

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра “Машинобудування, мехатроніки і робототехніки”

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри ММіР
к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
«_____» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за другим (магістерським) рівнем вищої освіти

на тему:

**«Розширення технологічних можливостей консольного
вертикально-фрезерного верстату шляхом модернізації
основних вузлів»**
**«Expansion of the technological capabilities of the console vertical milling machine
by modernizing its main components»**

Виконав здобувач вищої освіти 2-го року
магістратури групи ПМ-24М-3
ОПП «Прикладна механіка»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
_____ Богдан ЧАЙКОВСЬКИЙ

Керівник роботи к.т.н., доцент
_____ Олександр ЛИСЕНКО

Рецензент: к.т.н., доцент
_____ Олег БЕВЗ

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	другий (магістерський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	131 Прикладна механіка
Освітньо-професійна програма	Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММіР
Андрій ГРЕЧКА

«___» _____ 2025 р.

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

Богдан ЧАЙКОВСЬКИЙ

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розширення технологічних можливостей консольного вертикально-фрезерного верстату шляхом модернізації основних вузлів»
«Expansion of the technological capabilities of the console vertical milling machine by modernizing its main components»

2. Керівник роботи: к.т.н., доц. Олександр ЛИСЕНКО

3. Строк подання роботи до захисту 10 грудня 2025 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є забезпечення фрезерних технологічних операцій обробки деталі корпус НШ32УКП-0-02-00-01 шляхом модернізації вертикально-фрезерного верстату 6Р13Ф3-37.

Завдання:

- модернізувати верстат більш сучасною системою ЧПУ;
- виконати модернізацію шляхом встановлення сучасних приводів та оснащення їх датчиками лінійного й кутового зворотного зв'язку;
- здійснити заміну силових двигунів у приводах виконавчих механізмів верстата;
- сформулювати та обґрунтувати технологічні вимоги до верстата, що підлягає модернізації;
- виконати проєктний розрахунок основних вузлів верстата, які планується оновити;
- провести перевірочні розрахунки модернізованих вузлів з урахуванням нових умов силового навантаження під час експлуатації.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Дослідно-конструкторський	Олександр ЛИСЕНКО		
Організаційно-економічний	Ірина ЖУРИЛО		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Огляд літературних джерел	Вересень-жовтень 2025	
2.	Вступ	Вересень-жовтень 2025	
3.	Мета та задачі роботи	Вересень-жовтень 2025	
4.	Методика роботи	Жовтень-листопад 2025	
5.	Теоретична робота	Жовтень-листопад 2025	
6.	Визначення економічної ефективності	Листопад-грудень 2025	
7.	Висновки	Грудень 2025	
8.	Оформлення роботи	Грудень 2025	
9.	Підготовка презентації роботи	Грудень 2025	
10.	Перевірка роботи на антиплагіат	Грудень 2025	

Дата видачі завдання «_____» _____ 2025 р.

Керівник роботи _____ Олександр ЛИСЕНКО
(підпис)

Завдання прийнято до виконання «_____» _____ 2025 р.

Здобувач вищої освіти _____ Богдан ЧАЙКОВСЬКИЙ
(підпис)

Анотація

ЧАЙКОВСЬКИЙ Богдан. Розширення технологічних можливостей консольного вертикально-фрезерного верстату шляхом модернізації основних вузлів. Випускна кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «магістр»: ЦНТУ, 2025. – 111 с. Матеріали презентації 9 іл.

Актуальність: Залишається значна кількість виробничих завдань, для рішення яких, достатньо існуючого верстатного парку, за умови модернізації приводів та систем управління.

У роботі виконана модернізація верстата з ЧПУ. При модернізації: замінена на сучасну систему ЧПУ; замінені та дооснащені в приводах верстата датчиками зворотного зв'язку лінійних та кутових переміщень; замінені силові двигуни в приводах виконавчих органів верстата; проведений проектувальний розрахунок основних вузлів модернізованого верстата модернізації; проведено перевірочний розрахунок модернізованих вузлів верстата при роботі в нових умовах силових навантажень.

Практичне значення:

Запропонована методика комплексної модернізації із впровадженням сучасної системи керування на базі ЧПУ, програмованих контролерів та приводів у всіх передбачених варіантах оновлення забезпечує формування нових функціональних властивостей верстатів, розширення їх технологічних можливостей та досягнення суттєво вищого рівня експлуатаційної ефективності.

Ключові слова: фрезерування, верстат з ЧПУ, модернізація, технологічні можливості.

Summary

CHAIKOVSKYI Bohdan. Expansion of the technological capabilities of the console vertical milling machine by modernizing its main components. Graduation thesis for the educational degree "Master": CNTU, 2025. – 111 p. Presentation materials 9 slides.

Relevance: There remains a significant number of production tasks, for the solution of which, the existing machine park is sufficient, provided that drives and control systems are modernized.

Modernization of the CNC machine was carried out in the work. During modernization: replaced by a modern CNC system; replaced and retrofitted in the machine tool drives with feedback sensors of linear and angular movements; replaced power motors in the drives of the executive bodies of the machine; the design calculation of the main nodes of the modernized modernization machine was carried out; a verification calculation of the modernized units of the machine was carried out when working under new conditions of power loads.

Practical meaning: The proposed methodology for comprehensive modernization with the implementation of a modern control system based on CNC, programmable controllers and drives in all envisaged upgrade options ensures the formation of new functional properties of machine tools, the expansion of their technological capabilities and the achievement of a significantly higher level of operational efficiency.

Key words: milling, CNC machine, modernization, technological capabilities.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ВИЗНАЧЕННЯ ПОТЕНЦІЙНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ МОДЕРНІЗАЦІЇ ВЕРСТАТУ	8
1.1. Аналіз сучасного верстаного обладнання фрезерної групи	8
1.2. Можливості використання фрезерних верстатів з ЧПУ у сучасних виробничих умовах	10
1.3. Системи ЧПУ для модернізації вертикально-фрезерного верстату	15
1.4. Шляхи модернізації вертикально-фрезерного верстата для розширення технологічних можливостей, мета та задачі роботи	24
2. КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	28
2.1. Аналіз об'єкту виробництва	28
2.2. Розрахунок шпиндельного вузла	29
2.3. Розрахунок кулько-гвинтової передачі привода подачі	39
2.4. Розрахунок приводу головного руху верстату.....	51
2.5. Кінематичний розрахунок коробки швидкостей	56
2.6. Розрахунок конструктивних елементів деталей коробки швидкостей.....	69
2.7. Вибір підшипників кочення	85
2.7. Розрахунок шпонкових та шліцьових з'єднань	91
3. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ КОНСОЛЬНОГО ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА З ЧПУ МОД. 6P13Ф3-37.....	96
3.1. Загальні вихідні дані до розрахунку	96
3.2. Конструкторська підготовка виробництва верстата.....	97
3.3. Технологічна підготовка виробництва.....	99
3.4. Визначення витрат на модернізацію верстата	100
3.5. Визначення експлуатаційних витрат в розрахунку на одиницю продукції	102
3.6. Розрахунок показників економічної ефективності.....	106
ВИСНОВКИ	107
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	108

ВСТУП

Рівень загального машинобудівного виробництва значною мірою визначається розвитком верстатобудування, оскільки металорізальні верстати, що характеризуються високою продуктивністю, точністю та універсальністю, є базовим видом технологічного устаткування для виконання розмірної обробки деталей. Як показує досвід машинобудівних підприємств до 80 % операцій по виготовленню деталей припадає саме на металорізальні верстати. В свою чергу значна частина всіх металорізальних операції приходить на фрезерні операції, які виконуються на фрезерних верстатах та обробних центрах.

Основними аспектами, що визначають технічний рівень верстатного парку машинобудівних підприємств, є аналіз споживчих властивостей металорізальних верстатів, оцінка їх технічних параметрів і сфер застосування, дослідження особливостей кінематичних схем і конструктивних рішень, а також визначення потенціалу автоматизації, який реалізується за допомогою різних систем керування.

Потреба у вдосконаленні та модернізації верстатів обумовлюється, насамперед, безперервним розвитком економіки, що постійно висуває підвищені вимоги до їх експлуатаційних можливостей.

Машинобудівні підприємства вирішують цю задачу декількома шляхами. Самий ефективний але і вартісний постійне оновлення свого верстатного парку шляхом придбання нових сучасних обробних центрів. В той же час існують виробничі задачі для вирішення яких достатньо провести модернізацію існуючого верстатного парку.

Оснащення верстату сучасною системою ЧПУ, модернізація його приводів з заміною привідних електродвигунів та електронно-вимірювальної системи, дооснащення, заміна ступеневих коробок швидкостей та подач на безступеневе регулювання та дооснащення іншими необхідними вузлами та механізмами розширює технологічні можливості верстата та підвищує його вихідні характеристики.

1. ВИЗНАЧЕННЯ ПОТЕНЦІЙНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ МОДЕРНІЗАЦІЇ ВЕРСТАТУ

1.1. Аналіз сучасного верстаного обладнання фрезерної групи

Автоматичне управління процесами обробки є майже обов'язковим в умовах сучасного виробництва [1, 6, 25, 26, 27].

Сучасний фрезерний обробний комплекс представляє собою поєднання двох основних компонентів: безпосередньо обробного центра й керуючої робочої станції.

Потужні мікрокрокові й слідкуючі сервоприводи прийшли на зміну чисто механічним подачам. Повністю застаріли та вийшли з користування, ще недавно так популярні в ЧПУ перфострічки. Їх замінило пряме підключення до комп'ютера через стандартний послідовний порт, і не тільки через RS-232, але й через USB. Управляє начинкою верстата вбудований інтелектуальний контролер, який сам є спеціалізованим комп'ютером.

Фрезерні обробні центри використовуються в усьому світі для комплексної обробки деталей виконаних з різних металів і їх сплавів методами фрезерування свердління й розточування. Виконання таких операцій здійснюється за рахунок високих параметрів потужності й міцності фрезерних обробних центрів. Особливе поширення фрезерні обробні центри одержали на виробництвах, де необхідні висока продуктивність і швидкість виконання операцій.

Фрезерні обробні центри є досить затребуваними, тому що являють собою сучасні машини з високим ступенем автоматизації, точністю й економічністю обробки. Фрезерні обробні центри створювалися для високоточної й високопродуктивної обробки деталей у різних галузях промисловості, таких як автомобілебудування й авіабудування, а також медичній й атомній промисловості. На сьогодні фрезерні обробні центри досягають високої точності позиціонування за рахунок використання сучасних приводів. Фрезерні обробні

центри нового покоління здатні забезпечити виготовлення прес-форм із мінімальними виробничими витратами, що істотно відрізняє їх від фрезерних обробних центрів більше старших поколінь.

