

Центральноукраїнський національний технічний університет
Центр заочної та дистанційної освіти
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри ММіР
к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

**«Проект токарного верстата з покращеними
кінематичними характеристиками для
обробки сферичних поверхонь»**

Виконав здобувач вищої освіти II-го
курсу групи МВ-22Мз ОПП
«Металорізальні верстати та системи»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»
_____ Роман КОТЮК

Керівник роботи к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА

Рецензент:

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Центр заочної та дистанційної освіти
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	другий (магістерський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	133 Галузеве машинобудування
Освітньо-професійна програма	Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ММіР

_____ Андрій ГРЕЧКА

«____» _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Романа КОТЮКА

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проект токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь

2. Керівник роботи: к.т.н., доцент Андрій ГРЕЧКА

3. Строк подання роботи до захисту 12 січня 2024 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Мета роботи: проектування токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь шляхом забезпечення подачі виконавчого органу по точній коловій траєкторії при збереженні сталості орієнтації відносно дотичної в кожній точці зазначеної траєкторії.

Завдання:

- огляд конструкцій токарних верстатів та способів отримання сферичних поверхонь на них;
- огляд вузлів, що забезпечують рух вихідної ланки по коловій і прямій траєкторіях;
- розробка проекту токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь;
- виконання необхідних проектних та перевірочних розрахунків деталей супорта токарного верстата;
- визначення економічної ефективності провадження проекту токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Конструкторський	Андрій ГРЕЧКА		
Організаційно- економічний	Ірина ЖУРИЛО		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Патентний огляд.	12.09	вик.
2.	Огляд літературних джерел.	27.09	вик.
3.	Розробка кінематичної схеми.	05.10	вик.
4.	Ескізний проект вузла.	15.10	вик.
5.	Проектні та перевірочні розрахунки.	22.10	вик.
6.	Остаточне компонування вузла.	02.11	вик.
7.	Виконання графічної частини проекту.	22.11	вик.
8.	Розрахунок економічної ефективності.	07.12	вик.
9.	Організаційно-планові розрахунки.	17.12	вик.
10.	Оформлення пояснювальної записки.	31.12	вик.
11.	Оформлення презентації роботи	11.01	вик.
12.	Здача роботи на кафедру та перевірка на антиплагіат.	12.01	вик.

Дата видачі завдання « ____ » _____ 20__ р.

Керівник роботи _____ Андрій ГРЕЧКА
(підпис)

Завдання прийнято до виконання « ____ » _____ 20__ р.

Здобувач вищої освіти _____ Роман КОТЮК
(підпис)

Анотація

КОТЮК Роман. Проект токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь. Кваліфікаційна робота за другим (магістерським) рівнем вищої освіти: ЦНТУ, 2024. – 95 с. Матеріали презентації 9 іл.

Спроековано токарний верстат з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь шляхом забезпечення подачі виконавчого органу по точній коловій траєкторії при збереженні сталості орієнтації відносно дотичної в кожній точці зазначеної траєкторії. Розроблено поперечний супорт на основі силового модуля з двома коловими рухами подачі ексцентрично розташованих один в одному елементів. Даний поперечний супорт може працювати як в режимі точного відтворення колових траєкторій довільного радіуса, так і в режимі прямолінійних траєкторій.

Очікуваний економічний ефект у виробника продукції в складає 28100 грн, у споживача – 19100 грн.

Актуальність: застосування в якості поперечного супорта токарного верстата силового модуля з двома коловими рухами подачі ексцентрично розташованих один в одному елементів дозволяє суттєво покращити процес обробки сферичних поверхонь при збереженні можливості відтворювати рух по прямолінійним траєкторіям, що значно розширює технологічні можливості токарного верстата.

Практичне значення: розроблено проект токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь та отриманні аналітичних залежностей для управління приводами супорта оригінальної конструкції.

Ключові слова: токарний верстат, обробка сферичних поверхонь, поперечний супорт.

Summary

KOTIUK Roman. Design of a lathe with improved kinematic characteristics for machining spherical surfaces. Qualification work at the second (master's) level of higher education: CUNTU, 2024.– 95 p. Presentation materials 9 il.

A lathe with improved kinematic characteristics was designed for machining spherical surfaces by ensuring the feed of the end effector along a precise circular trajectory while maintaining constancy of orientation relative to the tangent at each point of the specified trajectory. A transverse support based on a power module with two circular motions of feeding eccentrically arranged elements was developed. This transverse support can work both in the mode of accurate reproduction of circular trajectories of arbitrary radius, and in the mode of rectilinear trajectories.

The expected economic effect for the producer of products is UAH 28,100, for the consumer – UAH 19,100.

Keywords: lathe, machining spherical surfaces, transverse support.

ЗМІСТ	сторінка
ВСТУП	3
РОЗДІЛ 1 ТОКАРНІ ВЕРСТАТИ З ЧПУ. МЕТОДИ ОБРОБКИ ФАСОННИХ ПОВЕРХОНЬ. ОПИС ПРОТОТИПУ ПОПЕРЕЧНОГО СУПОРТА	5
1.1 Особливості побудови токарних верстатів з ЧПУ. Токарний верстат мод. 16K20Ф3	5
1.2 Обробка фасонних поверхонь на токарних верстатах	17
1.3 Силовий вузол з коловими рухами подач	23
1.4 Мета і задачі роботи	28
РОЗДІЛ 2 КОНСТРУЮВАННЯ ПОПЕРЕЧНОГО ТОКАРНОГО СУПОРТА ДЛЯ ОБРОБКИ СФЕРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ	30
2.1 Будова поперечного токарного супорта для обробки сферичних поверхонь	30
2.2 Розрахунки черв'ячних передач	33
2.3 Розрахунок зубчастої передачі	41
2.4 Розрахунок жорсткості підшипника обертання зубчастого колеса внутрішнього зачеплення	48
РОЗДІЛ 3 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ СИЛОВОГО СТОЛУ	52
3.1 Загальні вихідні дані	52
3.2 Конструкторська підготовка виробництва	53
3.3 Технологічна підготовка виробництва	55
3.4 Визначення повної собівартості та оптової ціни модернізованого вузла	57
3.5 Визначення експлуатаційних витрат (собівартості обробки), які припадають на одиницю продукції в базовому та проектному варіантах	63
3.6 Розрахунок показників економічної ефективності	68
3.7 Організаційно-планові розрахунки	71
ВИСНОВКИ	81
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	83

ВСТУП

В теперішній час велика увага приділяється вдосконаленню структури верстатів, що випускаються, верстатних комплексів і, у першу чергу, верстатів з ЧПУ, багатоопераційних верстатів типу «обробний центр», важких верстатів, верстатів високої точності, автоматизованих і роботизованих комплексів і ліній, гнучких виробничих систем. Безумовно, підвищення якості обробки є однією з цілей розвитку верстатобудування.

Однією з проблем обробки сферичних поверхонь є невідповідність складових вектора подачі виконавчих елементів формі оброблюваної поверхні. Для отримання максимально наближеної до передбаченої сферичної поверхні необхідно використовувати або метод копіювання, або метод дотику за умови, що точка дотику інструмента до деталі буде максимально наближеною до кола, причому бажано, щоб інструмент в кожній точці траєкторії збарігав єдине спрямування до дотичної, проведеної до кола у згаланій точці. При застосуванні методу копіювання при обробці сферичних поверхонь на токарних верстатах точність сфери буде визначатися виключно точністю інструмента – фасонного різця. Нерівномірність умов різання в кожній точці дотику різця до заготовки, помітна різниця у відстані, яку проходить кожна точка різця під час обробки – все це сприятиме нерівномірності зношування і швидкої втрати точності отримуваних деталей. Якщо проаналізувати реалізацію методу дотику на сучасних токарних верстатах, коли для обробки сферичних поверхонь використовується звичайний універсальний інструмент, то траєкторія руху різця представляє собою компіляцію прямих відрізків, які є апроксимацією до заданої форми. До того ж кінематична зміна кута різця в плані також погіршує якість обробки. Постає питання пошуку іншого способу токарної обробки сферичних поверхонь деталей.

В якості такого способу можна розглянути використання супорта оригінальної конструкції, який би забезпечував рух універсального

інструменту по коловій траєкторії, бажано з можливістю зміни радіуса такої траєкторії, з одночасним забезпеченням сталості положення інструменту до дотичної у кожній точці кола, що забезпечить максимально широку універсальність застосування такого способу при задоволенні вимог до сталих умов різання на траєкторії. Якщо ж такий супорт забезпечуватиме відтворення прямолінійних траєкторій, то знайдений спосіб буде задовольняти самі широкі вимоги щодо універсальності токарного верстата. Поставлене завдання становить науковий інтерес та практичну цінність.

Мета і задачі роботи. Метою даної роботи є проектування токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь шляхом забезпечення подачі виконавчого органу по точній коловій траєкторії при збереженні сталості орієнтації відносно дотичної в кожній точці зазначеної траєкторії. Поставлена мета досягнута шляхом вирішення таких задач:

- огляд конструкцій токарних верстатів та способів отримання сферичних поверхонь на них;
- огляд вузлів, що забезпечують рух вихідної ланки по коловій і прямій траєкторіях;
- розробка проекту токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь;
- виконання необхідних проектних та перевірочних розрахунків деталей супорта токарного верстата;
- визначення економічної ефективності провадження проекту токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь.

Практичне значення – розроблено проект токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь та отриманні аналітичних залежностей для управління приводами супорта оригінальної конструкції.

РОЗДІЛ 1

ТОКАРНІ ВЕРСТАТИ З ЧПУ. МЕТОДИ ОБРОБКИ ФАСОННИХ ПОВЕРХОНЬ. ОПИС ПРОТОТИПУ ПОПЕРЕЧНОГО СУПОРТА

1.1 Особливості побудови токарних верстатів з ЧПУ. Токарний верстат мод. 16K20Ф3

За призначенням токарні верстати з ЧПУ підрозділяються на патронні для обробки порівняно коротких деталей при їхньому консольному закріпленні в затискному патроні, центрові, оснащені задньою бабкою, для обробки валів у центрах і патронно-центрові [1, 4].

Дуже істотною рисою в компонованні верстата є розташування направляючих супорта: горизонтальне зі збереженням зовнішньої подібності з універсальними токарними і револьверними верстатами, вертикальне або похиле, для яких перевагами є зручність обслуговування, полегшення сходу і видалення стружки, розташування ходового гвинта між направляючими, що сприяє підвищенню точності переміщення супорта.

Токарні верстати нового покоління, до яких, наприклад, відноситься мод. 1П420Ф30, можуть використовуватися як для обробки, так і для вимірювання деталі. Тому до точності таких верстатів і її зберігання протягом тривалого часу висуваються особливо високі вимоги.

Токарні верстати з ЧПУ мають, як мінімум, дві керовані координати: Z – переміщення каретки вздовж осі шпинделя; Y – переміщення поперечних салазок перпендикулярно цієї осі. На поперечних салазках встановлений або різцетримач (при зміні інструменту з магазину), або револьверна поворотна інструментальна голівка (РГ), що може мати два різних положення осі повороту: таке, що співпадає за напрямком з віссю Z і таке, що перпендикулярне площині ZX . Існують тенденції оснащення верстатів двома РГ.

Останнім часом намітилася також тенденція побудови токарних верстатів з ЧПУ не тільки на базі універсальних токарних верстатів (16K20Ф3, 16K20РФ3, РТ705Ф3, 16K30Ф30), токарно-револьверних (1Б340Ф30), патронно-центрових (1Б752МФ3), але і токарних автоматів, для котрих властива була наявність розподільчого валу і застосування їх у масовому і багатосерійному виробництві.

Подальше підвищення продуктивності і розширення технологічних можливостей токарних верстатів з ЧПУ йде шляхом концентрації операцій, збільшення числа РГ і супортів, жорсткості конструкцій за рахунок нових компоновань (наприклад, похилі станини у компонованнях верстатів фірми «Heid» (рис. 1.1).

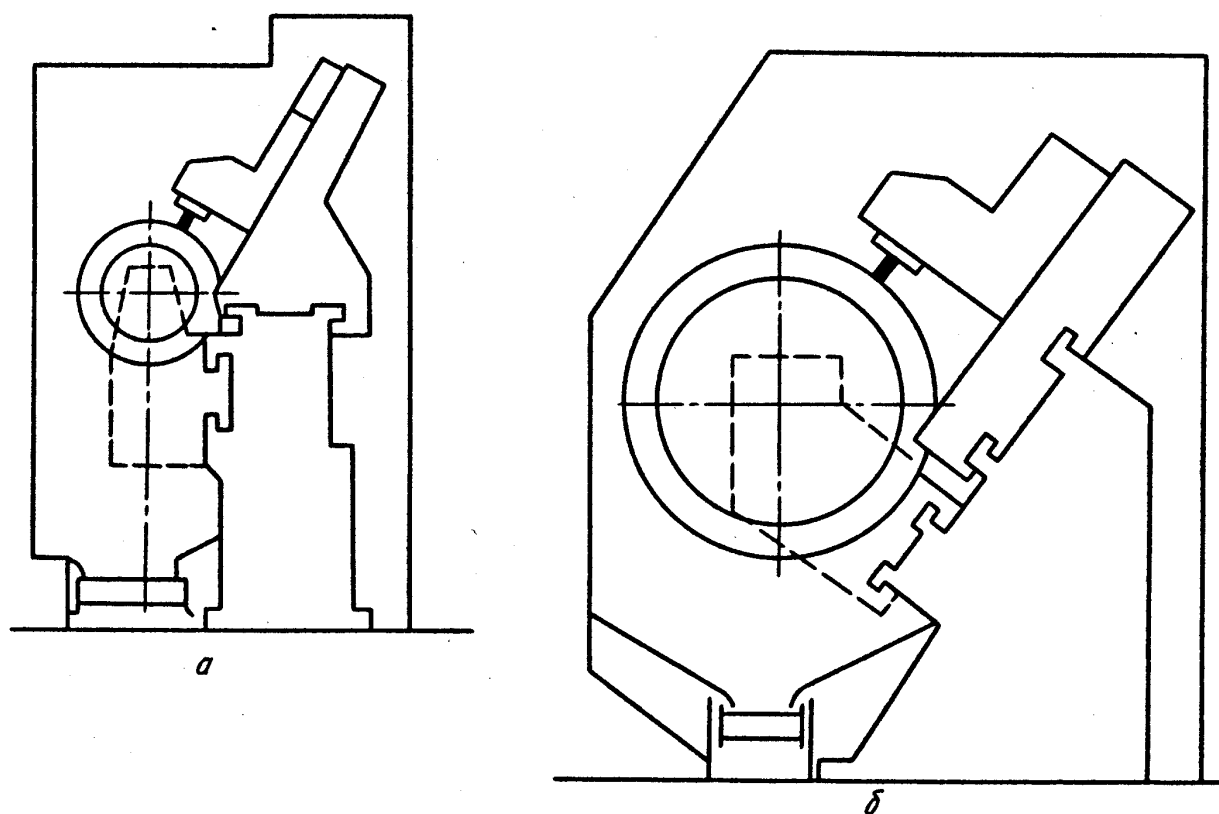


Рис. 1.1. Компоновання токарних верстатів з ЧПУ фірми «Heid» при різних максимальних діаметрах D_{max} заготовки: a – 400, 530 мм; b – 560, 750, 900, 1200 мм

При точінні на токарних верстатах з ЧПУ традиційних компоновань неможливо вести обробку одночасно більш, чим двома інструментами, тому що є лише 2 незалежних супорти (рис. 1.2, *а*) з револьверними голівками, одна з яких для зовнішньої обробки, а інша для внутрішньої.

Сучасні токарно-центрові верстати дозволяють обточувати вали одночасно з двох сторін (рис. 1.2, *б, в*) при кріпленні за середню частину і з торців.

При розміщенні шпиндельної бабки між центрами (рис. 1.2, *е*) і при її переміщенні можлива обробка довгих деталей з високою точністю і концентрацією операцій (чотирьохсупортна обробка). Підвищення концентрації інструментів можливо на верстатах принципово нових компоновань (рис. 1.2, *з*), у котрих 3...5 супортів, що мають повздовжні направляючі, працюють за принципом розподілу припуску між різцями як по глибині, так і по довжині обробки. Проте при цьому виключається подальше підвищення продуктивності, розширення технологічних можливостей верстата до багатоопераційного. Якісно новий рівень, що наближає верстат до напівавтомату багатосерійного виробництва, передбачає поділ переміщень робочого органа на основні (робочі) і допоміжні (налагоджувальні), що виконуються роздільно супортами і незалежно ріжучими інструментами багаторізевого пристрою (рис. 1.2, *д, е*), у якому налагоджувальне переміщення різців здійснюється кроковими двигунами, а затиск – гідроциліндрами.

Фірма «Шисс-Фрорип» створила двохсупортний токарний прутковий автомат з ЧПУ (типу CNC) THC30D з завантажувальним магазином для прутків, на котрому комплектно виготовляються і збираються дві деталі різьбового з'єднання.

Фірма «Voley», використовуючи модульний принцип компоновання, розробила 5 виконань токарного верстата з ЧПУ (рис. 1.3), що забезпечує високу точність обробки деталей по діаметру у всьому діапазоні частот обертання шпинделя з $n_{max}=6300 \text{ хв}^{-1}$. У ньому передбачена можливість

автономного приводу кожного інструмента, встановленого в РГ. Діаметр отвору шпинделя 26 мм, найбільший діаметр заготовки, що затискається в патроні 100 мм, а найбільша довжина обробки 200 мм.

