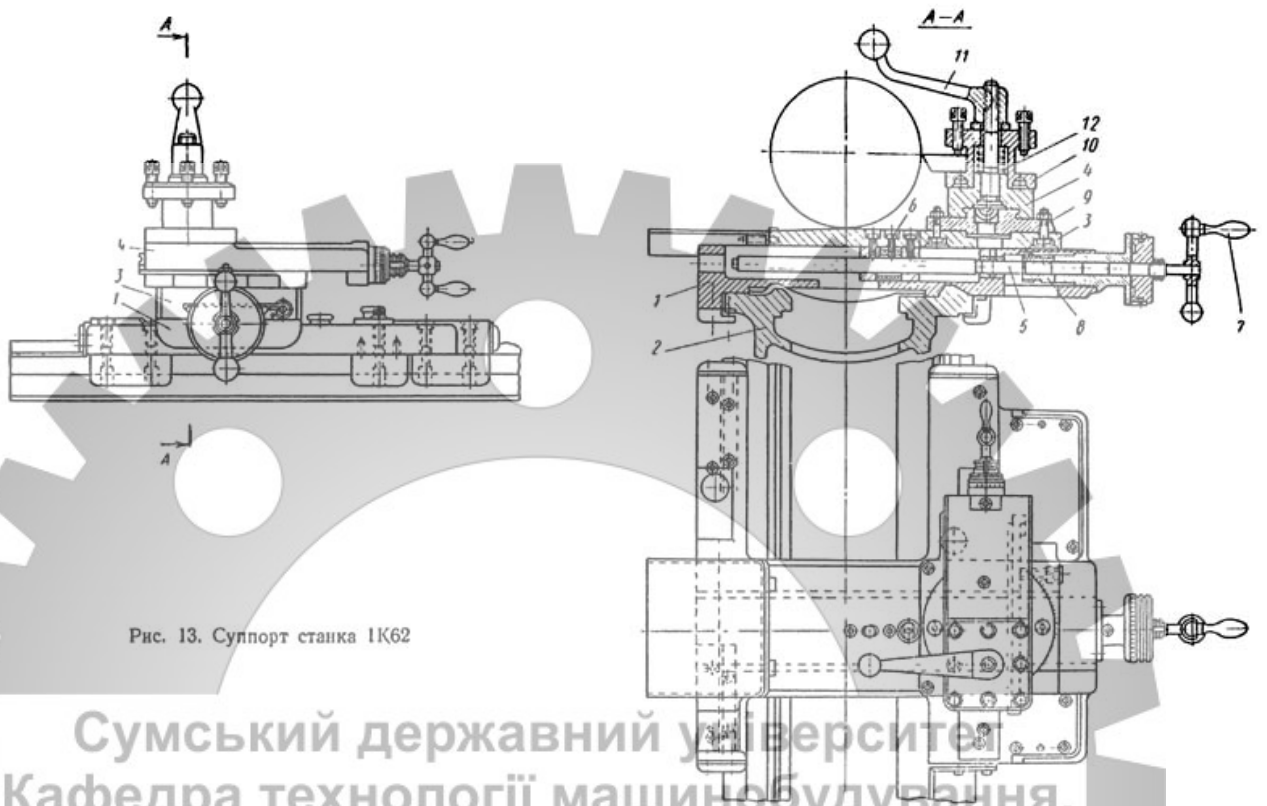


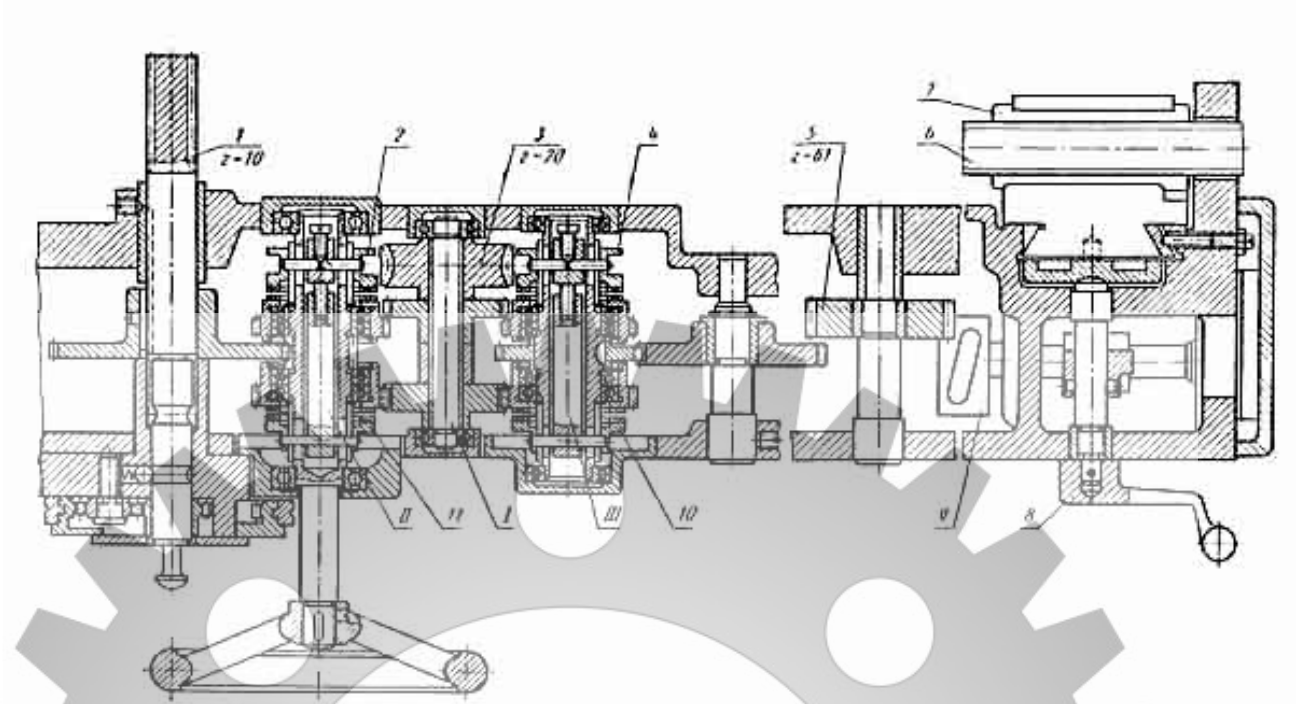
Рис. 13. Суппорт станка 1К62

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Джерело: stanki-catalog.ru

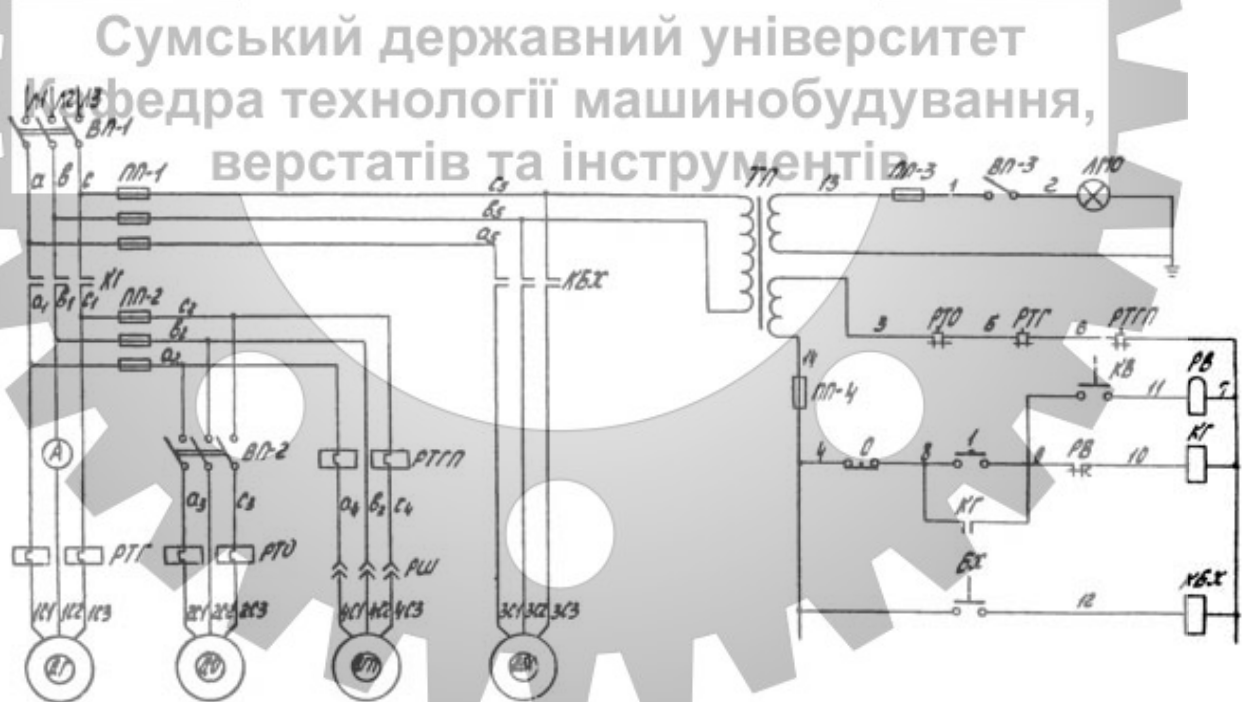
Рисунок 1.7 – супорт токарно-гвинторізного верстата 1К620

Механізм фартуха розташований в корпусі, прикрутити до каретки супорта (рис. 14). Від ходового вала через ряд передач обертається черв'ячне колесо 3. Обертання з вала I передається зубчастими колесами валів II і III. На цих валах встановлені муфти 2, 11, 4 і 10 з торцевими зубами, якими включається переміщення супорта в одному з чотирьох напрямків. Поздовжнє рух супорта здійснюється рейковим колесом 1, а поперечне - гвинтом (на рис. 14 не показаний), що обертається від зубчастого колеса 5. Рукоятка 8 служить для управління маткової гайкою 7 ходового гвинта 6. Валом з кулачками 9 блокується ходовий гвинт і ходової вал, щоб не можна було включити подачу супорта від них одночасно.



Джерело: stanki-catalog.ru

Рисунок 1.8 – Ескіз супорта токарно-гвинторізного верстата 1К620

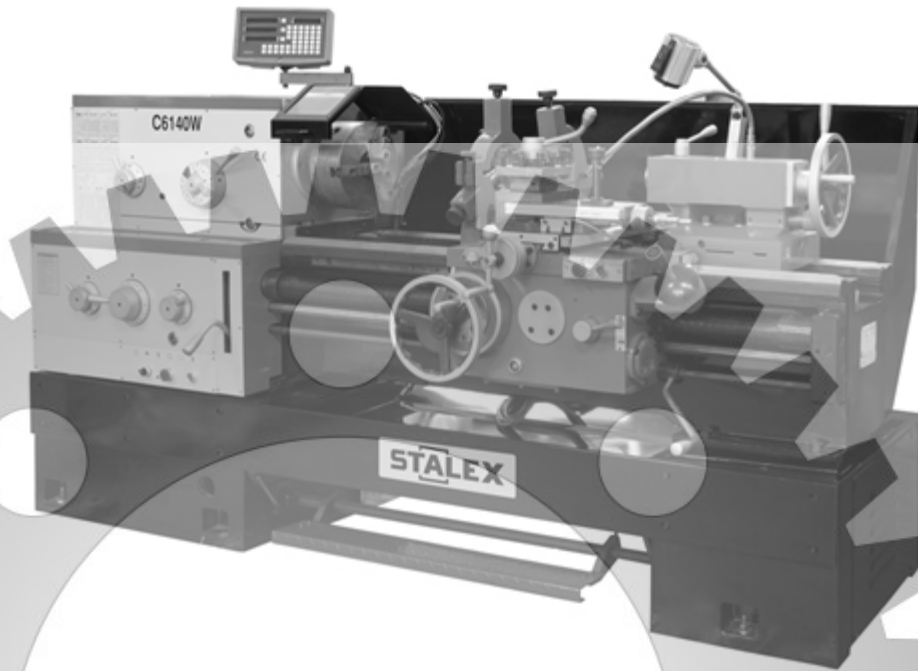


Джерело: stanki-catalog.ru

Рисунок 1.9 – Принципова електрична схема верстата 1К620

1.7 Сучасні аналоги верстата 1К620

Stalex C6140W



Сумський державний університет
 Кафедра технології машинобудування,
 верстатів та інструментів

Джерело: kovkapro.com

Рисунок 1.10 – Токарно-гвинторізний верстат Stalex C6140W,


Даний верстат призначений для токарної обробки, нарізання різьби, свердління різних металів. Крім того, Stalex C6140W здатний виробляти обробку різних полімерних матеріалів. Верстат має коробку передач з великим вибором подач, що дозволяє оптимально підібрати необхідну швидкість обробки деталей, також на верстаті встановлено ПІД(пристрій цифрової індикації) по 3-х осях, що робить роботу оператора найбільш точною і зручною, це в свою чергу збільшує продуктивність. Крім цього, на верстаті реалізована робота передач в масляній ванні, що сприяє зменшенню тертя і скорочення витрати енергії.

Особливості:

- Загартована і відшліфована станина
- Коробка передач з великим вибором подач
- Робота передач в масляній ванні

- Реверсивні, толчкове обертання шпинделя
- Пропускний отвір шпинделя $\varnothing 56$ мм
- Джойстик прискореного переміщення
- Централізована система мастила супорта
- Регульована задня бабка для точіння конусів
- Пристрій цифрової індикації по 3-м осях
- Дублюючий важіль включення обертання шпинделя

Prima SPF-1000P/1500P



Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Джерело: kovkapro.com

Рисунок 1.11 – Prima SPF-1000P

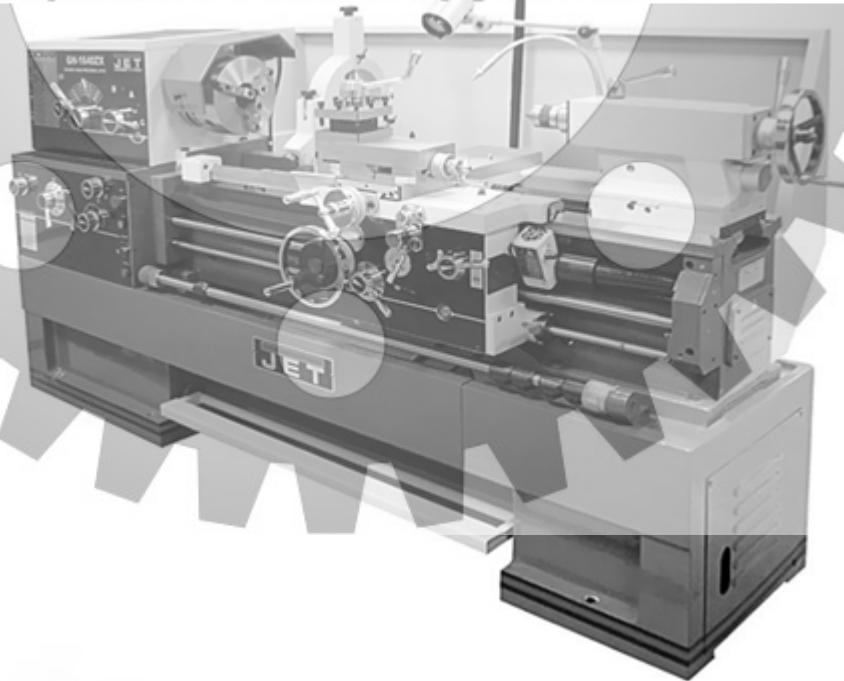
До його переваг можна віднести: підсвічування робочої зони (дає можливість працювати на погано освітлених робочих місцях), безпеку (спеціальний екран захищає від попадання будь-яких сторонніх речей в обертючий патрон, що робить роботу на обладнанні безпечніше), точіння деталей невеликого розміру (на станині встановлений люнет, який дозволяє обробляти заготовки великої до-

вжини і малого діаметра, при цьому оператор отримує рівномірну обробку без прогину заготовки. на додаток до цього є швидка фіксація (на задній бабці знаходиться піноль з ходом, завдяки чому можна легко і швидко фіксувати заготовку в центрі і почати точіння).

Особливості:

- ножні гальма;
- всі рухомі вузли працюють в масляній ванні;
- встановлено ПЦД;
- просте і зручне управління;
- висока якість;
- кнопка екстреної зупинки;
- довгий термін експлуатації;
- встановлена система мастильно-охолоджувальної рідини.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів



Джерело: kovkapro.com

Рисунок 1.12 – Jet GH-1840 ZX DRO

Даний верстат – досить потужне обладнання вже професійного класу. Воно необхідне для здійснення надточних робіт по металу та дереву. Jet GH-1840 ZX DRO виділяється своєю масивністю і посиленою конструкцією. Його направляючі виставляються за допомогою дисплея цифрової індикації.


Особливості:

завдяки коробці передач можна нарізати різьбу без зняття / установки шестерень;

автоподача поздовжнього і поперечного супорта;

механізм приводу шпинделя постійно функціонує в масляній ванні, що як було сказано вище, сприяє зменшенню тертя і скорочення витрати енергії;

централізована система подачі мастила поздовжнього супорта.



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

РОЗДІЛ 2

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВОДУ ТОКАРНО-ГВИНТОРІЗНОГО ВЕРСТАТУ 1К620

2.1 Розрахунок залежності кількості зубів ведучого і ведомого коліс і точності передачі від передатного відношення i

Для дослідження обираємо ряд із семи стандартних знаменників геометричної прогресії: $\varphi = 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2,0$.