Заміна універсально-фрезерних верстатів та застарілого устаткування на сучасні вертикальні обробні центри дозволяє досягти наступних результатів:

- підвищити продуктивність праці в декілька разів рази – за рахунок скорочення допоміжного часу (час зміни інструмента від стружки до стружки 3-4 секунди);

- розширити асортимент виконуваних робіт і скоротити міжопераційний час на виготовлення деталей – крім фрезерних робіт на верстаті можливе виконання свердлильних, розточувальних різьбонарізних операцій, що дозволить скоротити до мінімуму міжопераційний термін зберігання деталей.

- досягти високої точності у виготовленні деталей і скоротити час на їх виготовлення – на сучасних обробних центрах можлива одночасна обробка в 4-х і 5-ти площинах;

- скоротити енерговитрати і навантаження на виробничу ділянку – за рахунок виведення з експлуатації вивільненого обладнання;

- скоротити чисельність працюючих, за рахунок багатOVERстатного обслуговування – 3-4 обробні центри в зміну можуть обслуговувати 2 чоловік (оператор і наладчик), що дозволить збільшити заробітну плату працівникам, що обслуговують верстати і скоротити фонд оплати праці.

Однак, не зважаючи, на цілий ряд суттєвих переваг, якими володіють сучасні обробні центри, в тому числі і вертикальні обробні центри, вони мають для виробників один, але суттєвий недолік, а саме значну ціну, яка для виробників є визначальною в сучасних умовах перманентного дефіциту ресурсів.

І хоча підприємства періодично модернізують свій верстатний парк новітніми обробними центрами, зокрема наприклад концерн «Гідросила» (м. Кропивницький) на сьогодні придбав на свої виробництві підприємства біля 100 обробних центрів виробництва HAAS та ін. виробництв, у випадках коли для вирішення виробничої задачі на невеликому підприємстві, наприклад ПАТ «КЗГМ» «Цукрогідромаш» (м. Кропивницький) достатньо можливостей наявного верстатного парку з ЧПУ, його використання після модернізації сучасною системою ЧПУ є більш доцільним.

1.2. Можливості використання фрезерних верстатів з ЧПУ у сучасних виробничих умовах

Як відомо фрезерні верстати з ЧПУ мають компонування вертикально-фрезерних, горизонтально-фрезерних і поздовжньо-фрезерних верстатів (рис. 1.1). Вертикальні верстати поділяють на консольні (наприклад, 6P11ФЗ, 6P13ФЗ), що мають меншу масу і займають меншу площу в одноінструментальному (1.1, а) і багатоінструментальному з РГ (рис. 1.1, б) виконаннях, проте через низьку жорсткість у варіанті з ЧПУ мало перспективи. У безконсольних верстатах вертикальне переміщення має фрезерна голівка, а стіл установлений на масивній підставці з переміщеннями по осях X' і Y' , що забезпечує високу жорсткість. Безконсольні верстати (наприклад у мод. 6520ФЗ) можуть бути одноінструментальними (рис. 1.1, в) або з РГ (рис. 1.1, г).

Поздовжньо-фрезерні верстати, наприклад, 6М610ФЗ (рис. 1.1, д) частіше усього обладнують нерухомою траверсою, на якій розташована одна вертикальна фрезерна голівка (координата Z). У конструкції напрямних цих верстатів застосовують напрямні кочення. Вибір зазору в приводах подач забезпечує зустрічне і попутне фрезерування. Передній кінець шпинделя фрезерувальних верстатів має зовнішній фланець з посадковою циліндричною поверхнею, кріпильними різбовими отворами і двома шпонками по торцю, а також внутрішньо конічний отвір з несамогальмівним конусом 7:24.

На одностійковому поздовжньо-фрезерувальному верстаті (рис. 1.1, е) звичайно встановлюють поворотний стіл.

Більшість вертикально-фрезерних верстатів постачено контурною системою ЧПУ, а поздовжньо-фрезерні – як контурної, так і позиційну, що забезпечує прямокутну обробка.

Фрезерні верстати з числовим програмним керуванням призначені для оброблення плоских та просторових деталей складної геометрії, і їх можна класифікувати на кілька груп (рис. 1.2): вертикально-фрезерні (безконсольні і консольні), поздовжньо-фрезерні (з рухомою поперечкою і з нерухомою поперечкою), широкоуніверсальні інструментальні, спеціалізовані. На одноінструментальних верстатах різальні інструменти закріплюють у шпинделі вручну, на багатоінструментальних зміна інструментів провадиться за допомогою револьверної головки.

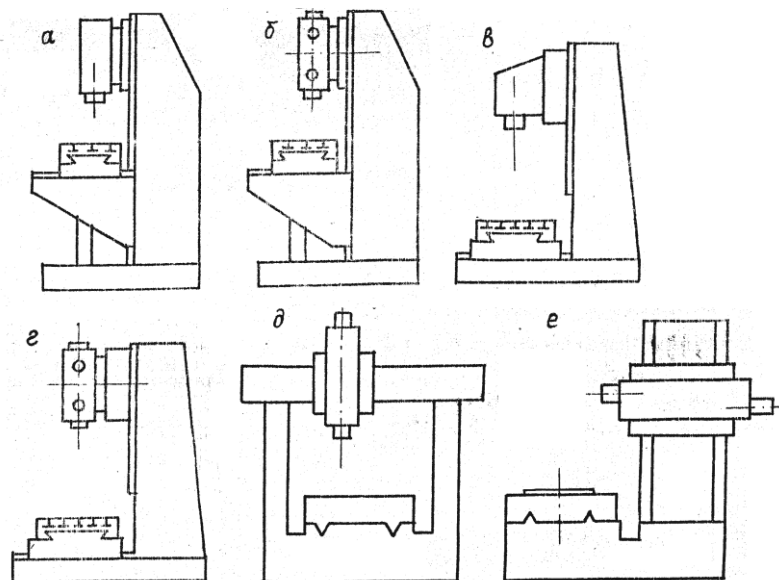


Рис. 1.1. Різні компонування фрезерних верстатів

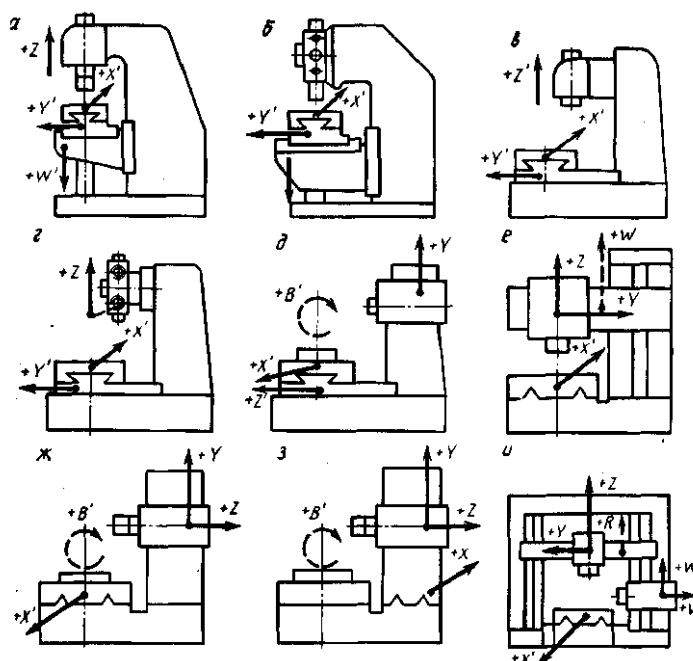


Рис. 1.2. Компоновки фрезерних верстатів із ЧПУ можуть бути представлені такими основними типами: а – вертикально-фрезерний консольного виконання;

б – вертикально-фрезерний консольний із револьверною головкою;

в – вертикально-фрезерний із хрестовим столом; г – вертикально-фрезерний із хрестовим столом та револьверною головкою; д – горизонтально-фрезерний із хрестовим столом (поворотним або неповоротним); е – поздовжньо-фрезерний одностійковий з вертикальною бабкою та рухомою або нерухомою поперечкою;

ж – поздовжньо-фрезерний одностійковий із горизонтальною бабкою та поворотно-рухомим або нерухомим столом, з рухомою чи нерухомою стійкою; з – поздовжньо-фрезерний одностійковий із горизонтальною бабкою, нерухомим столом і нерухомою бабкою; и – поздовжньо-фрезерний двостійковий з рухомим порталом і рухомою або нерухомою поперечкою.

Як правило у фрезерних верстатів із ЧПУ передбачаються три керовані осі координат, причому не менше двох керованих одночасно. Дискретність завдання лінійних переміщень по всіх осях складає 0,001 чи 0,01 мм, а кругових переміщень відносно осі В - $0,001^\circ$ або $0,01^\circ$.

У головному приводі малих і середніх вертикальних фрезерних верстатів застосовують коробку швидкостей з асинхронним двигуном і пересувними блоками зубчастих коліс чи коробку з електромагнітними муфтами. Головні приводи верстатів усіх типів компонують на основі електродвигуна постійного струму і двох- чи трьохступінчастої коробки швидкостей.

Виконавчий механізм привода подачі звичайно складається з високо-моментного електродвигуна постійного струму передачі гвинт-гайка кочення.

У приводі передбачається зовнішній зворотний зв'язок по положенню робочого органа і зворотний зв'язок по швидкості. Іноді привод подачі будується на основі гідравлічного приводу з гідроциліндром.

Вертикальний консольний фрезерний верстат моделі 6Р13ФЗ-37 (рис. 1.3) призначений для оброблення плоских та просторових деталей складного профілю з конструкційних сталей, чавуну, важкооброблюваних та кольорових металів. Обробка виконується переважно торцевими й кінцевими фрезами, а також свердлами, що забезпечує можливість застосування верстата в умовах виробництва підприємств металообробної та суміжних галузей промисловості.



Рис. 1.3. Загальний вид верстата 6Р13ФЗ-37

Верстат оснащений пристроєм числового програмного управління типу «НЗЗ-2М», забезпечує можливість виконання обробки деталей у режимі програмного керування одночасно за трьома координатами: поздовжній і поперечній (переміщення стола й полозка з оброблюваною деталлю) та вертикальній (переміщення повзуну з інструментом).

Технічні характеристики версту:

Верстати моделі 6Р13ФЗ-37 призначений для багатоопераційного оброблення деталей складної просторової форми зі сталі, чавуну, легованих і кольорових металів, а також інших конструкційних матеріалів. Окрім фрезерних переходів, на таких верстатах можливе виконання високоточного свердління, розточування, зенкерування та розгортання отворів.

Розміри робочої поверхні стола, мм	400×1600
Найбільше переміщення стола (поздовжнє), мм:	1000
Найбільше переміщення стола (поперечне), мм:	400
Найбільше переміщення стола (вертикальне), мм:	420
Відстань від осі горизонтального (торця вертикального) шпинделя до робочої поверхні стола, мм	70-500
Межа частот обертання основного шпинделя, хв^{-1} :	31,5-1600
Межа подачі (поздовжньої), мм/хв:	12,5-1600
Межа подачі (поперечної), мм/хв:	12,5-1600
Межа подачі (вертикальної), мм/хв:	4,1-530
Потужність електродвигуна головного руху, кВт:	11
Потужність електродвигуна привода подач, кВт:	3
Маса оброблюваних деталей с пристосуванням, кг	300
Габарити, мм	2570x2252x2430
Маса, кг	4300

В умовах перманентного дефіциту ресурсів природним способом удосконалювання виробничої бази, є модернізація наявного устаткування. Модернізація верстатів з ЧПУ неминуча через нові вимоги, що висуваються до сучасного верстатного парку [11, 15, 17, 18].