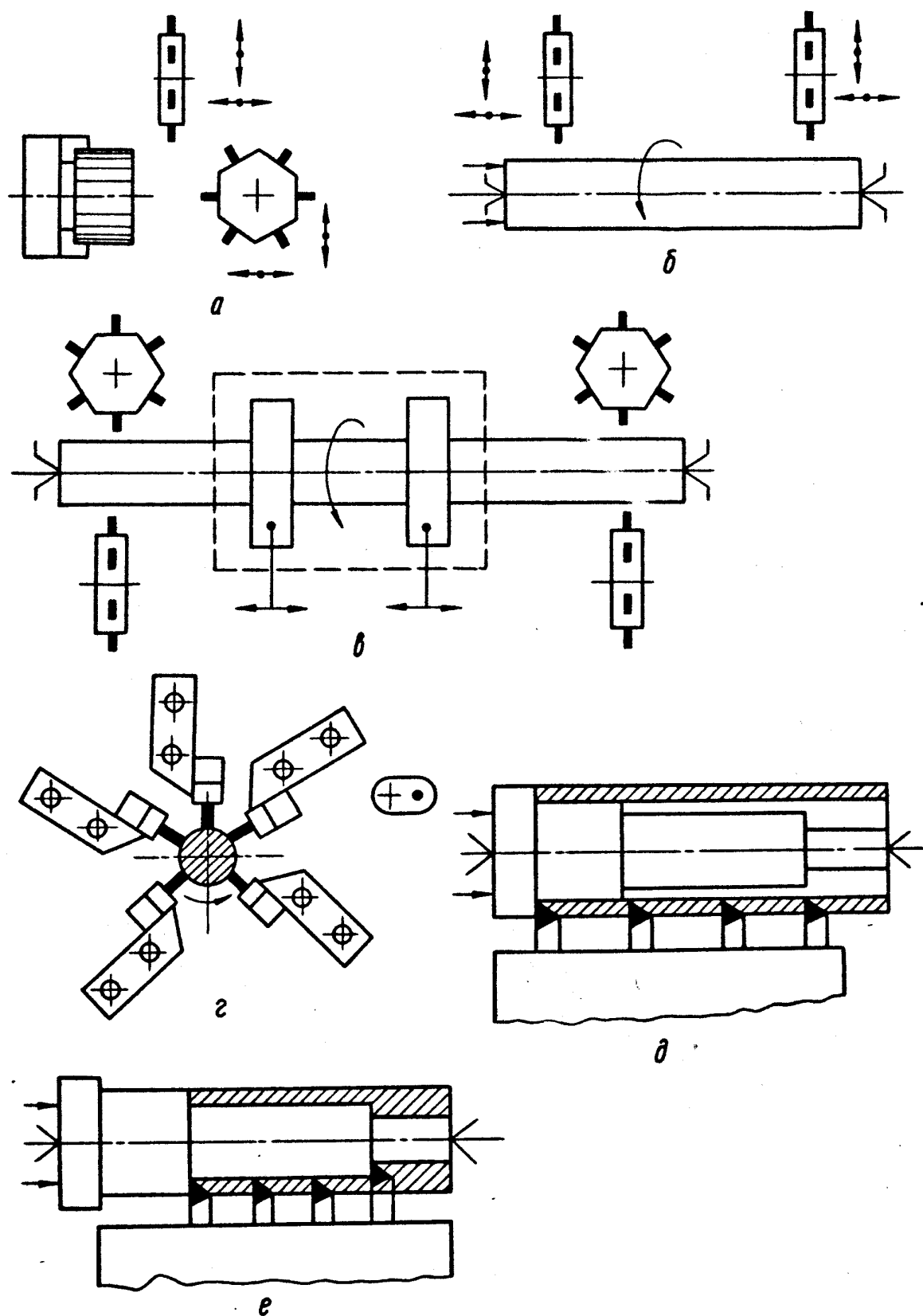


Рис. 1.2. Схеми концентрації операцій на токарних верстатах з ЧПУ

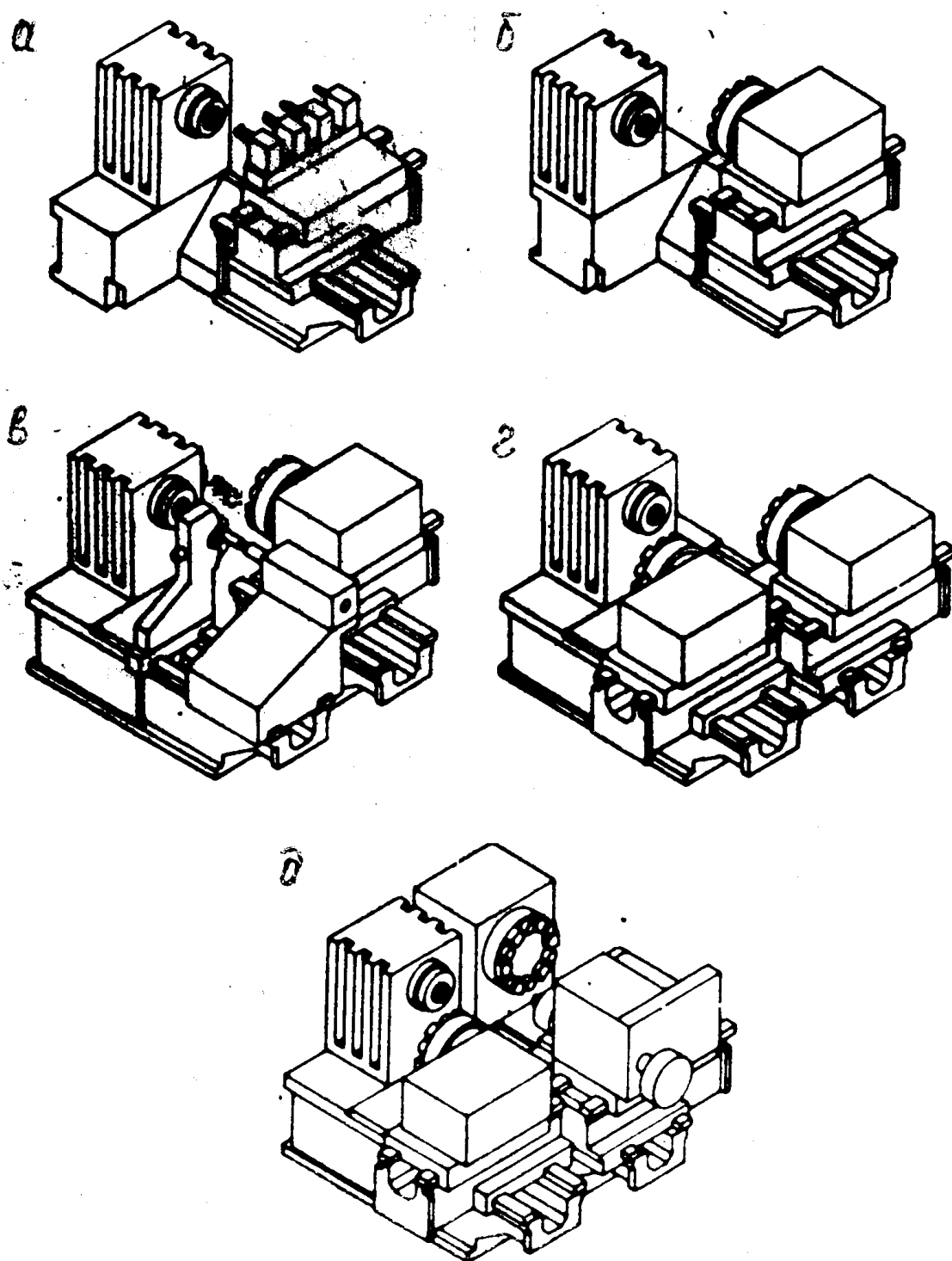
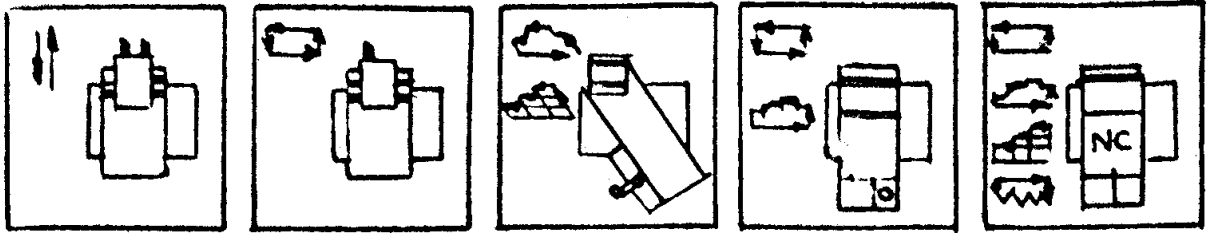
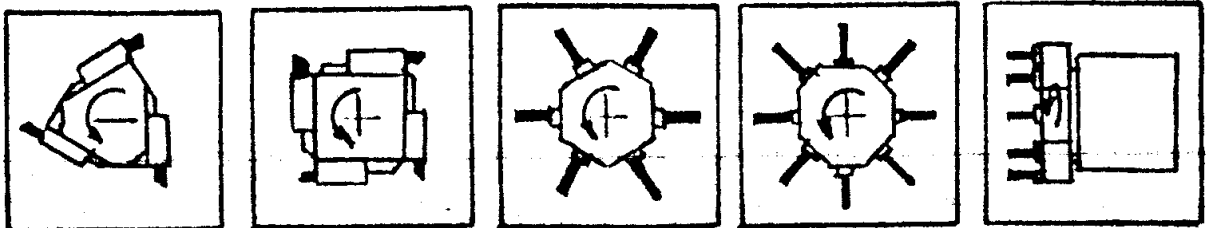


Рис. 1.3. Варіанти виконання токарних верстатів з ЧПУ фірми «Voley», побудованих на модульному принципі: *а* – двохкоординатний; *б* – двохкоординатний, оснащений 12-позиційною revolverною головкою; *в* – двохкоординатний, оснащений 12-позиційною revolverною головкою і задньою бабкою; *г* – чотирьохкоординатний, оснащений двома 12-позиційними revolverними головками і шпиндельною бабкою; *д* – чотирьохкоординатний, оснащений двома 12-позиційними revolverними головками і двома шпиндельними бабками

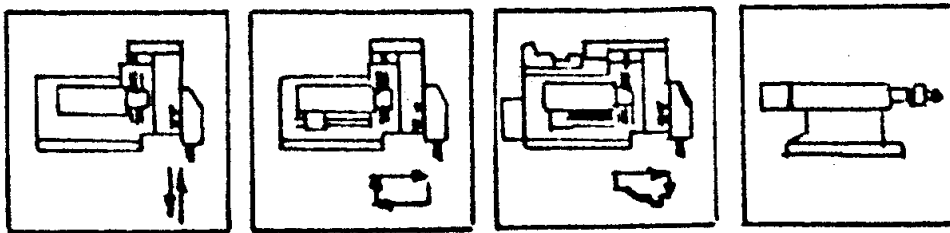
а)



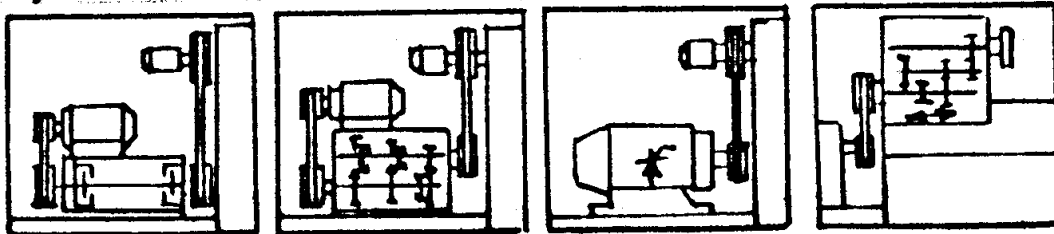
б)



в)



г)



д)

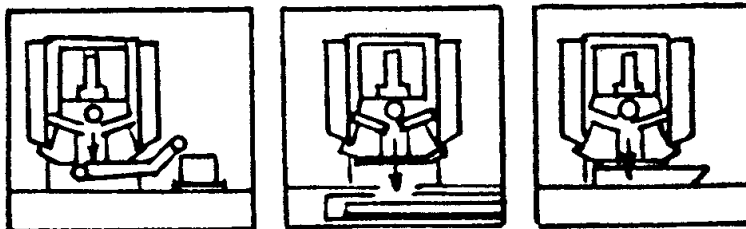


Рис. 1.4. Уніфіковані вузли (модулі) токарних автоматів з ЧПУ фірми «Emag»: а – нижні салазки; б – інструментальні системи до них; в – верхні салазки; г – приводи шпинделів виробів; д – стружкоприбиральний транспортер

Фірма «Emag» створила гаму одношпиндельних і багатошпиндельних токарних автоматів з ЧПУ, використовуючи агрегатно-модульний принцип і пристрої автоматичного маніпулювання виробами. Основними стандартизованими вузлами (модулями) токарних автоматів фірми «Emag» є: станина; шпиндельна бабка; супорти; завантажувальний механізм; несуча рама; огороження робочої зони обробки; електрошафи.

У такий спосіб основною тенденцією в створенні токарних верстатів з ЧПУ є використання агрегатно-модульного принципу побудови з агрегатизованих вузлів [2] (рис. 1.4). Вузли верстата, такі як салазки, опорна задня бабка, верхні салазки, приводу шпинделів виробу і стружкоприбиральний транспортер можна застосовувати до всіх типів верстатів. У міру потреби поставляються салазки в лівому або правому виконанні, а інструментальні системи – у формі багаторізцевої державки або РГ. На двохшпиндельних або чотирьохшпиндельних автоматах можна користуватися верхніми салазками з двох сторін або тільки з однієї сторони. Завдяки різноманітним виконанням оснащення забезпечується економічність верстатів при широких технологічних можливостях, коротких термінах проектування і виготовлення.

Токарний верстат з ЧПУ мод. 16K20Ф3 [3].

Верстат токарний із числовим програмним управлінням моделі 16K20Ф3С32 (переважно для центрових робіт) призначений для токарної обробки в замкнутому напівавтоматичному циклі деталей типу тіл обертання зі східчастим і криволінійним профілем, включаючи нарізування кріпильних різьб. Верстат оснащений пристроєм ЧПУ (ПЧПУ) 2Р22 з введенням програми із клавіатури, магнітної касети або, при підключенні зовнішнього пристрою, що фотозчитує, з перфострічки. На ПЧПУ 2Р22 програма візуалізується на буквено-цифровому екрані блоку відображення символічної інформації.

Клас точності верстата "П", область застосування - індивідуальне, дрібносерійне й серійне виробництво із дрібними повторюваними партіями деталей.

Технічна характеристика верстата

1. Найбільший діаметр встановлюваного виробу над станиною, мм	500
2. Найбільший діаметр оброблюваного виробу над супортом, мм	220
3. Найбільший діаметр оброблюваного виробу над станиною, мм	400
4. Висота різця, встановлюваного в різцетримачі, мм	25
5. Найбільша довжина встановлюваного виробу (при установці в центрах), мм	1000
6. Найбільша довжина обробки, мм	850
7. Найбільша довжина встановлюваного виробу (без люнета), мм	250
8. Центр у шпинделі з конусом Морзе за ГОСТ 13214-79	6
9. Кінець шпинделя фланцевого за ГОСТ 12593-72	6К
10. Діаметр циліндричного отвору в шпинделі, мм	55
11. Центр у пінолі з конусом Морзе за ГОСТ 13214-79	5
12. Кількість швидкостей шпинделя	безступінчате регулювання
13. Межі частоти обертання шпинделя, хв^{-1}	22,4...2240
14. Межі частоти обертання шпинделя, встановлювані вручну, хв^{-1}	
I діапазон	22,4...355
II діапазон	63...900
III діапазон	160...2240
15. Межі програмованих подач, мм/об	
поздовжніх	0,01...40

	13
поперечних	0,005...20
16. Максимальна швидкість робочої подачі, мм/хв (мм/об), (максимальна, що рекомендується)	
поздовжньої	2000 (2,8)
поперечної	1000 (1,4)
17. Швидкість швидких ходів, мм/хв, не менш	
поздовжніх	6000
поперечних	5000
18. Дискретність переміщень, мм:	
поздовжніх	0,01
поперечних	0,005
19. Межі кроків різьб, що нарізаються, мм	0,01...40,95
20. Кількість позицій автоматичної поворотної головки	6
21. Найбільший крутний момент на шпинделі, Н·м	1000
22. Граничні діаметри свердління, мм	
по чавуну	28
по сталі	25
23. Габаритні розміри верстата, мм, не більше	
довжина	4100
ширина	1700
висота	2145
24. Маса верстата, не більше, кг	4000

Характеристика пристрою числового програмного управління

1. Позначення ПЧПУ	2P22
2. Кількість керованих координат	2
3. Найбільша кількість одночасно керованих координат	2
4. Роздільна здатність системи по координатах, мм	
поздовжньої	0,001
поперечної	0,001

5. Максимально програмоване переміщення, імпульс	9999999
6. Система відліку	абсолютна і в приростах
7. Тип датчиків зворотного зв'язку й різьбонарізання	BTM-1Г
8. Введення даних	з клавіатури, магнітної касети, перфострічки
9. Живлення системи	трифазне
10. Вид мережі	змінний струм
11. Напруга, В	380
12. Частота, Гц	50±1
13. Потужність, В·а	1000
14. Стабільність напруги, %	–15...+10
15. Габарити блоку ПЧПУ, встановлюваного поза верстатом, мм, не більше	
довжина	600
ширина	440
висота	1100
16. Маса блоку ПЧПУ, встановлюваного поза верстатом, кг, не більше	250

Характеристика електрообладнання

1. Рід струму живильної мережі	змінний трифазний
2. Частота струму, Гц	50
3. Напруга. В	380
4. Напруга ланцюгів керування, В	110; 24
5. Напруга ланцюга місцевого освітлення, В	24
6. Кількість електродвигунів на верстаті	7
7. Тип електродвигуна головного руху	4АБ2П132М4-1М1009 або МР132М (НРБ)
8. Потужність електродвигуна головного руху, кВт	11
9. Номінальна частота обертання електродвигуна головного руху, хв ⁻¹	1500 або 1000(НРБ)

10. Діапазон регулювання частоти обертання електродвигуна головного руху при постійній потужності, хв^{-1}	1500...4500 або 1000...3500
11. Тип електродвигуна станції змащення каретки	4AA56A4Y3
12. Потужність електродвигуна станції змащення каретки, кВт	0,18
13. Частота обертання електродвигуна змащення каретки, хв^{-1}	1400
14. Тип електродвигуна станції змащення шпиндельної бабки	A0J21-4
15. Потужність електродвигуна станції змащення шпиндельної бабки, кВт	0,27
16. Частота обертання електродвигуна станції змащення шпиндельної бабки, хв^{-1}	1450
17. Тип електронасоса охолодження	X14-22M
18. Потужність електродвигуна насоса охолодження, кВт	0,12
19. Частота обертання електродвигуна насоса охолодження, хв^{-1}	2800
20. Продуктивність електронасоса охолодження, л/хв	22
21. Тип електродвигуна різцедержки	4AB63B4Y3
22. Потужність електродвигуна різцедержки, кВт	0,37
23. Частота обертання електродвигуна різцедержки, хв^{-1}	1400
24. Тип електродвигунів приводів подач поздовжньої	4AXB2П100L4ПБУХЛ4 або 21MBH-2K (НРБ)
поперечної	4AXB2П100L4ПБУХЛ4 або 13MBH-2K (НРБ)
25. Номинальний крутний момент електродвигунів приводів подач, Н·м	

	16
поздовжньої	17 або 21 (НРБ)
поперечної	17або 13 (НРБ)
26. Номінальна частота обертання електродвигунів	
подач, хв^{-1}	
поздовжньої	500 або 750 (НРБ)
поперечної	500 або 750 (НРБ)
27. Сумарна потужність всіх електродвигунів, кВт	16
28. Сумарна споживана потужність, кВт (з урахуванням приводів і ПЧПУ)	25

Характеристика системи змащення

1. Марка масла для змащення шпиндельної бабки	И-20А ГОСТ 20799-75
2. Тип насоса змащення шпиндельної бабки	ВГ11-11А
3. Продуктивність насоса змащення шпиндельної бабки, л/хв	5
4. Номінальний робочий тиск станції змащення шпиндельної бабки, МПа	0,5
5. Ємність станції змащення шпиндельної бабки, л	20
6. Марка масла для станції каретки	И-30А ГОСТ 20799-75
7. Тип станції змащення каретки	С48-14А або С48-14М
8. Продуктивність насоса станції змащення каретки, л/хв	3
9. Номінальний робочий тиск станції змащення каретки, МПа	0,63
10. Ємність резервуара станції змащення каретки	10
11. Тонкість фільтрації масла в станції змащення каретки, мкм	40

1.2 Обробка фасонних поверхонь на токарних верстатах

Поверхні деталей (як зовнішні, так і внутрішні) відносять до фасонних, якщо вони утворені криволінійною утворюючою, комбінацією прямолінійних утворюючих, розташованих під різними кутами до осі деталі, або комбінацією криволінійних і прямолінійних утворюючих [5, 6].

На токарних верстатах фасонні поверхні отримують:

- ручним або автоматичним поперечним і поздовжнім рухом подачі різця відносно заготовки з підгонкою профілю оброблюваної поверхні по шаблону;
- фасонними різцями, профіль яких відповідає профілю обробленої деталі;
- за допомогою пристосувань і копірних пристроїв, що дозволяють обробити поверхню заданого профілю;
- комбінуванням перерахованих вище методів.

Фасонними різцями обробляють поверхні довжиною до 60 мм (на великих верстатах довжиною до 150 мм) і перехідні поверхні радіусом до 20 мм. Чорнову обробку для підвищення продуктивності ведуть звичайними різцями. При використанні поворотних пристосувань вершина різця переміщається на кут α по дузі кола радіусом R , обробляючи при цьому сферичну зовнішню (рис. 1.5, а) і внутрішню поверхні (рис. 1.5, б) або бочкоподібний профіль (рис. 1.5, в) заготовки. Різець переміщають зазвичай за допомогою черв'ячної передачі (рис. 1.5, г).

Сферичні поверхні заготовок середніх розмірів обробляють за допомогою важільних пристосувань різних конструкцій. Наприклад, одну опору важеля закріплюють на станині (рис. 1.6), іншу – на супорті. При подачі супорта до осі різця переміщається по радіусі R , обробляючи сферичну поверхню.