Для кожного знаменника за допомогою спеціальної розрахункової програми в середовищі Mathcad з'ясуємо залежність кількості зубів коліс та точності передачі від передатного відношення:

x – множник;

i - передатне відношення;

z_1 – кількість зубів шестерні;

z_2 – кількість зубів колеса;

ε_x – похибка;

Для $\varphi=1,26$ розраховуємо кількість зубів передачі та похибку обчислення для семи множників за допомогою обчислювальної програми в Mathcad:

Вихідні дані:
 $\varphi := 1.26$ $k := 1$ Експеримент №: $\sum_{k=1}^n := 3$
 Передатне відношення:
 $n1 := \varphi^k$
 Визначення простих чисел, які відповідають передатним відношенням:

```
f(n,m) :=
  r ← 1
  for i ∈ 0..n
    a ← r + i
    w ← 1
    for j ∈ 0..m
      b ← w + j
      k ← a/b
      s ← |k - n1|
      w ← w + 1
    end for
  end for
```

Матриця різниць
 $D := \text{matrix}(x, y, f)$

3. Координати комірки K, в якій найменша різниця:
 рядок $z := 3$ стовбець $u := 2$

$t := \min(D)$
 $\frac{\epsilon}{\sum_{k=1}^n} = \frac{K}{n1}$

1. Найменша різниця між передатними відношеннями (табл. 1):
 $t = 0.01$

2. Значення комірки (таблиця D)
 $K = 0.073$

$f(z, u) = 0.073$

Розмірність табл. 1:
 $x := 4 \cdot N$ $y := 4 \cdot N$

$x = 12$ $y = 12$

Таблиця 1 - Різниця між передатними відношеннями простих чисел і заданим для пари коліс

	0	1	2	3	4	5	6	7	8
0	0.26	0.76	0.927	1.01	1.06	1.093	1.117	1.135	1.149
1	0.74	0.26	0.593	0.76	0.86	0.927	0.974	1.01	1.038
2	1.74	0.24	0.26	0.51	0.66	0.76	0.831	0.885	0.927
3	2.74	0.74	0.073	0.26	0.46	0.593	0.689	0.76	0.816
4	3.74	1.24	0.407	0.01	0.26	0.427	0.546	0.635	0.704
5	4.74	1.74	0.74	0.24	0.06	0.26	0.403	0.51	0.593
6	5.74	2.24	1.073	0.49	0.14	0.093	0.26	0.385	0.482
7	6.74	2.74	1.407	0.74	0.34	0.073	0.117	0.26	0.371
8	7.74	3.24	1.74	0.99	0.54	0.24	0.026	0.135	0.26
9	8.74	3.74	2.073	1.24	0.74	0.407	0.169	0.01	0.149
10	9.74	4.24	2.407	1.49	0.94	0.573	0.311	0.115	0.038
11	10.74	4.74	2.74	1.74	1.14	0.74	0.454	0.24	...

Номерація рядків і стовбчиків масива починається з 0, тому:

$a1 := z + 1$ $b1 := u + 1$

4. Прості числа Похибка
 $a1 = 4$ $b1 = 3$ $\epsilon = 0.058$
 $a2 = 4$ $b2 = 5$
 $a3 = 1$ $b3 = 1$

$\Sigma 1 := a1 + b1$ $\Sigma 2 := a2 + b2$ $\Sigma 3 := a3 + b3$

Найменше спільне кратне $Kp := \text{lcm}(\Sigma 1, \Sigma 2, \Sigma 3)$

$z1 := \frac{(a1 \cdot Kp)}{\Sigma 1}$ $zz1 := \frac{(b1 \cdot Kp)}{\Sigma 1}$ $z2 := \frac{(a2 \cdot Kp)}{\Sigma 2}$ $zz2 := \frac{(b2 \cdot Kp)}{\Sigma 2}$ $z3 := \frac{(a3 \cdot Kp)}{\Sigma 3}$ $zz3 := \frac{(b3 \cdot Kp)}{\Sigma 3}$
 $z1 = 72$ $zz1 = 54$ $z2 = 56$ $zz2 = 70$ $z3 = 63$ $zz3 = 63$
 $S1 := z1 + zz1$ $S2 := z2 + zz2$ $S3 := z3 + zz3$
 $S1 = 126$ $S2 = 126$ $S3 = 126$

Рисунок 2.1 – Програма для розрахунку простих чисел
 Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів
 Результат вносимо в таблицю:

x	i	z1	z2	$\epsilon \times 0,001$
3	2	2	1	0,188
2	1,588	8	5	7,811
1	1,26	5	4	7,937
-1	0,794	4	5	8
-2	0,63	5	8	7,75
-4	0,397	2	5	8,19
-6	0,25	2	8	0,376

За знайденими даними створюємо два графіки:

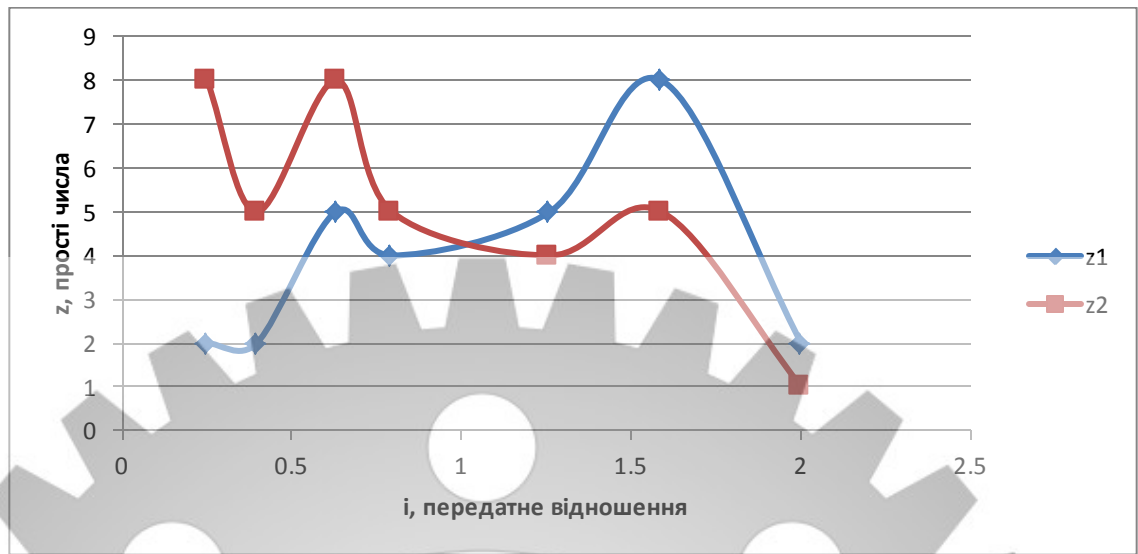


Рисунок 2.2 Залежність кількості зубів ведучого і ведомого колеса від передатного відношення

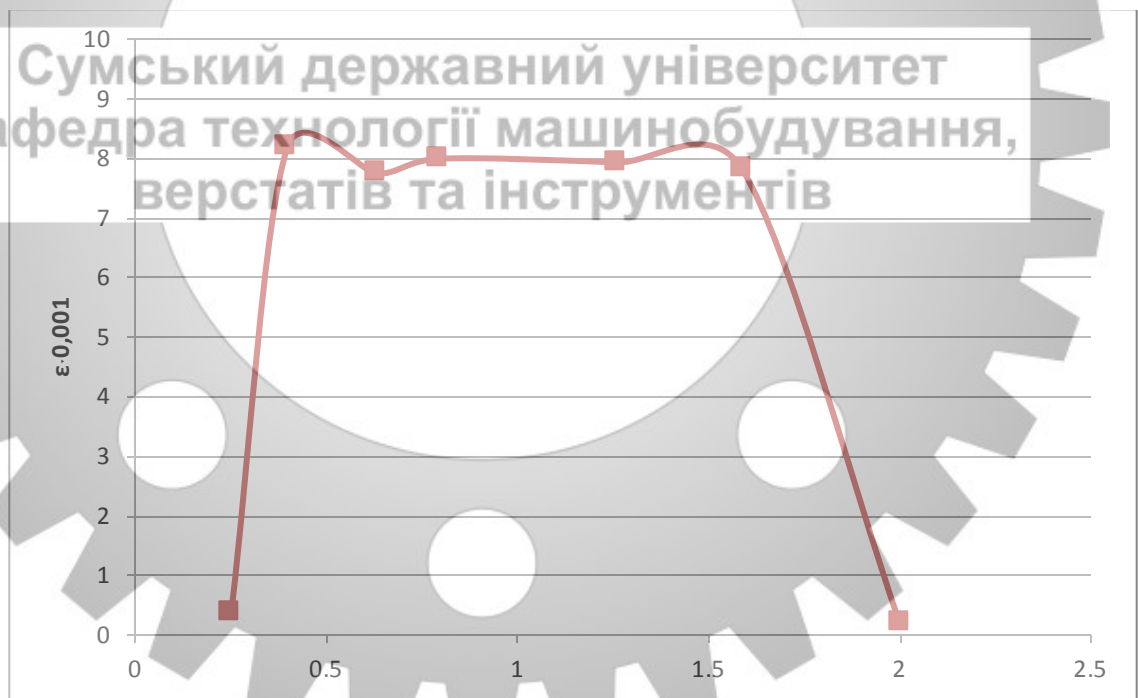


Рисунок 2.3 – Залежність точності від передатного відношення

Для інших знаменників для кращого зображення результату залишаємо передатне відношення зі змінням множника:

При $\varphi=1,06$

Для $i=1,06$:

$$x = \log_{\varphi}(i)$$

Результат вносимо в таблицю:

x	i	z1	z2	$\epsilon \times 0,001$
11.9	2	12	1	233
7.93	1,588	19	3	13
3.97	1,26	5	2	1.222
-3.97	0,794	2	5	1.222
-7.93	0,63	3	19	13
-15.85	0,397	1	37	54
-23.8	0,25	1	200	224

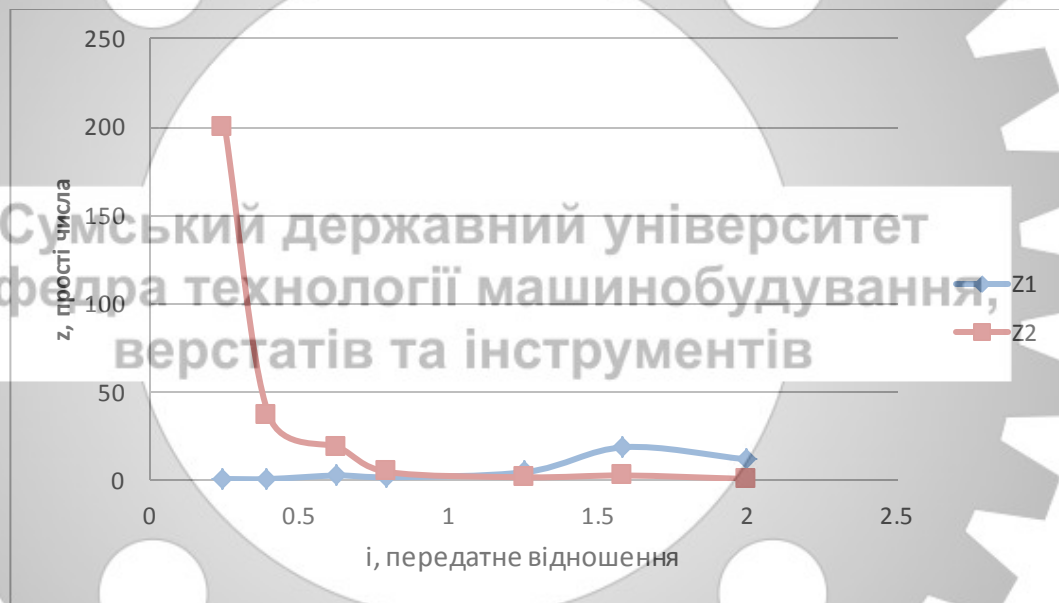


Рисунок 2.4 Залежність кількості зубів ведучого і ведомого колеса від передатного відношення

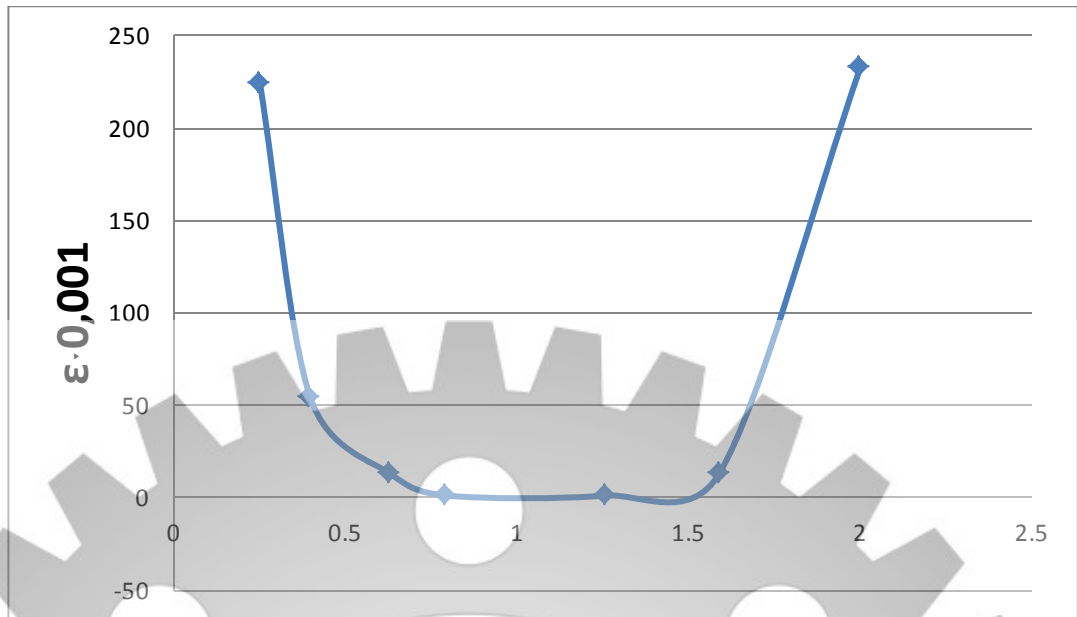


Рисунок 2.5 – Залежність точності від передатного відношення

Повторюємо попередні дії для всіх інших передатних відношень:

при $\varphi=1,12$

x	i	z1	z2	$\epsilon \times 0,001$
6.1	2	16	4	23
4	1,588	5	2	8.1
2	1,26	6	4	55
-2	0,794	4	6	55
-4	0,63	2	5	8.1
-8.15	0,397	2	13	12
-12.23	0,25	1	16	55

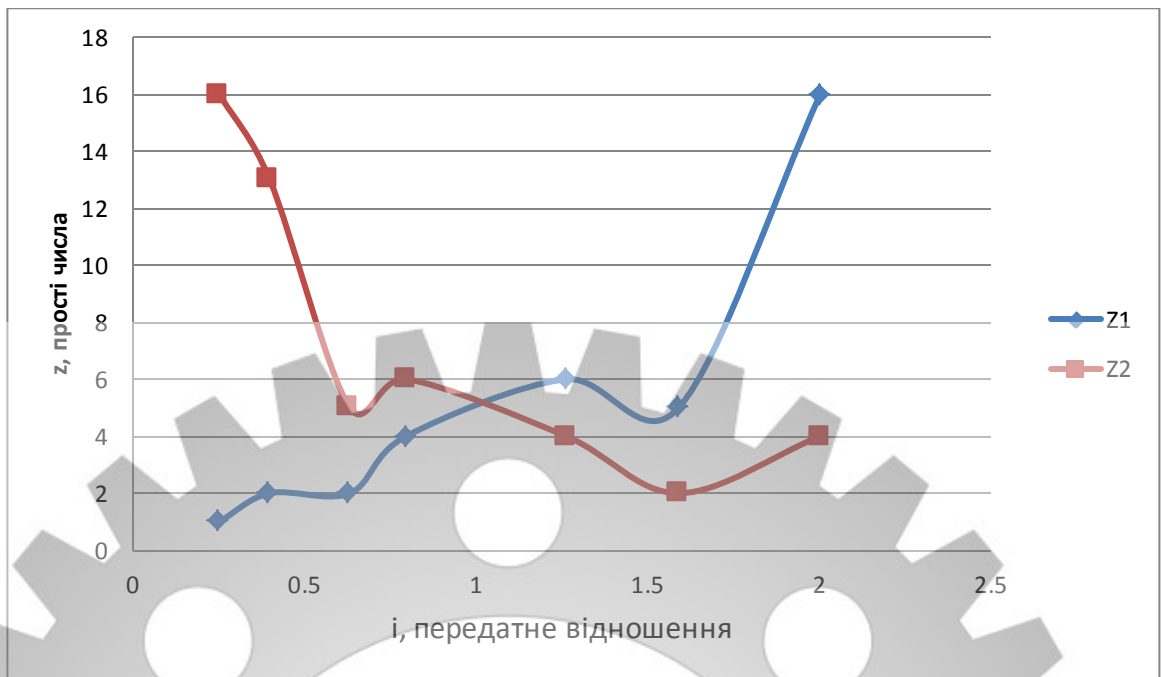


Рисунок 2.6 Залежність кількості зубів ведучого і ведомого колеса від передатного відношення

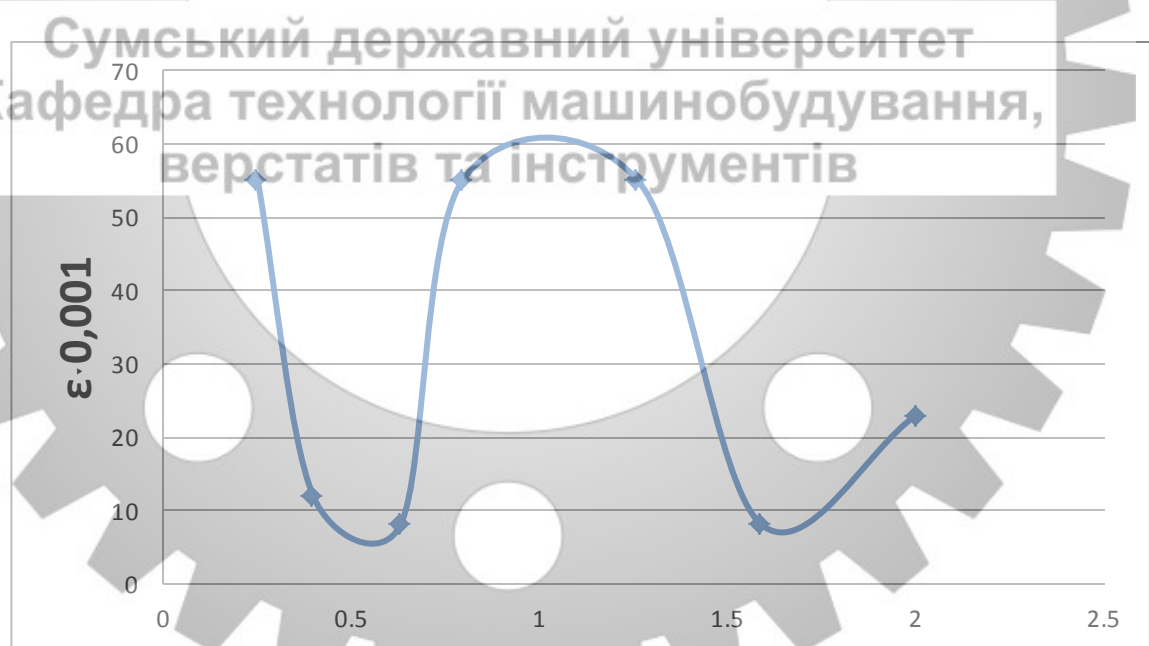


Рисунок 2.7 – Залежність точності від передатного відношення

при $\varphi=1,41$

x	i	z1	z2	$\varepsilon \times 0,001$
2	2	16	10	7,811
1.35	1,588	11	8	6,474
0.67	1,26	7	6	0,7
-0.67	0,794	6	7	0,7
-1.35	0,63	8	11	6,474
-2.7	0,397	7	13	4,975
-4	0,25	2	5	8,19