Збільшення точності, підвищення продуктивності, необхідність повністю автоматизувати відповідну ділянку виробничого процесу, зниження частки браку – без виконання цих умов надзвичайно важко витримати жорстку конкуренцію. Застарілі системи призводять до зниження продуктивності та потребують регулярного кваліфікованого ремонту й технічного обслуговування. Крім того, постає проблема інтеграції таких ЧПУ-верстатів у сучасні автоматизовані виробничі системи керування.

Важливо й те, що релейно-контактна апаратура керування електроавтоматикою верстатів з ЧПУ по сучасних вимогах украй ненадійна й не забезпечує повної реалізації можливостей механічної частини верстатів. У результаті виникають простой й потреба заміни верстатів на більш високопродуктивні. Для верстатів із ЧПУ виробництва 90-х років минулого століття це означає заміну системи ЧПУ.

До того ж сучасні ЧПУ вітчизняного виробництва й коштують відносно недорого – усього 15-20 тисяч гривень. Але заміна одного тільки ЧПУ не здатна вирішити проблему вдосконалення виробничого процесу, у тому числі – підвищити експлуатаційну надійність верстата. Цього можна досягти тільки шляхом комплексної заміни ЧПУ привода [5, 7], вимірювальної системи й пристроїв електроавтоматики. Проведення настільки значних робіт без середнього (а краще капітального) ремонту навряд чи можна визнати доцільним.

Рішенням проблеми стає заміна системи ЧПУ верстата на абсолютно нову систему, як з погляду комплектуючих і математики, так і з погляду надаваних можливостей.

1.3. Системи ЧПУ для модернізації вертикально-фрезерного верстату

Виробники систем ЧПУ пропонують багато можливих рішень. Від постачання виключно системи ЧПУ до повного переоснащення системи управління верстату.

Пристрій ЧПУ NC-200 (рис. 1.5) є компактним моноблоковим модулем, у якому об'єднано в одному корпусі блок керування, операторський пульт та верстатний пульт.



Рис. 1.5. NC200 – пристрій для ЧПК

Пристрій призначений для керування верстатами нескладної конфігурації з числом осей не більше чотирьох та кількістю дискретних входів/виходів не більш як 64/48. Реалізований принцип компактності забезпечив високу надійність роботи пристрою та відносно низьку вартість. За своїми технологічними та операторними можливостями він є сумісним з УЧПУ NC-100 і УЧПУ NC-110.

Пристрій виконано у вигляді єдиного блока, у якому розміщені: модуль живлення, модуль центрального процесора, модуль енкодера і цифроаналогового перетворювача, модуль дискретних входів/виходів, модуль клавіатури, модуль комбінованих перемикачів і дисплей.

Особливості програмного забезпечення полягають у тому, що воно дає змогу використовувати широкий набір постійних циклів, які забезпечують ефективне розв'язання задач програмування типових переміщень: чорнових і чистових циклів точіння та прорізання пазів, циклів різьбонарізання, свердління

та розточування, а також вимірювальних циклів. Це дозволяє значно скоротити час на розрахунок десятків кадрів і зменшити обсяг необхідної пам'яті.

Пристрій числового програмного управління GSK CNC EQUIPMENT.,LTD (Китай). УЧПУ для фрезерних верстатів і обробних центрів GSK983M-H-3R (standard), приведений на рис. 1.6.



Рис. 1.6. УЧПУ для фрезерних верстатів і обробних центрів GSK983M-H-3R (standard) (Китай)

GE Fanuc – спільне підприємство американського промислового гіганта General Electric і японської компанії Fanuc, відомої своїми пристроями ЧПУ і роботами. Сьогодні GE Fanuc – один з провідних виробників програмно-апаратних засобів для автоматизації промислових підприємств. Продукцією підприємства є системи ЧПУ FANUC 18M / 0i-B / 0i-Mate B (рис. 1.7).

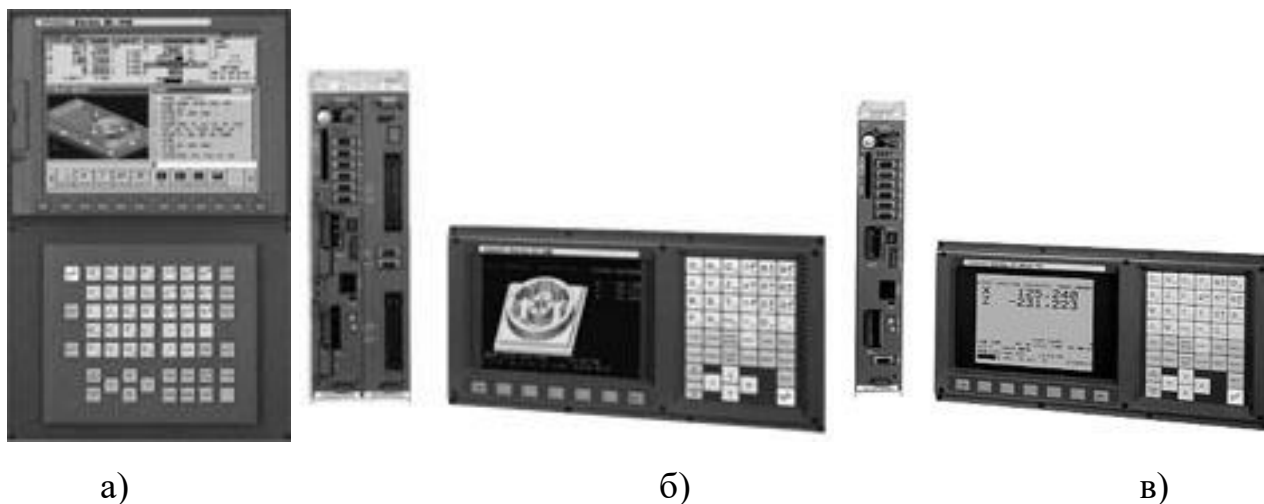


Рис. 1.7. Системи ЧПУ FANUC а – 18M; б – 0i-B; в – 0i-Mate B (США-Японія)

FANUC серії 0i та FANUC серії 0i Mate є високонадійними й економічно ефективними пристроями ЧПУ. Система ЧПУ FAGOR CNC 8055/ 8055i (Іспанія) (рис. 1.8) призначена для складних і менш складних верстатів. Добре підходить для керування токарними і фрезерними обробними центрами. Не складна в інсталяції і роботі.

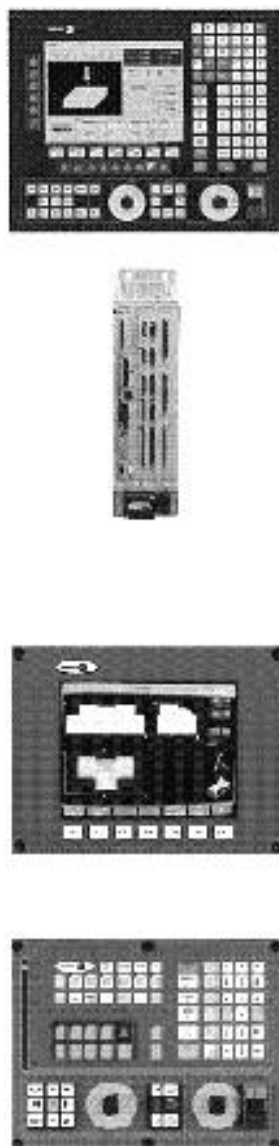


Рис. 1.8. Система ЧПУ FAGOR CNC 8055/ 8055i (Іспанія)

В 2007 році проведена уніфікація модельного ряду ЧПУ 8055/8055i. Зараз родина ЧПУ 8055/8055 і включає дві модульні моделі (8055 і 8055 Plus) і дві компактні моделі (8055 і і 8055 і Plus). Модульні моделі мають CPU, що встановлюється в електрошафу, і час циклу PLC 3 ms/1000 інструкцій і 1 ms/1000 інструкцій відповідно. Компактні моделі мають CPU, інтегроване в монітор і час

циклу PLC 3 ms/1000 інструкцій і 1 ms/1000 інструкцій відповідно. Таким чином, 4 моделі ЧПУ 8055/8055i замінили модельний ряд, що включав ЧПУ 8040, 8055i/A, 8055i/B, 8055i/C, 8055/A, 8055/B, 8055/C. В них збережена повна апаратно-програмна сумісність моделей і істотно поліпшені властивості без збільшення вартості. Підвищено швидкодію систем ЧПУ. Усі системи ЧПУ мають жорсткий диск (компакт флеш) до 2 GB, USB порт (8055i).

На додаток до ISO-програмування, діалоговий режим програмування Fagor дозволяє створювати програми обробки без знань мови програмування безпосередньо на ЧПУ, а редактор профілів – створювати користувальницькі постійні цикли обробки. Програмування PLC не вимагає спеціального середовища, досить будь-якого текстового редактора. Версії ЧПУ Fagor 8055 з відкритою архітектурою (MCO, TCO, GP) відрізняються більш низькою вартістю і дозволяють застосовувати їх для керування всілякими верстатами і технологічного устаткування (фрезерне, шліфувальне, зубофрезерне і т.п.). При цьому немає необхідності витрачати гроші за надлишкові токарні або фрезерні функції.

Непогане співвідношення ціна/якість дає можливість застосовувати ЧПУ Fagor 8055 як на простих токарних і фрезерних верстатах (16A20, 16M30, 65A80 і т.п.), додаючи таким верстатам нові технологічні можливості, так і на високотехнологічних сучасних обробних центрах і спеціалізованому устаткуванні.

ЧПУ 8055/8055i відрізняє надзвичайно висока насиченість робочими і технологічними функціями. Керування порталними і тандемними осями, кінематикою, синхронізація осей, трансформація координат і інші численні можливості дозволяють реалізувати верстат будь-якої конфігурації.

SIEMENS SINUMERIK 810D (Німеччина) (рис. 1.9) – моноблочна система ЧПУ. Система керування SINUMERIK 810D поєднує в модулі CCU (compact control unit) усі задачі ЧПУ, PLC, регулювання і комунікації. Потужний модуль CCU знаходиться в основному корпусі (блок CCU) з убудованими силовими модулями.



Рис. 1.9. Система ЧПУ SIEMENS SINUMERIK 810D (Німеччина)

Конструкція системи керування SINUMERIK 810D сумісна із серією модулів цифрового перетворювача SIMODRIVE 611. За допомогою змінних модулів розширення осей вона може бути розширена із силовими модулями SIMODRIVE 611 до 5 приводів.