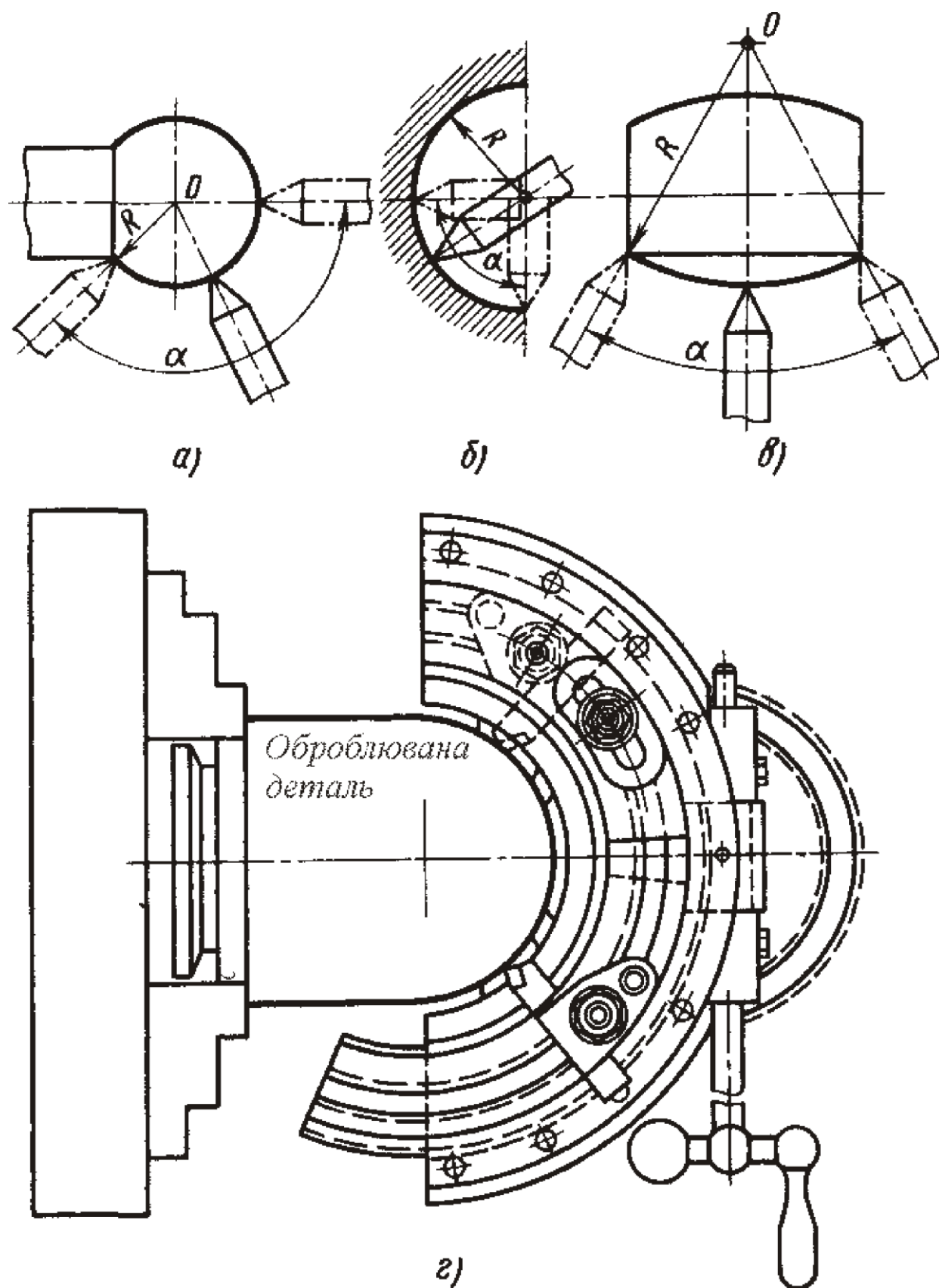


Рис. 1.5. Схеми обробки фасонних поверхонь заготовок

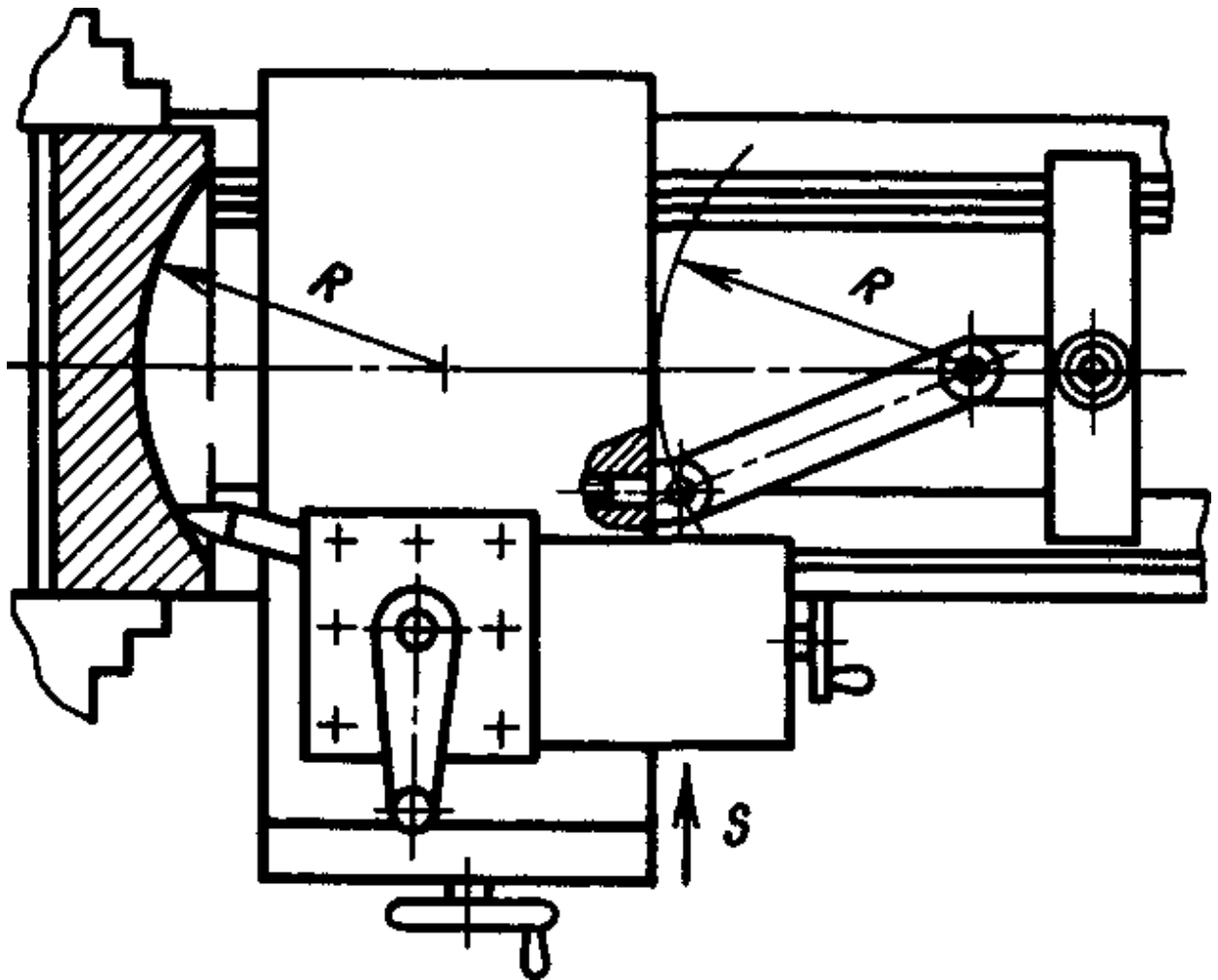


Рис. 1.6. Схема обробки сферичних поверхонь заготовок

При обробці по копіру застосовують пристосування прямої дії (сила різання діє на копір; зношування й пружні деформації копіру великі, точність обробки низька) і пристосування з підсилювальним елементом. У пристосуваннях прямої дії копір установлюють співвісно з деталлю, кріплять на задній бабці за допомогою кронштейну позаду або попереду (рис. 1.7, а) верстата. При цьому ролик притискається до копіру з різною силою (рис. 1.7, б). При чистовій обробці застосовують схему II, на легких роботах – схему I, при чорновій обробці на важких роботах – схему III.

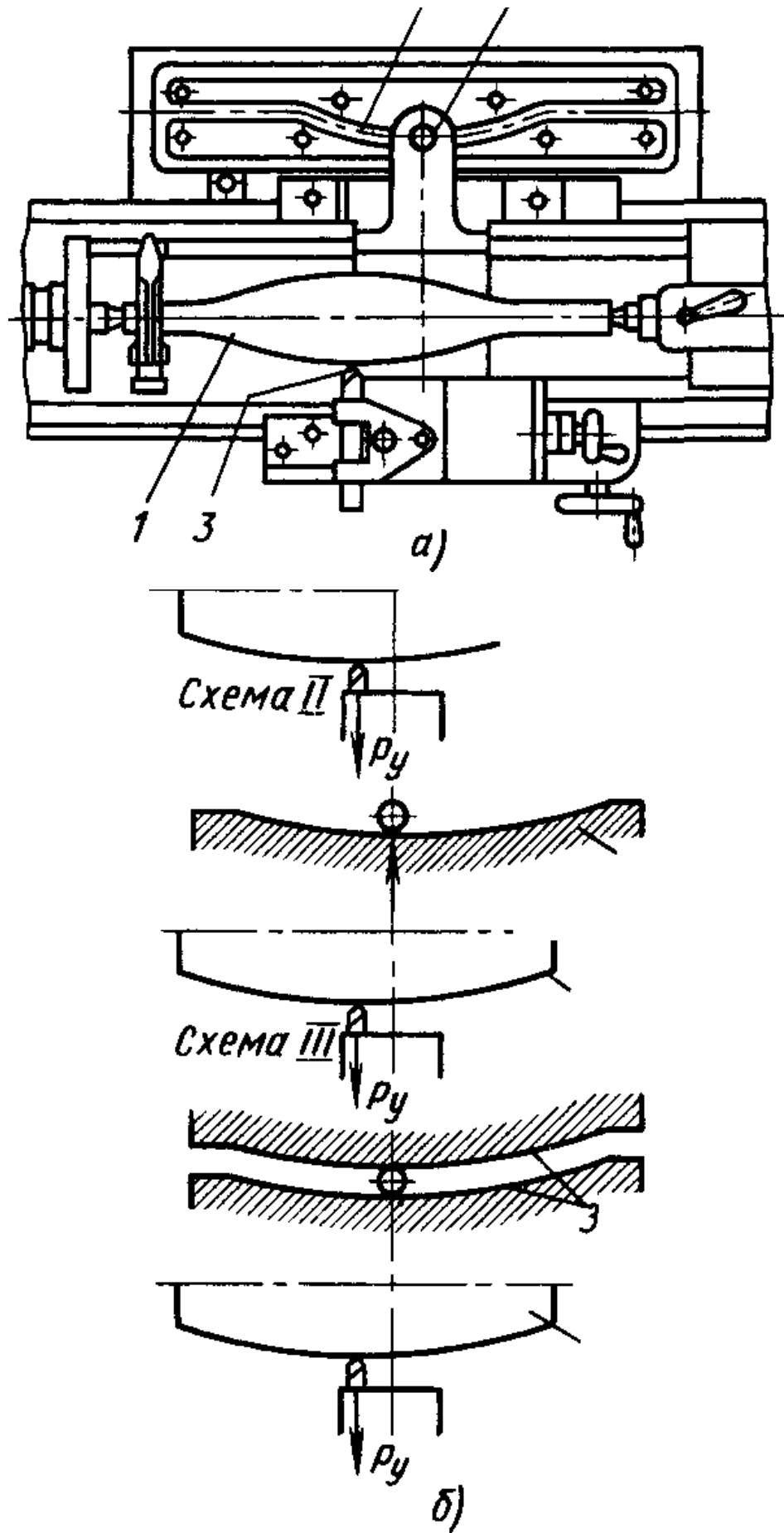


Рис. 1.7. Схеми обробки фасонних поверхонь заготовок по копіру

У найбільш точних пристосуваннях замість ролика використовують ножовий щуп. Для обробки поверхонь с кутами підйому профілю більше 35° застосовують розтянуті копірні лінійки. За допомогою спеціального механізму така лінійка переміщується відносно щупа з більшою швидкістю, що дозволяє на лінійці зробити кути підйому меншими, ніж на деталі.

За допомогою гідропідпору можливо обробити поверхні із діаметрами, що збільшуються чи зменшуються, але не більш, ніж на величину $D - d < l$, де l – довжина оброблюваної ділянки. Застосування гідропідпору забезпечує підвищення продуктивності в 1,5–2 рази.

Спеціальними чашковими інструментами обробляють сферичні внутрішні (рис. 1.8, а) і зовнішні (рис. 1.8, б – г) поверхні радіусом R .

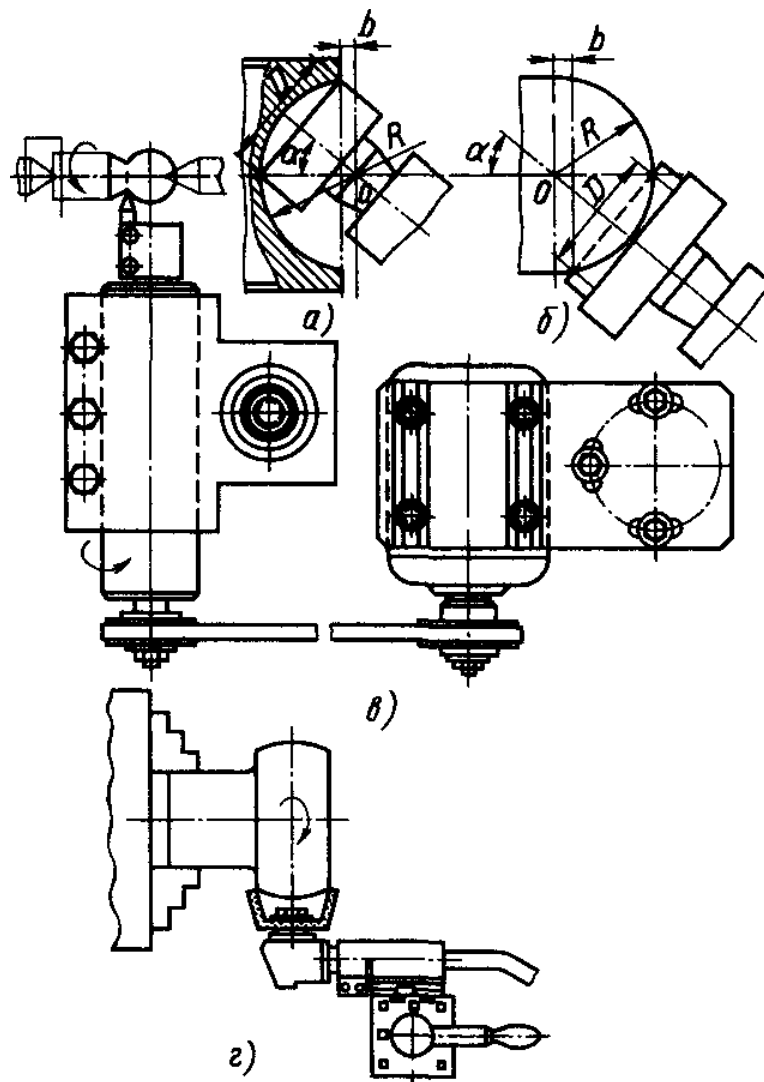


Рис. 1.8. Схеми обробка заготовок чашковими інструментами

Шпиндель інструмента встановлений під кутом α :

$$\sin \alpha = \frac{D}{2R}, \quad D = \sqrt{2R(R - b)},$$

де D — діаметр чашкового інструмента; b — відстань між вершиною інструмента й центром сфери.

Інструмент при обробці обертається від спеціального привода.

Сучасні системи ЧПУ [8] дозволяють вести обробку по постійному циклу. При складанні програми задають вихідний і необхідний контур. Система ЧПУ автоматично формує керуючі команди для виконання обробки. Схеми переміщення інструментів при обробці основних ділянок поверхні наведені на рис. 1.9 і 1.10. Зазвичай ці ділянки обробляють чорновими, а потім чистовими різцями.

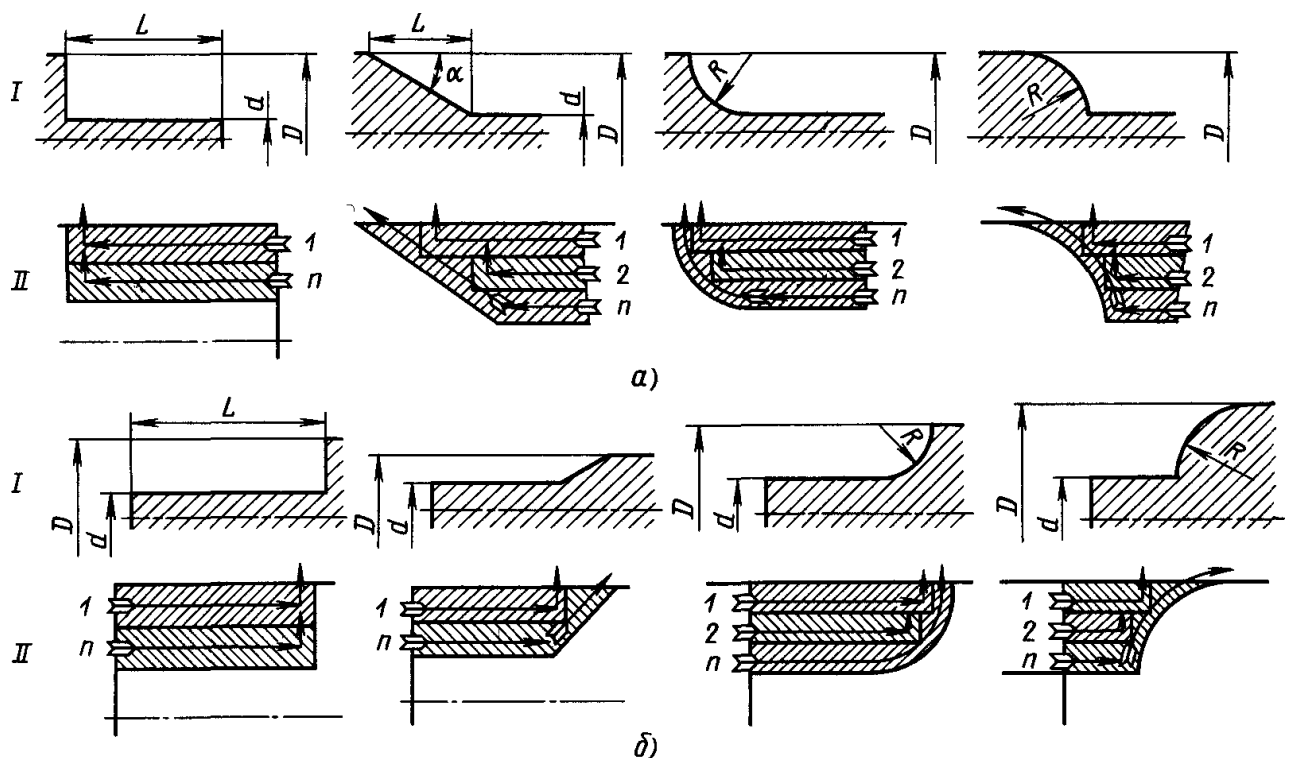


Рис. 1.9. Схеми переміщень прохідних різців при обробці основних ділянок поверхонь: а – лівого різця; б – правого різця; I – ескіз ділянки поверхні; II – схеми переміщень

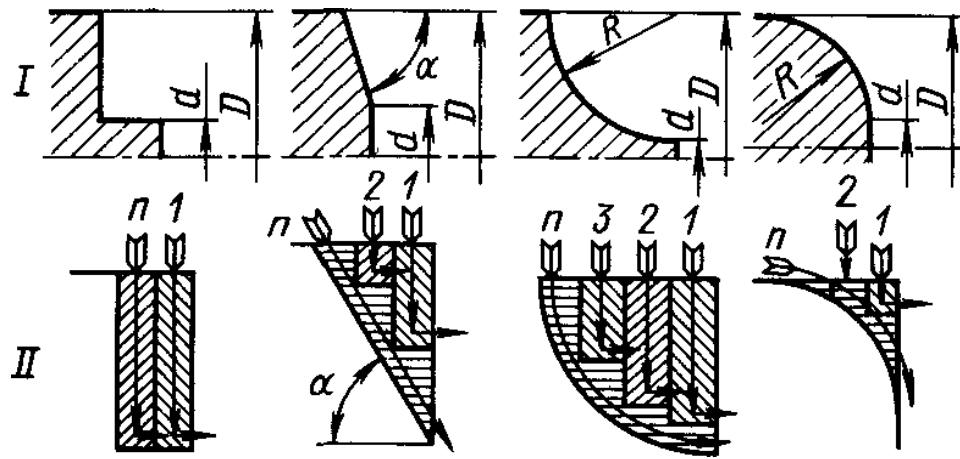


Рис. 1.10. Схеми переміщень підрізного різця при обробці основних ділянок поверхонь: I – ескіз ділянки поверхні; II – схеми переміщень

1.3 Силовий вузол з коловими рухами подач

Проведений в попередньому пункті огляд методів обробки фасонних і сферичних поверхонь показав велику складність їх отримання на токарних верстатах навіть при використанні систем ЧПУ. Складність обробки позначається як на точності отриманих деталей, так і продуктивності процесу. Суттєво поліпшити дані показники зможе видозміна запропонованого нижче силового вузла за патентом України на корисну модель № 3998 [9].