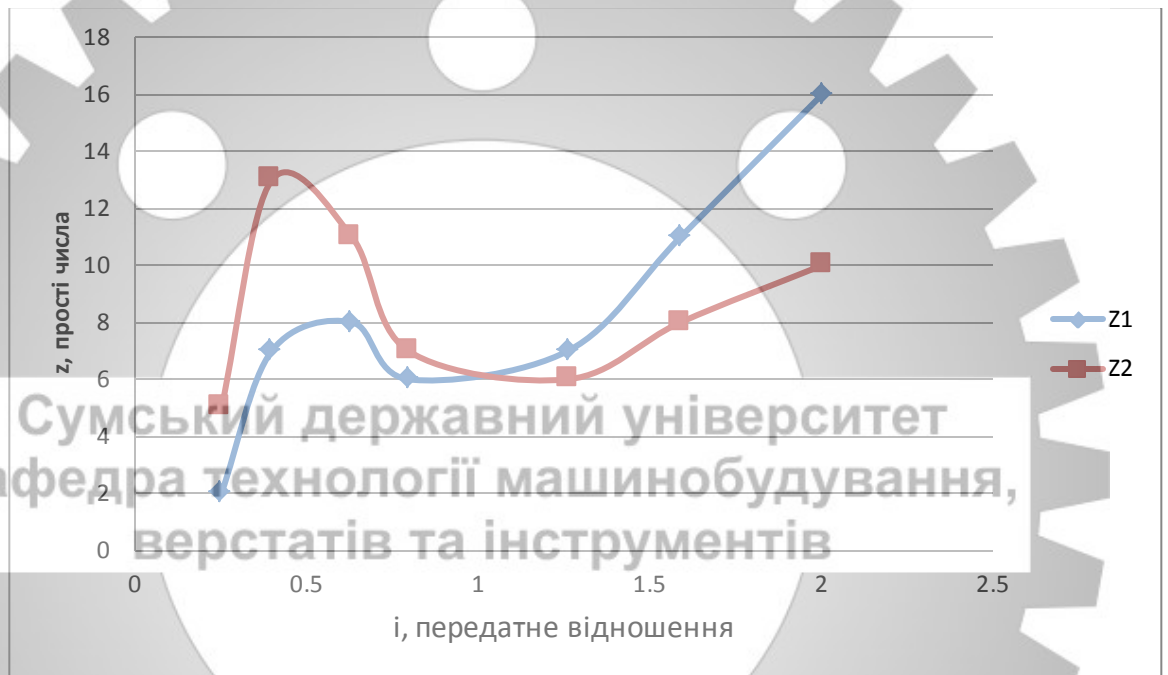


Рисунок 2.8 Залежність кількості зубів ведучого і ведомого колеса від передатного відношення

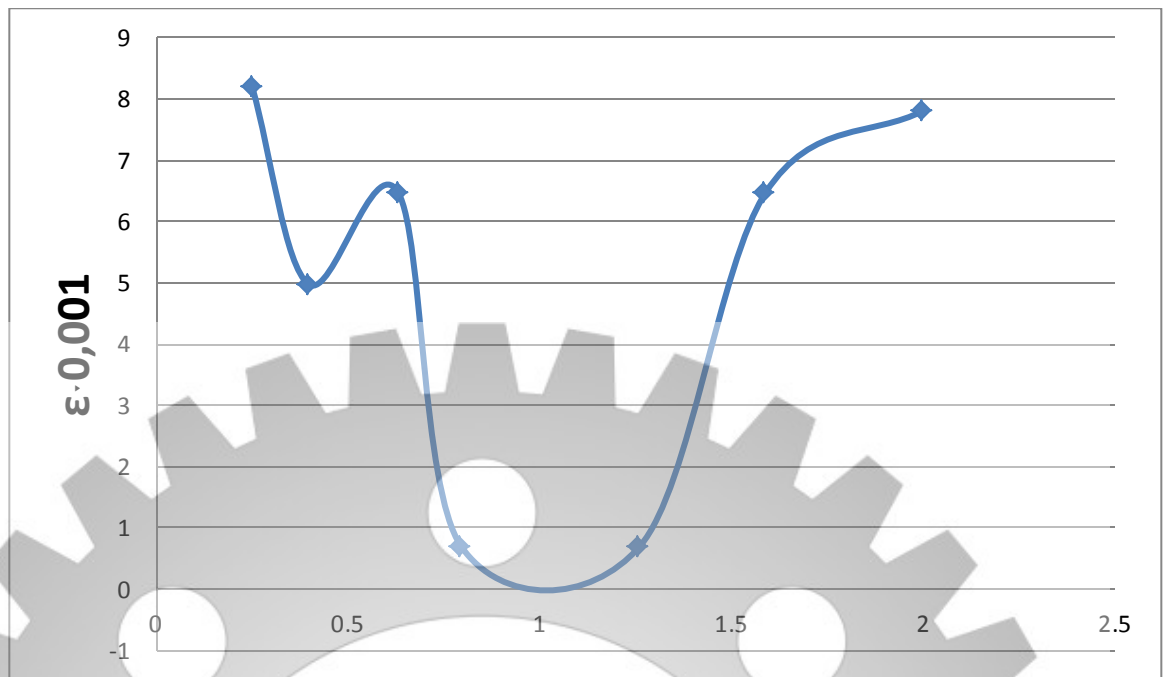


Рисунок 2.9 – Залежність точності від передатного відношення

при $\varphi=1,58$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

x^i	i	z_1	z_2	$\epsilon \times 0,001$
1.5	2	7	5	10
1	1,588	12	10	48
0.5	1,26	9	8	2,23
-0.5	0,794	8	9	2,23
-1	0,63	10	12	48
-2	0,397	5	8	7,75
-3	0,25	1	2	0,18

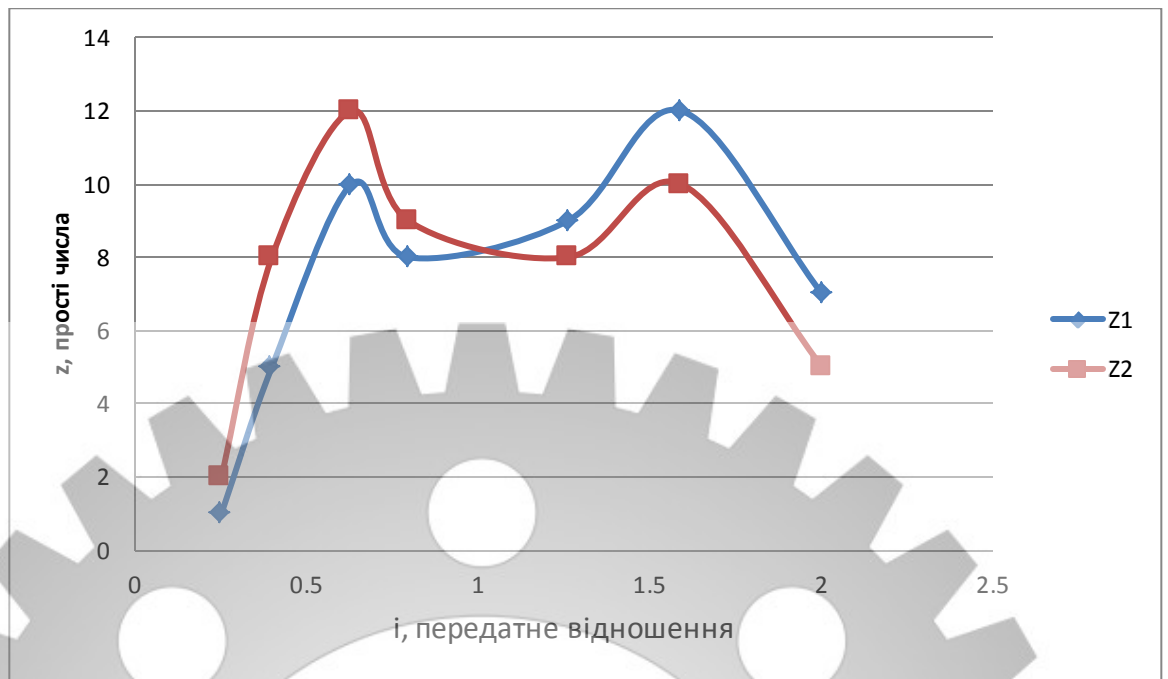


Рисунок 2.10 Залежність кількості зубів ведучого і ведомого колеса від передатного відношення

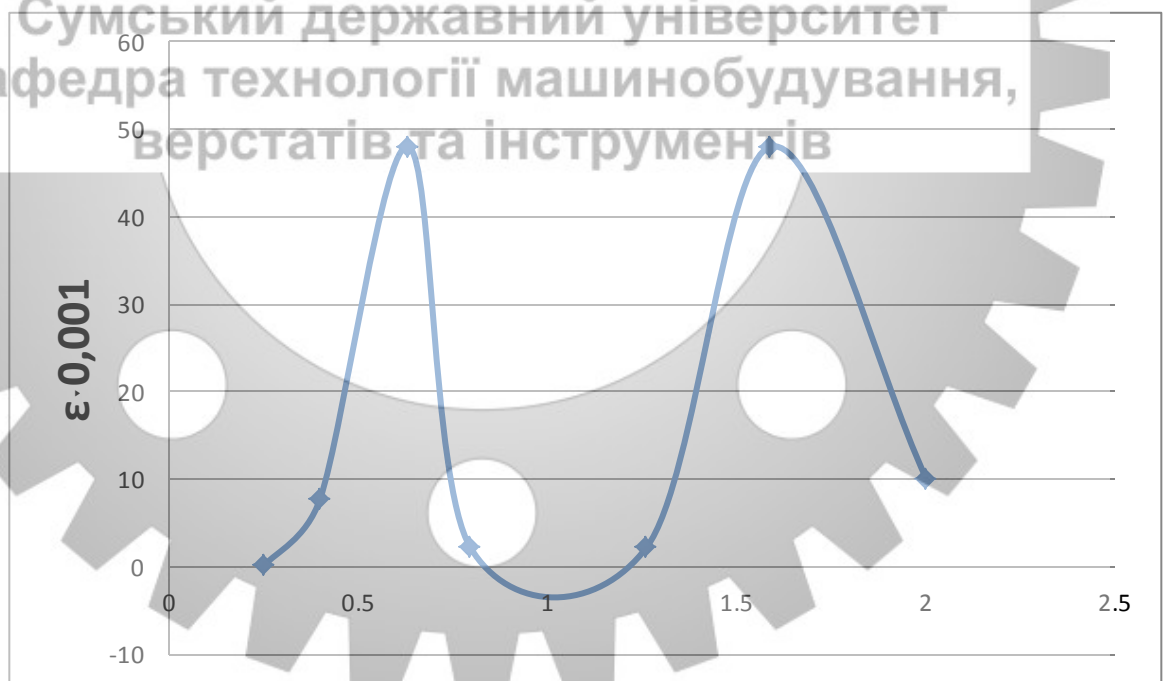


Рисунок 2.11 – Залежність точності від передатного відношення

при $\varphi=1,78$

x	i	z1	z2	$\epsilon \times 0,001$
1.2	2	12	9	10
0.8	1,588	6	5	2,56
0.4	1,26	11	10	2,87
-0.4	0,794	10	11	2,87
-0.8	0,63	5	6	2,56
-1.6	0,397	7	10	13
-2.4	0,25	4	7	4,935

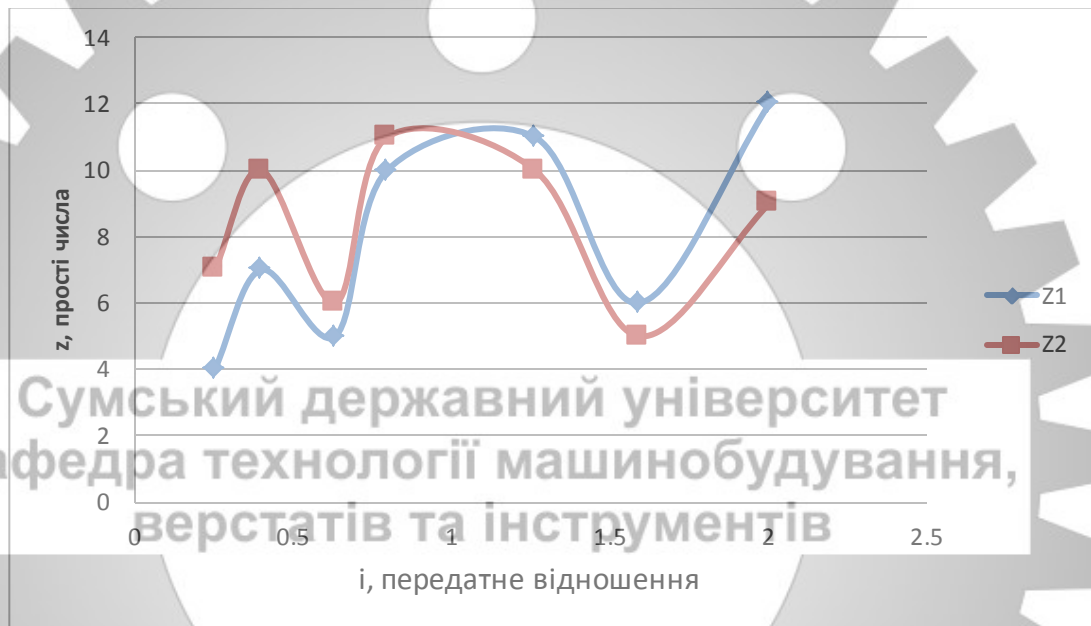


Рисунок 2.22 Залежність кількості зубів ведучого і ведомого колеса від передатного відношення

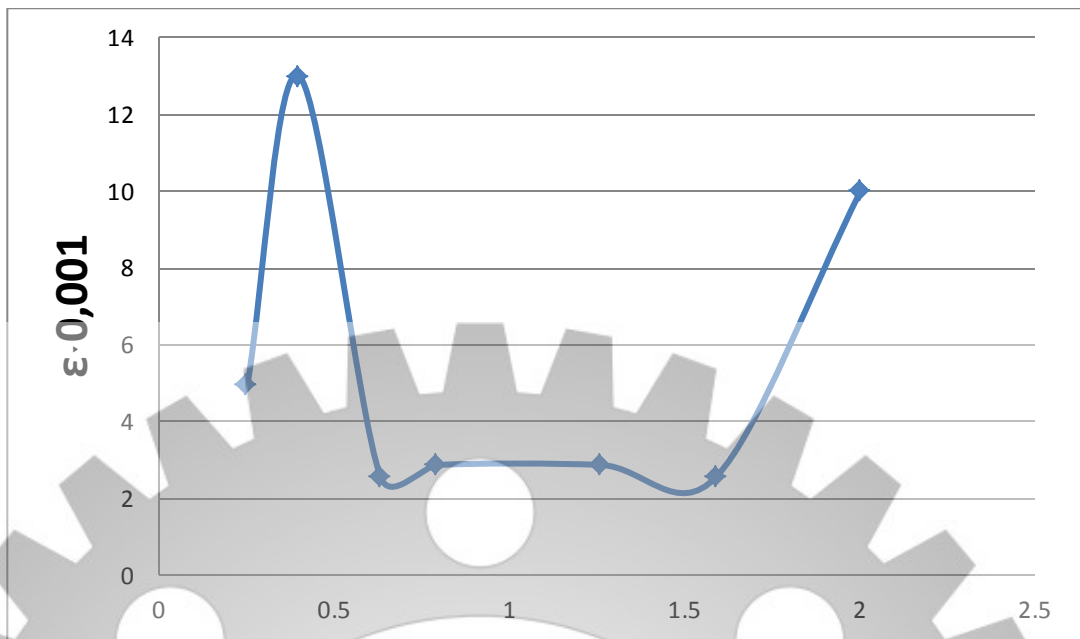


Рисунок 2.13 – Залежність точності від передатного відношення

при $\varphi=2,0$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

x	i	z1	z2	εx0,001
1	2	9	7	20
0.67	1,588	7	6	0,7
0.33	1,26	12	11	11
-0.33	0,794	11	12	11
-0.67	0,63	6	7	0,7
-1.3	0,397	3	4	13
-2	0,25	5	8	7,75

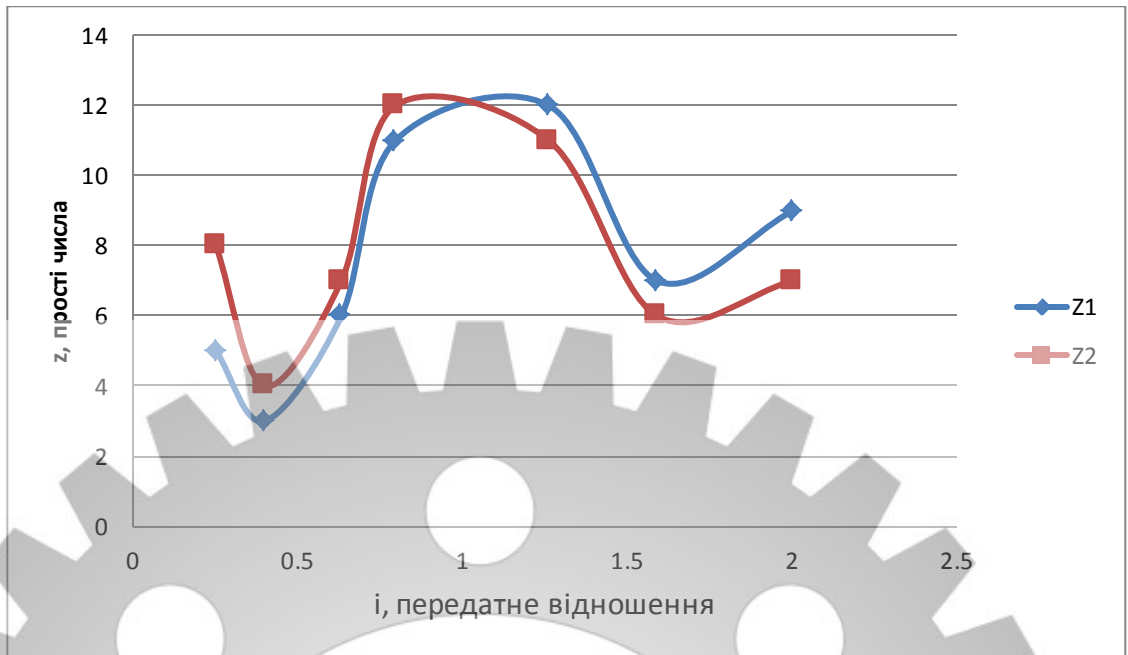


Рисунок 2.34 Залежність кількості зубів ведучого і ведомого колеса від передатного відношення

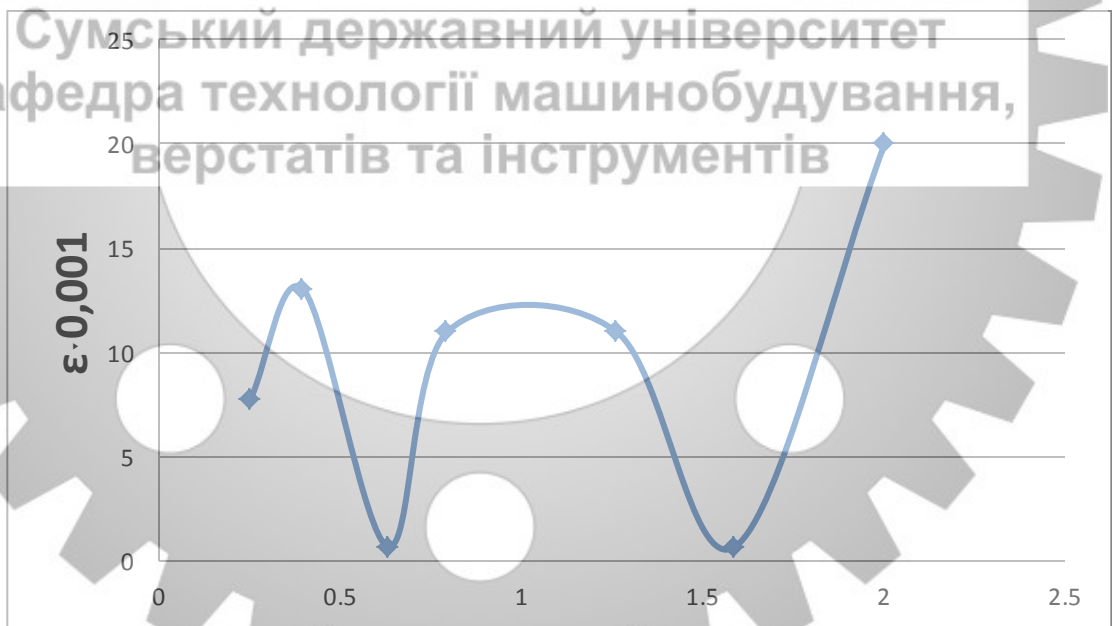


Рисунок 2.15 – Залежність точності від передатного відношення

Аналіз графіків показує, що:

При $\phi=1,26$ кількість зубів при усіх значеннях i не перевищує 8. Тобто цей ϕ найбільш сприятливий для усього діапазону i .