SINUMERIK 810D експлуатується з модулями нерегульованого живлення або модулями живлення/рекуперції серії SIMODRIVE 611.

SINUMERIK 810D має 6 вимірювальних каналів і може здійснювати цифрове керування максимум 5 осями (або 4 осями + 1 шпинделем). Якщо кількість вбудованих вимірювальних каналів не досить, то для підключення додаткових вимірювальних систем у силові модулі SIMODRIVE 611 можна установити змінні модулі регулювання SIMODRIVE 611.

HEIDENHAIN ITNC530 (HEIDENHAIN або Хайденхайн (DR. JOHANNES HEIDENHAIN Gmb) ще одна німецька компанія, що розробляє і виготовляє системи ЧПУ, двигуни і приводи до них, датчики виміру лінійних і кутових переміщень, кругові датчики, пристрої цифрової індикації, аксесуари,). ЧПУ ITNC530 (рис. 1.10) призначена для роботи на обробних центрах, на фрезерних і

свердлильних верстатах. Має убудований блок керування цифровими приводами. iTNC 530 може керувати 13 осями і шпинделем. Час обробки кадру складає 0,5 мс. Як програмну пам'ять використовується жорсткий диск. У двохпроцесорній версії устаткування iTNC 530 система додатково оснащена операційною системою Windows XP, що дозволяє використовувати стандартні прикладні програми Windows.

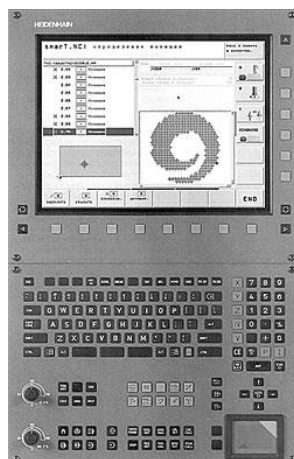


Рис. 1.10. Система ЧПУ HEIDENHAIN iTNC530 (Німеччина)

Застосовується переважно на верстатах європейських виробників, наприклад DMG: DMC 70 eVolution, DMU 100 P duoBLOCK® і т.д.

Систему ЧПУ Mitsubishi 64М (Японія) (1.11) відрізняють ергономічний інтерфейс і зручна для роботи панель оператора. Наприклад, у стандартній комплектації вертикальні обробні центри серії VMC оснащені ЧПУ.



Рис. 1.11. Система ЧПУ Mitsubishi 64М (Японія)

Переносний пульт керування істотно спрощує і полегшує роботу оператора при симуляції програми обробки і виконанні циклів вимірів.

Реалізовані в системах ЧПУ серії WL (рис. 1.12) виробництва ВАТ «Вест Лабс Лтд НПФ» (м. Харків) апаратні та програмні рішення забезпечують підвищену зручність експлуатації й простоту налагодження. У системи ЧПУ серії WL інтегровано такі функціональні можливості:

Підключення цифрових (енкодер) і аналогових (резольвер, сельсин, індуктосин) датчиків переміщення для роботи до 8 каналів оцифрування з можливістю подальшого розширення; параметричне задання частоти опитування датчиків до 4,885 кГц;

Аналогове (16-бітний ЦАП 10 В) і цифрове керування сервоприводами подач для шести каналів керування з можливістю розширення; параметричне програмування частоти відновлення керуючих сигналів на приводи до 4,885 кГц;

Одночасна та незалежна обробка групових переміщень по координатах (вихід у нульову позицію, точне позиціонування в задану точку);

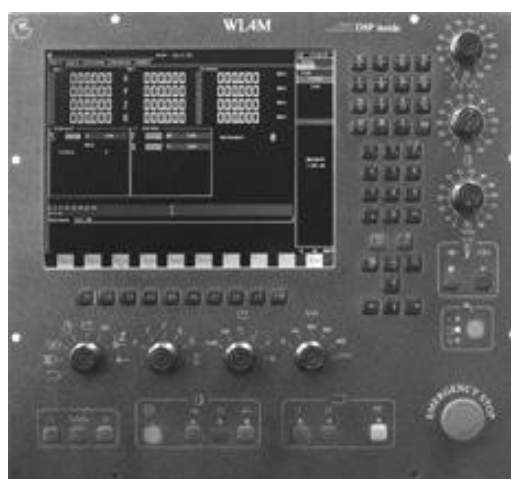


Рис. 1.12. – система управління WL4M призначена для фрезерних верстатів (м. Харків, Україна)

Система забезпечує виконання лінійної, кругової, гвинтової та сплайнової інтерполяції (до 8 осей) із дотриманням заданої контурної подачі; підтримує відпрацювання параметрично заданих поліноміальних траєкторій і згладжування кривих; частота сервоциклу інтерполяції задається параметрично та може досягати 2 кГц. Передбачено перетворення координат (дзеркальне відбиття, поворот), можливість нарізання різьб із постійним або змінним кроком, а також виконання зворотно-поступальних різьбових рухів. Реалізовано функції вимірювання розмірів за допомогою контактних щупів, корекцію на довжину та радіус інструмента, індивідуальну прив'язку інструментів.

Система може бути розширена для керування багатосупортними верстатами (до чотирьох супортів), забезпечуючи незалежну обробку програм для кожного супорта та синхронізацію їх виконання. Передбачено захист від помилок програмування шляхом автоматичної корекції розгону й гальмування відповідно до заданих значень максимальної подачі та прискорення.

Реалізовано зонну компенсацію похибок (кроку КПП, кривини напрямних) з незалежним коригуванням до 2000 точок для кожного виду компенсації, а також можливість корекції величиною до 255 дискрет. Підтримується режим автоналагодження з можливістю реєстрації перехідної характеристики привода та її відображення на екрані.

Здійснюється комбіноване керування по шляховому каналу (помилка позиціонування + швидкість + прискорення); забезпечено можливість тонкого налаштування шляхового каналу та корекції швидкісного каналу (ПД-регулятори). Система може працювати з приводами, що не оснащені тахогенераторами. Підтримується сумісність програм із форматом EIA RS-274-D (Interchangeable Block Data Format for NC Machines).

Доступна довгострокова енергонезалежна пам'ять програм обсягом від 64 МБ. Програми можуть вводитися, виводитися та виконуватися через RS-232, протоколи FTP, USB або з довгострокової пам'яті. Передбачено можливість редагування програм безпосередньо на верстаті та використання розширеної макромови (змінні, функції, цикли, розгалуження, підпрограми). Можлива корекція прив'язок інструмента й користувацьких систем координат у процесі виконання програми.

Підтримується діалоговий режим редагування: створення фасок, галтелей, закруглень та інших елементів. Реалізовано пошук кадру з автоматичним позиціонуванням у початкову точку кадру, запуск програми з вибраного кадру, прискорений і покадровий режими виконання, а також відпрацювання кадру в переднаборі. Є можливість налагодження програм у графічному режимі без роботи на реальному верстаті, у тому числі графічне відображення траєкторії руху інструмента з урахуванням та без урахування коректорів.

Здійснюється оперативна зміна подачі та частоти обертання шпинделя в діапазоні від 0 до 130 %. Вбудований програмувальний контролер

електроавтоматики підтримує підключення до 120 входів і 64 виходів дискретних сигналів з можливістю розширення та каскадування, що дозволяє формувати розподілені системи автоматики; для зв'язку з СЧПУ використовується CAN-інтерфейс.

Передбачена простота підключення різноманітних пультів ручного керування. Інтерфейс системи оснащений зручним меню, широкими сервісними можливостями та функціями внутрішньої діагностики: відображення стану оцифрування, виходів ЦАП, проміжних сигналів, а також станів усіх вхідних і вихідних сигналів електроавтоматики з можливістю їх ручного керування.

Графічний русифікований інтерфейс є інтуїтивно зрозумілим і налаштовуваним: користувач може змінювати шрифти, кольорове оформлення та локалізувати інтерфейс іншими мовами. Додатково інтегровано вбудований калькулятор.

Розглянуті системи ЧПУ, які можливо застосувати для переоснащення фрезерного верстату 6P13Ф3-37, представляють великий діапазон як по можливостям цих систем, так і по географії виробників. Практично охоплено всі провідні країни з розвиненим верстатобудуванням: західноєвропейські (Німеччина, Іспанія), азійські (Японія, Корея, Китай), американські (США) та в решті решт країни, в тому числі й Україні.

За показником співвідношення ціни – надаваних можливостей та якості беззаперечним лідером є системи ЧПУ Харківського підприємства Вест лаб. серії WL. Тому є декілька суттєвих причин: по-перше ціна; за меншу ціну отримуємо більше функцій та кращу комплектацію, по-друге сервісне обслуговування швидше, внаслідок того, що фірма вітчизняна, по-третє з тої ж причини, що виробник український це позитивним чином відбивається на термінах виконання робіт.

1.4. Шляхи модернізації вертикально-фрезерного верстата для розширення технологічних можливостей, мета та задачі роботи

Актуальність. Заміна універсально-фрезерних верстатів на сучасні вертикальні фрезерні обробні центри дозволяє:

- підвищити продуктивність праці в декілька разів рази – за рахунок скорочення допоміжного часу (час зміни інструмента від стружки до стружки 3-4 секунди);

- розширити асортимент виконуваних робіт і скоротити міжопераційний час на виготовлення деталей – крім фрезерних робіт на верстаті можливе виконання свердлильних, розточувальних різьбонарізних операцій, що дозволить скоротити до мінімуму міжопераційний термін зберігання деталей.

- досягти високої точності у виготовленні деталей і скоротити час на їх виготовлення – на сучасних обробних центрах можлива одночасна обробка в 4-х і 5-ти площинах;

- скоротити енерговитрати і навантаження на виробничу ділянку – за рахунок виведення з експлуатації непотрібного устаткування;

- скоротити чисельність працюючих, за рахунок багатостанкового обслуговування – 3-4 обробні центри в зміну можуть обслуговувати 2 чоловік (оператор і наладчик), що дозволить збільшити заробітну плату працівникам, що обслуговують верстати і скоротити фонд оплати праці.

Однак, не зважаючи, на вказані переваги, сучасні обробні центри мають один суттєвий недолік, а саме значну ціну, яка для виробників є визначальною в сучасних умовах перманентного дефіциту ресурсів.

Разом з тим діючі обсяги верстатного парку скорочуються, причому скорочення стосується тих груп устаткування й видів обробки, у яких споживання було надлишковим.

Питома вага багатосерійних виробництв у промисловості країни різко пішла на спад, значний обсяг наявного токарного й фрезерного парку підприємств виявився не задіяним (сьогодні це практично надлишкове устаткування).

Потреба в новому, сучасному, високоефективному, високопродуктивному токарному й фрезерному устаткуванні, оснащеному ЧПУ, залишається, і таке устаткування продовжує закуповуватись підприємствами по мірі можливостей. Однак це буквально поодинокі випадки, через обмеження пов'язані з хронічною відсутністю ресурсів на підприємствах.