В основу винаходу поставлена задача підвищення жорсткості, зниження ваги і спрощення конструкції.

Поставлена задача вирішується тим, що платформа кріпиться до гільзи, ексцентрично розташованій в напрямних на диску, зв'язаному через зубчасту і черв'ячну передачі з приводом обертання, і, в свою чергу, ексцентрично розташованому на напрямних в іншому диску, що обертається на напрямних корпусу і з'єднаний через черв'ячну передачу з приводом обертання. Крім того, за іншим варіантом, що забезпечує розширені технологічні можливості,

платформа має додатковий привід подачі в напрямку, перпендикулярному до площини переміщення дисків.

Силовий стіл складається з корпусу 1, в якому на напрямних обертається диск 2. На диску 2 ексцентрично розташований диск 3. В свою чергу в диску 3 ексцентрично розташована гільза 4, на якій жорстко закріплена платформа 5, а з протилежного торця – зубчате колесо 6. Співвісно з зубчатим колесом 6 на корпусі закріплено зубчате колесо 7, причому початкові кола цих коліс рівні. В зчеплення з даними колесами входить зубчате колесо 8, що вільно обертається на осі 9, жорстко закріпленій на диску 3 по осі обертання останнього. До диску 3 прикріплена гільза 10 з жорстко закріпленим зубчатим колесом 11, що складає передачу внутрішнього зчеплення з колесом 12 жорстко закріпленому на гільзі 13. Осі обертання зубчатого колеса 11 і диску 3 співпадають. Гільза 13 на напрямних обертається в гільзі 14, нерухомо з'єднаний з диском 2. На гільзі 14 розташоване черв'ячне колесо 15, що входить в зчеплення з черв'яком 16, обертання на який передається від двигуна 17. Аналогічно на гільзі 13 зі сторони протилежній колесу 12 кріпиться зубчате колесо 18, що входить в зчеплення з черв'яком 19, обертання на який передається від двигуна 20. Осі обертання черв'ячних коліс 15 і 18 та диску 2 співпадають (рис. 1.11).

Принцип роботи механізму подачі силового вузла полягає у тому, що лінійні координатні переміщення у площині обертання дисків 2 і 3 отримуються внаслідок узгоджених взаємних поворотів диску з ексцентрично розташованим диском 3 та диску 3 з ексцентрично розташованою гільзою 4 чи штоком 21. При необхідності виконання руху гільзи 4 чи штоку 21 з закріпленою на них платформою 5 по прямому відрізку система управління визначає кут повороту диску 2 відносно корпусу 1 та диску 3 відносно диску 2. Диск 3 зв'язаний з корпусом 1 через гільзу 10, зубчате зачеплення 11-12 та черв'ячну передачу 18-19 і двигун 20. Внаслідок перекочування зубчатого колеса 11 по зубчатому колесу 12 диск 3 отримує додатковий поворот. Система управління визначає величину додаткового

повороту і корегує величину кута повороту диску 3. Таким чином, взаємно пов'язані повороти дисків 2 і 3 перетворюються у рух гільзи 4 чи штоку 21 по прямому відрізку у площині, перпендикулярній до осі останніх.

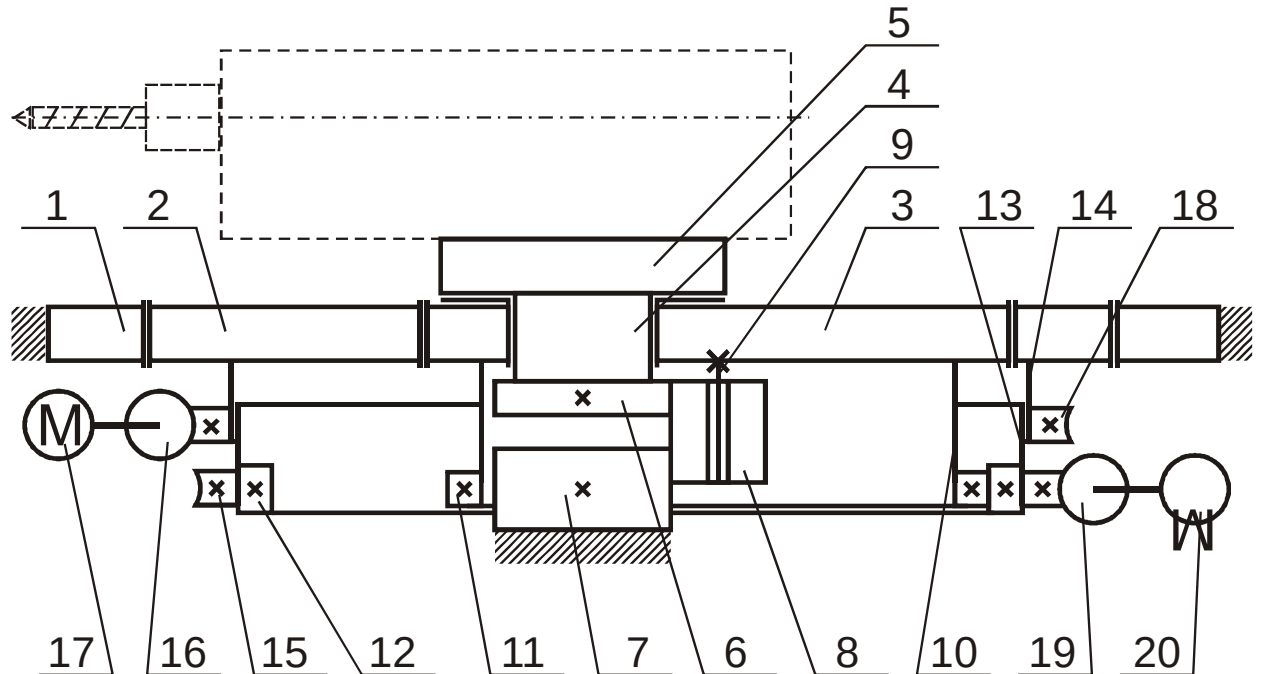


Рис. 1.11. Схема силового столу

Для забезпечення паралельності напрямку орієнтації платформи 5 при її послідовних положеннях слугує планетарний механізм 6-8 з обов'язковою умовою рівності початкових кіл зубчатих коліс 6 і 7 і розташуванням сателітного колеса 8 співвісно з диском 3. Переміщення осі гільзи 4 супроводжує перекочування зубчатого колеса 6 по зубчатому колесу 8 на кут, рівний перекочуванню зубчатого колеса 8 по нерухому закріпленому на корпусі 1 зубчатому колесу 7, але в протилежному напрямку. Таким чином, забезпечується паралельність напрямку орієнтації платформи 5 в її послідовних положеннях.

Систему координат $ХО_1У$, в якій переміщується гільза 4 чи шток 21 прив'яжемо до точки O_1 перетину осі диску 2 з площиною переміщень гільзи 4 (див. рис. 1.12). У довільному початковому положенні гільзи 4, позначеного точкою O_3 з координатами x, y , вісь диску 3 займе положення, позначене

точкою O_2 . Система управління за координатами точки O_3 розраховує кут β між відрізками O_1O_2 і O_2O_3 та кут δ між відрізком O_1O_2 і віссю O_1Y :

$$\beta = \arccos \frac{L_1^2 + L_2^2 - x^2 - y^2}{2L_1L_2},$$

$$\delta = \arctg \frac{x}{y} - \arcsin \sqrt{\frac{4L_1^2L_2^2 - (L_1^2 + L_2^2 - x^2 - y^2)^2}{4L_1^2(x^2 + y^2)}},$$

де L_1 – довжина відрізка O_1O_2 ,

L_2 – довжина відрізка O_2O_3 ,

x, y – поточні координати точки O_3 .

При переміщенні гільзи 4 у наступну точку системою управління визначаються координати цієї точки у системі координат XO_1Y і за цими координатами розраховуються кути β' і δ' для цього положення точки і різниця між кутами β' і β та δ' і δ :

$$\Delta\beta = \beta' - \beta, \quad \Delta\delta = \delta' - \delta.$$

Диск 2 необхідно повернути на кут $\Delta\delta$. При цьому диск 3 внаслідок зчеплення зубчатих коліс 11 і 12 повернеться на кут γ :

$$\gamma = \Delta\delta \cdot \frac{R_1}{R_2},$$

де R_1 і R_2 – радіуси початкових кіл зубчатих коліс 12 і 11 відповідно.

Таким чином, диск 3 необхідно повернути на кут $\Delta\beta'$:

$$\Delta\beta' = \Delta\beta - \gamma.$$

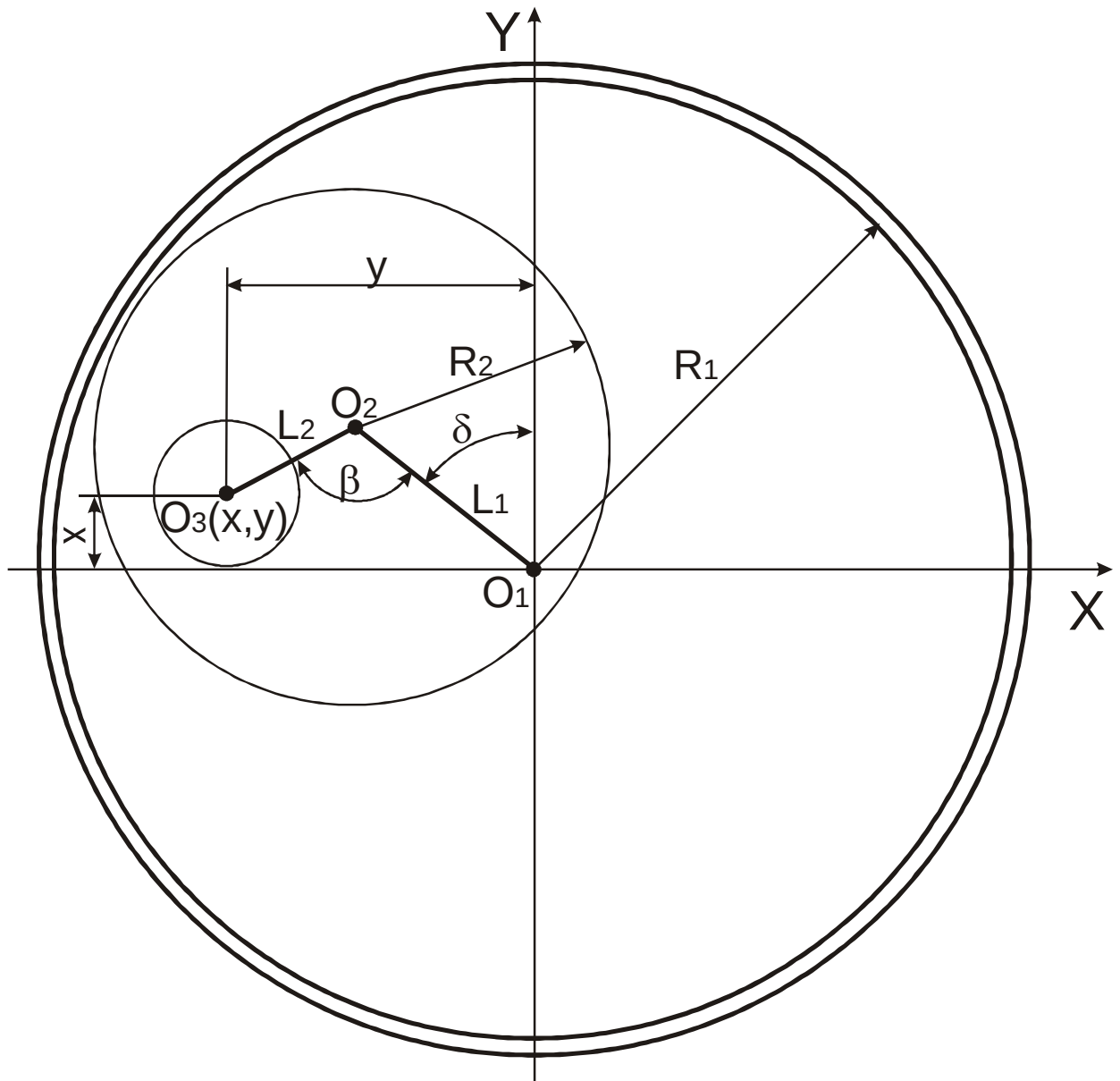


Рис. 1.12. Схема роботи силового столу

Поворот дисків 2 і 3 відбувається одночасно, пропорційно до величини кутів $\Delta\beta'$ і $\Delta\delta$. При умові $L_1 = L_2$ площа можливого знаходження гільзи 4, так як стає доступною зона поблизу осі диску 2.

Якщо осі гільзи 4 та диску 2 будуть суміщеними, то рух гільзи 4 вздовж відрізка O_1O_2 унеможливиться. В такому випадку системі управління необхідно повернути диск 2 на прямий кут, після чого можна розпочинати рух гільзи 4 в необхідному напрямку.

Дане технічне рішення пропонується в якості прототипу для проектування супорта токарного верстата оригінальної конструкції.

1.4 Мета і задачі роботи

В якості бази, до якої будуть вноситися зміни, обираємо токарний верстат з ЧПУ моделі 16K20Ф3. Ці верстати залишаються розповсюдженими в Україні. До того ж є чимало прикладів модернізації даного верстата, які з урахуванням його початкової підвищеної точності дозволяють продовжити його експлуатацію.

Показано, що метод сліду і метод дотику забезпечують більшу точність в обробці сферичних поверхонь при використанні універсального інструменту. Проте в верстатах з ЧПУ з їх прямолінійними траєкторіями подачі досягти необхідної точності дуже важко. Пошук технічних рішень, які б забезпечували рух універсального інструменту по коловій траєкторії, бажано з можливістю зміни радіуса такої траєкторії, з одночасним забезпеченням сталості положення інструменту до дотичної у кожній точці кола, що забезпечить максимально широку універсальність застосування такого способу при задоволенні вимог до сталих умов різання на траєкторії, привів до силового вузла з коловими рухами подач. Закладені в нього принципи пропонується використати для проектування токарного верстата з покращеними характеристиками для обробки сферичних поверхонь. Дане технічне рішення дає можливість здійснювати рух вихідного органу по коловій траєкторії довільного радіусу. До того ж є механізм сталої орієнтації вихідного органу. Якщо буде можливість перемикати режим його роботи, то вихідний орган зможе переміщатися зі сталою орієнтацією до обраного незмінного вектора, так і змінювати свою орієнтацію, залишаючись незмінним до дотичної в точках колової траєкторії.

Мета і задачі роботи. Метою даної роботи є проектування токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь шляхом забезпечення подачі виконавчого органу по точній коловій траєкторії при збереженні сталості орієнтації відносно

дотичної в кожній точці зазначеної траєкторії. Поставлена мета досягнута шляхом вирішення таких задач:

- огляд конструкцій токарних верстатів та способів отримання сферичних поверхонь на них;
- огляд вузлів, що забезпечують рух вихідної ланки по коловій і прямій траєкторіях;
- розробка проекту токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь;
- виконання необхідних проектних та перевірочних розрахунків деталей супорта токарного верстата;
- визначення економічної ефективності провадження проекту токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь.

РОЗДІЛ 2

КОНСТРУЮВАННЯ ПОПЕРЕЧНОГО ТОКАРНОГО СУПОРТА ДЛЯ ОБРОБКИ СФЕРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ

2.1 Будова поперечного токарного супорта для обробки сферичних поверхонь

На рисунку 2.1 представлена спроба конструктивної реалізації схеми з патенту України на корисну модель № 3998 [9] з удосконаленням у вигляді двох елетромагнітних муфт, що забезпечують можливість перемикання режиму орієнтації платформи вузла.

Поперечний супорт оригінальної конструкції токарного верстата складається з станини 1, на ободі якої виконані колові напрямні. По даним напрямним обертається зовнішній диск 2. Обертання на диск 2 передається через жорстко приєднане до нього черв'ячне колесо 3. Осі диску 2 і черв'ячного колеса 3 співпадають. В зовнішньому диску 2 з ексцентриситетом виконані колові напрямні, по яким обертається внутрішній диск 4. Обертання на диск 4 передається через зубчасте колесо 5, причому вісь даного колеса співпадає з віссю внутрішнього диску 4. Обертання на зубчасте колесо 5 передається через зубчасте колесо 6, яке на підшипнику 7 встановлене на зовнішньому диску 2. Осі диску 2 і зубчастого колеса 6 співпадають. Зубчасте колесо 5 і зубчасте колесо 6 утворюють зубчасту передачу внутрішнього зачеплення. Обертання на зубчасте колесо 6 передається через жорстко пов'язане з ним черв'ячне колесо 8. Осі зубчастого колеса 6 і черв'ячного колеса 8 співпадають. У внутрішньому диску 4 з ексцентриситетом до осі його обертання виконані напрямні, по яким обертається стрижень 9 з жорстко приєднаною до нього платформою 10. Ексцентриситети розташування внутрішнього диску 4 відносно зовнішнього диску 2 та стрижня 9 відносно внутрішнього диску 4 однакові за величиною.

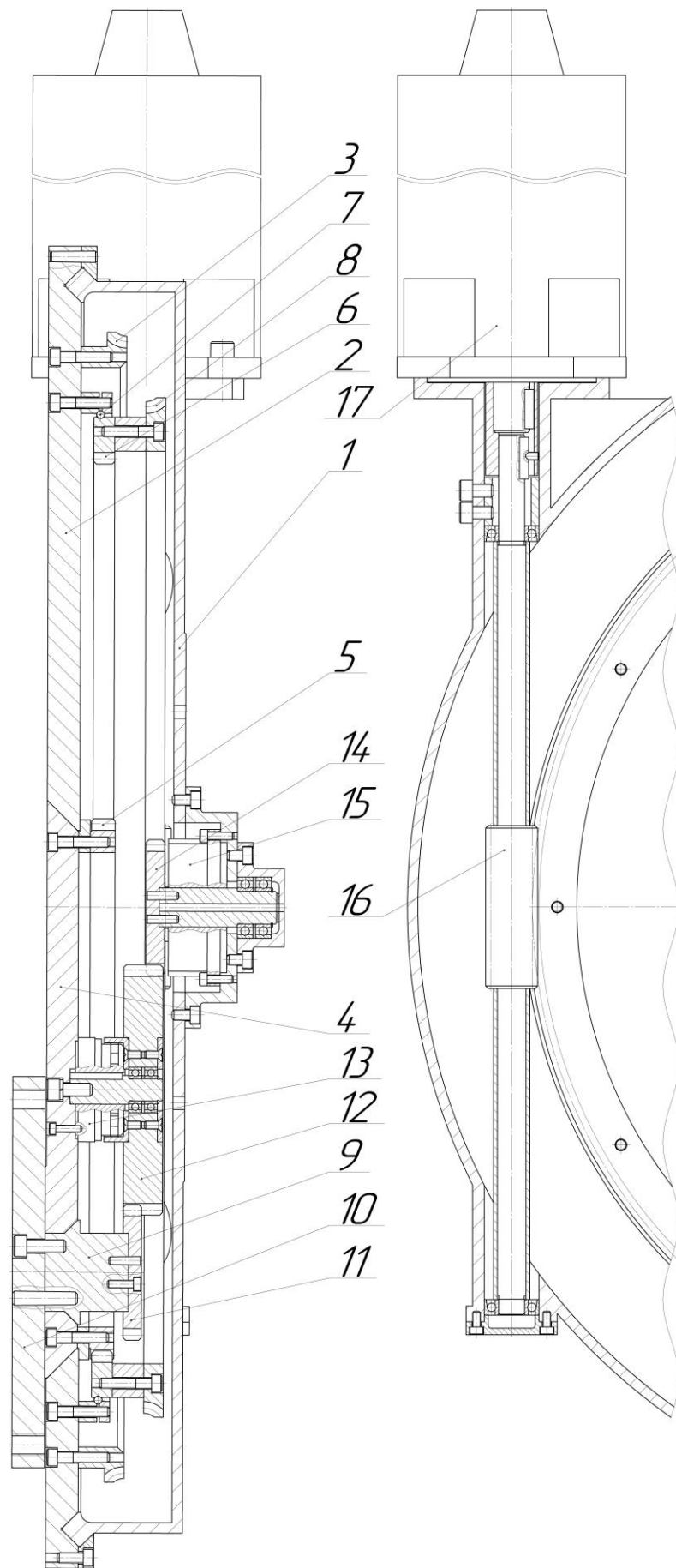


Рис. 2.1 Будова поперечного супорта

До стрижня 9 з сторони, протилежної кріпленню платформи 10, жорстко приєднується зубчасте колесо 11. Осі зубчастого колеса 11 і стрижня 9 співпадають. До внутрішнього диску 4 співвісно до нього приєднана електромагнітна муфта 13, на осі якої обертається зубчасте колесо 12. Вмикаючи і вимикаючи електромагнітну муфту 13, забезпечуємо жорсткий зв'язок зубчастого колеса 12 з внутрішнім диском 4, або вільне обертання зубчастого колеса 12.