При $\phi=1,06$ кількість зубів (особливо при $i<0,5$) досягає великих значень. Це утворює значні діаметри зубчатих коліс.

Велика кількість зубів (а отже і великі діаметри коліс) утворюються для $\phi=1,12$ та $\phi=1,41$ при $i<0,5$ та $i>1,5$.

При $\phi=1,58$ та $\phi=1,78$ невелика кількість зубів (а отже малі діаметри коліс) спостерігаються при $i<0,5$. При більших значеннях передатних відношень збільшуються діаметри коліс.

Висновок: Найбільш сприятливим, з точки зору вибору передатного відношення для забезпечення мінімальних розмірів коліс, є $\phi=1,26$.

Науковою новизною є графічне відображення залежності кількості зубів ведучого і ведомого коліс від передатного відношення при різних ϕ . Це дозволяє вибрати найбільш сприятливий діапазон передатних відношень для забезпечення мінімальних розмірів привода головного руху.

2.2 Виконання кінематичного розрахунку привода головного руху

Вихідні дані

Мінімальна частота обертання шпинделя $n_{\min}=58$ об/хв;

знаменник геометричного ряду $\phi=1,26$;

кількість швидкісних ступенів $z=12$;

частота обертання електродвигуна $n_{\text{дв}}, \text{хв}^{-1}=1450$

$n_{\max}=58*1,26^{12-1}=58*12,71=737$ об/хв

Вибір структурної формули

Так, як $Z = 12$, то структурні формули можуть бути такими:

$$Z = 4 \cdot 3;$$

$$Z = 3 \cdot 4;$$

$$Z = 2 \cdot 2 \cdot 3;$$

$$Z = 2 \cdot 3 \cdot 2;$$

$$Z = 3 \cdot 2 \cdot 2;$$

$$Z = 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 1.$$

Оптимальним варіантом з усіх наведених є варіант $Z = 3(2) \cdot 2(1) \cdot 2(6)$ через простоту механізму переключень між швидкостями та найменшу навантаженість зубчатих коліс та блоків.

Визначення кількості валів у приводі

$$B = m + 1$$

Для структурної формули $Z = 3 \cdot 2 \cdot 2$, $m = 3$, тоді кількість валів $B = 4$



Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Якщо $n_{\min} = 58 \text{ хв}^{-1}$, $\varphi = 1,26$, а $Z = 12$, то геометричний ряд частот має такі значення:

$$n_{i+1} = n_i \cdot \varphi$$

$$n_1 = 58, n_2 = 73, n_3 = 92, n_4 = 116, n_5 = 146, n_6 = 184, n_7 = 232, n_8 = 292, n_9 = 368, n_{10} = 464, n_{11} = 585, n_{12} = 737.$$

Рисунок 2.16 – структурна сітка

Частота обертання двигуна $n_{\text{дв}} = 1450$.

Визначення кількості зубців зубчастих коліс

Сумма кількості зубів колісних пар на двох валах повинна бути однаковою.

$$\Sigma Z = Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = Z_5 + Z_6 = \text{const}$$

Для прямозубих коліс модулі всіх передач групи однакові.

Знаходимо передатні числа:

$$\varphi^0 = 1; \varphi^1 = 1,26; \varphi^2 = 1,59; \varphi^3 = 2; \varphi^4 = 2,52; \varphi^5 = 3,176; \varphi^6 = 4;$$

Найменша кількість зубів на одному колесі буде 18 – 20, найбільша – 120

Розрахунок зубчастих коліс

Починаємо розрахунок зубчастих коліс:

Бажано обирати колеса з найменшим діаметром

Для початку знаходимо передатні відношення зубчатих пар:

$$i_1 = \frac{1}{1.26} \approx \frac{4}{5}; \quad i_2 = \frac{1}{1.59} \approx \frac{7}{11}; \quad i_3 = \frac{1}{2}; \quad i_4 = \frac{1}{2.52} \approx \frac{2}{5};$$

$$i_5 = \frac{1}{3.176} \approx \frac{5}{16}; \quad i_{11} = \frac{1.26}{1} = \frac{5}{4};$$

Для першого валу використовуватимуться i_0 , i_2 та i_4

$$\frac{1}{1} = 2$$

$$\frac{7}{11} = 18$$

$$\frac{2}{5} = 7$$

Кратне число - 126

За формулою знаходимо кількість зубів кожного колеса:

$$Z_1 = \frac{1}{1+1} * 18 = 9 \quad Z_2 = \frac{1}{1+1} * 18 = 9$$

$$Z_3 = \frac{7}{7+11} * 18 = 7 \quad Z_4 = \frac{7}{7+11} * 18 = 11$$

$$Z_5 = \frac{2}{2+5} * 18 = 5 \quad Z_6 = \frac{2}{2+5} * 18 = 13$$

Кількість зубів недопустимо мала, тому множимо їх у 4 рази:

$$Z_1=36 \quad Z_2=36$$

$$Z_3=28 \quad Z_4=44$$

$$Z_5=20 \quad Z_6=52$$

$$\Sigma Z=72$$

Переходимо до розрахунку другого валу, на ньому використовуються i_0 , i_1

$$i_0 = \frac{1}{1}; \quad i_1 = \frac{1}{1.26} \approx \frac{4}{5};$$

$$\frac{1}{1} = 2$$

$$\frac{4}{5} = 9$$

Кратне число - 18

$$Z_7 = \frac{1}{1+1} * 18 = 9 \quad Z_8 = \frac{1}{1+1} * 18 = 9$$

$$Z_9 = \frac{4}{4+5} * 18 = 8 \quad Z_{10} = \frac{5}{4+5} * 18 = 10$$

Кількість зубів недопустимо мала, тому множимо їх у 5 разів:

$$Z_7=45 \quad Z_8=45$$

$$Z_9=40 \quad Z_{10}=50$$

$$\Sigma Z=90$$

Переходимо до розрахунку третього валу, на ньому використовуються i_1 ,

i_5

$$i_0 = \frac{5}{4}; \quad i_6 = \frac{5}{16};$$

$$\frac{5}{4} = 9$$

$$\frac{5}{16} = 21$$

Кратне число - 63

$$Z_{11} = \frac{5}{5+4} * 63 = 35$$

$$Z_{12} = \frac{4}{5+4} * 63 = 28$$

$$Z_{13} = \frac{5}{5+16} * 63 = 15$$

$$Z_{14} = \frac{16}{16+5} * 63 = 48$$

Кількість зубів недопустимо мала, тому множимо їх у 2 разів:

$$Z_{11}=70 \quad Z_{12}=56$$

$$Z_{13}=30 \quad Z_{14}=96$$

$$\Sigma Z=126$$

Складаємо схему частот з обраними зубчатими колесами:

$$Z_1=36, Z_2=36$$

$$Z_7=45, Z_8=45$$

$$Z_{11}=70, Z_{12}=56$$

$$Z_3=28, Z_4=44$$

$$Z_9=40, Z_{10}=50$$

$$Z_{13}=30, Z_{14}=96$$

$$Z_5=20, Z_6=52$$

$$\Sigma=90$$

$$\Sigma=126$$

$$\Sigma=72$$

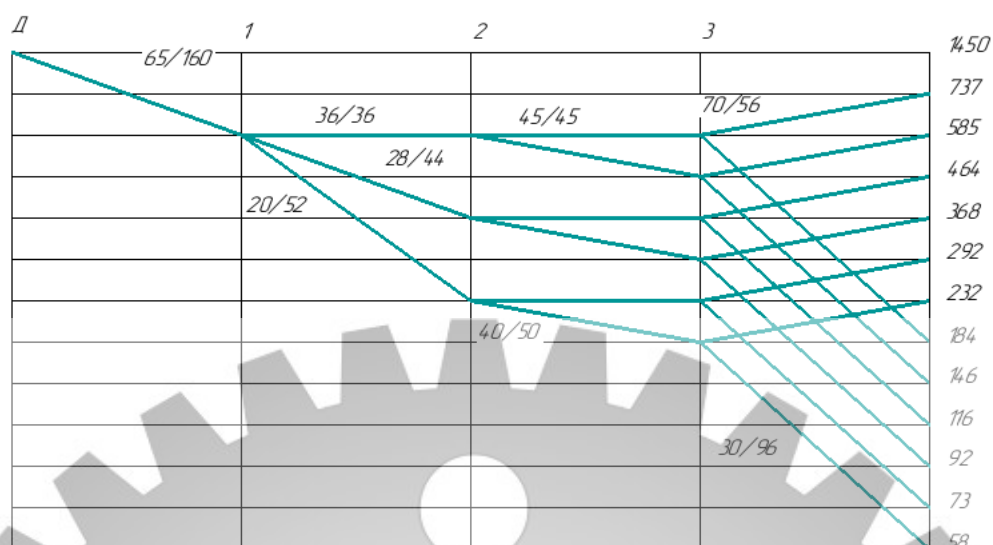


Рисунок 2.17 – схема частот шпинделя

Підрахування фактичних частот обертання шпинделя

Так, як прораховані усі передатні відношення привода, то можна визначити фактичні частоти обертання шпинделя шляхом складання відповідних рівнянь кінематичного балансу

$$n_1 = 585 \frac{20}{52} \frac{40}{50} \frac{30}{96} = 56,25 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_2 = 585 \frac{20}{52} \frac{45}{45} \frac{30}{96} = 70,3 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_3 = 585 \frac{28}{44} \frac{40}{50} \frac{30}{96} = 93 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_4 = 585 \frac{28}{44} \frac{45}{45} \frac{30}{96} = 116,3 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_5 = 585 \frac{36}{36} \frac{40}{50} \frac{30}{96} = 146,25 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_6 = 585 \frac{36}{36} \frac{45}{45} \frac{30}{96} = 182,8 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_7 = 585 \frac{20}{52} \frac{40}{50} \frac{70}{56} = 225 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_8 = 585 \frac{20}{52} \frac{45}{45} \frac{70}{56} = 281,25 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_9 = 585 \frac{28}{44} \frac{40}{50} \frac{70}{56} = 372,3 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{10} = 585 \frac{28 \ 45 \ 70}{44 \ 45 \ 56} = 465,3 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{11} = 585 \frac{36 \ 40 \ 70}{36 \ 50 \ 56} = 585 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{12} = 585 \frac{36 \ 45 \ 70}{36 \ 45 \ 56} = 731,25 \text{ хв}^{-1},$$

Виконання розрахунку пасової передачі

Для кінематичного розрахунку пасової передачі потрібно підрахувати передатне відношення між двигуном та точкою n_0 , яка відповідає

585 хв^{-1} , тоді $i_{\text{пас}} = n_0 / n_{\text{дв}} = 585 / 1450 = 0,403$. Для шпинделя вибираємо шків стандартного розміру $\phi 160$ мм. Тоді діаметр шківа на валу двигуна $160 * 0,403 = 64,48$, тобто шків $\phi 65$ мм.

Оцінка точності кінематичного розрахунку

Кінематичний розрахунок привода верстата виконаний добре, якщо фактичні частоти обертання відрізняються від стандартизованих не більше ніж $\pm 10(\varphi - 1)\% = [\Delta]$. Для $\varphi = 1,26$ $[\Delta] = \pm 2,6\%$.

Для визначення ступеня невідповідності фактичних частот обертання стандартизованим користуються формулою

$$\Delta = \pm \frac{n_{\text{ф}} - n_{\text{см}}}{n_{\text{см}}} 100\%,$$

$$\Delta = \frac{731,25 - 737}{737} * 100\% = 0,0078 * 100\% = 0,78\%,$$

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

2.3 Конструкція приводу головного руху

Обчислення міжосьової відстані

Для цього використовують відому формулу:

$$a_{wi} = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2}$$

де m – модуль зубчастих коліс, мм;

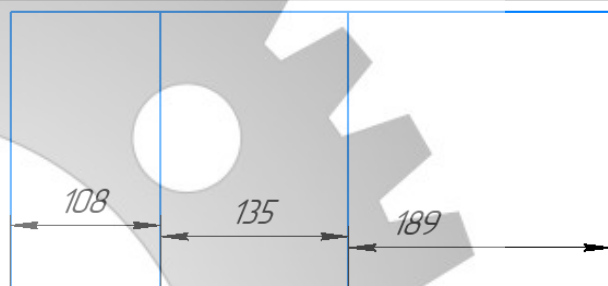
Особливістю використання такої формули є те, що значення модуля невідоме і його потрібно прийняти попередньо, умовно, заручившись досвідом проектування коробок швидкостей із джерел технічної літератури (паспорта верстата).

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

$$a_{wi1} = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = 3 \cdot \frac{72}{2} = 108$$

$$a_{wi2} = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = 3 \cdot \frac{90}{2} = 135$$

$$a_{wi3} = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = 3 \cdot \frac{126}{2} = 189$$



Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Рисунок 2.18 – Компонувальна схема конструкції привода з розрахованими міжцентровими відстанями.

2.3.1 Розрахунок навантаження для проектного привода верстата.

Визначити для цього потужність двигуна (паспортні дані) та розрахувати ділильні діаметри коліс через кількість зубів із кінематичного розрахунку та вже прийнятий модуль.

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·мм;

T_j – момент на попередньому валу, Н·мм;

F_t – колова сила, що прикладена до вала, Н

K – коефіцієнт навантаження, $K=1,2$.

Крутний момент розраховують за такою формулою:

$$T = P / \omega,$$

де ω – кутова швидкість. Наприклад, при $n = 1450 \text{ хв}^{-1}$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1450}{30} = 152 \text{ рад/с},$$

Виконання розрахунку

P – потужність двигуна. Для верстата 1К620 $P = 10 \text{ кВт}$

$$T = \frac{10 \cdot 10^3}{152} = 65,8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Крутний момент на валах за умови навантаження: (з урахуванням коефіцієнта навантаження)

$$T_{pI} = 65,8 \cdot 10^3 \cdot 1,2 = 78,96 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

$$T_{pII} = 78,96 \cdot 10^3 \cdot 1,2 = 94,75 \cdot 10^3 \text{ мм}$$

$$T_{pIII} = 94,75 \cdot 10^3 \cdot 1,2 = 113,7 \cdot 10^3 \text{ мм}$$

$$T_{pIV} = 113,7 \cdot 10^3 \cdot 1,2 = 136,44 \cdot 10^3 \text{ мм}$$

Знаходимо ділильні діаметри зубчастих коліс:

Для деяких зубчастих коліс формули знаходження їх діаметрів будуть однаковими через збігання модуля та кількості зубів

$$d_{zi} = m \cdot z_i, \quad d_{z7} = d_{z8} = m \cdot z_7 = 3 \cdot 45 = 135 \text{ мм};$$

$$\text{де } m \text{ – модуль зуба,} \quad d_{z9} = m \cdot z_9 = 3 \cdot 40 = 120 \text{ мм};$$

$$z \text{ – кількість зубів} \quad d_{z10} = m \cdot z_{10} = 3 \cdot 50 = 150 \text{ мм};$$

$$d_{z1} = d_{z2} = m \cdot z_1 = 3 \cdot 36 = 108 \text{ мм}; \quad d_{z11} = m \cdot z_{11} = 3 \cdot 70 = 210 \text{ мм};$$

$$d_{z3} = m \cdot z_3 = 3 \cdot 28 = 84 \text{ мм}; \quad d_{z12} = m \cdot z_{12} = 3 \cdot 56 = 168 \text{ мм};$$

$$d_{z4} = m \cdot z_4 = 3 \cdot 44 = 132 \text{ мм}; \quad d_{z13} = m \cdot z_{13} = 3 \cdot 30 = 90 \text{ мм};$$

$$d_{z5} = m \cdot z_5 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ мм}; \quad d_{z14} = m \cdot z_{14} = 3 \cdot 96 = 288 \text{ мм};$$

$$d_{z6} = m \cdot z_6 = 3 \cdot 52 = 156 \text{ мм};$$

Колову (тангенціальну) силу для розрахунку вала визначимо за формулою:

$$F_{ti} = \frac{2 \cdot T_{pi}}{d_{zi}}$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_{pI}}{d_{z1}} = \frac{2 \cdot 78,96 \cdot 10^3}{108} = 1462 \text{ Н}$$

$$F_{t5} = \frac{2 \cdot T_{pI}}{d_{z4}} = \frac{2 \cdot 78,96 \cdot 10^3}{60} = 2632 \text{ Н}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_{pII}}{d_{z2}} = \frac{2 \cdot 94,75 \cdot 10^3}{108} = 1755 \text{ Н}$$

$$F_{t6} = \frac{2 \cdot T_{pII}}{d_{z6}} = \frac{2 \cdot 94,75 \cdot 10^3}{156} = 1215 \text{ Н}$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot T_{pI}}{d_{z3}} = \frac{2 \cdot 78,96 \cdot 10^3}{84} = 1880 \text{ Н}$$

$$F_{t7} = \frac{2 \cdot T_{pII}}{d_{z7}} = \frac{2 \cdot 104,26 \cdot 10^3}{135} = 1545 \text{ Н}$$

$$F_{t4} = \frac{2 \cdot T_{pII}}{d_{z4}} = \frac{2 \cdot 94,75 \cdot 10^3}{132} = 1436 \text{ Н}$$

$$F_{t8} = \frac{2 \cdot T_{pIII}}{d_{z8}} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{135} = 1685 \text{ Н}$$

$$F_{t9} = \frac{2 \cdot T_{pII}}{d_{z9}} = \frac{2 \cdot 104,26 \cdot 10^3}{120} = 1738 \text{ Н}$$

$$F_{t12} = \frac{2 \cdot T_{pIV}}{d_{z12}} = \frac{2 \cdot 136,44 \cdot 10^3}{168} = 1624 \text{ Н}$$

$$F_{t10} = \frac{2 \cdot T_{pIII}}{d_{z10}} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{150} = 1516 \text{ Н}$$

$$F_{t13} = \frac{2 \cdot T_{pIII}}{d_{z13}} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{90} = 2527 \text{ Н}$$

$$F_{t11} = \frac{2 \cdot T_{pIII}}{d_{z11}} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{210} = 1083 \text{ Н}$$

$$F_{t14} = \frac{2 \cdot T_{pIV}}{d_{z14}} = \frac{2 \cdot 136,44 \cdot 10^3}{288} = 948 \text{ Н}$$