У той же час залишається значна кількість виробничих завдань, для рішення яких достатньо як раз існуючого, як виявляється надлишкового верстатного парку, при умові модернізації їх сучасної системою ЧПУ.

В цьому випадку комплексна модернізація сучасною системою керування з використанням ЧПУ, програмувальних контролерів і приводів, при всіх варіантах модернізації дозволяю оснащувати верстати новими функціональними можливостями й забезпечити якісно більше високий рівень їх експлуатації. Напрацьований виробничими підприємствами практичний досвід підтверджує правильність зроблених висновків.

З розглянутих системи ЧПУ, які можливо застосувати для переоснащення фрезерного верстату 6P13Ф3-37 за показником співвідношення ціни – надаваних можливостей беззаперечним лідером є системи ЧПУ Харківського підприємства Вест лаб. серії WL. Тому саме цю систему обрано для модернізації.

Необхідно провести розрахунок основних вузлів для модернізації верстата 6P13Ф3-37, а саме шпиндельної головки, кульково-гвинтової передачі приводу подачі; підшипників та ін.

За мету у роботі ставиться забезпечення фрезерних технологічних операцій обробки деталі корпус НШ32УКП-0-02-00-01 шляхом модернізації вертикально-фрезерного верстату 6P13Ф3-37.

Щоб виконати зазначену мету необхідно вирішити такі конструкторсько-технологічні **задачі**:

- модернізувати верстат більш сучасною системою ЧПУ;
- виконати модернізацію шляхом встановлення сучасних приводів та оснащення їх датчиками лінійного й кутового зворотного зв'язку;
- здійснити заміну силових двигунів у приводах виконавчих механізмів верстата;
- сформулювати та обґрунтувати технологічні вимоги до верстата, що підлягає модернізації;
- виконати проєктний розрахунок основних вузлів верстата, які планується оновити;
- провести перевіірочні розрахунки модернізованих вузлів з урахуванням нових умов силового навантаження під час експлуатації.

Об'єкт дослідження – процес фрезерування.

Предмет дослідження – модернізація верстатної складової технологічної системи для фрезерування.

Наукова новизна.

Для розширення технологічних можливостей технологічної системи при фрезеруванні запропоновано шляхи модернізації наявного верстатного парку, що враховують особливості процесу обробки.

Практична цінність роботи.

Запропонована методика комплексної модернізації із впровадженням сучасної системи керування на базі ЧПУ, програмованих контролерів та приводів у всіх передбачених варіантах оновлення забезпечує формування нових функціональних властивостей верстатів, розширення їх технологічних можливостей та досягнення суттєво вищого рівня експлуатаційної ефективності.

2. КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Аналіз об'єкту виробництва

Об'єктом виробництва є корпус НШ32УКП-0-02-00-01. Заготовка відливка: матеріал СЧ-20 ГОСТ 1412-85. Інструмент Фреза F45КТ D100-32-R06 ISCAR.

При проектуванні технологічного процесу виробництва деталі корпус НШ32УКП-0-02-00-01 (рис. 2.1) виникла необхідність застосування на фрезерних операціях ефективного сучасного обладнання.

Технологічний процес механічної обробки корпус НШ32УКП-0-02-00-01 складається із 16 операцій, причому операції фрезерування та обробки отворів потребують використання сучасного вертикального верстатного обладнання.

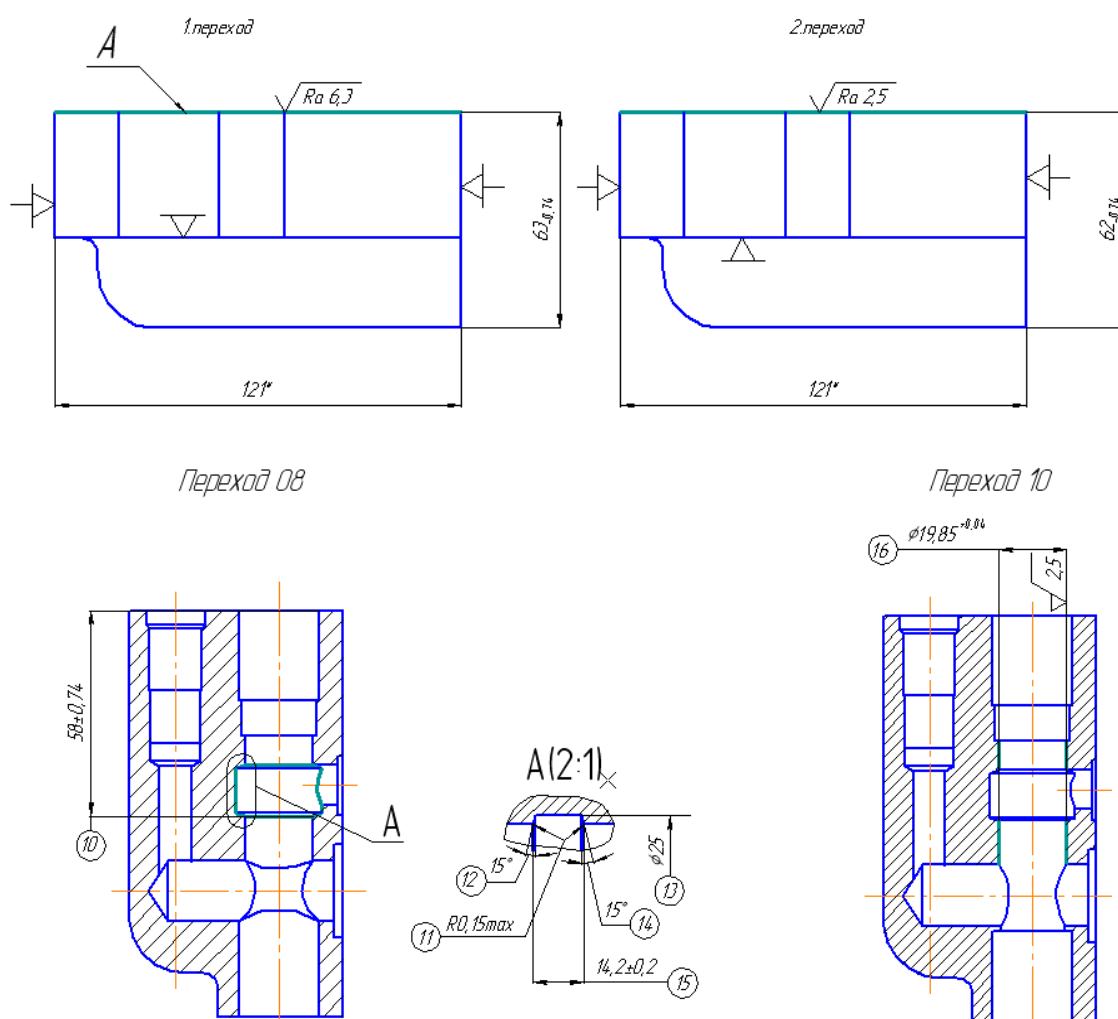


Рис. 2.1. Оброблювана деталь – корпус НШ32УКП-0-02-00-01

2.2. Розрахунок шпиндельного вузла

2.2.1. Вихідні умови для проведення розрахунку шпиндельного вузла

Шпиндельний вузол верстата включає шпиндель, його опори та приводний елемент. У конструкції шпинделя зазвичай виділяють передній кінець і міжопорну ділянку. На шпиндель впливають навантаження, що спричиняються силами різання, зусиллями, які виникають у приводі, а також відцентровими силами, пов'язаними з невірноваженістю обертових частин шпиндельного вузла. Проєктування шпиндельного вузла охоплює вибір типу привода й опор, системи їх змащування та засобів захисту від забруднення, визначення діаметра шпинделя, відстані між опорами та опрацювання конструкції всіх його елементів.

Основним компонентом шпиндельного вузла є шпиндель, який одночасно є найбільш навантаженим валом коробки швидкостей. Оскільки шпиндель є завершальною ланкою кінематичного ланцюга, на якій закріплюється ріжучий інструмент, до нього висуваються підвищені вимоги щодо забезпечення високої жорсткості. У зв'язку з цим головним видом розрахунку шпинделя є оцінка його жорсткості, що передбачає визначення прогину та кута повороту переднього кінця шпинделя з подальшим порівнянням отриманих значень із допустимими.

Для виконання початкового розрахунку, виходячи з конструктивних міркувань, приймаються такі попередні параметри:

$$\ell = 595 \text{ см}$$

$$a = 70 \text{ см}$$

$$b = 160 \text{ мм}$$

$$c = 205 \text{ мм}$$

$$d = 160 \text{ мм}$$

Діаметр шпинделя:

$$D_{\text{зовн.}} = 90 \text{ мм};$$

$$D_{\text{внутр}} = 33 \text{ мм}$$

Момент крутильний на валу $M_{\text{кр}} = 2038,6 \text{ Нм}$.

На зубчасте колесо, яке знаходиться на валу діє колова сила P_0 та радіальна сила T .

2.2.2. Визначення силових характеристик

Визначення колової сили

$$P_0 = \frac{2M_{кр}}{D_o}, \quad (2.1)$$

де D_o – дійсний діаметр зубчастого колеса;

$M_{кр}$ – момент крутильний, який здійснює дію на валу.

$$P_0 = \frac{2 \cdot 2038,6}{27.2} = 14989,7 \text{ Н}$$

Визначаємо радіальну силу

$$T = P_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 5455.8 \text{ Н} \quad (2.2)$$

де P_0 – колова сила,

$\operatorname{tg} \alpha$ – тангенс кута зачеплення.

$$T = 14989.7 \cdot \operatorname{tg} 20 = 5455.8 \text{ Н}$$

Визначаємо силу, що діє на вал та підшипники

$$Q = 1,1P_0$$

$$Q = 1,1 \cdot 14989.7 = 16488.7 \text{ Н}$$

Визначаємо складові сили різання

$$P_z = (0.8 \dots 1.0) P_0$$

$$P_z = 0.9 \cdot 14989.7 = 13490.7 \text{ H}$$

$$P_y = 0.2 \cdot P_0$$

$$P_y = 0.2 \cdot 14989.7 = 2997.9 \text{ H}$$

Визначаємо силу різання

$$P_1 = \sqrt{P_z^2 + P_y^2}, \quad (2.3)$$

$$P_1 = \sqrt{13490.7^2 + 2997.9^2} = 13819.7.$$

Визначаємо вигинний момент

$$M_{виг} = P_1 \cdot d, \quad (2.4)$$

$$M_{виг} = 13819.7 \cdot 0.16 = 2211.165 \text{ H}\cdot\text{м}.$$

2.2.3. Розрахунок шпинделя на міцність

Розраховуємо шпиндель на міцність з умови міцності валу

$$\sigma_{виг} = \frac{M_{виг}^2 + 0.45 M_{кр}^2}{W} \leq [\sigma]_{виг}, \quad (2.5)$$

де W – момент опору в небезпечному перетині.