Співвісно з зовнішнім диском 2 до станини 1 через електромагнітну муфту 15 приєднується зубчасте колесо 14. Вмикаючи і вимикаючи електромагнітну муфту 15, забезпечуємо жорсткий зв'язок зубчастого колеса 14 з станиною 1, або вільне обертання зубчастого колеса 14. Зубчасте колесо 12 є проміжним для кінематичного поєднання зубчастих коліс 11 і 14.

Черв'ячні колеса 3 і 8 передається через черв'як 16, для кожного черв'ячного колеса окремий. Обертання на два черв'яка 16 передається від електродвигунів 17.

При жорсткому поєднанні зубчастого колеса 14 зі станиною 1 повинне забезпечуватися вільне обертання зубчастого колеса 12. І навпаки, при вільному обертанні зубчастого колеса 14 повинне забезпечуватися жорстке поєднання зубчастого колеса 12 з внутрішнім диском 4. При жорсткому поєднанні зубчастого колеса 14 зі станиною 1 кутова орієнтація платформи 10 буде незмінною по відношенню до станини 1. При жорсткому поєднанні зубчастого колеса 12 з внутрішнім диском 4 кутова орієнтація платформи 10 буде незмінною по відношенню до внутрішнього диску 4.

До платформи 10 поперечного супорта кріпиться револьверна головка. Зовнішній вигляд та складальне креслення поперечного супорта наведене в ілюстративному матеріалі до даної роботи. Кінематичні співвідношення, наведені у попередньому розділі, відносяться і до пропонованого поперечного супорта.

2.2 Розрахунки черв'ячних передач

Всього в кінематичній схемі поперечного токарного супорта наявні дві черв'ячні передачі: 1) для обертання зовнішнього диску, 2) для обертання внутрішнього диску. Числа зубців черв'ячних коліс і заходів черв'яка, а також коефіцієнт діаметра черв'яка підібрані з конструктивних міркувань. Для прикладу проводимо розрахунок однієї з черв'ячних передач, другу розраховуємо аналогічно. Результати розрахунків зводимо до таблиць.

Нехай розрахунок проведемо для передачі обертання зовнішнього диску. Оскільки числа зубців черв'ячного колеса і заходів черв'яка, а також коефіцієнт діаметра черв'яка вже визначені, виконуємо проектний розрахунок з визначенням модуля передачі [7, 12]. Приймаємо до уваги, що ширина вінця черв'ячного колеса зменшена удвічі у порівнянні із стандартною, тому числовий коефіцієнт у формулі підкореневого виразу збільшуємо удвічі. Розрахункова формула має вигляд:

$$m = \sqrt[3]{\frac{3Y_{F2}K_{F\beta}K_{Fv}\cos\gamma T_2}{qz_2\sigma_{FP2}}},$$

де Y_{F2} – коефіцієнт форми зубців черв'ячного колеса, $Y_{F2} = 1.26$;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині вінця, $K_{F\beta} = 1.5$;

K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, для даного випадку приймаємо, $K_{Fv} = 1.1$;

γ – кут підйому витків різьби черв'яка, $\gamma = 7.125^\circ$;

T_2 – крутний момент на черв'ячному колесі, $T_2 = 1120 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, $q = 8$;

z_2 – число зубців черв'ячного колеса, $z_2 = 217$;

σ_{FP2} – допустиме напруження при розрахунку на згин:

$$\sigma_{FP2} = 0.16 \sigma_{\sigma} K_{FL},$$

де σ_{σ} – межа міцності бронзи на розтяг, $\sigma_{\sigma} = 400$ МПа.

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, $K_{FL} = 1.0$.

Розраховуємо значення модуля передачі:

$$m = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 1.26 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot \cos 7.125^\circ \cdot 1120000}{8 \cdot 217 \cdot 0.16 \cdot 400 \cdot 1}} = 3.97 \text{ мм.}$$

Приймаємо $m = 4$ мм. Для іншої передачі розрахунок аналогічний.
Результати представлені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Розрахунок модуля черв'ячних передач

Коефіцієнт, параметр	Черв'ячні передачі	
	I	II
Y_{F2}	1.26	1.27
$K_{F\beta}$	1.5	1.5
K_{Fv}	1.1	1.1
γ	7.125	7.125
T_2	1120	990
q	8	8
z_2	217	192
σ_{σ}	400	400
K_{FL}	1.0	1.0
σ_{FP2}	64	64
m	3.97	3.98
Прийнятий m	4	4

Виконуємо проектний розрахунок геометричних параметрів циліндричної черв'ячної передачі.

Вихідні дані до розрахунку:

Модуль $m = 4.0$ мм.

Коефіцієнт діаметра черв'яка $q = 8$.

Число витків черв'яка $z_1 = 1$.

Число зубів колеса $z_2 = 217$.

Коефіцієнт зміщення черв'яка $x = 0$.

Вид черв'яка: ZТ.

Розрахункові параметри.

Міжосьова відстань:

$$a_w = 0.5(z_2 + q + 2x)m = 0.5(217 + 8 + 2 \cdot 0)4 = 450 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр черв'яка:

$$d_1 = qm = 8 \cdot 4 = 32 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр черв'ячного колеса:

$$d_2 = z_2 m = 217 \cdot 4 = 868 \text{ мм.}$$

Початковий діаметр черв'яка:

$$d_{w1} = q(m + 2x) = 8(4 + 2 \cdot 0) = 32 \text{ мм.}$$

Ділильний кут підйому:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{8} = 0.125, \quad \gamma = \operatorname{arctg} 0.125 = 7.125^\circ$$

Початковий кут підйому:

$$\operatorname{tg} \gamma_w = \frac{z_1 m}{d_{w1}} = \frac{1 \cdot 4}{32} = 0.125, \gamma_w = \operatorname{arctg} 0.125 = 7.125^\circ$$

Основний кут підйому:

$$\cos \gamma_b = \cos \alpha_n \cos \gamma = \cos 20^\circ \cdot \cos 7.125^\circ = 0.9324, \gamma_b = \arccos 0.9324 = 21.182^\circ.$$

Основний діаметр черв'яка:

$$d_b = \frac{z_1 m}{\operatorname{tg} \gamma_b} = \frac{1 \cdot 4}{\operatorname{tg} 21.182^\circ} = 10.322 \text{ мм.}$$

Висота витка черв'яка:

$$h_1 = h m = 2.2 \cdot 4 = 8.8 \text{ мм.}$$

Висота головки витка черв'яка:

$$h_{a1} = h_a m = 1.0 \cdot 4 = 4 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин витків черв'яка:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a m = 32 + 2 \cdot 1 \cdot 4 = 40 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів черв'ячного колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a + x)m = 868 + 2 \cdot (1 + 0) \cdot 4 = 876 \text{ мм.}$$

Найбільший діаметр черв'ячного колеса:

$$d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 876 + \frac{6 \cdot 4}{1 + 2} = 884 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{ae2} = 884 \text{ мм.}$

Радіус кривини перехідної кривої черв'яка:

$$\rho_{f1} = \rho_f m = 0.2 \cdot 4 = 0.8 \text{ мм.}$$

Довжина нарізаної частини черв'яка:

$$b_1 \geq (11 + 0.06z_2)m = (11 + 0.06 \cdot 217)4 = 96.08 \text{ мм.}$$

Для шліфованого черв'яка довжину збільшуємо на 25 мм. Приймаємо $b_1 = 125 \text{ мм.}$

Ширина вінця черв'ячного колеса:

$$b_2 \leq 0.75d_{a1} = 0.75 \cdot 40 = 30 \text{ мм.}$$

З конструктивних міркувань приймаємо $b_2 = 15 \text{ мм.}$

Для іншої передачі розрахунок аналогічний. Результати представлені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Розрахунок конструктивних параметрів черв'ячних передач

Коефіцієнт, параметр	Черв'ячні передачі	
	I	II
m	4	4
q	8	8
z_1	1	1
z_2	217	192
x	0	0
Вид черв'яка	ZT	ZT
a_w	450	400
d_1	32	32
d_2	868	768
d_{w1}	32	32
γ	7.125	7.125
γ_w	7.125	7.125
γ_b	21.182	21.182
d_b	10.322	10.322
h_1	8.8	8.8
h_{a1}	4	4
d_{a1}	40	40
d_{a2}	876	776
d_{ae2}	884	784
ρ_{f1}	0.8	0.8
b_1	96.08	90.08
Прийнятий b_1	125	125
b_2	30	30
Прийнятий b_2	15	15

На підтвердження працездатності розрахованої черв'ячної циліндричної передачі проведемо її розрахунок на контактну міцність. Умова міцності має вигляд:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left[\frac{(z_2/q)+1}{a_w} \right]^3 K_{H\beta} K_{Hv} T_2} \leq \sigma_{HP2},$$

де $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині вінця, $K_{H\beta} = 1.5$;

K_{Hv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, для даного випадку приймаємо, $K_{Hv} = 1.1$;

T_2 – крутний момент на черв'ячному колесі, $T_2 = 1120 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, $q = 8$;

z_2 – число зубців черв'ячного колеса, $z_2 = 217$;

σ_{HP2} – допустиме напруження при розрахунку на контактну витривалість:

$$\sigma_{HP2} = 0.75 \sigma_s K_{HL},$$

де σ_s – межа міцності бронзи на розтяг, $\sigma_s = 400 \text{ МПа}$.

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, $K_{HL} = 1.0$.

Розраховуємо значення допустимого напруження:

$$\sigma_{HP2} = 0.75 \cdot 400 \cdot 1 = 300 \text{ МПа}.$$

Виконуємо перевірку умови працездатності черв'ячної циліндричної передачі по контактній міцності, враховуючи, що ширина вінця зменшена удвічі у порівнянні із рекомендованою:

$$\sigma_H = 2 \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left[\frac{(z_2/q)+1}{a_w} \right]^3 K_{H\beta} K_{Hv} T_2} =$$

$$= 2 \frac{170}{217/8} \sqrt{\left[\frac{(217/8)+1}{450} \right]^3 1.5 \cdot 1.1 \cdot 1120000} = 266 \text{ МПа} < \sigma_{HP2} = 300 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується, працездатність передачі забезпечена.

Для іншої передачі розрахунок аналогічний. Результати представлені у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

Перевірка черв'ячних передач на контактну витривалість

Коефіцієнт, параметр	Черв'ячні передачі	
	I	II
$K_{H\beta}$	1.5	1.5
K_{Hv}	1.1	1.1
T_2	1120	990
q	8	8
z_2	217	192
σ_{σ}	400	400
K_{FL}	1.0	1.0
σ_{HP2}	300	300
σ_{HP}	266	283
$\sigma_{H2} \leq \sigma_{HP2}$	+	+

Умова міцності виконується для всіх передач, їх працездатність забезпечена.

2.3 Розрахунок зубчатої передачі

Дана передача передає обертання на внутрішній диск. Параметри висхідного контуру даної передачі приймаємо згідно ГОСТ 13755-81. Оскільки колеса даної передачі будуть піддаватися загартуванню, виконуємо проектний розрахунок з визначенням модуля передачі [7, 12]. Розрахункова формула має вигляд:

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{u \cdot Z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}},$$

де K_m – допоміжний коефіцієнт, для прямозубих передач $K_m = 14$;

T_{2F} – крутний момент, що передається передачею, $T_{2F} = 587$ Н·м,

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині вінця $K_{F\beta} = 1.05$;

Y_{FS1} – коефіцієнт форми зуба, залежить від приведенного числа зубів:

$Z_{IP} = Z_1 = 172$, число зубів приймаємо попередньо, для даного випадку приймаємо $Y_{FS1} = 3.55$;

Z_1 – число зубів зубчатого колеса;

ψ_{bd} – коефіцієнт довжини зуба, попередньо приймаємо $\psi_{bd} = 0.023$;

σ_{FP1} – допустиме напруження при розрахунку на згин:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F \lim b} \cdot Y_N}{S_{F \min}} Y_R Y_X Y_\delta K_R,$$

де $\sigma_{F \lim b}$ – межа витривалості матеріалу розраховуваних зубів для віднульбового циклу, для даного випадку приймаємо

$$\sigma_{F \lim b} = 580 \text{ МПа};$$

Y_N – коефіцієнт довговічності, при довготривалій експлуатації

$$Y_N = 1.0;$$

Y_R – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості перехідної поверхні, для даного випадку приймаємо $Y_R = 1.05$;

Y_X – коефіцієнт, що враховує розміри зубчатого колеса, для попередньо прийнятих розмірів $Y_X = 1.0$;

Y_δ – коефіцієнт, що враховує градієнт напруг та чутливість матеріалу до концентрації напруг, для даного випадку приймаємо $Y_\delta = 0.98$;

$S_{F\min}$ – коефіцієнт запасу міцності для запобігання втомлюванню матеріалу, для даного випадку приймаємо $S_{F\min} = 1.7$;

K_R – коефіцієнт реверсивності прикладеного навантаження, для даного випадку приймаємо $K_R = 0.75$.

Розраховуємо значення допустимого напруження при розрахунку на згин, враховуючи прийняті коефіцієнти:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F\limb} \cdot Y_N}{S_{F\min}} Y_R Y_X Y_\delta K_R = \frac{580 \cdot 1}{1.7} \cdot 1.05 \cdot 1.0 \cdot 0.98 \cdot 0.75 = 263 \text{ МПа.}$$

Розраховуємо значення модуля передачі:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{u \cdot Z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{587 \cdot 1.05 \cdot 3.55}{0.593 \cdot 172^2 \cdot 0.023 \cdot 263}} = 3.84 \text{ мм.}$$

Приймаємо модуль передачі $m = 4.0$ мм.

Виконуємо проектний розрахунок геометричних параметрів евольвентної зубчатої передачі внутрішнього зачеплення. Результати розрахунків відображаємо у таблиці 2.1.

Вихідні дані до розрахунку:

Модуль $m = 4.0$ мм.

Кут профілю зуба $\alpha = 20^\circ$.

Число зубів шестерні $z_1 = 102$.

Число зубів колеса $z_2 = 172$.

Кут нахилу зубів $\beta = 0^\circ$.

Коефіцієнт різниці зміщень $x_d = x_2 - x_1 = 0$, поділ даного коефіцієнта на складові стандартом не регламентується.

Розрахункові параметри.

Ділильний коловий крок зубів:

$$p = \pi m = 3.14 \cdot 4.0 = 12.56 \text{ мм.}$$

Кут профілю торцевий:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 0^\circ} = 0.364,$$

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} 0.364 = 20^\circ.$$

Кут зачеплення:

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2x_d \operatorname{tg} \alpha}{z_2 - z_1} + \operatorname{inv} \alpha_t = \frac{2 \cdot 0 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{172 - 102} + \operatorname{inv} 20^\circ = 0.0149,$$

$$\alpha_{tw} = 20^\circ.$$

Міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{(z_2 - z_1)m}{2 \cos \beta} \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} = \frac{(172 - 102) \cdot 4.0}{2 \cos 0^\circ} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 140 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр шестерні:

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos \beta} = \frac{102 \cdot 4.0}{\cos 0^\circ} = 408 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр колеса:

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos \beta} = \frac{172 \cdot 4.0}{\cos 0^\circ} = 688 \text{ мм.}$$

Передатне відношення u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{172}{102} = 1.686.$$

Початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u - 1} = \frac{2 \cdot 140}{1.686 - 1} = 408 \text{ мм.}$$

Початковий діаметр колеса:

$$d_{w2} = \frac{2a_w u}{u - 1} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 1.686}{1.686 - 1} = 688 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів шестерні:

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m = 408 + 2(1 + 0)4.0 = 416 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів колеса:

$$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 - 0.2)m = 688 - 2(1 - 0 - 0.2)4.0 = 678.4 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів шестерні:

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m = 408 - 2(1 + 0.2 - 0)4.0 = 398.6 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів колеса:

$$d_{f2} = d_2 + 2(h_a^* + c^* + x_2)m = 688 + 2(1 + 0.2 + 0)4.0 = 617.6 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{102} - \frac{1}{172} \right) \right] \cos 0^\circ = 1.87.$$

Коефіцієнт осьового перекриття:

$$\varepsilon_\beta = \frac{\pi m}{\sin \beta} = \frac{3.14 \cdot 4}{\sin 0^\circ} = 0.$$

Сумарний коефіцієнт перекриття:

$$\varepsilon_v = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.87 + 0 = 1.87.$$

На підтвердження працездатності розрахованої зубчатої евольвентної передачі внутрішнього зачеплення проведемо її розрахунок на контактну міцність. Умова міцності має вигляд:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha}}{b \cdot d_1} \frac{u-1}{u}} \leq \sigma_{HP},$$

де F_t – колова сила на ділильному діаметрі в торцевому перетині:

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 587 \cdot 1000}{408} = 2870 \text{ Н},$$

K_A – коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження, для даного випадку приймаємо $K_A = 1$;

K_{Hv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, для даного випадку приймаємо $K_{Hv} = 1.01$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по довжині контактних ліній, для даного випадку приймаємо $K_{H\beta} = 1.05$;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами, для прямозубих коліс $K_{H\alpha} = 1.0$;

Z_E – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів спряжених зубчастих коліс, для даного випадку приймаємо $Z_E = 190$;

Z_H – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубів в полюсі зачеплення, для даного випадку приймаємо $Z_H = 2.49$;

Z_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній, для даного випадку приймаємо $Z_\varepsilon = 0.84$;

σ_{HP} – допустиме напруження при розрахунку на контактну міцність:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_N}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_v Z_X,$$

де $\sigma_{H \lim}$ – допустиме напруження при довготривалому навантаженні з постійним режимом, для даного випадку приймаємо $\sigma_{H \lim} = 850$ МПа;

Z_N – коефіцієнт довговічності, при довготривалій експлуатації $Z_N = 1.0$;

Z_L – коефіцієнт, що враховує наявність змещення, для даного випадку приймаємо $Z_L = 1.0$;

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубів, для даного випадку приймаємо $Z_R = 0.95$;

Z_v – коефіцієнт, що враховує колову швидкість, для даного випадку приймаємо $Z_v = 0.99$;

Z_X – коефіцієнт, що враховує розмір зубчатого колеса, для даного випадку приймаємо $Z_X = 1.0$;

$S_{H \min}$ – коефіцієнт запасу міцності, для даного випадку приймаємо $S_{H \min} = 1.2$.

Розраховуємо значення допустиме напруження:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_N}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_v Z_X = \frac{850 \cdot 1}{1.2} \cdot 1 \cdot 0.95 \cdot 0.99 \cdot 1 = 665 \text{ МПа.}$$

Виконуємо перевірку умови працездатності зубчастої передачі внутрішнього зачеплення по контактній міцності:

$$\begin{aligned}
\sigma_H &= Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha}}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u-1}{u}} = \\
&= 190 \cdot 2.49 \cdot 0.84 \sqrt{\frac{2870 \cdot 1 \cdot 1.01 \cdot 1.05 \cdot 1}{16 \cdot 408} \cdot \frac{1.686-1}{1.686}} = \\
&= 173 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 665 \text{ МПа}.
\end{aligned}$$

Умова міцності виконується, працездатність передачі забезпечена.

2.4 Розрахунок жорсткості підшипника обертання зубчастого колеса внутрішнього зачеплення

Даний підшипник є нестандартним і складається з трьох елементів: кільця з канавкою напівкруглого профілю, яке є частиною зубчастого колеса внутрішнього зачеплення, базового кільця з канавкою з четвертю круглого профілю, приєднаного до зовнішнього диску, притискного кільця з канавкою з четвертю круглого профілю, яка утримує кульки і створює необхідний натяг. Умови роботи даного підшипника подібні до роботи радіально-упорних підшипників, відповідно проводимо і їх розрахунок [7, 12].