Розрахункові навантаження остаточно дорівнюють:

$$F_{tpi} = F_{ti} \cdot K$$

$$F_{tp1} = F_{t1} \cdot K = 1462 \cdot 1,2 = 1755 \text{ Н};$$

$$F_{tp8} = F_{t8} \cdot K = 1685 \cdot 1,2 = 2022 \text{ Н};$$

$$F_{tp2} = F_{t2} \cdot K = 1755 \cdot 1,2 = 2106 \text{ Н};$$

$$F_{tp9} = F_{t9} \cdot K = 1738 \cdot 1,2 = 2086 \text{ Н};$$

$$F_{tp3} = F_{t3} \cdot K = 1880 \cdot 1,2 = 2256 \text{ Н};$$

$$F_{tp10} = F_{t10} \cdot K = 1516 \cdot 1,2 = 1820 \text{ Н};$$

$$F_{tp4} = F_{t4} \cdot K = 1436 \cdot 1,2 = 1723 \text{ Н};$$

$$F_{tp11} = F_{t11} \cdot K = 1083 \cdot 1,2 = 1300 \text{ Н};$$

$$F_{tp5} = F_{t5} \cdot K = 2632 \cdot 1,2 = 3159 \text{ Н};$$

$$F_{tp12} = F_{t12} \cdot K = 1624 \cdot 1,2 = 1949 \text{ Н};$$

$$F_{tp6} = F_{t6} \cdot K = 1215 \cdot 1,2 = 1458 \text{ Н};$$

$$F_{tp13} = F_{t13} \cdot K = 2527 \cdot 1,2 = 3033 \text{ Н};$$

$$F_{tp7} = F_{t7} \cdot K = 1545 \cdot 1,2 = 1854 \text{ Н};$$

$$F_{tp14} = F_{t14} \cdot K = 948 \cdot 1,2 = 1138 \text{ Н};$$

Сумський державний університет Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

2.3.2 Виконання геометричного розрахунку валів та зубчастих коліс

Розрахунок проводимо в два етапи:

- попередній (геометричний) розрахунок;
- уточнюючий (силовий) розрахунок.

При попередньому розрахунку визначають орієнтовний діаметр вала та уточнюють його конструкцію. Ведучий (перший) вал коробки швидкостей має вихідний кінець під шків пасової передачі (рис. 2.3). Діаметр вихідного кінця вала при допустимому напруженні визначають за формулою

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_{pI}}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad [\tau] = 20 \text{ МПа}$$

Тоді діаметр вихідного кінця першого вала :

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{78,96 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} \approx 28$$

Беремо діаметр вала під підшипники $d_1 = 30$ мм.

З кінематичного розрахунку відомо, що вал I шліцьовий. Тому за ГОСТом 1139 – 81 призначаємо шліци за розмірами 8 x 32 x 36 із центруванням за внутрішнім діаметром вала. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал може бути такою:

$$d - 8 \times 32H7/g6 \times 36H12/a11 \times 7D9/f8.$$

Після розрахунку першого (ведучого) вала можна розрахувати другий, ведений вал за такою ж формулою.

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{94,75 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} \approx 30 \text{ мм}$$

Беремо діаметр вала під підшипники $d_{II} = 35$ мм.

З кінематичного розрахунку відомо, що вал II шліцьовий. Внутрішній діаметр шліцьового вала повинен бути більшим за діаметр під підшипник. Тоді за ГОСТом 1139 – 81 призначаємо шліци за розмірами: 8 x 36 x 40. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал у загальному поданні

$$d - 8 \times 36H7/g6 \times 40H12/a11 \times 7D9/f8.$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{113,7 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} \approx 32 \text{ мм}$$

Беремо діаметр вала під підшипники $d_{III} = 35$ мм.

З кінематичного розрахунку відомо, що вал III шліцьовий. Внутрішній діаметр шліцьового вала повинен бути більшим за діаметр під підшипник. Тоді за ГОСТ 1139 – 81 призначаємо шліци за розмірами: 8 x 36 x 40. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал у загальному поданні

$$d - 8 \times 36H7/g6 \times 40H12/a11 \times 7D9/f8.$$

Визначаємо мінімально допустимий діаметр валу шпинделя:

$$d_{IV} = \sqrt[3]{\frac{136,44 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} \approx 34 \text{ мм}$$

Так як на верстаті необхідно забезпечити можливість обробки довгих заготовок типу пруток, треба спроектувати отвір $\varnothing 47$ у шпинделі.

$$d_{IV} = 47 + 34 \approx 84 \text{ мм}$$

Беремо діаметр вала під підшипники $d_{IV} = 90$ мм.

За наявності таких розрахунків можна починати компоунвання коробки швидкостей.

Обираємо ширину зубчатих коліс за формулою:

$$b = (5-10) m;$$

$$b = (5-10) \cdot 3 = 20 \text{ мм}$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Проводимо геометричний розрахунок зубчатих коліс

Зовнішні діаметри уточнюємо за формулою

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

$$d_{a1} = d_{a2} = d_{w1} + 2 \cdot m = 108 + 2 \cdot 3 = 114 \text{ мм}$$

$$d_{a9} = d_{w9} + 2 \cdot m = 120 + 2 \cdot 3 = 126 \text{ мм}$$

$$d_{a3} = d_{w3} + 2 \cdot m = 84 + 2 \cdot 3 = 90 \text{ мм}$$

$$d_{a10} = d_{w10} + 2 \cdot m = 150 + 2 \cdot 3 = 156 \text{ мм}$$

$$d_{a4} = d_{w4} + 2 \cdot m = 132 + 2 \cdot 3 = 138 \text{ мм}$$

$$d_{a11} = d_{w11} + 2 \cdot m = 210 + 2 \cdot 3 = 216 \text{ мм}$$

$$d_{a5} = d_{w5} + 2 \cdot m = 60 + 2 \cdot 3 = 66 \text{ мм}$$

$$d_{a12} = d_{w12} + 2 \cdot m = 168 + 2 \cdot 3 = 174 \text{ мм}$$

$$d_{a6} = d_{w6} + 2 \cdot m = 156 + 2 \cdot 3 = 162 \text{ мм}$$

$$d_{a13} = d_{w13} + 2 \cdot m = 90 + 2 \cdot 3 = 96 \text{ мм}$$

$$d_{a7} = d_{a8} = d_{w7} + 2 \cdot m = 135 + 2 \cdot 3 = 141 \text{ мм}$$

$$d_{a14} = d_{w14} + 2 \cdot m = 288 + 2 \cdot 3 = 294 \text{ мм}$$

а внутрішні – за формулою

$$d_{F1} = d_{w1} - 2,5 \cdot m$$

$$d_{f1} = d_{f2} = d_{w1} - 2,5 \cdot m = 108 - 2,5 \cdot 3 = 100,5 \text{ мм} \quad d_{f3} = d_{w3} - 2,5 \cdot m = 84 - 2,5 \cdot 3 = 76,5 \text{ мм}$$

$$d_{f4} = d_{w4} - 2,5 \cdot m = 132 - 2,5 \cdot 3 = 124,5 \text{ мм}$$

$$d_{f10} = d_{w10} - 2,5 \cdot m = 150 - 2,5 \cdot 3 = 142,5 \text{ мм}$$

$$d_{f5} = d_{w5} - 2,5 \cdot m = 60 - 2,5 \cdot 3 = 52,5 \text{ мм}$$

$$d_{f11} = d_{w11} - 2,5 \cdot m = 210 - 2,5 \cdot 3 = 202,5 \text{ мм}$$

$$d_{f6} = d_{w6} - 2,5 \cdot m = 156 - 2,5 \cdot 3 = 148,5 \text{ мм}$$

$$d_{f12} = d_{w12} - 2,5 \cdot m = 168 - 2,5 \cdot 3 = 160,5 \text{ мм}$$

$$d_{f7} = d_{f8} = d_{w7} - 2,5 \cdot m = 135 - 2,5 \cdot 3 = 127,5 \text{ мм}$$

$$d_{f13} = d_{w13} - 2,5 \cdot m = 90 - 2,5 \cdot 3 = 82,5 \text{ мм}$$

$$d_{f9} = d_{w9} - 2,5 \cdot m = 120 - 2,5 \cdot 3 = 112,5 \text{ мм}$$

$$d_{f14} = d_{w14} - 2,5 \cdot m = 288 - 2,5 \cdot 3 = 280,5 \text{ мм}$$

Таблиця 2.1 – Розрахунок діаметрів коліс

Кількість зубців коліс	Дільний діаметр, мм	Зовнішній діаметр, мм	Внутрішній діаметр, мм
$Z_1 = 36$	108	114	100,5
$Z_2 = 36$	108	114	100,5
$Z_3 = 28$	84	90	76,5
$Z_4 = 44$	132	138	124,5
$Z_5 = 20$	60	66	52,5
$Z_6 = 52$	156	162	148,5
$Z_7 = 45$	135	141	127,5
$Z_8 = 45$	135	141	127,5
$Z_9 = 40$	120	126	112,5
$Z_{10} = 50$	150	156	142,5
$Z_{11} = 70$	210	216	202,5
$Z_{12} = 56$	168	174	160,5
$Z_{13} = 30$	90	96	82,5
$Z_{14} = 96$	288	294	280,5

Виконуємо попередній варіант розгортки коробки швидкостей

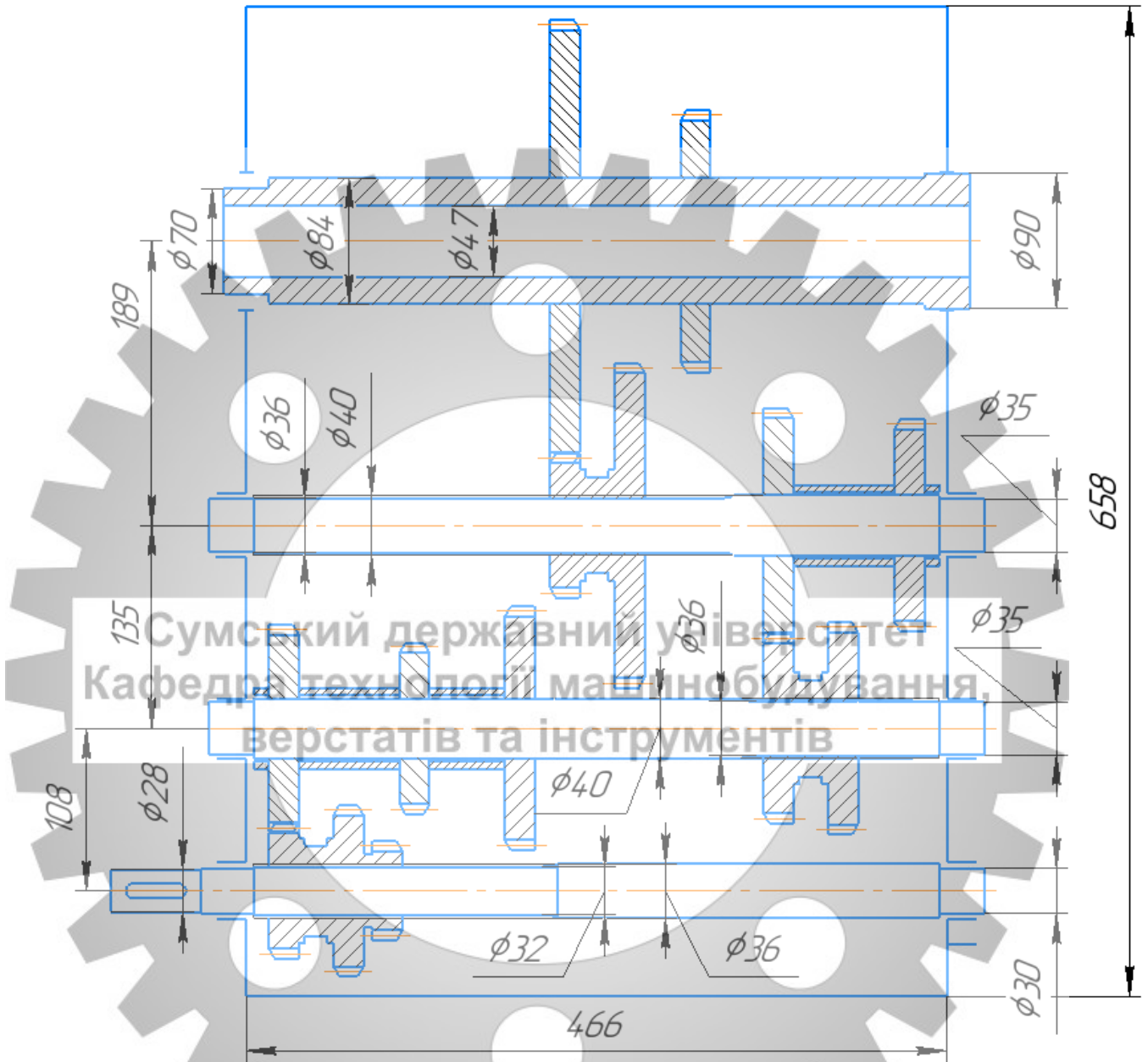


Рисунок 2.19 – Попередній варіант розгортки

2.3.3 Підбираємо підшипники кочення під вали

Для першого валу з діаметром під підшипники $d_1 = 30$ мм за ГОСТ 8338-75 обираємо шарикові однорядні підшипники середньої серії з позначенням

306.

Допустимі навантаження:

$C=28100\text{H}$; $C_0=14600\text{H}$, де

C – динамічні

C_0 – статичні

Для другого та третього валів з діаметром під підшипники $d_2 = 35$ мм за ГОСТ 8338 обираємо шарикові однорядні підшипники середньої серії з позначенням 307.

Допустимі навантаження:

$C=33200\text{H}$; $C_0=18000\text{H}$

Для шпинделя оберемо за ГОСТ 5721-75 роликівий радіальний сферичний двурядний підшипник 3516 під $d=80$ мм та два шарикових однорядних підшипника за ГОСТ 8338-75 особливолегкої серії 7000114 під $d=70$ мм

Для 3003118 - $C=216000\text{H}$; $C_0=159000\text{H}$

Для 7000114 - $C=22200\text{H}$; $C_0=15300\text{H}$

2.3.4 Вибір шпонкового з'єднання

Так, як на валу IV використовуються два шпонкових з'єднання для встановлення зубчатих коліс, за ГОСТ 23360-78 обираємо дві призматичні шпонки за розмірами на рис. 3.3

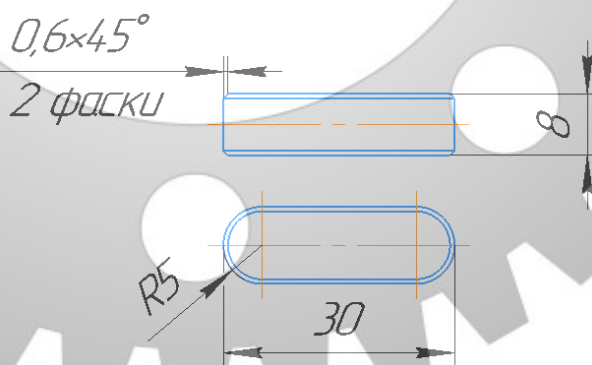


Рисунок 2.20 – Шпонка

2.3.5 Призначення посадок підшипників

Посадки підшипників шпинделя (вал IV) потребують більшої точності та жорсткості установки підшипника. Також треба забезпечити неможливість осьового зміщення зовнішнього кільця. Всім цим умовам відповідає посадка M6/m6.

Для валів I, II, III виходячи з їх діаметрів необхідно і достатньо забезпечити посадку JS6/js6, яка витримує обертові навантаження на внутрішньому кільці та точно функціонує при навантаженнях.

2.3.6 Конструкція механізму переключення блоків зубчатих коліс

Блоки зубчатих коліс будуть переключатися за допомогою вилок переключень. В коробці встановлено 3 блоки, тому необхідно спроектувати три вилок та механізм який приводив би їх в дію.

Одним варіантом переміщення вилки може бути кінематичне з'єднання рейка-колесо, де на рейці встановлена вилка, під'єднана до блоку коліс, а на зубчатому колесі виведений за корпус вал, на іншому кінці котрого є важіль переключення (Рис.3.4).

У корпус вгвинчуються вушка 8 гвинтами 7. В них встановлюється шток 10 по якій рузається рейка 9 з вилкою. Важіль 1, встановлений у ділільний блок 2 передає обертальний рух зубчатому колесу 3 через фланець із шліцами 4 та гвинти 5. Фланець затискається гайкою 6.