Для вала порожнього перетину:

$$W = \frac{\pi \cdot D_{\text{зовн}}^3}{32} \left[1 - \frac{D_{\text{внутр}}^4}{D_{\text{зовн}}^4} \right], \quad (2.6)$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 9^3}{32} \left[1 - \frac{3.3^4}{9^4} \right] = 71,58 ,$$

$$\sigma_{\text{виг}} = \frac{22111,65^2 + 0,45 \cdot 20386^2}{71,58} = 307297 \text{ Н / мм}^2 .$$

Для вала, виготовленого з сталі 40Х загартованого до HRC 35...42
 $[\sigma_{\text{виг}}] = 850000 \text{ Н/мм}^2$.

Таким чином,

$$\sigma_{\text{виг}} < [\sigma_{\text{виг}}],$$

$$307297 \text{ Н/мм}^2 < 850000 \text{ Н/мм}^2.$$

Таким чином, умова міцності виконується. Вал, розрахований на міцність, може не забезпечити нормальної роботи шпинделя, якщо під впливом робочих навантажень він зазнаватиме значних деформацій.

Розрахунок жорсткості передбачає визначення величин прогинів у кутів нахилу вісі валу θ та до співставлення їх з максимально допустимими. За залежністю

$$[y] \approx (0.0001 \dots 0.0005) d$$

$$[\theta] \approx 0.0016 \text{ рад}$$

Визначаємо прогин в розрахунковому перетині

$$y = \frac{P \cdot d^3}{10^6 D_{\text{зовн}}^4} K_y \quad (2.7)$$

де K_y – коефіцієнт, що враховує зв'язок між точкою прикладення сили та точкою, в якій визначають деформацію.

Для вісі z

$$y_z = \frac{P_z \cdot d^3}{10^6 D_{\text{зовн}}^4} K_y$$

$$y_z = \frac{13490,7 \cdot 16^3}{10^6 9^4} 0,3 = 0,000025 \text{ мм}$$

Для вісі y:

$$y_y = \frac{P_y \cdot d^3}{10^6 D_{\text{зовн}}^4} K_y$$

$$y_y = \frac{2997,9 \cdot 16^3}{10^6 9^4} 0,3 = 0,0000057 \text{ мм}$$

Визначаємо загальний прогин у розрахунковому перетині:

$$y = \sqrt{y_z^2 + y_y^2} \quad (2.8)$$

$$y = \sqrt{0,000025^2 + 0,00000^2} = 0,000026 \text{ мм}$$

Максимально допустимий прогин

$$[y] = 0.00003 \cdot 16 = 0.00048 \text{ мм}$$

Порівняємо отримане значення прогину з максимально допустимим

$$y < [y]$$

$$0,000026 \text{ мм} < 0,00048 \text{ мм}$$

Таким чином, умова міцності максимального прогину шпинделя виконується.

Розрахуємо кут нахилу пружної лінії в розрахунковому перетині:

$$\theta = \sqrt{\theta_z^2 + \theta_y^2} \quad (2.9)$$

Для вісі z:

$$\theta_z = \frac{P_z \cdot d^2}{10^6 \cdot D_{зовн}^3} K_\theta \quad (2.10)$$

де K_θ – коефіцієнт зв'язку між точкою прикладення сили та точкою, в якій визначають деформацію, $K_\theta = 0.1$

$$\theta_z = \frac{13490,7 \cdot 16^2}{10^6 \cdot 9^3} 0,1 = 0,000047 \text{ рад}$$

Для вісі y:

$$\theta_y = \frac{P_y \cdot d^2}{10^6 \cdot D_{\text{зовн}}^3} K_{\theta} \quad (2.11)$$

$$\theta_y = \frac{2997.9 \cdot 16^2}{10^6 \cdot 9^3} 0.1 = 0.000011 \text{ рад}$$

$$\theta = \sqrt{0.000047^2 + 0.000011^2} = 0.000048 \text{ рад}$$

Порівняємо розрахункове значення кута повороту перетину з максимально допустимим

$$\theta < [\theta]$$

$$0.000048 \ll 0.0016$$

Таким чином, умова міцності кута повороту розрахункового перетину також виконується.

На підставі виконаного розрахунку встановлено, що шпиндельний вузол працюватиме у нормативному режимі.

2.2.4. Перевірочний розрахунок максимально допустимих навантажень шпиндельного вузлі

Визначимо значення реакцій в опорах *A* та *B* (рис. 2.2)

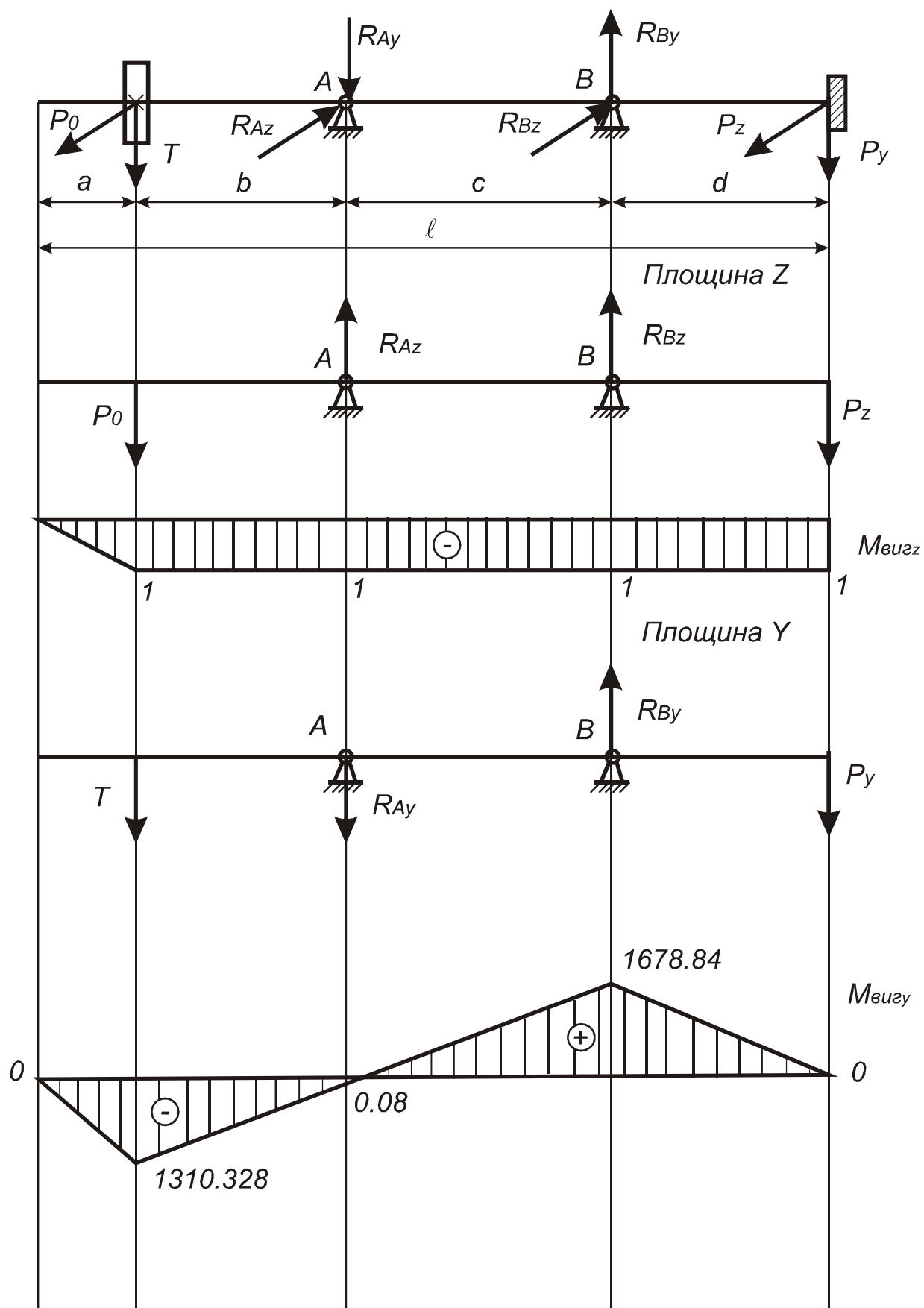


Рис. 2.2. Епюри вигинних моментів від технологічного навантаження на шпинделі

Для вісі z

$$\sum M_{A_z} = 0;$$

$$\sum M_{A_z} = +P_0 \cdot b + R_{B_z} \cdot e - P_z \cdot (e + d);$$

$$R_{B_z} = \frac{-P_0 \cdot b + P_z(e + d)}{e};$$

$$R_{B_z} = \frac{-14989.7 \cdot 16 + 13490.7 \cdot 36.5}{20.5} = 12320.7 \text{ H}$$

$$\sum M_{B_z} = 0;$$

$$\sum M_{B_z} = +P_0 \cdot (b + c) - R_{A_z} \cdot e - P_z \cdot d;$$

$$R_{A_z} = \frac{-P_0 \cdot (b + c) - P_z \cdot d}{c};$$

$$R_{A_z} = \frac{-14989.7 \cdot 36.5 - 13490.7 \cdot 16}{20.5} = 16159.7 \text{ H}$$

Для вісі y

$$\sum M_{A_y} = 0;$$

$$\sum M_{A_y} = T \cdot b + R_{B_y} \cdot e - P_y \cdot (c + d);$$

$$R_{B_y} = \frac{-T \cdot b + P_y(c + d)}{c};$$

$$R_{B_y} = \frac{-5455.8 \cdot 16 + 2997.9 \cdot 36.5}{20.5} = 1079.5 \text{ H}$$

$$\sum M_{B_y} = 0;$$

$$\sum M_{B_y} = T \cdot (b + c) + R_{A_y} \cdot c - P_y \cdot d;$$

$$R_{A_y} = \frac{-T \cdot (b + c) + P_y \cdot d}{c};$$

$$R_{A_y} = \frac{-5455.8 \cdot 36.5 + 13490.7 \cdot 16}{20.5} = 815.3 \text{ H}$$

Знаходимо максимальне осьове навантаження:

Для цього знаходимо складову силу тертя

$$F_{mp} = (m_{np} + m_{cm}) \cdot 0,15 \quad (2.12)$$

де m_{np} – маса пристосування, $m_{np} = 25$ кг;

m_{cm} – маса столу, $m_{cm} = 250$ кг;

0,15 – коефіцієнт тертя;

$$F_{mp} = 10 \cdot (250 + 25) \cdot 0,15 = 412,5 \text{ H}$$

З раніше розрахованої силу різання, знаходимо максимальне осьове навантаження:

$$Q = F_{piz} + F_{mp}; \quad (2.13)$$

$$Q = 13819 + 412.5 = 14231.5 \text{ Н}$$

Найбільше осьове навантаження 14231,5 Н.