Максимальна осьова сила, яка діє на даний підшипник, є дотична сила у черв'ячному зачепленні. Її величина становить:

$$F_{\text{дом}} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 7500}{32} = 468.75 \text{ Н}.$$

Відповідно до неї визначаємо силу натягу. Приймаємо, що $F_{a\max} = F_{\text{дом}}$.
Зовнішня осьова сила, при якій натяг однієї з умовних опор повністю знімається, визначається з залежності:

$$F_{a\max} = 1.5 \left[1 + \left(\frac{i_2}{i_1} \right)^{\frac{2}{3}} \right] F_H,$$

де F_H – сила натягу

i_1 та i_2 – число витків з тілами кочення в опорі 1 і 2 відповідно.

Відповідно

$$F_{a\max} = 1.5 \left[1 + \left(\frac{0}{1} \right)^{\frac{2}{3}} \right] F_H = 1.5 F_H,$$

$$F_H = \frac{F_{a\max}}{1.5} = \frac{468.75}{1.5} = 312.5 \text{ Н.}$$

Осьова жорсткість умовної опори визначається з залежності:

$$j_a = 1.5 C^{\frac{2}{3}} F_H^{\frac{1}{3}} \left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}} \right),$$

де C – вантажопідйомність витка з тілами кочення:

$$C = 10^5 z \sin^{\frac{5}{2}} \alpha \sqrt{1.25 d_\kappa},$$

де z – число тіл кочення в одному витку,

α – фактичний кут контакту у витку з тілами кочення, що змінюється під дією попереднього натягу,

d_k – діаметр кульки, мм.

Для розрахунку кута контакту необхідно визначити кут прикладення рівнодіючої сили, що тисне на підшипник. Осьова складова відома, це $F_{\text{дом}} = 468.75$ Н. Радіальних складових дві: одна – від радіальної сили у зубчастому зачепленні, інша – від радіальної сили у черв'ячному зачепленні. Приймаємо найбільш негативний випадок, коли сили додаються. Радіальна сила у зубчастому зачепленні:

$$F_{TZ} = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 990000}{688} = 2870 \text{ Н},$$

$$F_{RZ} = F_{TZ} \operatorname{tg} \alpha_w = 2870 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1050 \text{ Н}.$$

Радіальна сила у черв'ячному зачепленні:

$$F_{TC} = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 7500}{32} = 468.75 \text{ Н},$$

$$F_{RC} = F_{TC} \operatorname{tg} \alpha_w = 468.75 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 170 \text{ Н}.$$

Максимальна радіальна сила, що діє на підшипник:

$$F_R = F_{RZ} + F_{RC} = 1050 + 170 = 1220 \text{ Н}.$$

Отже, фактичний кут контакту у витку з тілами кочення:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{F_{a \max}}{F_R} = \operatorname{arctg} \frac{468.75}{1220} = 21^\circ.$$

Звідси, осьова жорсткість умовної опори:

$$C = 10^5 z \sin^{\frac{5}{2}} \alpha \sqrt{1.25 d_k} = 10^5 \cdot 200 \cdot \sin^{\frac{5}{2}} 21^\circ \sqrt{1.25 \cdot 6} = 4.21 \cdot 10^6 \text{ Н},$$

$$j_a = 1.5 C^{\frac{2}{3}} F_H^{\frac{1}{3}} \left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}} \right) = 1.5 \cdot (4.21 \cdot 10^6)^{\frac{2}{3}} \cdot 312.5^{\frac{1}{3}} \left(1^{\frac{2}{3}} + 0^{\frac{2}{3}} \right) = 2.65 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}.$$

Радіальна жорсткість умовної опори визначається за формулою:

$$j_r = \frac{k_4 i_{1(2)}^{\frac{2}{3}} j_a}{1.5 \operatorname{tg}^2 \alpha \left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}} \right)},$$

де k_4 – коефіцієнт, що характеризує розподіл навантаження між тілами кочення і залежить від співвідношення між силою натягу та

$$\text{радіальним навантаженням } \frac{F_H}{F_r \operatorname{tg} \alpha} = \frac{312.5}{1220 \operatorname{tg} 21^\circ} = 0.67, k_4 = 0.1.$$

Таким чином

$$j_r = \frac{k_4 i_{1(2)}^{\frac{2}{3}} j_a}{1.5 \operatorname{tg}^2 \alpha \left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}} \right)} = \frac{0.1 \cdot 1^{\frac{2}{3}} \cdot 2.65 \cdot 10^5}{1.5 \operatorname{tg}^2 21^\circ \left(1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right)} = 1.2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}.$$

Проведені розрахунки свідчать про високу осьову та радіальну жорсткості підшипника зубчастого колеса внутрішнього зачеплення.

РОЗДІЛ 3

ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПОПЕРЕЧНОГО СУПОРТА ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА ДЛЯ ОБРОБКИ СФЕРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ

3.1 Загальні вихідні дані

Для вирішення питання про економічну ефективність нової конструкції необхідно обрати базу, яку приймають за основу для виявлення техніко-економічних переваг нового конструкторського рішення і визначення економічного ефекту впровадження спроектованої конструкції у виробництво.

В якості бази для порівняння приймаємо токарний верстат мод. 16K20Ф3, на якому можлива обробка сферичних елементів деталей. Модернізація даного верстата, яка полягає у демонтажі поперечного супорта та встановленні замість нього силового столу, дозволить адаптувати верстат для обробки сферичних поверхонь, підвищити точність обробки, знизити втрати від браку та забезпечити значно вищу продуктивність праці.

Розрахунок річного економічного ефекту від експлуатації модернізованого верстату проведемо для умовного обсягу виробництва продукції – 50000 шт./рік та умовного часу обробки деталі – 0,33 хв.

Техніко-економічні показники базового та проектного варіантів зведено до табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Загальні вихідні техніко-економічні показники
базового та проектного варіантів

№ п/п	Показник	Одиниця	Варіанти	
			базовий	проект
1	2	3	4	5
1.	Програма випуску деталей	шт./рік	50000	50000

Продовження табл. 3.1

1	2	3	4	5
2.	Штучний час обробки	хв.	1,0	0,33
3.	Площа, яку займає верстат	м ²	5,75	5,75
4.	Встановлена потужність електродвигунів	кВт	11,0	11,0
5.	Категорія ремонтної складності механічної/електричної частин	УРО	11/12	11/12
6.	Розряд роботи верстатника	розряд	4	3
7.	Оптова ціна верстата	грн.	756400	—

3.2 Конструкторська підготовка виробництва

Конструкторська підготовка виробництва складається з етапів проектування силового вузла (який буде встановлено на токарний верстат) з послідовним розвитком та уточненням окремих розрахунків та конструкторських рішень. Роботи виконуємо в такій послідовності.

1) Встановлюємо етапи конструкторської підготовки виробництва:

- технічне завдання;
- технічна позиція;
- ескізний проект;
- технічний проект;
- робочий проект.

2) Визначаємо кількість деталей, які підлягають розробці, диференціюючи їх за видами. За допомогою коефіцієнтів переводу деталі різних видів переводимо в "умовні деталі".

3) Трудомісткість технічного і робочого проектів визначаємо як добуток відповідної загальної кількості "умовних деталей" на трудомісткість однієї умовної деталі в залежності від групи новизни та складності вузла, який конструюється.

4) Трудомісткість технічного завдання, технічної пропозиції, ескізного проекту визначаємо відповідно групі новизни та складності вузла.

5) Трудомісткість проектування електричних принципів та монтажної схем, які входять до складу робочого проекту вузла, визначаємо в залежності від їхньої новизни та складності.

6) Використовуючи дані трудомісткості етапів робіт конструкторської підготовки виробництва, розроблюємо сітьовий графік, який дозволяє організувати процес проектування так, щоб виконати його в найкоротший термін. Оскільки розрахунки сітьового графіка відносяться до організаційно-планових, доцільно винести їх в окремий розділ, після закінчення економічного обґрунтування проекту.

7) Після визначення трудомісткості робіт розраховуємо витрати на конструкторську підготовку виробництва.

8) Всі отримані результати зводимо до табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Результати розрахунку трудомісткості та витрат конструкторської підготовки виробництва

№ п.п	Показники та етапи робіт	Технічне завдання	Технічна пропозиція	Ескізний проект	Технічний проект	Робочий проект	Всього
1	2	4	5	6	7	8	9
1.	Група новизни	III					III
2.	Група складності	III					III
3.	Клас точності	II					
4.	Кількість деталей × коефіцієнт переводу в "умовні деталі", шт:						
	а) корпусних масою більш ніж 100 кг				1×5	1×10	
	б) литі і зварні				3×2	3×4	
	в) оригінальних, які не є литими та корпусними				11×1	11×1	
	г) уніфікованих у вузли				4×7	4×3,5	
	д) стандартних нормалізованих				300×0,15	300×0,15	

Продовження табл. 3.2

1	2	4	5	6	7	8	9
	е) покупних				10×0,5	10×0,15	
5.	Кількість умовних деталей, шт				100,0	93,5	
6.	Норма на умовну деталь, н-год				4,3	4,8	
7.	Трудовісткість виконання етапу робіт, н-год	15	40	60	430,0	448,8	
8.	Розробка електросхем, н-год: а) принципової б) монтажною					18 14	
11.	Загальна трудовісткість, н-год	28	40	60	430,0	480,8	1038,8
12.	Середньогодинна заробітна плата конструктора, грн/год	93,172	84,462	80,246	81,277	69,424	
13.	Зарплата основна (З _о), грн	2608,82	3378,48	4814,76	34949,11	33379,06	79130,23
14.	Зарплата додаткова (З _д): 10% від З _о , грн	260,88	337,85	481,48	3494,91	3337,91	7913,02
15.	Відрахування у соціальні фонди: 22% від (З _о +З _д), грн	631,33	817,59	1165,17	8457,68	8077,73	19149,51
16.	Витрати на відрядження: 5% від З _о , грн	130,44	168,92	240,74	1747,46	1668,95	3956,51
17.	Накладні витрати: 45% від З _о , грн	1173,97	1520,32	2166,64	15727,10	15020,58	35608,60
18.	Всього вартість проекту В _{пк} , грн	4805,44	6223,16	8868,79	64376,26	61484,23	145758,0

3.3 Технологічна підготовка виробництва

Технологічну підготовку виробництва здійснюємо відповідно до вимог "Єдиної системи технологічної підготовки виробництва", яка встановлює такі етапи:

- технологічний контроль креслень, їх відладка та розмноження;
- розробка технологічних процесів:

а) виготовлення деталей;

б) складання окремих вузлів;

- конструювання оснастки й нестандартних засобів механізації та автоматизації;

– виготовлення оснастки й нестандартних засобів механізації та автоматизації.

Визначаємо трудомісткість технологічної підготовки виробництва в такій послідовності:

1) В залежності від кількості деталей та вузлів різної технологічної складності, враховуючи диференційні норми часу, визначаємо трудомісткість проектування технологічних процесів виготовлення деталей та складання вузлів.

2) Трудомісткість інших етапів робіт технологічної підготовки виробництва визначаємо в процентах від трудомісткості проектування технологічних процесів обробки деталей та складання вузлів.

Після визначення трудомісткості виконання етапів робіт з технологічної підготовки виробництва визначаємо вартість проекту – B_T .

Всі виконання розрахунки зводимо до табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Витрати на технологічну підготовку виробництва

№ п.п	Показники та етапи робіт	Кількість	Кількість нормо-годин на одиницю	Загальна кількість нормо-годин	Середньогодинна зарплата, грн/год	Зарплата основна Z_o , грн	Додаткова зарплата Z_d , грн, (10% від Z_o)	Відрахування у соціальні фонди, грн 22% від ($Z_o + Z_d$)	Накладні витрати, грн 55% від Z_o	Загальна вартість B_T , грн
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1.	Технологічний контроль креслень, їх відладка, розмноження, н-год			25,4	87,312	2217,72	221,77	536,69	1219,75	4195,94
2.	Розробка техпроцесів виготовлення деталей:									
	а) загальна кількість деталей, шт	15		187,5		15745,9	1574,59	3810,5	8660,24	29791,22
	б) в т.ч по групах техно-логічної складності, шт:									
	I	3	4,5	13,5	69,42	937,17				

Продовження табл. 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2.	II	5	9	45	69,42	3123,90				
	III	6	17	102	87,79	8954,58				
	IV	1	27	27	101,12	2730,24				
3.	Розробка техпроцесу складання вузла V групи технологічної складності, н-год			17,8	90,13	1604,31	160,43	388,24	882,37	3035,36
4.	Проектування спеціального оснащення, нестандартних засобів механізації та автоматизації, н- год			65,4	101,07	6609,98	661,00	1599,61	4296,49	13167,1
5.	Виготовлення спеціального оснащення, нестандартних засобів механізації та автоматизації, н- год			48,7	69,42	3380,75	338,08	818,14	4225,94	8762,91
6.	Інші витрати, н-год			28,7	69,42	1992,35	199,24	482,15	1095,79	3769,53
7.	Всього вартість проекту $B_{пт}$, грн			373,5		31551,0 1	3155,1	7635,35	20380,58	62722,0

3.4 Визначення повної собівартості та оптової ціни силового вузла

Після визначення трудомісткості виготовлення силового вузла розраховуємо:

а) основну заробітну плату виробничих робітників:

$$Z_{op} = \sum_{i=1}^n C_{ri} \cdot T_i, \quad (3.1)$$

де n – кількість i -тих видів робіт;

C_{r_i} – середньогодинна тарифна ставка робітників, які виконують i -й вид робіт з урахуванням умов праці, грн.

Так, основна заробітна плата виробничих робітників на механічних роботах:

$$Z_{op}^M = 226,0 \cdot 77,979 = 17623,25 \text{ грн.}$$

б) витрати на утримання та експлуатацію обладнання:

$$B_o = \sum_{i=1}^n Z_{op_i} \cdot \frac{\Pi_{pp_i}}{100}, \quad (3.2)$$

де Π_{pp_i} – процент витрат на утримання та експлуатацію обладнання по кожному i -му виду робіт за заводською калькуляцією.

Так, витрати на утримання та експлуатацію обладнання на механічних роботах:

$$B_o = 17623,25 \cdot \frac{385}{100} = 67849,53 \text{ грн.}$$

в) цехові витрати:

$$B_{цех} = \sum_{i=1}^n Z_{op_i} \cdot \frac{\Pi_{цр_i}}{100}, \quad (3.3)$$

де $\Pi_{цр}$ – процент цехових витрат по кожному i -му виду робіт за заводською калькуляцією.

Для механічних робіт:

$$B_{\text{цех}}^{\text{м}} = 17623,25 \cdot \frac{232}{100} = 40885,95 \text{ грн.}$$

Аналогічно виконуємо розрахунки даних статей на інших роботах, результати заносимо до табл. 3.4.

Таблиця 3.4

Трудовісткість виготовлення та окремі види витрат, які включені до собівартості виготовлення силового вузла

Види робіт	Трудовісткість робіт n-год	Середній розряд	Середньогодинна тарифна ставка робітників, грн/год	Основна заробітна плата робітників $Z_{\text{ор}}$, грн	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання, $B_{\text{о}}$, грн		Загальноцехові витрати $K_{\text{цех}}$, грн	
					%	грн.	%	грн.
Ливарні	12,3	3	87,048	1070,69	350	3747,42	242	2591,07
Ковальсько- штампувальні	5,2	3	78,605	408,75	410	1675,86	223	911,50
Зварювально- заготівельні	5,8	4	84,217	488,46	245	1196,72	132	644,77
Механічні	226,0	4	77,979	17623,25	385	67849,53	232	40885,95
Термічні	8,5	3	87,048	739,91	395	2922,64	282	2086,54
Гальванічні	7,2		87,048	626,75	280	1754,89	150	940,12
Слюсарсько- складальні	34,7	4	77,979	2705,87	210	5682,33	242	6548,21
Електророботи	4,5	4	77,979	350,91	215	754,45	132	463,20
Фарбувальні	1,1	2	57,184	62,90	110	69,19	120	75,48
Пакувальні	2,2	2	57,184	125,80	110	138,39	120	150,97
Інші	3,5	3	70,181	245,63	220	540,39	240	589,52
Всього	311,0	—	-	24448,92	-	86331,80	-	55887,32

Повну собівартість вузла розраховуємо за статтями витрат за допомогою отриманих на підприємстві кошторисних та звітних калькуляцій базових конструкцій. Розрахунок виконуємо за формулою:

$$C_{\text{пов}} = M_o + M_d + \Pi_n + B_n + T_v - B_{zv} + E_{\text{тех}} + \Pi_{\text{тех}} + \\ + Z_{\text{ор}} + Z_{\text{др}} + B_c + B_{\text{цех}} + B_{\text{зав}} + B_{\text{ін}} + B_{\text{пв}}, \quad (3.4)$$

де M_o , M_d – відповідно витрати на основні та допоміжні матеріали, грн.;
 Π_n – покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств, грн.;

Розрахунок витрат на основні матеріали та покупні напівфабрикати зведено до табл. 3.5.

T_v – транспортно-заготівельні витрати, грн.;

B_n – напівфабрикати власного виробництва, грн.;

B_{zv} – зворотні відходи, які реалізуються (віднімаються), грн.;

$E_{\text{тех}}$, $\Pi_{\text{тех}}$ – енергія та паливо на технологічні цілі, грн.;

$Z_{\text{др}}$ – допоміжна заробітна плата виробничих робітників, грн.;

B_c – відрахування в фонд соціального страхування, грн.;

$B_{\text{зав}}$ – загальнозаводські витрати, грн.;

$B_{\text{ін}}$ – інші виробничі витрати, грн.;

$B_{\text{пв}}$ – поза виробничі витрати, грн.

Таблиця 3.5

Склад матеріальних витрат на вузол

№ п/п	Матеріали та комплектуючі вироби	Оди- ниця	Витрати (шт, кг)	Ціна, грн	Витрати на виріб, грн.
Основні матеріали					
1	Сталь 10Х	кг	150,0	45,20	6780,00
2	Чавун СЧ20	кг	150,0	68,00	10200,00
3	Труба латунна Ø 4×150 м	кг	5,0	282,60	1413,00
4	Пруток сталевий	кг	30,0	41,88	1256,40
5	Бронза БРОЖЦК	кг	120,0	324,15	38898,00
	Всього				58547,40

Продовження табл. 3.5

Покупні напівфабрикати					
1	Електродвигун (0,75 кВт)	шт.	2	12380,0	24760,00
2	Підшипники	шт.	4	42,0	168,00
3	Кульки	шт.	200	317,24	63448,00
4	Тормоз	шт.	2	1040,0	2080,00
5	Метизи	кг	2,5	147,45	368,63
6	Гвинти	шт.	100	7,40	740,00
7	Кришки підшипникових вузлів	шт.	2	945,0	1890,00
8	Інші покупні				584,00
Всього		—	—	—	94038,63

Розрахунок собівартості вузла зводимо до табл. 3.6.

Оптову ціну силового вузла розраховуємо за формулою:

$$C_{ont} = C_{нов} + \Pi_n \quad (3.5)$$

де Π_n – нормативний прибуток, грн.

$$\Pi_n = \frac{P_{np} \cdot C_{нов}}{100}, \quad (3.6)$$

де P_{np} – рентабельність виробництва верстата, %.

$$\Pi_n = \frac{25 \cdot 22200}{100} = 5600 \text{ грн.}$$

$$C_{ont} = 22200 + 5600 = 27800 \text{ грн.}$$

Таблиця 3.6

Повна собівартість та оптова ціна силового вузла

№ п.п	Стаття калькуляції	Коротке позначення	Метод розрахунку, джерело інформації	Результат, сума, грн.
1.	Матеріали основні	M_o	табл. 5	58547,40
2.	Матеріали допоміжні	M_d	4% від M_o	2341,90
3.	Покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств	$П_n$	табл. 5	94038,63
4.	Зворотні відходи	$-B_{зв}$	5% від M_o	3512,84
5.	Транспортно-заготівельні витрати	T_v	6,0% від $(M_o + M_d + П_n)$	6197,12
6.	Паливо та енергія на технологічні цілі	$П_{тех}, E_{тех}$	78% від $З_{ор}$	19070,16
7.	Всього матеріальні витрати			176682,35
8.	Основна заробітна плата виробничих робітників	$З_{ор}$	табл. 4	24448,92
9.	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	$З_{др}$	10% від $З_{ор}$	2444,89
10.	Відрахування в фонд соціального страхування	B_c	22% від $(З_{ор} + З_{др})$	5916,64
11.	Відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення	$B_{цп}$	8,32% від $З_{ор}$	2004,81
12.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання	B_o	табл. 4	86331,80
13.	Цехові витрати	$K_{цех}$	табл. 4	55887,32
14.	Загальнозаводські витрати	$K_{зав}$	210% від $З_{ор}$	51342,73
15.	Інші виробничі витрати	$B_{ін}$	2,2% від $З_{ор}$	537,88
16.	Виробнича собівартість	$C_{вир}$	$\Sigma(7 \div 15)$	405597,34
17.	Позавиробничі витрати	$K_{пв}$	1% від $C_{вир}$	4055,97
18.	Повна собівартість	$C_{нов}$	$C_{вир} + K_{пв}$	409652,17
19.	Прибуток нормативний	$П_n$	15% від $C_{нов}$	61447,83
20.	Оптова ціна	$Ц_{онт}$	$C_{нов} + П_n$	471100,0

3.5 Визначення експлуатаційних витрат (собівартості обробки), які припадають на одиницю продукції в базовому та проектному варіантах

Розрахунок виконуємо за формулою:

$$B_c = \sum_{i=1}^m B_i, \quad (3.7)$$

де B_3 – витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальне страхування основних робітників, грн.;

B_e – витрати на силову електроенергію, грн.;

$B_{мд}$ – витрати на допоміжні матеріали, грн.;

B_p – витрати на ремонт обладнання, грн.;

$B_{п}$ – витрати на утримання приміщення, грн.;

B_n – витрати на наладку, грн.;

B_a – витрати на амортизацію обладнання, грн.

Витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальне страхування:

$$B_3 = C_r \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60} \cdot (1 + K_d) \cdot (1 + K_c), \quad (3.8)$$

де $T_{\text{нор}}$ – час обробки деталі, хв.;

K_d, K_c – коефіцієнти додаткової зарплати та відрахувань на соціальне страхування відповідно.

В базовому варіанті:

$$B_{3б} = 77,979 \cdot \frac{1,0}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 1,7441 \text{ грн.}$$

В проектному варіанті:

$$B_{3n} = 70,180 \cdot \frac{0,33}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 0,5180 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію силову:

$$B_e = \frac{N_B \cdot K_o \cdot K_N \cdot K_d}{\eta_m \cdot \eta_c} \cdot \frac{T_{шт.}}{60} \cdot C_{ел}, \quad (3.9)$$

де N_B – встановлена потужність електродвигунів вузла, кВт;

K_o – коефіцієнт одночасної роботи моторів (приймають 0,65...0,8);

K_N – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю (для токарних верстатів – 0,5...0,6);

K_d – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів верстата за часом (приймають 0,4);

η_c – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів – 0,86;

η_m – коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії в мережі підприємства – 0,92;

$C_{ел}$ – ціна 1 кВт-год силовій електроенергії, грн.

$$B_{ел}^{баз} = \frac{11 \cdot 0,6 \cdot 0,7 \cdot 0,4}{0,86 \cdot 0,92} \cdot \frac{1,0}{60} \cdot 7,5 = 0,3454 \text{ грн.},$$

$$B_{ел}^{пр} = \frac{11 \cdot 0,65 \cdot 0,7 \cdot 0,4}{0,86 \cdot 0,92} \cdot \frac{0,33}{60} \cdot 7,5 = 0,1064 \text{ грн.}.$$

Витрати на допоміжні матеріали:

$$B_{мв} = \frac{M_{гв} \cdot R_m \cdot T_{шт.}}{60 \cdot 100} \cdot K_{п}, \quad (3.10)$$

де $M_{\text{гв}}$ – годинні витрати на допоміжні матеріали на 1 УРО механічної частини всіх типів верстатів, коп.;

$R_{\text{м}}$ – категорія складності ремонту механічної частини верстата, УРО;

$K_{\text{п}}$ – коефіцієнт, який враховує тип (для серійного $K_{\text{п}} = 1,0$).

$$B_{\text{дм}}^{\text{баз}} = \frac{79,5 \cdot 11 \cdot 1,0}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 0,1458 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{дм}}^{\text{пр}} = \frac{79,5 \cdot 11 \cdot 0,33}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 0,0481 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт обладнання:

$$B_{\text{р}} = \frac{R_{\text{м}} \cdot \Gamma_{\text{вм}} + R_{\text{е}} \cdot \Gamma_{\text{вс}}}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (3.11)$$

де $\Gamma_{\text{вм}}$, $\Gamma_{\text{вс}}$ – відповідно річні витрати на всі види ремонту на 1 УРО механічної та електричної частин вузла, грн./рік;

$F_{\text{дрм}}$ – дійсний річний фонд часу роботи верстата (при двозмінному режимі роботи для серійного виробництва – 3950 год.).

$$B_{\text{р}}^{\text{баз}} = \frac{11 \cdot 880 + 12 \cdot 720}{3950} \cdot \frac{1,0}{60} = 0,0773 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{р}}^{\text{пр}} = \frac{11 \cdot 880 + 12 \cdot 720}{3950} \cdot \frac{0,33}{60} = 0,0255 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання приміщення:

$$B_{\text{уп}} = \frac{F_{\text{о}} \cdot K_{\text{д}} \cdot C}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (3.12)$$

де F_o – виробнича площа, яку займає одиниця обладнання, m^2 ;

K_d – коефіцієнт, який враховує додаткову площу (на проходи, проїзди, побутові та службові приміщення);

C – річні витрати, пов'язані з використанням $1 m^2$ виробничого приміщення, грн./ m^2 .

$$B_{уп}^{баз} = \frac{5,75 \cdot 3,0 \cdot 1,0}{3950 \cdot 60} \cdot 780 = 0,0568 \text{ грн.},$$

$$B_{уп}^{пр} = \frac{5,75 \cdot 3,0 \cdot 780 \cdot 0,33}{3950 \cdot 60} = 0,0187 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію верстата:

$$B_a = \frac{\Phi_{бал} \cdot H_a}{F_{дрм} \cdot 100} \cdot \frac{T_{нор}}{60}, \quad (3.13)$$

де H_a – норма амортизації, %;

$\Phi_{бал}$ – балансова вартість верстата, грн.

Балансову вартість верстата знайдемо за формулою:

$$\Phi_{бал} = Ц_{опт} \cdot (1 + K_{тр} + K_m + K_\phi), \quad (3.14)$$

де $Ц_{опт}$ – оптова ціна верстата, грн;

$K_{тр}$, K_m , K_ϕ – відповідно коефіцієнти, які враховують транспортування (0,05...0,1), монтаж (0,04...0,06) та влаштування фундаменту (0,02...0,08).

Балансова вартість базового верстату:

$$\Phi_{бал}^б = 756400 \cdot (1 + 0,07 + 0,05 + 0,04) = 877424 \text{ грн.};$$

Модернізований верстат буде зараховано на баланс підприємства за наступною вартістю:

$$\Phi_{бал}^H = \Phi_{зал}^{\delta} - B_{ан} + \Phi_{бал.СВ} \text{ грн.}, \quad (3.15)$$

де $\Phi_{зал}^{\delta}$ — залишкова вартість базового верстата на момент модернізації (після 5-ти років експлуатації):

$$\Phi_{зал}^{\delta} = \Phi_{бал}^{\delta} - \frac{\Phi_{бал}^{\delta} \cdot H_a \cdot T_{сл}}{100} = 877424 - \frac{877424 \cdot 15 \cdot 5}{100} = 219356 \text{ грн.} \quad (3.16)$$

$B_{ан}$ — вартість анульованого вузла (поперечного супорту), грн.;

$\Phi_{бал.СВ}$ — балансова вартість придбаного силового вузла, грн.

$$\Phi_{бал}^H = 219356 - 8723 + 471100 \cdot 1,11 = 733554 \text{ грн.}$$

$$B_a^{баз} = \frac{877424 \cdot 1,0 \cdot 15}{3950 \cdot 60 \cdot 100} = 0,5553 \text{ грн.},$$

$$B_a^{пр} = \frac{733554 \cdot 15 \cdot 0,33}{3950 \cdot 60 \cdot 100} = 0,1532 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків зводимо до табл. 3.7.

Таблиця 3.7

Експлуатаційні витрати (собівартість обробки)

№ п/п	Експлуатаційні витрати	Умовне позначення	Варіанти	
			Базовий	Проект
1	2	3	4	5
1.	Заробітна плата основна, додаткова з відрахуваннями у соціальні фонди	B_z	1,7441	0,5180
2.	Силовa електроенергія	$B_{ел}$	0,3454	0,1064

Продовження табл. 3.5

1	2	3	4	5
3.	Допоміжні матеріали	$B_{\text{дм}}$	0,1458	0,0481
4.	Ремонт обладнання	$B_{\text{р}}$	0,0773	0,0255
5.	Утримання приміщення	$B_{\text{уп}}$	0,0568	0,0187
6.	Амортизація обладнання	$B_{\text{а}}$	0,5553	0,1522
Загальна сума		$B_{\text{е}}$	2,9247	0,8699

3.6 Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект, який отримує виробник силового вузла, розраховуємо за формулою:

$$E_{\text{рв}} = (C_{\text{опт}}^{\text{пр}} - C_{\text{пов}}^{\text{пр}}) \cdot P_{\text{в}} - E_{\text{н}} \cdot K_{\text{в}}, \quad (3.17)$$

де $C_{\text{опт}}^{\text{пр}}$ – оптова ціна проектного вузла, грн.;

$C_{\text{пов}}^{\text{пр}}$ – повна собівартість проектного вузла, грн.;

$P_{\text{в}}$ – програма виробництва вузлів, шт./рік;

$E_{\text{н}}$ – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень ($E_{\text{н}} = 0,16$);

$K_{\text{в}}$ – додаткові капітальні витрати у виробника, грн.

$$K_{\text{е}} = B_{\text{пк}} + B_{\text{т}}, \quad (3.18)$$

де $B_{\text{пк}}$, $B_{\text{т}}$ – відповідно вартість конструкторської та технологічної підготовки виробництва, грн.

$$E_{\text{рв}} = (471100 - 409652) \cdot 1 - 0,16 \cdot 208507 = 28100 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект у споживача розрахуємо за формулою:

$$E_{\text{рсп}} = (B_{\text{е}}^{\text{баз}} - B_{\text{е}}^{\text{пр}}) \cdot N_{\text{д}} - E_{\text{н}} \cdot K_{\text{сп}}, \quad (3.19)$$

де $B_{\text{е}}^{\text{баз}}, B_{\text{е}}^{\text{пр}}$ – експлуатаційні витрати відповідно в базовому та проектному варіантах, грн.;

$N_{\text{д}}$ – річна програма обробки деталі на модернізованому верстаті, шт./рік;

$K_{\text{сп}}$ – додаткові капітальні витрати у споживача (балансова вартість придбаного силового столу), грн.

$$E_{\text{рсп}} = (2,9247 - 0,8699) \cdot 50000 - 0,16 \cdot 471100 \cdot 1,11 = 19100 \text{ грн.}$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень:

– у виробника:

$$T_{\text{окв}} = \frac{K_{\text{с}}}{(C_{\text{опт}}^{\text{пр}} - C_{\text{пов}}^{\text{пр}}) \cdot \Pi_{\text{в}}} = \frac{208507}{(471100 - 409652) \cdot 1} = 3,4 \text{ роки} \quad (3.21)$$

– у споживача:

$$T_{\text{оксп}} = \frac{K_{\text{сп}}}{(B_{\text{е}}^{\text{баз}} - B_{\text{е}}^{\text{пр}}) \cdot N_{\text{д}}} = \frac{522921}{(2,9247 - 0,8699) \cdot 50000} = 5,0 \text{ років} \quad (3.22)$$

У підсумку складаємо зведену таблицю техніко-економічних показників проекту (табл. 3.8).

Таблиця 3.8

Підсумкові техніко-економічні показники базового та модернізованого вузлів

№ п/п	Показники	Оди- ниця	Базовий варіант	Проект- ний варіант	Зміна, % (+,-)
1.	Програма виробництва вузлів	шт/рік	1	1	—
2.	Річний випуск виробів (умовний)	шт/рік	50000	50000	—
3.	Штучний час обробки виробу (умовний)	хв.	1,0	0,33	-67,0
4.	Балансова вартість верстата	грн.	877424	733554	-16,3
5.	Повна собівартість силового столу	грн.	—	409652	—
6.	Оптова ціна силового столу без ПДВ	грн.	—	471100	—
7.	Собівартість одиниці обробки із застосуванням силового вузла	грн.	2,9247	0,8699	-70,3
8.	Капітальні витрати на конструкторську та технологічну підготовку виробництва	грн.	—	208507	—
9.	Додаткові капітальні витрати:				
	а) у виробника	грн.		208507	
	б) у споживача	грн.	—	522921	—
10.	Строк окупності додаткових капітальних витрат				
	а) у виробника	років	—	3,4	—
	б) у споживача	років	—	5,0	—
11.	Річний економічний ефект:				
	а) у виробника	грн.	—	28100	—
	б) у споживача	грн.	—	19100	—

3.7 Організаційно-планові розрахунки

3.7.1 Розробка плану виконання комплексу робіт з конструкторської підготовки виробництва

Складання плану виконання комплексу робіт виконуємо з використанням сітьових методів планування й організації виробництва. Комплекс робіт, на який необхідно розробити оптимізований план, представимо у вигляді сітьової моделі (рис. 3.1). Дані про тривалість виконання кожної роботи та попередньо прийняту кількість виконавців зводимо до табл. 3.9.

Таблиця 3.9

Дані про комплекс робіт з проектування силового столу

Номер роботи	Шифр роботи	Зміст роботи	Тривалість виконання, роб. дні	Кількість виконавців, чол
1	2	3	4	5
1.	1–2	Розробка технічного завдання	1–2	2
2.	2–3	Аналіз науково-технічної літератури	5–8	2
3.	2–4	Аналіз патентної літератури	18–20	3
4.	4–5	Розробка кінематичної схеми силового вузла	2–3	2
5.	4–6	Аналіз технологічності деталі	1–2	1
6.	5–7	Кінематичні розрахунки	2–4	2
7.	6–7	Розрахунок режимів різання	2–4	1
8.	5–8	Розробка електросхеми	2–3	2
9.	7–9	Модернізація прокольного супорта	8–10	2
10.	9–10	Вибір нормалізованих деталей та вузлів	2–4	1
11.	7–10	Силкові розрахунки та розрахунки робочих параметрів	1–2	2
12.	8–10	Вибір електродвигунів	1–2	1
13.	10–11	Перевірка креслень складальних одиниць на технологічність	1–2	1
14.	10–12	Розробка креслень загального виду силового столу	1–2	2
15.	11–13	Коректування креслень складальних одиниць за результатами техконтролю	3–5	3

Продовження табл. 3.9

1	2	3	4	5
16.	12–17	Перевірка конструкції на відповідність вимогам техніки безпеки	3–6	2
17.	12–14	Перевірка креслень загального виду на технологічність	1–2	2
18.	12–15	Розробка відомостей специфікацій	1–2	2
19.	13–17	Нормоконтроль креслень складальних одиниць	1–2	1
20.	14–17	Нормоконтроль складального креслення	1–2	1
21.	15–16	Розробка відомостей покупних	1–2	1
22.	16–17	Розрахунок економічної ефективності	1–2	1
23.	10–17	Перевірка конструкції на патентну чистоту	5–10	3
24.	17–18	Передача комплексу документації на науково-технічну раду (НТР)	1–2	2
25.	18–19	Доробка конструкторської документації по зауваженням НТР	4–5	3
26.	19–20	Розмноження, комплектування та передача документації в цех	2–3	1

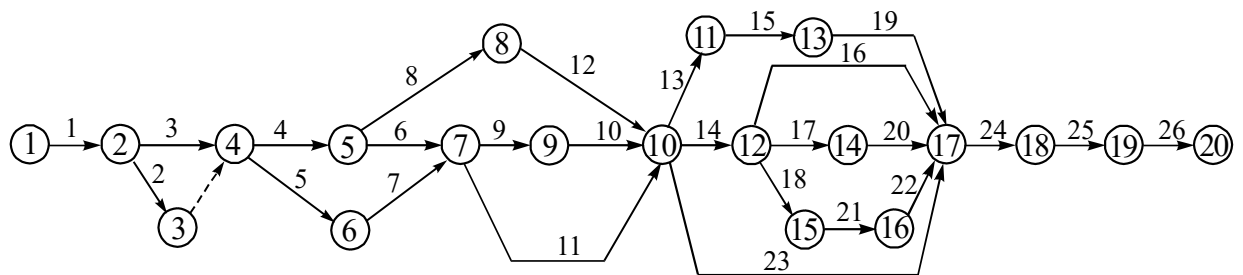


Рис. 3.1 Сітьова модель комплексу робіт з проектування силового столу

3.7.2 Визначення очікуваної тривалості робіт

Тривалість робіт, яка визначається за нормативами, може задаватися однозначно або у вигляді мінімально ($t_{\min}$) та максимально ($t_{\max}$) можливих значень. Для таких робіт очікувану тривалість визначаємо за формулою:

$$t_{\text{оч}} = \frac{3 \cdot t_{\min} + 2 \cdot t_{\max}}{5}. \quad (3.23)$$

Так, наприклад, для роботи 2–3:

$$t_{\text{оч}_{2-3}} = \frac{3 \cdot 5 + 2 \cdot 8}{5} = 6 \text{ роб.днів.}$$

Результати розрахунків округляємо до цілих чисел і записуємо до таблиці 10, а також наносимо на вихідну сітьову модель (рис. 3.2). При цьому тривалість роботи вказують над стрілкою, кількість виконавців – під нею.

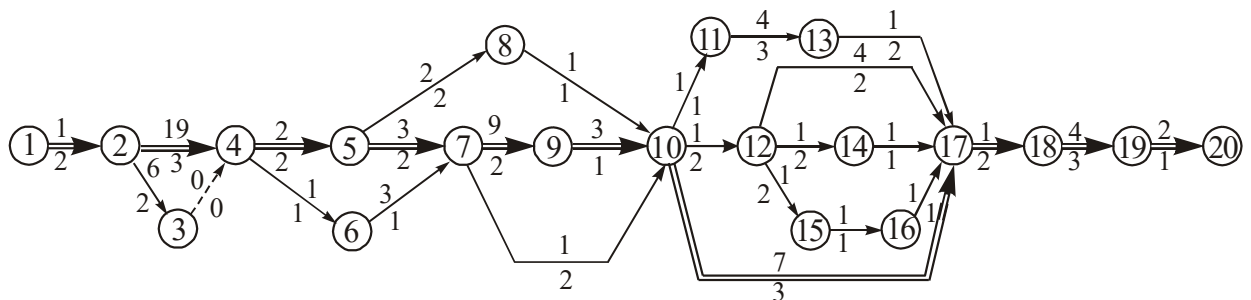


Рис. 3.2. Вихідний сітьовий графік

3.7.4 Розрахунок параметрів сітьового графіка

До основних параметрів сітьового графіка відносяться ранні T_p та пізні T_n строки здійснення подій, резерви часу подій P_n та робіт P_p , коефіцієнти напруженості робіт K_n , тривалість критичного шляху.

Ранній строк здійснення i -тої події визначається тривалістю максимального шляху від початкової події до даної (табл. 11).

Ранній строк здійснення кінцевої події дорівнює тривалості критичного шляху $L_{кр}$. В даному випадку він складає 63 робочих дня.

Пізні строки здійснення подій розраховуємо за наступною формулою, а отримані величини заносимо до таблиці 11.

$$T_{n_i} = L_{кр} - L_{\max_{i-c}}, \quad (3.24)$$

де $L_{\max i-c}$ – тривалість максимального шляху від даної i -тої події до кінцевої c -тої події.

Наприклад:

$$T_{\Pi_{14}} = 51 - 8 = 43 \text{ роб.днів.}$$

Резерви часу здійснення подій визначаємо за наступною формулою, а отримані величини заносимо до табл. 11.

$$P_{\Pi_i} = T_{\Pi_i} - T_{P_i}. \quad (3.25)$$

Наприклад:

$$P_{\Pi_{14}} = 43 - 39 = 4 \text{ роб. днів.}$$

Кількісна оцінка рівня напруженості некритичних робіт відносно лімітуючих робіт критичного шляху проводиться за допомогою коефіцієнтів напруженості робіт K_n . Цей коефіцієнт для робіт, які лежать на критичному шляху, дорівнює одиниці, а для фіктивних робіт він дорівнює нулю.