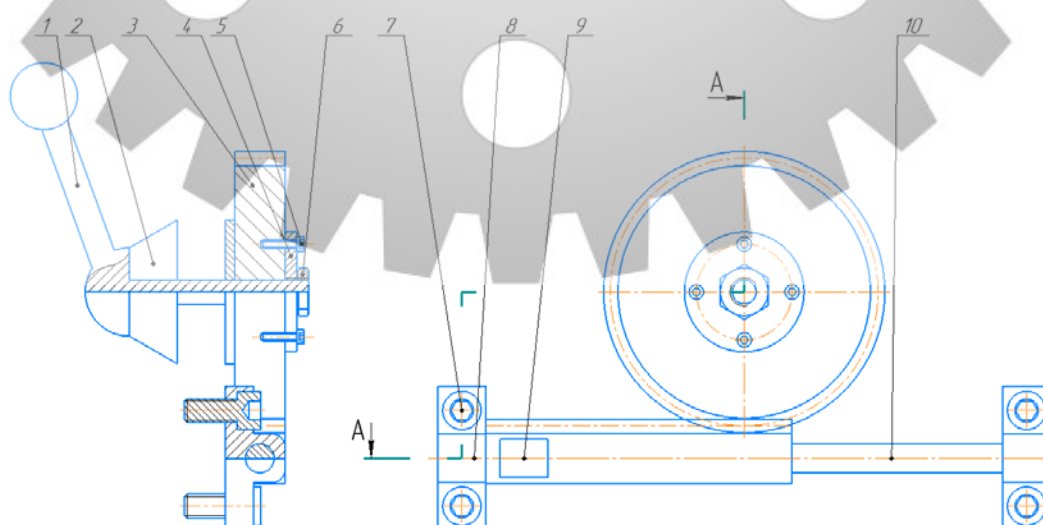


Рисунок 2.21 – Приклад механізму переключення

Блок коліс першого валу для переключення у три позиції має переміщатись на 88мм. Для кращого зачеплення слід прибавити з кожного боку по 20мм.

$$l=88+20*2=128\text{мм}$$

Визначаємо розмір зубчатого колеса:

Для повного ходу блока бажано налаштувати важіль так, щоб він повертався на 90° .

$$\text{Тому } D=360/90*88/\pi=4*88/\pi=112\text{мм}$$

Для переключення другого та третього блоків необхідне переміщення на 44мм. Додаємо по 10 мм з кожного боку на рейці для кращого сцеплення з колесом на крайніх її положеннях.

$$D=360/90*44/\pi=4*44/\pi=56\text{мм}$$



Рисунок 2.22 – Розташування органів переключення

Проектуємо коробку із використанням усіх відомих даних.

2.4. Проектування верстатного пристрою

2.4.1 Вступ

В сучасному машинобудуванні особливу роль відводять створенню і впровадженню нової техніки в усіх галузях, прискоренню науково-технічного прогресу країни.

Розвиток машинобудівного виробництва вимагає можливості обробки широкої номенклатури деталей, при різкому зниженні строків конструкторської і технологічної підготовки виробництва. Гнучкість виробництва здійснюється впровадженням швидко переналагоджувального обладнання (гнучкі виробничі системи, модулі, цехи і заводи автомати).

У зв'язку з гнучким використанням і створенням виробничих комплексів механічної обробки різанням особливе значення при знаходять верстати з ЧПУ. Застосування верстатів з ЧПК натомість універсального обладнання мають суттєві особливості, і створює певні переваги:

- продуктивність верстата підвищується в 1,5 – 5 разів порівняно з аналогічними верстатами, але з ручним керуванням;
- поєднується гнучкість універсального обладнання з точністю і продуктивністю верстата-автомата, що і дозволяє вирішувати питання комплексної автоматизації одиничного і серійного виробництва;
- якісно переозброєння машинобудування на базі з-тимчасової електроніки та обчислювальної техніки;
- знижується потреба у кваліфікованих робітничих кадрах, а підготовка виробництва переноситься в сферу інженерної праці;
- скорочується час пригонюваних робіт у процесі складання, так як деталі, виготовлені за однією програмою, є взаємозамінними;
- скорочуються терміни підготовки та переходу на виготовлення нових деталей, завдяки централізованій запису програм і бо-леї простий універсальної технологічної оснастці.

Даний курсовий проект базується на розробці технологічного процесу обробки деталі типу «підкладка» в умовах середньосерійного виробництва. У проекті верстати універсальної групи замінені на верстати з ЧПК, при цьому пристосування застосовуються спеціальне з пневмоприводом, що полегшує затиск заготовки на операціях техпроцесу.

Інтенсифікація виробництва в машинобудуванні нерозривно пов'язана з технічним переозброєнням і модернізацією засобів виробництва на базі застосування новітніх досягнень науки і техніки. Технічне переозброєння.

Підготовка виробництва нових видів продукції машинобудування та модернізація засобів виробництва неминує включати в себе проектування засобів технологічного оснащення і їх виготовлення.

В загальному обсязі коштів технологічного оснащення приблизно 50% складають верстатні пристрої. Застосування верстатних пристроїв дозволяє:

1. Надійно базувати і закріплювати оброблювану деталь із збереженням її жорсткості у процесі обробки.
2. Стабільно забезпечувати високу якість оброблюваних деталей незалежно від кваліфікації робітника.
3. Підвищити продуктивність праці.

До верстатних пристосувань пред'являють наступні вимоги:

1. Простота конструкції та дешевизна у виготовленні;
2. Зручність і безпека в роботі;
3. Достатня жорсткість для забезпечення необхідної точності;
4. Швидкодія і висока продуктивність;
5. Зручність для установки на верстат;
6. Доступність для ремонту і заміни зношених деталей.

В дипломному проекті розроблений верстатне пристрій для обробки шести отворів $\varnothing 25$ на деталі «Зубчасте колесо» Дипломний проект містить загальні відомості про пристрій, відомості про складання і експлуатацію пристрою; розрахунок похибки базування заготовки, сил закріплення заготовки, силового

приводу, точнісні розрахунки. Графічна частина курсового проекту містить креслення загального виду пристрою.

2.4.2 Загальні відомості про пристрій

Розроблюваний пристрій використовується для зажиму деталі «Зубчате колесо» на операції 025 Свердлильна, верстат – радіально-свердлильний 2А55.

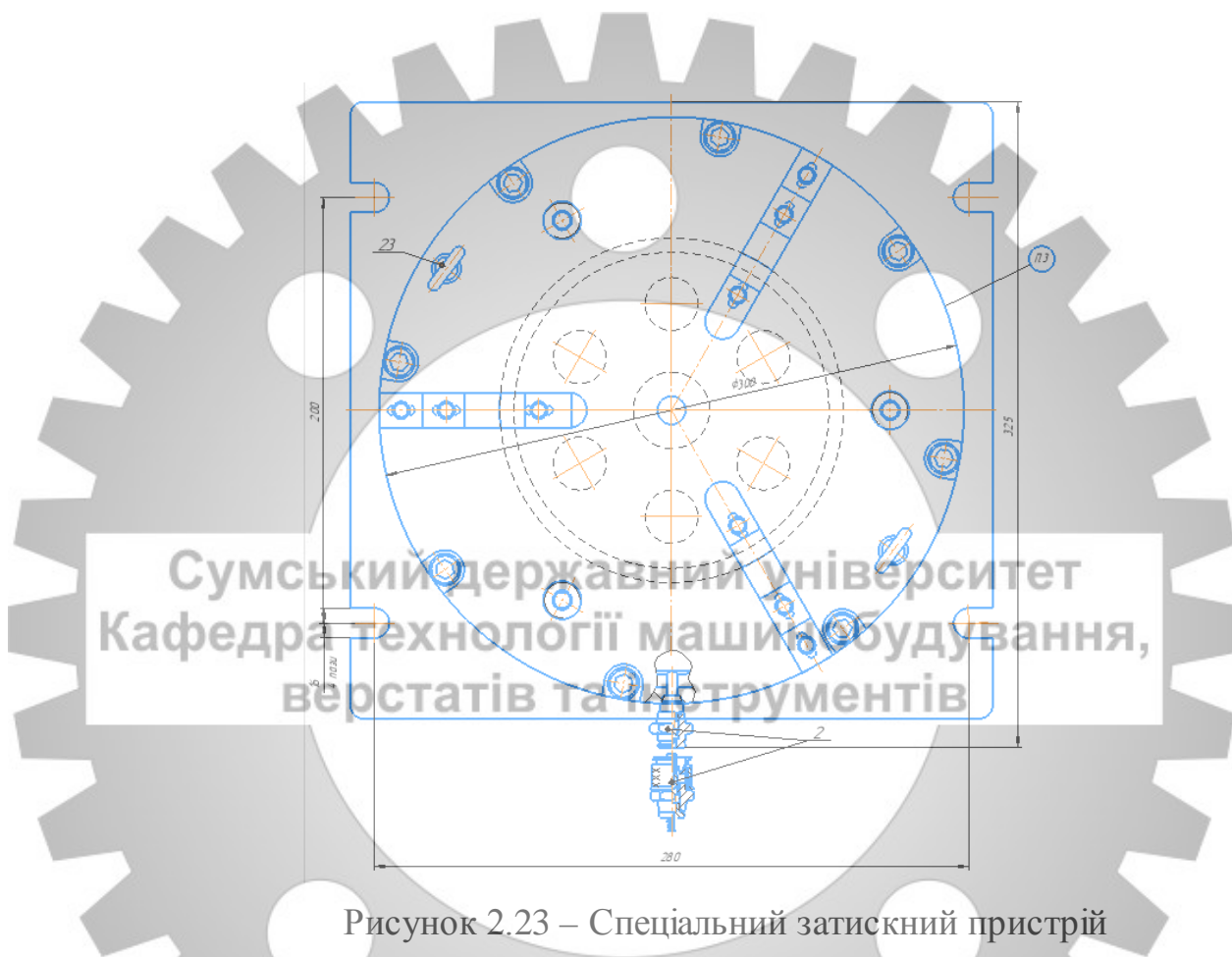


Рисунок 2.23 – Спеціальний затискний пристрій

Даний пристрій призначений для встановлення та закріплення деталей типу «колесо», використовуваних в різних типах коробок подач та швидкостей близьких за конструктивно-технологічними розмірами та за спільністю встановчих поверхонь.

Пристрій складається з корпусу, в котрому знаходиться пневмоциліндр, який за допомогою клинових передач приводить в дію 3 рухомі самоцентруючі кулачки. Рухомі кулачки, за допомогою яких затискається заготовка, закріплені на гребінці, яка в свою чергу переміщується в похилих пазах поршня.

Через пневмопривод в порожнину пневмоциліндра подається стиснене повітря. При цьому відбувається переміщення поршня. При вертикальному (вгору) переміщенні поршня відбувається горизонтальне переміщення гребінки, яке викликає розтиск заготовки. Затиск заготовки відбувається таким чином: з порожнини пневмоциліндра випускається повітря через клапан в атмосферу, і під дією 6-ти пружин поршень переміщується вниз до затиску заготовки.

Переваги проектного пристрою

Впровадження розроблюваного пристрою дасть можливість встановлювати деталь на операції без попередньої вивірки, за рахунок використання спеціальних установчих елементів (3-ох рухомих самоцентруючих кулачків та штифта $\varnothing 4$ мм.).

Завдяки використанню силового пневматичного приводу досягається швидкий затиск/розтиск деталі. Основною перевагою даного пристрою є використання енергії попередньо стиснутих пружин, що утримують деталь під час обробки і не потребують постійного живлення стисненим повітрям.

Жорсткість пристрою дозволить використовувати достатню для обробки потужність верстата.

2.4.3 Аналіз схеми базування

На столі верстату пристрій базується по торцю (установча база, 3 ступені волі) та за допомогою 4 шпонок 16H7/h7 (опорні база, 1 ступінь волі), які здійснюють повне базування пристрою на столі верстата (Рис.4.2).

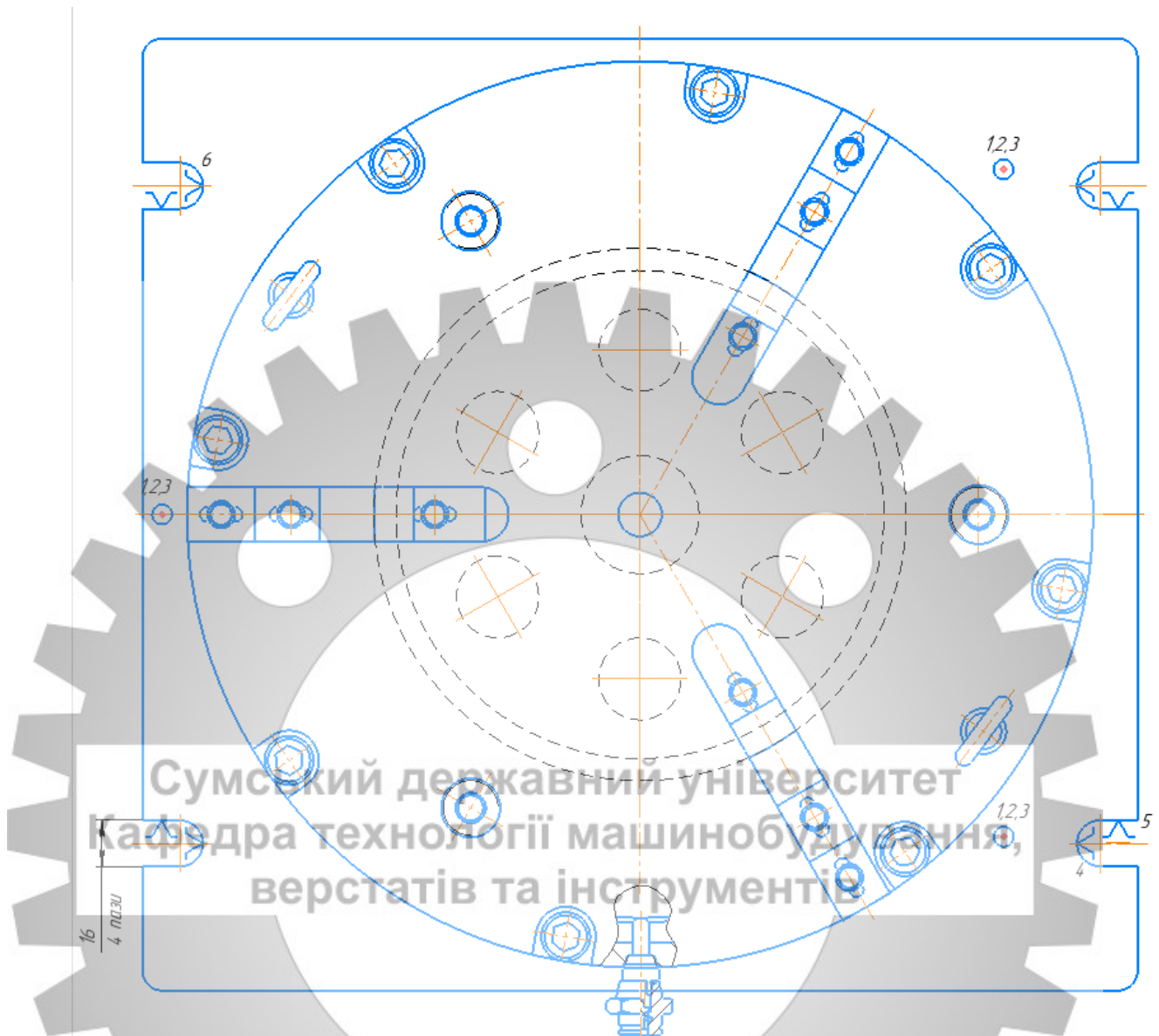


Рисунок 2.24 – Схема базування пристрою на верстаті

Деталь встановлюється на 3 рухомі самоцентруючі ступінчаті кулачки, котрі лишають її п'яти ступенів волі (Рис. 4.3). Враховуючи специфіку необхідної обробки п'яти ступенів волі необхідно і достатньо.