2.3. Розрахунок кульково-гвинтової передачі привода подачі

2.3.1. Основні критерії працездатності гвинтової пари «гвинт–гайка»

До основних критеріїв працездатності гвинтової передачі належать:

- міцність поверхневих шарів контактуючих елементів за умов дії статичного навантаження;
- довговічність (за втомною міцністю та зношуванням поверхонь) при змінних навантаженнях;
- осьова жорсткість передачі;
- коефіцієнт корисної дії;
- сталість гвинта (у випадку роботи на повздовжній вигин);
- динамічна сталість гвинта при високих обертах.

2.3.2. Вхідні дані до розрахунку

З попередніх розрахунків визначені орієнтовні значення конструктивних та силових параметрів кульково-гвинтової передачі:

Довжина гвинта	$L = 975 \text{ мм}$
Максимальна довжина гвинта робоча	$\ell = 615 \text{ мм}$
Шаг гвинтової лінії	$t = 10 \text{ мм}$
Найбільше осьове навантаження	$Q = 14231,5 \text{ Н}$
Частота обертів максимальна	$n_{max} = 32 \text{ об/хв}$
Частота обертів мінімальна	$n_{min} = 2 \text{ об/хв}$

2.3.3. Попередній розрахунок розмірів передачі гвинт-гайка

З огляду на те, що з технологічних причин співвідношення довжини гвинта до його діаметра бажано обмежувати величиною не більше 30, діаметр кола, на якому розташовані центри кульок, становитиме:

$$d_0 = \frac{L}{30} = \frac{975}{30} = 37 \text{ мм} \quad (2.14)$$

Приймаємо $d_0 = 40 \text{ мм}$

Приймаємо наступні співвідношення

$$\alpha = 45^\circ: \quad d_1 = 0.6 \cdot 10 = 6 \text{ мм}$$

$$\frac{r_1}{r_2} = 0.96$$

Кут нахилу гвинтової лінії

$$\lambda = 4^\circ 33'$$

$z_{i \text{ заг}} = 21$ – загальна кількість кульок, розміщених у одному витку гайки;

$z_{i \text{ роб}} = 16$ – кількість робочих кульок в одному витку гайки;

Кількість робочих кульок у гайці, о має три робочих витка, складає

$$z_{i \text{ роб}} = 16 \cdot 3 = 48$$

2.3.4. Розрахунок допустимих силових навантажень на передачу

Для розрахункової кульково-гвинтової передачі, твердість робочих поверхонь різьби складає 60 HRC.

Визначаємо допустиме статичне навантаження на одну кульку:

$$P_{cm} = 20 \cdot d^2 = 20 \cdot 6^2 = 720 \text{ Н}.$$

Визначаємо допустиме статичне навантаження на гвинт за умови відсутності попереднього натягу:

$$[Q]_{cm} = z_{роз} \cdot [P]_{cm} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda, \quad (2.15)$$

де $z_{роз}$ – розрахункова кількість кульок,

$$z_{роз} = 0,7 \cdot z_{роб} = 0,7 \cdot 40 = 34.$$

Підставляємо отримані значені у формулу (2.15)

$$[Q]_{cm} = 34 \cdot 720 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 4^\circ 33' = 17310 \text{ Н}.$$

Проводимо перевірочний розрахунок на довговічність. Строк служби передачі складає:

$$T = 5000 \text{ год.}$$

Розраховуємо коефіцієнт довговічності.

$$K = k_q \sqrt[3]{\frac{60 \cdot T \cdot n \cdot C_i}{10^2}}, \quad (2.16)$$

де n – розрахункове значення кількості обертів гвинта/гайки у хвилину,

$$n = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2} = \frac{32 + 2}{2} = 17,$$

C_i – число циклів навантаження, що припадає на один оберт гвинта/гайки;

$$C_i = 0.5z_i \left(1 + \frac{z_1}{z_0} \cos \alpha \right) = 0.5 \cdot 16 \left(1 + \frac{2}{20} \cdot \cos 45^\circ \right) = 8.8,$$

k_q – коефіцієнт перемінного навантаження,

$$k_q = 0.6 + 0.14 \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}},$$

Таким чином, коефіцієнт довговічності складе:

$$K = 0.93 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 5000 \cdot 17 \cdot 8.8}{10^2}} = 1.48.$$

Навантаження, допустиме на одну кульку $[P]$, для прийнятої довговічності $T = 5000$ год.

$$P_{\text{дон}} = \frac{P_{\text{дон.ст.}}}{K},$$

де $P_{\text{дон.ст.}}$ – гранично допустиме статичне навантаження на одну кульку

$$P_{\text{дон.см.}} = \frac{\sigma_{\text{дон.см.}}^3}{E^2} \cdot \frac{r_1^2}{\left[1.32 - 3.49 \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right) \left(1 - \frac{r_1}{r_0} \right) \left(1 - \frac{r_1}{r_0} \cos \alpha \right) \right] \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right)^2}, \quad (2.17)$$

де $\sigma_{\text{доп.ст.}}$ – допустимий контактний тиск

$$\sigma_{\text{дон.см.}} = 10^3 (250 \dots 300) \frac{HRC}{60} = 2500 \text{ Н/мм}^2,$$

E – модуль пружності сталі $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$

$$\frac{r_1}{r_2} = 0.96;$$

$$\frac{r_1}{r_0} = 0.15;$$

$$\alpha = 45^\circ ;$$

$$P_{\text{дон.см.}} = \frac{2500^3}{210000^2} \cdot \frac{3^2}{[1.32 - 3.49(1 - 0.96)(1 - 0.15)(1 - 0.15 \cos 45^\circ)](1 - 0.96)^2} = 1065,6 \text{ Н}$$

$$P_{\text{дон}} = \frac{1065,6}{1,48} = 720 \text{ Н}.$$

Визначаємо допустиме навантаження на гвинт $[Q]$ за умови відсутності натягу та заданої довговічності $T = 5000$ год.

$$[Q] = \frac{Q_{\text{дон.см.}}}{k}, \quad (2.18)$$

де $Q_{\text{доп.ст.}}$ – статичне навантаження допустиме на гвинт при за умови відсутності попереднього натягу:

$$Q_{\text{доп.ст.}} = z_{\text{роз}} \cdot P_{\text{доп.ст.}} \cdot \sin \alpha, \quad (2.19)$$

де $z_{\text{роз}}$ – розрахункове значення кількості робочих кульок

$$z_{\text{роз}} = 17 \cdot 2 = 34;$$

$$Q_{\text{доп.ст.}} = 34 \cdot 1065,6 \cdot \sin 45 = 25730 \text{ Н};$$

$$[Q] = \frac{25730}{1.48} = 17390 \text{ Н};$$

Визначаємо гранично допустимі сили натягів на одну кульку.

$$P_{\text{нат.мак}} = P_{\text{дон}} \left(1 - 0,55 \frac{Q}{Q_{\text{дон}}} \right); \quad (2.20)$$

$$P_{\text{нат.мін}} = 0,5 \frac{Q}{z_{\text{роз}} \cdot \sin \alpha}. \quad (2.21)$$

Згідно формули (2.20) розраховуємо максимально допустиме значення сили натягу на одну кульку

$$P_{\text{нат.мак}} = 720 \left(1 - 0,55 \frac{20000}{25730} \right) = 640 \text{ Н}.$$

Згідно формули (2.21) розраховуємо мінімально допустиме значення сили натягу на одну кульку

$$P_{нат. \min} = 0.5 \frac{20000}{34 \cdot \sin 45} = 290 \text{ Н}.$$

Відносне осьове зміщення $\delta_{нат}$ профілю різьби двох гайок, необхідне для формування заданої сили попереднього натягу.

$$\delta_{нат} = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{нат}^2}{d_1}}. \quad (2.22)$$

Відносне осьове зміщення $\delta_{нат}$ профілю різьби двох гайок, необхідне для забезпечення максимальної сили натягу згідно з формулою (2.22).

$$\delta_{нат \max} = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{640^2}{6}} = 52 \text{ мкм}.$$

Відносне осьове зміщення $\delta_{нат}$ профілю різьби двох гайок, необхідне для забезпечення мінімальної сили натягу відповідно до формули (2.22).

$$\delta_{нат \min} = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{390^2}{6}} = 31 \text{ мкм}.$$

У випадку форми профілю різьби у формі стрілчатої арки для створення заданої сили натягу, необхідно збільшити діаметр кульок в порівнянні з номінальним на величину Δd_1

$$\Delta d_1 = 2.13 \sqrt[3]{\frac{P_{нат}^2}{d_1}}. \quad (2.23)$$

Тоді значення Δd_1 будуть

$$\Delta d'_1 = 2.1 \sqrt[3]{\frac{640^2}{6}} = 18 \text{ мкм};$$

$$\Delta d'_1 = 2.1 \sqrt[3]{\frac{290^2}{6}} = 10,9 \text{ мкм}.$$

Визначаємо піддатливість гвинтової передачі, тобто осьове зміщення гайки відносно гвинта під дією навантаження $Q = 14230 \text{ Н}$.

Розраховуємо деформацію розтягу стиску гвинта

$$\delta_{\epsilon} = 10^4 \frac{l}{E \cdot F} Q, \quad (2.24)$$

де F площа попереднього перетину,

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 36^2}{4} = 1000 \text{ мм}^2.$$

$$d_{\kappa\theta} = 35,76 \text{ мм}$$

$$\delta_{\epsilon} = 10^4 \frac{615}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1000} 20000 = 58 \text{ мкм}.$$

Осьове переміщення від контактної деформації в з'єднанні гвинт-гайка

$$\delta = \frac{1,4 \cdot Q}{\sqrt[3]{d_1 \cdot P_{\text{нат}} \cdot z'_{\text{роз}}}}; \quad (2.25)$$

$$z'_{роз} = z_{роз} \cdot \sqrt{\frac{Q}{Q_{доп.нат.}}}; \quad (2.26)$$

$$z'_{роз} = 34 \cdot \sqrt{\frac{1423}{351}} = 68,1.$$

Для $P_{нат\ max} = 640\ Н$

$$Q_{доп.нат.} = Q_{доп} \frac{P_{доп} - P_{нат}}{0,55 \cdot P_{доп}} = 17390 \frac{72 - 64}{0,55 \cdot 72} = 3510\ Н;$$

$$\delta = \frac{1,4 \cdot 14230}{\sqrt[3]{6 \cdot 640 \cdot 68}} = 4,3\ мкм.$$

При натягу $P_{нат\ max} = 290\ Н$, допустиме навантаження

$$Q_{доп.нат.} = Q_{доп} \frac{72 - 29}{0,55 \cdot 72} > Q_{доп}, \quad (2.27)$$

звідки

$$Q_{доп.нат.} = 0,9 \cdot Q_{доп} = 0,9 \cdot 17390 = 15650\ Н;$$

$$z'_{роз} = 34 \sqrt{\frac{20000}{15650}} = 32,4;$$

$$\delta = \frac{1,4 \cdot 14231}{\sqrt[3]{290 \cdot 32,4}} = 11\ мкм.$$

Сумарна піддатливість передачі

– при навантаженні $Q = 14230\ Н$ дорівнює

при $P_{\text{нат max}} = 640 \text{ Н}$

$$\delta_b + \delta = 14.6 + 4 = 18.6 \text{ мкм.}$$

при $P_{\text{нат max}} = 290 \text{ Н}$

$$\delta_b + \delta = 14.6 + 11 = 25.6 \text{ мкм.}$$

2.3.5. Визначення ККД передачі

Для визначення ККД передачі знаходимо кут тертя ρ та коефіцієнт K_r

$$\operatorname{tg} \rho = \frac{f_k}{z_1 \sin \alpha}; \quad (2.28)$$

де f_k – коефіцієнт тертя кочення, $f_k = 0,001$

$$\operatorname{tg} \rho = \frac{0.001}{0.3 \cdot 0.707} = 0.0047;$$

$$\rho = 0^\circ 16'.$$

Для значення натягу $P_{\text{нат max}} = 640 \text{ Н}$.