Для некритичних робіт коефіцієнт напруженості менше одиниці. Його визначають за формулою:

$$K_{H_i-k} = \frac{L_{\max} - L_{кр.с}}{L_{кр} - L_{кр.с}}, \quad (3.26)$$

де $L_{\max}$ – тривалість максимально повного шляху, який проходить через дану роботу;

$L_{кр.с}$ – відрізок цього шляху, який співпадає з критичним шляхом.

Отриманні величини K_n заносимо до таблиці 3.10.

Наприклад, для роботи 2–3:

$$K_{\text{н2-3}} = \frac{38 - 31}{51 - 31} = 0,35.$$

Таблиця 3.10

Параметри робіт

Шифр роботи	Тривалість виконання, роб. дні				Кількість виконавців, чел		Коефіцієнт напруженості		с. роб. дні
	$t_{\min}$	$t_{\max}$	Очікувана ($t_{\text{оч}}$)						
			до оптимізації	після оптимізації	до оптимізації	після оптимізації			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1–2	1	2	1	1	2	2	1	1	0,04
2–3	2	3	2	6	2	2	0,35	0,32	
2–4	18	20	19	19	3	2	1	1	
3–4	Фіктивна робота		0	0	0	0	0	0	0,08
4–5	2	3	2	2	2	2	1	1	
4–6	1	2	1	1	1	1	0,8	1	
5–7	2	4	3	1	2	3	1	0,75	0,04
6–7	2	4	3	3	1	1	0,8	1	
5–8	2	3	2	4	2	1	0,2	0,8	
7–9	8	10	9	3	2	3	1	1	0,08
9–10	2	4	3	3	1	1	1	1	
7–10	1	2	1	3	1	1	0,083	0,33	
8–10	1	2	1	1	1	1	0,2	0,72	0,08
10–11	1	2	1	1	1	1	0,86	0,86	
10–12	1	2	1	1	2	2	0,45	0,72	
11–13	3	5	4	4	3	3	0,86	0,86	0,08
12–17	3	6	4	4	2	2	0,45	0,72	
12–14	1	2	1	1	2	2	0,27	0,43	
12–15	1	2	1	1	2	2	0,57	0,57	0,08
13–17	1	2	1	1	1	1	0,86	0,86	

Продовження табл.3.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
14–17	1	2	1	1	1	1	0,27	0,43	
15–16	1	2	1	1	1	1	0,57	0,57	
16–17	1	2	1	1	1	1	0,57	0,57	
10–17	5	10	7	7	1	1	0,57	0,57	0,2
17–18	1	2	1	1	2	2	1	1	0,04
18–19	4	5	4	4	3	3	1	1	0,04
19–20	2	3	2	2	1	1	1	1	0,04

Таблиця 3.11

Параметри подій, роб. дні

Шифр подій	До оптимізації			Після оптимізації		
	T_p	T_n	P_n	T_p	T_n	P_n
1	0	0	0	0	0	0
2	1	1	0	1	1	0
3	7	20	13	7	20	13
4	20	20	0	20	20	0
5	22	22	0	22	23	1
6	21	22	1	21	21	0
7	25	25	0	24	24	0
8	24	36	12	26	29	3
9	34	34	0	27	27	0
10	37	37	0	30	30	0
11	38	39	1	31	32	1
12	38	40	2	31	33	2
13	42	43	1	35	36	1
14	39	43	4	32	36	4
15	39	42	3	32	35	3
16	40	43	3	33	36	3

Продовження табл. 3.11

1	2	3	4	5	6	7
17	44	44	0	37	37	0
18	45	45	0	38	38	0
19	49	49	0	42	42	0
20	51	51	0	44	44	0

3.7.4 Оптимізація сітьового графіка

Для скорочення тривалості критичного шляху та забезпечення рівномірного завантаження виконавців, переведемо по одному виконавцю з робіт 5–8, 7–10 відповідно на роботи 5–7, 7–9. При переводі виконавців з однієї роботи на іншу, змінюється їх тривалість. Нова тривалість роботи:

$$t'_{оч_{i-k}} = \frac{t_{оч_{i-k}} \cdot K_{вик_{i-k}}}{K'_{вик_{i-k}}}, \quad (3.27)$$

де $t_{оч_{i-k}}$, $K_{вик_{i-k}}$ – відповідно очікувана тривалість роботи $i-k$ та кількість її виконавців до оптимізації;

$K'_{вик_{i-k}}$ – кількість виконавців, яка запланована для виконання роботи $i-k$ після їх перерозподілу.

Так, для роботи 5–7 після перерозподілу виконавців нова тривалість:

$$t'_{оч_{2-3}} = \frac{2 \cdot 2}{3} = 1,33 \approx 1 \text{ роб.днів.}$$

Отримані нові значення очікуваної тривалості робіт та їх виконавців заносимо до табл. 3.10 і наносимо на сітьовий графік. Такий

графік показано на рис. 3.2, а розрахунки його параметрів у таблицях 3.10, 3.11.

Як свідчать розрахунки, тривалість критичного шляху сітьового графіку після оптимізації складас 44 робочі дні. В порівнянні з вихідним графіком вона скоротилася на 7 робочих днів.

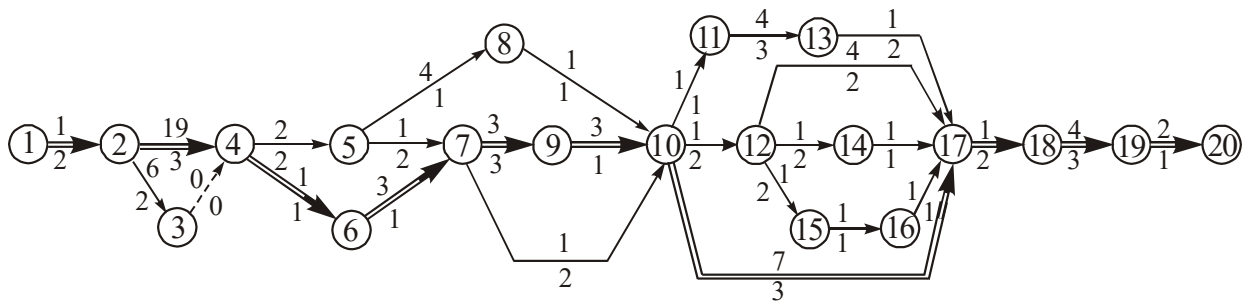


Рис. 3.3. Оптимізований сітьовий графік

3.7.5 Розробка карти проекту

Для досягнення мінімізації потреби в однозначно необхідних виконавцях будують карту проекту. При цьому сітьовий графік перетворюють в лінійний і створюють діаграму зайнятості виконавців (рис. 3.4).

Як видно з побудованої діаграми, потрібна кількість виконавців коливається від 1 до 12 чоловік. Зменшити потрібну кількість виконавців і раціонально їх завантажити в окремі проміжки часу можливо за рахунок переміщення вправо некритичних робіт, що мають резерви часу. Для цього зміщують роботи 7–10, 10–13–17, 5–8–10, 12–17, 14–17, 15–16–17, вправо, в межах їх резервів, що дає можливість зменшити максимальну кількість виконавців 9 чоловік з трьох до одного дня. Нове положення робіт на графіку та діаграмі зображено суцільною лінією, а початкове положення цих робіт – пунктирною лінією.

3.7.6 Оцінка можливих відхилень тривалості критичного шляху

Тривалість ряду робіт, які лежать на критичному шляху, задана ймовірними оцінками, а розрахунок шляхів виконано за середніми значеннями. В результаті фактична тривалість критичного шляху може виявитися більше або менше розрахованої.

Встановлення максимальної та мінімальної тривалості критичного шляху визначається із врахуванням середньоквадратичного відхилення. Для цього спочатку розраховують дисперсії тривалості виконання робіт, які лежать на критичному шляху, за формулою:

$$\sigma_{i-k}^2 = 0,04(t_{\max_{i-k}} - t_{\min_{i-k}})^2. \quad (3.28)$$

Результати розрахунків заносимо до таблиці 10. Наприклад, дисперсія тривалості роботи 2–3

$$\sigma_{1-2}^2 = 0,04(2 - 1)^2 = 0,04 \text{ роб. днів.}$$

Середньоквадратичне відхилення тривалості критичного шляху:

$$\sigma_{\text{кр}} = \pm \sqrt{\sum \sigma_{i-k}^2}, \quad (3.29)$$

$$\sigma_{\text{кр}} = \pm \sqrt{0,0736} = \pm 0,27 \approx 1 \text{ роб.день.}$$

З врахуванням розрахованого відхилення планова тривалість критичного шляху складає:

$$L_{\text{кр}} = 44 \pm 1 \text{ роб.день.}$$

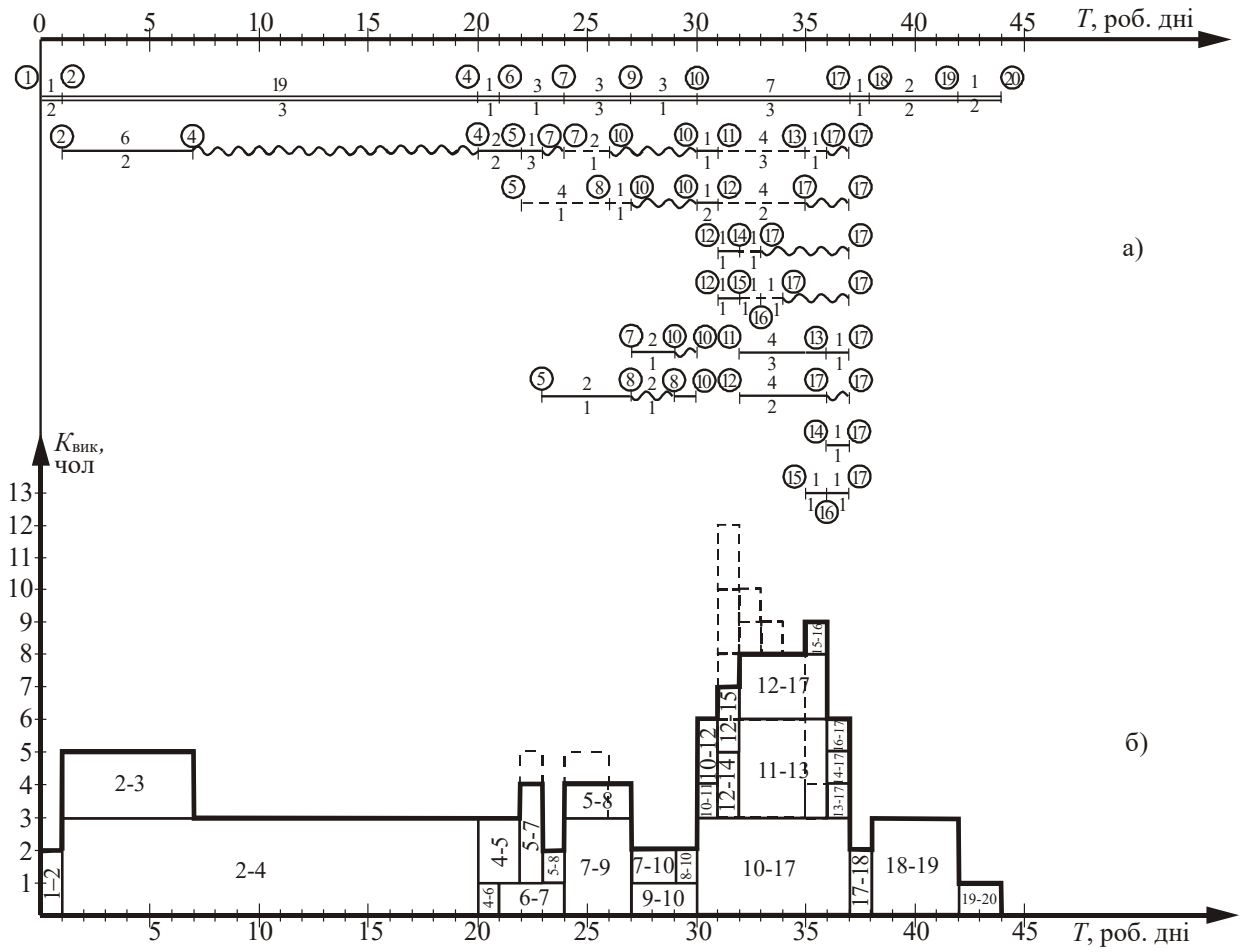


Рис. 3.4. Карта проекту:

а) лінійний графік;

б) діаграма завантаження виконавців.

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі за другим (магістерським) рівнем вищої освіти розв'язане важливе науково-технічне завдання проектування токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь шляхом забезпечення подачі виконавчого органу по точній коловій траєкторії при збереженні сталості орієнтації відносно дотичної в кожній точці зазначеної траєкторії.

При розв'язанні даного завдання вирішено наступні задачі:

- проведено огляд конструкцій токарних верстатів та способів отримання сферичних поверхонь на них;
- проведено огляд вузлів, що забезпечують рух вихідної ланки по коловій і прямій траєкторіях;
- розроблено проект токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь;
- виконано необхідні проектні та перевірочні розрахунки деталей супорта токарного верстата;
- визначено економічну ефективність провадження проекту токарного верстата з покращеними кінематичними характеристиками для обробки сферичних поверхонь.

У проведеному огляді показано, що обробка сферичних поверхонь на токарних верстатах має ряд складнощів, які знижують точність обробки. Для їх усунення необхідно використовувати або спеціальний інструмент, що знижує універсальність способу, або застосовувати додаткові пристосування, що унеможливило використання систем ЧПУ.

Спробою розв'язати виявлені проблеми стала розробка конструкції поперечного супорта токарного верстата на основі патенту України на корисну модель № 3998, що дозволяє точно обробляти сферичні поверхні довільного радіуса, залишаючи при цьому можливість здійснювати необхідні

прямолінійні рухи подачі. Проведені необхідні проектні та перевірочні розрахунки деталей передач поперечного супорта токарного верстата.

В результаті проведення техніко-економічних розрахунків по визначенню ефективності модернізації поперечного супорта токарного верстата отримано економічний ефект: у виробника – 28100 грн., у споживача – 19100 грн. При цьому строк окупності додаткових капітальних вкладень у виробника становить 3,4 роки, а у споживача – 5,0 років за прийнятого рівня рентабельності. При проведенні організаційно-планових розрахунків досягнуто оптимізації робіт по впровадженню нових конструктивних розробок.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1) Кузнецов Ю.М. Верстати з ЧПУ та верстатні комплекси : підручник / Ю.М. Кузнецов. Підручник. – К. : Гнозис, 2001. – 298 с.
- 2) Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х частинах. Під заг. ред. Ю.М. Кузнецова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003. – 507 с.
- 3) <https://techport.cz/docs/16K20.pdf>
- 4) Металлорежущие станки : Учебник для машиностроительных вузов / Под редакцией В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
- 5) Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т 1 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1986. – 656 с.
- 6) Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т 2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.
- 7) Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие. М.: Высшая школа, 1991. 382 с.
- 8) Базь О.С., Захаренко Г.С. Токарна справа. Частина 1: навчальний посібник. Чернівці: Букрек, 2020. – 232 с., іл.
- 9) Пат. на кор. модель 3998 Україна, МПК В23Q37/00. Силовий стіл / Крижанівський В.А., Пестунов В.М., Гречка А.І., Єрьоміна І.М.; заявник і патентовласник Центральноукраїнський національний технічний університет. – № u20040503414; заявл. 06.05.2004; опубл. 15.12.2004, Бюл. № 12.
- 10) Пат. на кор. модель 112829 Україна, МПК (2016.01) В23В21/00. Поперечний супорт токарного верстата з числовим програмним керуванням / Лисенко О.В., Гречка А.І., Іщенко Л.В.; заявник і патентовласник Центральноукраїнський національний технічний університет. – № u201607857; заявл. 15.07.2016; опубл. 26.12.2016, Бюл. № 24.

11) Технологічні машини. Розрахунок і конструювання: Навчальний посібник / Ю.В. Кодра, З.А. Стоцько; За ред. З.А. Стоцька. – Львів: Бескид БІТ, 2004. – 466 с.

12) Бочков В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник / За ред. Сіліна Р.І. – Львів: Видавництво «Бескид Біт», 2008. – 448 с.

13) Орликов М.Л., Федоренко И.Г., Шишкин В.Н. Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование. – К.: Вища шк., 1987. – 152 с.

14) В.М. Бочков, Р.І. Сілін, О. В. Гаврильченко / За ред. Р. І. Сіліна. Металорізальні верстати. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2009. 268 с.

15) Гевко Б. М., Матвійчик А. Б. Технологія обробки на верстатах з ЧПК. Навчальний посібник. – Тернопіль, ТДТУ. 2004р. 131с.

16) Економічні та організаційно-планові розрахунки при обґрунтуванні доцільності розробки нових виробів // Укладачі: Журило І.В., Полтавець М.М. Кропивницький: ЦНТУ, 2017. 40 с.

17) Організація виробництва на промисловому підприємстві / Під ред. Ю.А. Єгупова Київ: Центр навч. літератури, 2006. 488 с.

18) Расчеты экономической эффективности новой техники: Справочник // Под общ. ред. К.М. Великанова. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1990. 448 с.

19) Сітьові методи в плануванні та організації виробництва. / Укл.: В.М. Глух, І.В. Скляренко, Л.М. Романюк, – Кіровоград, КДТУ, 1998. – 36 с.

ДОДАТКИ

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				<u>Документація загальна</u>		
				<i>Розроблена вперше</i>		
A0				<i>Вигляд загальний</i>	2	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1		<i>Супорт токарний поперечний</i>	1	
		2		<i>Станина</i>	1	
		3		<i>Супорт токарний повздовжній</i>	1	
				<u>Деталі</u>		
		11		<i>Плита</i>	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
				<i>Гвинти ГОСТ 11738-84</i>		
		21		<i>Гвинт M10x20.66.05</i>	10	
		22		<i>Гвинт M16x50.66.05</i>	4	
Зм.	Лист	№ докум	Підп.	Дата	Супорт токарний (специфікація)	
Розроб.		Котюк Р.І.				
Перевір.		Гречка А.І.				
Н. контр.						
Затв.						
					Літ.	Лист
						1
					Листів	2
					ЦНТУ	
					гр. МВ-22Мз	

[illegible]

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка		
				Документація загальна				
				Розроблена вперше				
*				Складальне креслення		*2 арк. ф. А2х3 1 арк. ф. А0		
				Деталі				
		1		Корпус	1			
		2		Планшайба зовнішня	1			
		3		Планшайба внутрішня	1			
		4		Платформа	1			
		5		Вал платформи	1			
		6		Колесо зубчасте	2			
		7		Колесо зубчасте проміжне	1			
		8		Обойма муфти	1			
		9		Планка стопорна	1			
		10		Кільце розмірне	1			
		11		Вал гальма	1			
		12		Кільце розмірне	1			
		13		Прокладка гумова	1			
		14		Кришка гальма	1			
		15		Кришка підшипникового вузла	1			
		16		Кільце притискне	1			
Зм.	Лист	№ докум	Підп.				Дата	
Розроб.		Котюк Р.І.						
Перевір.		Гречка А.І.			Супорт токарний поперечний (специфікація)	Літ.	Лист	Листів
							1	4
Н. контр.						ЦНТУ		
Затв.						гр. МВ-22Мз		

[illegible]

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				Гвинти ГОСТ 11738-84		
		43		Гвинт М5х20	4	
		44		Гвинт М6х12	8	
		45		Гвинт М6х20	8	
		46		Гвинт М8х12	4	
		47		Гвинт М8х14	6	
		48		Гвинт М8х20	12	
		49		Гвинт М8х40	48	
		50		Гвинт М10х16	4	
		51		Гвинт М10х25	1	
		52		Гвинт М10х30	4	
		53		Гвинт М12х30	8	
		55		Гвинт М6х14		
				ГОСТ 17475-80	8	
				Кільця ГОСТ 13940-86		
		57		Кільце А17	1	
		58		Кільце А25	1	
				Кулька 6		
		60		ГОСТ 3722-81	200	
		62		Підшипник 46104		
				ГОСТ 931-75	4	
				Підшипники ГОСТ 8338-75		
		64		Підшипник 103	2	
		65		Підшипник 105	2	
		67		Шайба 10 65Г		
				ГОСТ 6402-70	1	
				Шпонки ГОСТ 23360-78		
		69		Шпонка 5х5х40	1	
		70		Шпонка 8х7х32	2	
Зм.	Лист	№ докум	Підп.	Дата		
					Лист	
					3	

[illegible]