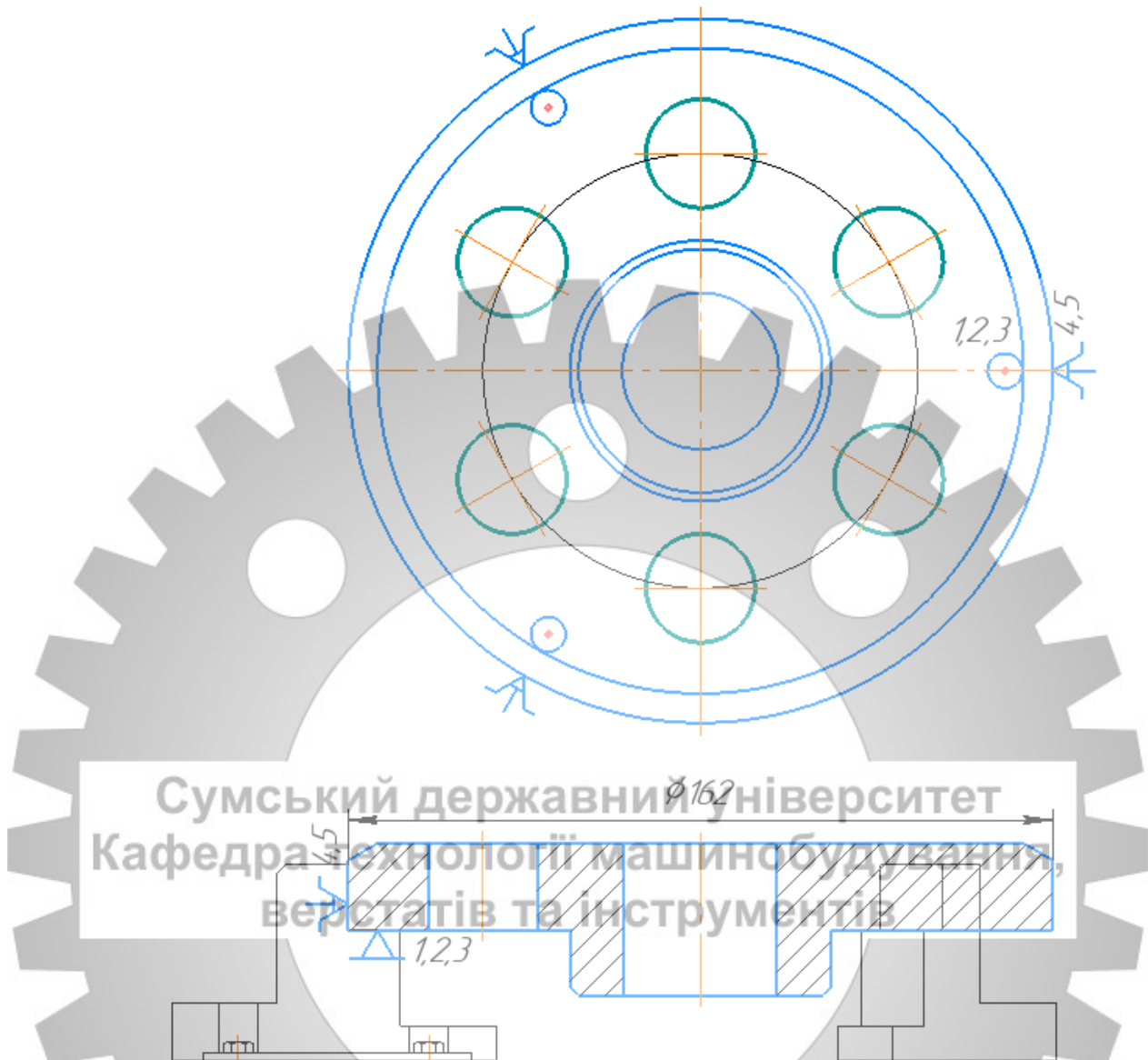
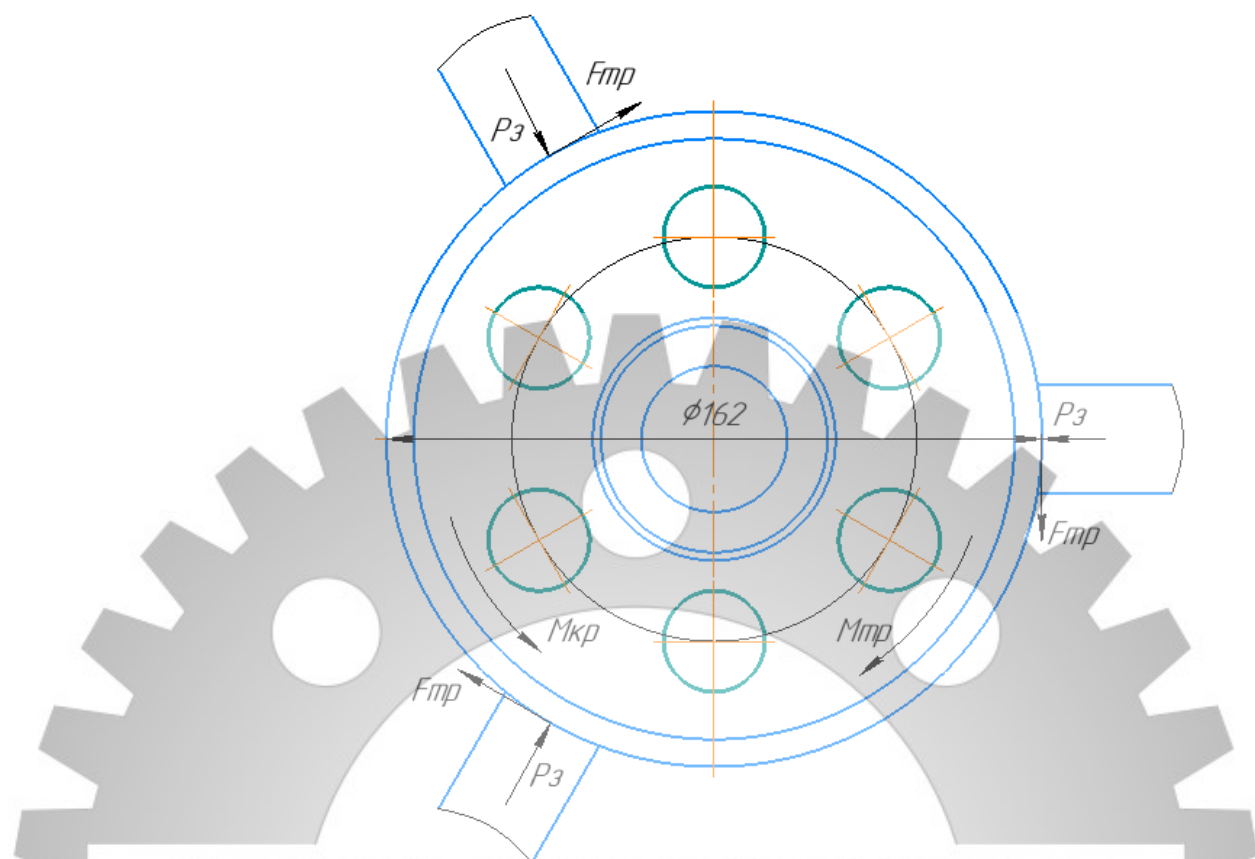


Рисунок 2.25 – Схема базування заготовки у пристрої

2.4.4 Розрахунок сил закріплення на свердлильній операції

На свердлильній операції потребуються великі сили закріплення через велику кількість отворів та можливість провороту заготовки під час свердління

Сили закріплення розраховуються зі схеми показаної на рисунку 4.4



Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Рисунок 2.26 – Схема розподілення сил
З умови непровороту заготовки [1] с.85 для циліндричної заготовки діаметром бази D 162мм встановленої на кулачках та навантаженої крутним моментом сила закріплення P_3 визначається за формулою:

$$P_3 = \frac{K * M_{кр}}{R * f}$$

де K – коефіцієнт запасу;

$M_{кр}$ – обертаючий момент для розсвердлювання, Н*м;

R – приведений радіус точки прикладання сили, 0,092м;

f – коефіцієнт тертя в місцях контакту заготовки з опорами, при контакті обробленої заготовки з опорами та зажимними елементами пристрою $f=0,16$.

Коефіцієнт запасу K вводять в формули при обчисленні сили P_3 для забезпечення надійного закріплення заготовки, по [1] с.85:

$$K=K_0*K_1*K_2*K_3*K_4*K_5*K_6$$

де

K_0 – коефіцієнт гарантованого запасу, $K_0=1,5$;

K_1 – коефіцієнт, враховуючий збільшення сил різання через випадкові нерівності на оброблюваних поверхнях, при чистовій обробці $K_1=1,0$;

K_2 – коефіцієнт, характеризуючий збільшення сил різання внаслідок затуплення різального інструменту, по [2] с.84, таблиця 9, $K_2=1,6$

K_3 – коефіцієнт, враховуючий збільшення сил різання при перервному різанні, $K_3=1,2$;

K_4 – коефіцієнт, характеризуючий постійність сили закріплення, при використанні пневмоциліндру, $K_4=1,3$;

K_5 – коефіцієнт, характеризуючий ергономіку ручних затискних механізмів, $K_5=1,0$;

K_6 – коефіцієнт враховують тільки за наявності моментів, що прагнуть повернути заготовку, $K_6=1,0$.

$$K=1,5*1,0*1,6*1,2*1,3*1,0*1,0=3,73$$

Розрахункове значення коефіцієнта запасу $K=3,73$.

Визначаємо обертаючий момент для розсвердлювання за формулою [1, с.276]:

$$M_{об}=10*C_M*D^q*S^y*K_p$$

Де

$C_m=0,0345$; $q=2,0$; $y=0,8$ – коефіцієнт і показники степені в формулі обертаючого моменту [1, с.281, табл. 32]

$S=0,2$ мм/об – подача при свердлуванні [1, с.277, табл. 25]

$K_p=1$ – коефіцієнт, який враховує фактичні умови обробки і залежить тільки від матеріалу, що обробляється;

$D=14$ мм – діаметр обробки;

Виконуємо підстановку в формулу:

$$M_{об} = 10 * 0,0345 * 14^2 * 0,2^{0,8} * 1 = 18,6 \text{ Нм};$$

Розраховуємо силу закріплення:

$$P_z = \frac{18,6 * 3,73}{0,092 * 0,16} = 4688,6$$

2.4.5 Вибір та розрахунок силового приводу

Затиск та розтиск заготовки виконується за допомогою клинового механізму.

Зусилля на клин передається при розтиску за рахунок тиску повітря, при затиску за рахунок пружної енергії пружини.

Дійсна сила Q на пружинах розраховується по формулі:

$$Q = 3 * k * \left(1 + \frac{3 * a * f_1}{L}\right) * tg(\beta + \varphi) * W_0$$

де:

a – відстань від точки прикладання сили до напрямних, $a=0,04$ м.

k – коефіцієнт, що враховує втрати на тертя в механізмі патрону $k=1,05$

f_1 – коефіцієнт тертя на напрямних, $f_1=0,15$

L – довжина напрямних кулачків, що сполучаються з корпусом, $L=0,085\text{м}$.

β – кут клину, приймаємо $\beta = 15^\circ$

φ – кут тертя в механізмі патрону, $\varphi = \arctg(f_1) = \arctg(0,15) = 8^\circ 32'$

W_0 – сила затиску одним кулачком, $W_0=P_3/3=4688,6/3=1562,8$

Підставивши значення отримуємо:

$$Q = 3 * 1,05 * \left(1 + \frac{3 * 0,04 * 0,15}{0,085} \right) * \text{tg}(15^\circ + 8^\circ 32') * 1562,8 = 2505,4\text{Н}$$

Приймаємо $Q=1800\text{Н}$

Знайдена сила перевищує необхідну силу затиску заготовки, отже, пристрій забезпечує фіксоване положення деталі при обробці.

Для забезпечення даної сили можливе використання 3 пружин з робочою силою 600Н ($3*600=1800\text{Н}$)

Виконавши розрахунки пружини за допомогою надбудови «Модуль «Проектирование цилиндрической пружины сжатия»» програмного проекту «Компас-3D V15.2» отримані дані заносу в таблицю 4.1

Таблиця 2.2 – проектний розрахунок циліндричної пружини стиснення

Назва параметру	Значення (властивість)	
Матеріал Проволока 70СЗА-Н-2-ХН-9 ГОСТ 14963-78		
Клас	---	3
Розряд	---	2
Відносний інерційний зазор	---	0.15
Зовнішній діаметр пружини	D1	60
Діаметр проволоки	D	9
Число робочих витків	N	9.5

Повне число витків	N1	11.5
Число зажатих витків з однієї сторони	N2	1
Число зашліфованих витків з однієї сторони	N3	0.75
Сила пружини при попередній деформації, Н	F1	0
Сила пружини при робочій деформації, Н	F2	600
Сила пружини при максимальній деформації, Н	F3	702
Робочий хід пружини, мм	H	78.3
Довжина пружини, мм	L0	191.11
Довжина пружини при попередній деформації, мм	L1	191.11
Довжина пружини при робочій деформації, мм	L2	112.81
Довжина пружини при максимальній деформації, мм	L3	99
Максимальне дотичне напруження, Мпа		1350
Допустиме дотичне напруження, Мпа		1064.07
Модуль зрушення матеріалу, Мпа	G	78500
Густина матеріалу, кг/м ³		8000
Маса пружини, кг	---	0.939
Довжина розвернутої пружини, мм	---	1845
Жорсткість пружини, Н/мм	---	51.09

2.4.6 Точнісні розрахунки пристрою

Розрахунок точності пристрою ґрунтується на твердженні про те, що будь-яке відхилення в положенні заготовки, пов'язане із пристроєм, як у момент установки, так і в період обробки, визначає сумарну похибку пристрою. При цьому сума можливих похибок, що виникають при обробці заготовки, не повинна перевищувати значення допуску, що установлений на розмір заготовки і що витримується при виконанні багатоцільової з ЧПК операції (050). З інформаційної точки зору розрахунки допусків на виготовлення елементів пристрою являють собою перетворення інформації про точність обробки поверхонь заготовки на даній операції в точнісні вимоги до пристрою.

Розрахункову похибку пристрою знаходять за формулою (5.1). Більшість складових, що входять у дану формулу, являють собою поля розсіювання випадкових величин, тому їх підсумовують у загальному випадку за правилом геометричного додавання.

$$\varepsilon_{np} = T - K_T \sqrt{(K_{T1} \cdot \varepsilon_b)^2 + \varepsilon_z^2 + \varepsilon_y^2 + \varepsilon_n^2 + \varepsilon_u^2 + (K_{T2} \cdot \omega)^2 + \varepsilon_{поз}^2} \quad (5.1)$$

Розглянемо більш докладно складові, що входять у дану формулу.

- $T = 50$ мкм – найбільш жорсткий допуск розташування або розміру (з тих, які одержують на даній операції, а саме допуск перпендикулярності фасонного отвору відносно до торця);
- $K_T = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує можливий відступ окремих складових від нормального закону розподілу випадкових величин;
- $K_{T1} = 0$ – коефіцієнт, що враховує деяке зменшення граничного значення похибки базування. (Якщо похибка базування дорівнює нулю, то й $K_{T1} = 0$. У протилежному випадку $K_{T1} = 0,8 - 0,85$);
- $\varepsilon_b = 0$ мкм – приймаємо рівну нулю оскільки використовується принцип сумісництва баз;

- $\varepsilon_z = 10$ мкм – оскільки при закріпленні деталі в трьохкулачковому патроні існує ймовірність зміщення кулачків в осьовому напрямі під дією сил закріплення, приймаємо похибку закріплення рівну 10 мкм.;
- $\varepsilon_y = 0$ мкм – приймаємо рівну 0, оскільки похибка установки не вплине на технологічні вимоги на даній операції;
- $\varepsilon_p = 0$ мкм – похибка перекосу інструменту приймаємо 0 оскільки використовується достатньо жорсткий інструмент;
- $\varepsilon_i = 0$ мкм – похибка зношування рівна нулю оскільки ми приймаємо умові рівномірного зношування інструменту. [4];
- $KT_2 = 0,6$ – коефіцієнт що враховує можливість появи похибки обробки (див. табл. 3.2) [2];
- $\omega = 20$ мкм – економічно досягаема точність обробки (див. табл. 3.7) [4];
- $\varepsilon_{поз} = 0$ мкм - приймаємо рівну 0, оскільки дана похибка не вплине на технологічні вимоги на даній операції;

Тоді розрахункове значення похибки пристрою буде дорівнювати:

$$\varepsilon_{пр\ розр} = 50 + 1,2 \sqrt{(0 \cdot 0)^2 + 10^2 + 0^2 + 0^2 + 0^2 + (0,6 \cdot 20)^2 + 0^2} = 31 \text{ мкм}$$

З урахуванням стандартного ряду беремо $\varepsilon_{пр} = 25$ мкм. [7, с. 109]

Пристосування в зборці повинно відповідати технічним вимогам креслення загального виду та забезпечувати якісну обробку заготовки за заданими розмірами.

Збірка пристосування здійснюється в наступній послідовності:

1. До корпусу 1 кріпиться центровик, шпонка привертна 21 за допомогою гвинта 22 та штуцер 2.
2. У поршень вставляються шайби 15 змащені ЦИАТИМОМ та надягаються манжети-ущільнювачі 5, вкручується такелажний рим-болт М40 для транспортування.
3. У корпус 1 вставляється поршень 8 в зборі.

4. У кришку 6 вставляються гребінки кулачків 3, та вкручуються рим-болти 23 для транспортування.

5. З поршня викручується такелажний рим-болт М24 використаний для транспортування та вкручується шток 16.

6. Кришка 6 з гребінками, за допомогою крана, встановлюється на корпус 1 таким чином, щоб клини гребінок попали в пази поршня.

7. Кришка 6 встановлюється та кріпиться болтами 21 до корпусу 1.

8. В отвори кришки встановлюються пружини 10, та завертаються до рівня торця кришки 6 пробки 9 (М40х2), що регулюють тиск пружин.

9. Кулачки 7 кріпляться до гребінки болтами 20, під болти вставляються захисні шайби 13 та 14.

10. В отвір кулачка вставляється фіксатор 11, центральний отвір $\varnothing 40$ закривається заглушкою.

11. Здійснюється перевірка роботи пристрою тиском пневмомережі 0,4 МПа протягом 10 хвилин, після чого редукційним пневмоклапаном встановлюється робочий тиск приблизно 0,03 МПа, достатній для розтиску кулачків

Збирання пристрою

Всі деталі і вузли пристосування піддати візуальному контролю, виявлені дефекти усунути.

Пофарбувати пристрій, за винятком посадочних місць, емаль ЕП 51.

Експлуатація пристрою

1. Встановити і закріпити пристосування на верстаті з урахуванням нульової точки верстата.

2. Підготувати базові поверхні до встановлення заготовки (розточити кулачки до діаметру 290).

3. Підключити пневможивлення через швидкозмінний штуцер 2.

4. Встановити заготовку на кулачки з її фіксацією штифтом $\varnothing 4$

4. Відключити пневможивлення – пружини, через клинову передачу, приведуть в дію три самоцентруючі кулачки, що збазують та закріплять заготовку.

5. Обробити заготовку.

6. Підключити пневможивлення через швидкозмінний штуцер 2 для розтиску заготовки, витягнути фіксатор 11.

7. Зняти деталь з пристосування.

8. Підготувати базові поверхні пристосування до встановлення наступної заготовки.

9. Пристосування зберігати на дерев'яній основі. Вплив атмосферних опадів і агресивних середовищ неприпустимо.

З пневмомережі повітря під тиском подається в нижню порожнину поршня, переміщаючи поршень вертикально вгору. Таким чином здійснюється стиснення пружин та розтиск кулачків і деталі. При знятті швидкозйомної частини штуцера

повітря з порожнини через пневмоглушник подається в атмосферу, тиск в порожнині поршня падає і здійснюється затискання заготовки за допомогою клинової передачі від пружин. Герметичність з'єднань забезпечують манжети-ущільнювачі.

Кришка служить також упором для переміщення пневмоциліндра вертикально вгору. Упором для переміщення поршня вертикально вниз служить оброблювана деталь, що обмежує хід поршня через клинові кулачки, а при її відсутності – корпус пристрою. Для транспортування пристрою призначені рим-болти, які кріпляться в кришці пристрою.

РОЗДІЛ 3

ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

3.1 Опис технологічного процесу виготовлення деталі типу «колесо»

Технологічний процес виготовлення зубчатого колеса коробки швидкостей складається з 11 операцій, дві з яких – контроль ВТК, і одна термічна.

Виготовлення починається з 005 заготівельної операції: через невеликий діаметр деталі $\varnothing 162\text{мм}$ заготовка шириною 37-39мм відрізається від крупного круглого прокату $\varnothing 168\text{-}175\text{мм}$.

Далі вони направляються на чорнову токарну операцію 010, на якій за два установи повністю обробляється контур деталі з припуском на чистову обробку та за допомогою задньої бабки просверджується центральний отвір $\varnothing 30\text{мм}$.

Для матеріалу заготовки сталь 40Х беремо стандартні значення швидкостей різання на $\varnothing 162$ для РІ1 та $\varnothing 30$ для РІ2

З таблиці для РІ1 обираємо $V=150\text{м/хв}$ ([17] с. А343)

$$n = \frac{1000V}{\pi D} = \frac{150000}{508} = 295 \text{ об/хв}$$

З таблиці для РІ2 ([17] с. D160) обираємо

$$V=150\text{м/хв.}$$

$$S=0.1\text{мм/об}$$

$$n = \frac{1000V}{\pi D} = \frac{150000}{94} = 1595 \text{ об/хв}$$

На наступній токарній операції 015 вже виконується чистова обробка контуру в розміри на кресленні та розрочується центральний отвір до $\varnothing 36$, залишаючи припуск на внутрішшліфувальну операцію.

020 Контрольна операція заготовки передаються на перевірку розмірів відповідальних поверхонь.

025 Свердлильна операція, на якій за допомогою поворотного столу та спеціального зажимного пристрою, розрахованого у пункті 4 просверджується по кругу 6 отворів $\varnothing 25$ для полегшення даної деталі та економії металу.

Для матеріалу заготовки сталь 40X та матеріалу інструмента BK8 беремо стандартні значення швидкостей різання на $\varnothing 25$ для P11

З таблиці для P12 ([17] с. D160) обираємо

$$V=150\text{м/хв}$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

$$S=0.1\text{мм/об}$$

$$n = \frac{1000V}{\pi D} = \frac{150000}{78,5} = 1910 \text{ об/хв.}$$

Максимальна швидкість шпинделя верстата дорівнює 1900об/хв тому беремо $n=1900\text{об/хв.}$

$$V = \frac{\pi D n}{1000} = \frac{117750}{1000} = 117,75 \text{ м/хв}$$

030 Зубофрезерна, встановлюючи на коротку оправку заготовці черв'ячною фрезою нарізаються 52 зуба.


035 Протяжна На протяжному верстаті 7Б56 однозаходною протяжкою вирізається вісім пліцевих пазів $8 \times 36 \times 40$ для з'єднання з валом II.

040 Термічна Заготовка закалюється у печі, потім відпускається таким чином, щоб забезпечити вихідну твердість по HRC 40-45 одиниць.

045 Внутрішшліфувальна Після закалювання шліфується посадочна поверхня колеса на шліцеве з'єднання з валом $\varnothing 36$ до шорхності Ra0.8

050 Зубошліфувальна За допомогою черв'ячного шліфувального круга проводиться безперервне остаточне шліфування евольвенти зубів колеса

055 Контроль Виконується повне обстеження готової деталі на предмет невитримання розмірів, якості поверхні та шорхності.



Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів


ВИСНОВКИ

Під час написання магістерської роботи було отримано такі результати:

Розглянуто сучасні конструкції верстатів за типом базового токарно-гвинторізного верстата 1К620.

Було модернізовано привід токарно-гвинторізного верстата 1К620.

Розроблена технологія виготовлення зубчатого колеса коробки швидкостей.




Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Коротун М.М. Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи “ Кінематичний розрахунок привода металорізальних верстатів ” [Текст]/. М.М. Коротун – Суми: СумДУ, 2009. – 23 с.
2. Коротун М.М. Методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи з теми «Проектування та розрахунки привода верстатів» [Текст]/ М. М. Коротун, О. В. Івченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 35 с.
3. Курсовое проектирование деталей машин [Текст]: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др.– 2-е изд. перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1988. – 416 с.
4. Helpiks. ORG [Електронний ресурс]:Призначення, конструкції та матеріали – Режим доступу: <https://helpiks.org/5-57393.html>.
5. Охрана труда [Електронний ресурс]: ОХРАНА ТРУДА ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ РАБОТ НА КОМПЬЮТЕРЕ ОХРАНА ТРУДА ПРИ РАБОТЕ НА КОМПЬЮТЕРЕ – Режим доступу: <https://ohranatrud-ua.ru/spravochnaya-informatsiya/2272-okhrana-truda-pri-vypolnenii-rabot-na-kompyutere.html>.
6. ДСанПіН 3.3.2.007-98. Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин.
7. ГОСТ 12.0.003-2015. Система стандартов по безопасности труда. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.
8. ДБН В.2.5-28-2006. Природне і штучне освітлення.
9. СН 3223-85 (ДНАОП 0.03-3.14-85) Санітарні норми допустимих рівнів шуму на робочих місцях.
10. ГОСТ 12.1.003-2014. Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности

11. СНиП 2.04.05-91*. Отопление, вентиляция и кондиционирование.
12. СН 4088-86 Микроклимат производственных помещений.
13. СН 2152-80. Санитарно-гигиенические нормы допустимых уровней ионизации воздуха производственных и общественных помещений.
14. ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.



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

ДОДАТОК А

ПАТЕНТ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ



УКРАЇНА

(19) UA

(11) 139003

(13) U

(51) МПК

B23C 5/06 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

- (21) Номер заявки: **u 2019 06790**
 (22) Дата подання заявки: **18.06.2019**
 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **10.12.2019**
 (46) Публікація відомостей про видачу патенту: **10.12.2019, Бюл.№ 23**

- (72) Винахідник(и):
**Кушніров Павло Васильович (UA),
 Євтухов Артем Віталійович (UA),
 Івченко Олександр Володимирович (UA),
 Жигилій Дмитро Олексійович (UA),
 Ступін Борис Анатолійович (UA),
 Семеніченко Владислав Юрійович (UA)**

- (73) Власник(и):
**СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,
 вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми,
 40007 (UA)**

(54) ТОРЦЕВА ЗБІРНА ФРЕЗА

(57) Реферат:

Торцева збірна фреза містить корпус з отворами, циліндричні різальні вставки з напрямними лисками, які встановлені в цих отворах і закріплені за допомогою кріпильних гвинтів, останні розташовані в нарізних отворах, виконаних в корпусі, осі яких розміщені в площині осі отворів під різальні вставки та перпендикулярні їй, і в кожній з різальних вставок також виконаний радіальний отвір, вісь якого перпендикулярна осі різальної вставки, а на торці кріпильного гвинта виконано співвісну ділянку, що виступає, для входження в радіальний отвір різальної вставки. Співвісну ділянку на торці кріпильного гвинта виконано у вигляді кільцевої труби, при цьому радіальний отвір різальної вставки виконаний, відповідно, у вигляді кільцевої канавки з глибиною, що перевищує висоту кільцевої труби на торці кріпильного гвинта.

UA 139003 U

UA 139003 U



Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Фиг. 1

UA 139003 U

Корисна модель належить до галузі механічної обробки матеріалів і може бути використана при проектуванні торцевих збірних фрез.

Відома торцева збірна фреза, що містить корпус з отворами, циліндричні різальні вставки, які встановлені в цих отворах і закріплені за допомогою кріпильних гвинтів по напрямних лисках різальних вставок (див. патент України на корисну модель № 60129 U, МПК (2006.01), В23С 5/06, 10.06.2011) [1]. З боку, протилежного кріпильним гвинтам, в отворі корпусу фрези встановлено гвинт, що вкручено в радіальний нарізний отвір різальної вставки. Наявність цього додаткового гвинта дозволяє підвищити надійність фрези, оскільки знижується імовірність випадання різальної вставки при випадковому її розкріпленні під час роботи інструмента.

Недоліком даної конструкції є те, що наявність трьох гвинтів для закріплення однієї різальної вставки ускладнює конструкцію торцевої фрези.

Найбільш близьким до запропонованої корисної моделі за технічною суттю та досягнутим результатом і вибраним за найближчий аналог є різальний інструмент (торцева збірна фреза), що містить корпус з отворами, циліндричні різальні вставки з напрямними лисками, які встановлені в цих отворах і закріплені за допомогою кріпильних гвинтів, останні розташовані в нарізних отворах, виконаних в корпусі, осі яких розміщені в площині осі отворів під різальні вставки та перпендикулярні їй, і в кожній з різальних вставок також виконаний радіальний отвір, вісь якого перпендикулярна осі різальної вставки, а на торці кріпильного гвинта виконано співвісну циліндричну ділянку, що призначена для входження в радіальний отвір різальної вставки (див. патент України на корисну модель № 22694 U, МПК (2006), В23С 5/00, 25.04.2007) [2]. Завдяки наявності на торці кріпильного гвинта співвісної циліндричної ділянки, що контактує з відповідним радіальним отвором різальної вставки, підвищується надійність вузла кріплення різальної вставки, тому що зменшується імовірність випадіння вставки з корпусу фрези при випадковому її розкріпленні. Цьому також сприяє ще й те, що у процесі роботи інструмента складова сили різання, що діє на вставку уздовж її осі, додатково "гаситься" об виступаючу циліндричну ділянку на гвинті.

Недоліком відомої конструкції торцевої збірної фрези є те, що співвісна циліндрична ділянка має занадто малу величину діаметра, що негативно позначається на її характеристиках міцності. У випадку великого силового навантаження ця циліндрична ділянка може не витримати напруги на зріз та зруйнуватися, що знижує надійність інструмента.

В основу корисної моделі поставлено задачу удосконалення вузла кріплення різальної вставки, що дозволить збільшити міцність співвісної циліндричної ділянки та підвищити надійність інструмента.

Поставлена задача вирішується тим, що в торцевій збірній фрезі, що містить корпус з отворами, циліндричні різальні вставки з напрямними лисками, які встановлені в цих отворах і закріплені за допомогою кріпильних гвинтів, останні розташовані в нарізних отворах, виконаних в корпусі, осі яких розміщені в площині осі отворів під різальні вставки та перпендикулярні їй, і в кожній з різальних вставок також виконаний радіальний отвір, вісь якого перпендикулярна осі різальної вставки, а на торці кріпильного гвинта виконано співвісну ділянку, що виступає, для входження в радіальний отвір різальної вставки, відповідно до корисної моделі, співвісну ділянку, на торці кріпильного гвинта виконано у вигляді кільцевої труби, при цьому радіальний отвір різальної вставки виконаний, відповідно, у вигляді кільцевої канавки з глибиною, що перевищує висоту кільцевої труби кріпильного гвинта.

Причинно-наслідковий зв'язок між запропонованими ознаками та очікуваним технічним результатом визначається наступним.

Виконання торцевої збірної фрези в сукупності з усіма суттєвими ознаками, включаючи відмінні, дозволяє підвищити надійність інструмента, оскільки виконана у формі кільцевої труби ділянка на торці кріпильного гвинта має в поперечному розрізі значно більшу площу, ніж один циліндричний виступ, що підвищує параметри міцності ділянки та збільшує опір на зріз при силовому навантаженні. Також виконання глибини кільцевої канавки радіального отвору більшою, ніж висота кільцевої труби кріпильного гвинта дає можливість забезпечити надійне закріплення різальної вставки торцем кріпильного гвинта.

Суть корисної моделі пояснюється кресленнями, де на Фіг. 1 показано осьовий переріз конструкції торцевої збірної фрези, на Фіг. 2 - розріз А-А на Фіг. 1, на Фіг. 3 - розріз Б-Б на Фіг. 1, на Фіг. 4 - загальний вигляд конструкції торцевої збірної фрези з вирізаною чвертю.

Торцева збірна фреза виконана таким чином. Вона містить корпус 1, у циліндричних отворах 2 якого встановлені різальні вставки 3 з плоскими лисками 4 (див. Фіг. 1, 2, 3). Різальна вставка 3 закріплена гвинтами 5 і 6. На торці кріпильного гвинта 5 виконано співвісну циліндричну ділянку, що виступає, у вигляді кільцевої труби 7. Радіальний отвір 8 різальної вставки 3 виконано у вигляді відповідної кільцевої канавки з глибиною, більшою, ніж висота кільцевої

ДОДАТОК Б

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Б.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів під час модернізації токарно-гвинторізного верстата 1К620

Проведемо аналіз умов праці у кімнаті, де проходить розробка модернізації багатошпindelного токарно-гвинторізного верстата 1К620 з використанням інтернет технологій для автоматизації розрахунку кількісних характеристик технологічної схеми складання коробки швидкостей.

Нормативна база

Основними нормативно-правовими актами, які регулюють правила охорони праці під час експлуатації ПК можна назвати наступні:

Наказ Держгірпромнагляду України «Про затвердження Правил охорони праці під час експлуатації електронно-обчислювальних машин» від 26 березня 2010 р. № 65;

Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин ДСанПіН 3.3.2.007-98, затверджені постановою Головного державного санітарного лікаря України від 10 грудня 1998 р. № 7;

Примірна інструкція з охорони праці під час експлуатації електронно-обчислювальних машин, затверджена наказом Міністерства доходів і зборів України від 5 вересня 2013 р. № 443.

Вимоги до приміщення

Приміщення, в яких планується установка та подальша робота з комп'ютером, повинні відповідати проектній документації будинку, погодженій з уповноваженими державними органами. Крім того, потрібно враховувати санітарні нормативи освітлення, вимоги до параметрів мікроклімату (температура, відносна вологість), ступеня і сили вібрації, звукового шуму і вогнес-

тійкості приміщення, а також характеристики електромагнітного, ультрафіолетового та інфрачервоного полів.

Усі зазначені вище параметри санітарних норм можуть негативно впливати на здоров'я робітників, якщо їх показники не будуть знаходитися в допустимих межах, які можна знайти в Державних санітарних правилах і нормах роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин ДСанПН 3.3.2.007-98, затверджених Постановою Головного державного санітарного лікаря України №7 від 10 грудня 1998 року.

Вимоги до особистого робочого місця працівника

Розмір одного робочого місця має становити не менше 6 квадратних метрів.

Площа кімнати в якій проводились розрахунки 25 м^2 , а обсяг – $62,5 \text{ м}^3$.

Робоче місце розміщено на 1 м від вікна., природне освітлення падає з правої сторонни.

Робота проводиться за ноутбуком.

Розміри робочого столу: висота – 760 мм, довжина – 1100 мм, ширина – 680 мм.

Конструкція робочого місця забезпечує підтримання оптимальної робочої пози (при роботі сидячі): ступні ніг – на підлозі, стегна – в горизонтальній площині, передпліччя – вертикально, лікті – під кутом 90 градусів до площини, зап'ястя під кутом 180 відносно горизонтальної площини, нахил голови – 100 відносно вертикальної площини.

Конструкція крісла створює умови для підтримки фізіологічного раціонального положення зі збереженням природних вигинів зрєбта, а також забезпечує зниження статичного напруження м'язів шийно-плечової області спини та не ускладнює робочих рухів.

Крісло включає основні елементи: сидіння, спинку, підлокітники.

Розташування екрана дисплея в робочій зоні забезпечує зручність зорового спостереження у вертикальній площині під кутом 300 від нормальної лінії погляду.

Відстань від екрана до очей дорівнює розміру екрана по діагоналі 43 см (17 ") = 600 мм.

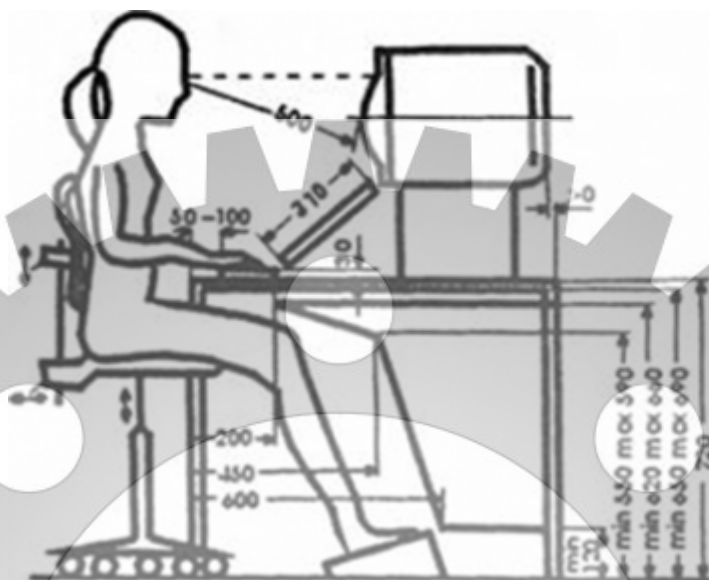


Рисунок Б.1 – Правильне положення працівника при роботі з комп'ютером
 Кафедра технології машинобудування,
 верстатів та інструментів

Рівень освітленості

Рівень освітленості на робочому столі 350 лк.

Рівні шуму і вібрації

Рівні звукового тиску в октавних смугах частот, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях мають відповідати вимогам СН 3223-85, ГОСТ 12.1.003-83, ГР 2411-81.

Кімната знаходиться в будинку, яке не оточене виробничими цехами.

Мікроклімат

Мікроклімат у приміщеннях, головним чином, визначається температурою, швидкістю руху повітря та відносною вологістю повітря. Значення нормативних параметрів мікроклімату визначаються відповідно до ГОСТ 12.1.005 (див. табл. Б.1).

Таблиця Б.1 – Мікроклімат у кімнаті

Параметр	Період часу	Фактична величина	Нормативна величина
Температура, °С	Теплий період	23	22...25
	Холодний період	22	21...23
Відносна вологість, %	Теплий період	40	40...60
	Холодний період	40	40...60
Швидкість руху повітря, м/с	Теплий період	0,1	0,6...1,0
	Холодний період	0,1	0,2...0,4

Чистота повітря

Чистота повітря в робочій зоні відповідає ГОСТу 12.1.005: наявність озону не перевищує $0,1 \text{ мг / м}^3$, наявність оксидів азоту не перевищує 5 мг / м^3 ; наявність пилу не перевищує 4 мг / м^3 .

Б.2 Розрахунок конденсації

Конденсація повітря – це створення і автоматична підтримка в приміщеннях незалежно від зовнішніх умов постійних або змінних за певною програмою температури, вологості, чистоти і швидкості руху повітря, найбільш сприятливих для людей або необхідних для нормального протікання технологічного процесу. На промислових підприємствах конденсація повітря застосовується або для забезпечення комфортних (оптимальних) санітарно-гігієнічних умов, створення яких звичайною вентиляцією неможливо, або як складова частина технологічного процесу.

Розрахунок конденсації проведемо використовуючи формулу для знаходження кратності повітрообміну k :

$$k = \pm \frac{L}{s},$$

де L – кількість повітря, що подається (+) або видаляється (-) з приміщення, $\text{м}^3 / \text{год}$;

s – обсяг приміщення, м^3 .

За цією формулою визначимо необхідний обсяг повітря, що видаляється, обравши кратність з довідника $k = 3$ (повинно бути не менше 3).

Розрахуємо:

$$L = k \cdot s;$$

де $s = 5 \cdot 5 \cdot 4 = 100 \text{ м}^2$;

Отже

$$L = 3 \cdot 100 = 300 (\text{м}^3/\text{год})$$

Тепер використовуючи формулу

$$L = 3600 \cdot v \cdot F_n,$$

де L – кількість повітря, що видаляється протягом години витяжкою або парасолькою (ковпаком); v – середня швидкість всмоктування повітря у відкритий проріз шафи (парасольки) $\text{м}/\text{с}$ ($0.5 - 1.7 \text{ м}/\text{с}$ в залежності від токсичності і летючості газів і парів); F_n – площа відкритої щілини, м^2 .

Отже, розрахувавши

$$F_n = \frac{L}{3600 \cdot v};$$

приймавши $v = 0,8 \text{ м}/\text{с}$, знайдемо площу відкритої щілини:

$$F_n = \frac{300}{3600 \cdot 0,8} = 0,104 (\text{м}^2)$$

В результаті цього розрахунку отримали, що кількість повітря, що видаляється протягом години витяжкою, для нашого приміщення повинно бути $360 \text{ м}^3 / \text{год}$, а площа відкритого прорізу – 0.104 м^2 [22].