$$\frac{Q_1}{P_{\text{нат}}} = \frac{Q}{z_{\text{роз}} \cdot \sin \alpha \cos \alpha \cdot P_{\text{нат}}} = \frac{14231}{34 \cdot 0,707 \cdot \cos 4^\circ \cdot 640} = 1.32.$$

За відповідним графіком знаходимо

$$\frac{P_I}{P_{нат}} = 1,19;$$

$$\frac{P_{II}}{P_{нат}} = 0,82;$$

$$k_\eta = \frac{\left[\frac{P_I}{P_{нат}} \cos(\lambda + \rho) - \frac{P_{II}}{P_{нат}} \cos(\lambda - \rho) \right] \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho)}{\frac{P_I}{P_{нат}} \sin(\lambda + \rho) - \frac{P_{II}}{P_{нат}} \sin(\lambda - \rho)}; \quad (2.29)$$

$$k_\eta = \frac{[1.19 \cos(4^\circ 33' + 0^\circ 6') - 0.82 \cos(4^\circ 33' - 0^\circ 16')] \cdot \operatorname{tg}(4^\circ 33' + 0^\circ 6')}{1.19 \sin(4^\circ 33' + 0^\circ 6') - 0.82 \sin(4^\circ 33' - 0^\circ 16')} = 0.82;$$

$$\eta = k_\eta \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)} = 0.82 \frac{\operatorname{tg} 4^\circ 33'}{\operatorname{tg}(4^\circ 33' + 0^\circ 16')} = 0.77.$$

При натягу $P_{нат \max} = 290 \text{ Н}$

$$\frac{Q_1}{P_{нат}} = \frac{20000}{34 \cdot 0,707 \cdot 290} = 3,86;$$

$$\frac{P_I}{P_{нат}} = 2,9;$$

$$\frac{P_{II}}{P_{нат}} = 0,01;$$

$$k_\eta = \frac{[2.9 \cos(4^\circ 33' + 0^\circ 6') - 0.01 \cos(4^\circ 33' - 0^\circ 16')] \cdot \operatorname{tg}(4^\circ 33' + 0^\circ 6')}{2.9 \sin(4^\circ 33' + 0^\circ 6') - 0.01 \sin(4^\circ 33' - 0^\circ 16')} = 0.99.$$

2.3.6. Визначення найбільшого навантаження, при якому не працює умова самогальмування

Визначимо максимальне навантаження, починаючи з якого передача перестане бути самогальмівною

Для значення натягу $P_{\text{нат max}} = 640 \text{ Н}$

$$Q_{\text{гальм}} = P_{\text{роз}} \cdot \sin \alpha \frac{\sin(\lambda + \rho) - \sin(\lambda - \rho)}{0.43 \sin(\lambda + \rho) + 0.55 \sin(\lambda - \rho)}; \quad (2.30)$$

$$Q_{\text{гальм}} = 640 \cdot 34 \cdot \sin 45^\circ \frac{\sin(4^\circ 33' + 0^\circ 16') - \sin(4^\circ 33' - 0^\circ 16')}{0.43 \sin(4^\circ 33' + 0^\circ 16') + 0.55 \sin(4^\circ 33' - 0^\circ 16')} = 1690 \text{ Н.}$$

Для значення натягу $P_{\text{нат max}} = 290 \text{ Н}$

$$Q_{\text{гальм.}} = 1690 \frac{290}{640} = 790 \text{ Н;}$$

Визначаємо момент холостого ходу (M_x)

Для значення натягу $P_{\text{нат max}} = 640 \text{ Н}$

$$M_x = P_{\text{нат}} \cdot z_{\text{роз}} \sin \alpha \frac{d_{\text{кв}}}{2} [\sin(\lambda + \rho) - \sin(\lambda - \rho)]; \quad (2.31)$$

$$M_x = 640 \cdot 34 \sin \alpha \frac{3.576}{2} [\sin(4^\circ 33' + 0^\circ 16') - \sin(4^\circ 33' - 0^\circ 16')] = 320 \text{ Нм.}$$

Для значення натягу $P_{\text{нат max}} = 290 \text{ Н}$

$$M_x = 320 \frac{290}{640} = 145 \text{ Нм.}$$

При призначенні величини $P_{\text{нат}}$ необхідно врахувати наступне:

- при $P_{\text{нат}} = 640$ Н піддатливість з'єднання гвинт-гайка орієнтовно в 5 разів менше чим при $P_{\text{нат}} = 290$ Н.
- найбільш ефективним шляхом підвищення жорсткості розрахункової передачі є збільшення діаметру гвинта, так як при цьому збільшуються всі три складові сумарної піддатливості: деформація гвинта, деформація його опор, деформація в з'єднанні гвинт-гайка.

2.4. Розрахунок приводу головного руху верстату

При модернізації вертикально-фрезерного верстата системою ЧПУ WestLab WL4M одночасно була виконана модернізація приводів верстату, призначених для здійснення рухів – головного, подач і допоміжних.

Оскільки приводи головного руху повинні характеризуватися жорсткою механічною характеристикою, мінімальним часом перехідних процесів, низькими втратами потужності, забезпеченням постійної потужності на вихідній ланці незалежно від її швидкості, а також можливістю автоматичної зміни частот обертання під навантаженням або під час налагодження [12, 23, 24, 25, 28], для їх вибору, окрім вихідних параметрів, необхідно чітко визначити вимоги до привода, оцінити переваги та недоліки аналогічних існуючих рішень, а також врахувати потребу зміни кінематичної схеми верстата. Загальні вимоги мають бути доповнені тими, що відображають специфіку конструкції верстата та особливості роботи привода.

Процес вибору привода зазвичай передбачає аналіз значної кількості можливих варіантів, а оптимальне рішення приймається на підставі техніко-економічного порівняння та оцінки рівня відповідності основним вимогам. Використання кількох двигунів у верстаті дає можливість скоротити довжину кінематичних ланцюгів, спростити систему керування та підвищити рівень автоматизації технологічного процесу.

Для верстатів середніх габаритів, у яких немає потреби змінювати частоту обертання під час роботи, найбільш поширеним типом привода є система з асинхронним нерегульованим двигуном у поєднанні з коробкою швидкостей [18].

Під час модернізації приводів головного руху та приводів подач за трьома координатами (поздовжнього й поперечного переміщень столу та вертикального руху шпиндельної головки) необхідно здійснити заміну електродвигунів і оснастити їх відповідними датчиками переміщення [20-22], наприклад приводи подач датчиками лінійного переміщення ЛІР-ДА-9 [20] – абсолютні лінійні фотоелектричні датчики положення, які мають виконання з максимальною довжиною 1940 мм, що не набагато менше максимальної довжини переміщення столу, яка дорівнює 2000 мм. Привід головного руху обладнати датчиком кутових переміщень, наприклад абсолютним перетворювачем кутових переміщень (абсолютним енкодером) ЛІР-ДА-158А [21].



Рис. 2.3. Абсолютний кутовий фотоелектричний датчик положення (абсолютний енкодер) ЛІР-ДР158 [21]

Він має фотоелектричний принцип дії. Діаметр корпусу 58 мм; роздільну здатність до 1080000 дискрет на оберт; напругу живлення +5В, або від +10 до +30 В; цільний вал. Для встановлення його на шпиндель необхідна також енкодерна муфта, яка прикріплюється безпосередньо до торцю шпинделя, та має спеціальний отвір від валу енкодера. Крутильний момент від шпинделя передається муфті, а від неї енкодеру, сигнал з якого надходить у ЧПУ верстату. Завдяки чому, можна узгодити взаємний рух приводів верстату для забезпечення виконання таких операцій обробки, як наприклад, нарізання різьби, які неможливо виконати, якщо рухи приводів верстату не узгоджені.

Однак більш раціональним для модернізації приводів верстату є використання сервоприводів, що представляють собою електродвигун з вбудованим датчиком кутових переміщень (енкодером) [13, 37].

Після вивчення пропозицій, за показником можливості-ціна для модернізації верстата було обрано сервоприводи фірми ESTUN Automation Technology Co., Ltd (Китай) серії ProNet.

Сервоприводи ESTUN серії ProNet мають імпульсне керування позицією, аналогове керування $\pm 10\text{В}$ швидкістю і моменту, позиціонування ModBus, CANopen, інкрементальний енкодер 2500 імп/об.

Для модернізації приводу головного руху замість наявного в базовій конструкції електродвигуна 4AM132S4У3, який має потужність $N = 7,5\text{ кВт}$, та частоту обертів $n = 1450\text{ об/хв}$ обираємо співставимий по потужності ESTUN ProNet EMB-75-DSA-22 потужністю $N = 7,5\text{ кВт}$, крутним моментом $M_{кр} = 47,8\text{ Н/м}$, $n = 1500\text{ об/хв}$ з приводом ProNet-75DMA.

Для модернізації приводів подач замість наявних в базовій конструкції 3-х електродвигунів 4AM90LA, які мають потужність $N = 2,2\text{ кВт}$, та частоту обертів $n = 600\text{ об/хв}$ обираємо співставимий по потужності ESTUN ProNet EMG-20-DPA-22 потужністю $N = 2,0\text{ кВт}$, крутним моментом $M_{кр} = 9,78\text{ Н/м}$, $n = 2000\text{ об/хв}$ з приводом ProNet-E-20D.

Застосування при модернізації приводів верстату замість звичайних електродвигунів сервоприводів, в які вбудовані датчики переміщення робить застосування датчиків лінійного переміщення ЛІР-ДА-9 зайвим.

Проте для забезпечення скоординованого руху приводів верстату необхідно встановити у привід головного руху верстату кутовий енкодер. Оскільки сервопривід приводу головного руху вже обладнаний датчиком, датчик необхідно встановити у шпиндельний вузол безпосередньо на шпиндель.

Аналіз конструкції шпиндельного вузла (креслення ДСМВ.112111.300СБ) показує, що через конструктивні особливості застосування на шпинделі кутового енкодера ЛІР-ДА-158А корпусного типу не можливо. Оскільки він встановлюється через спеціальну муфту в торець шпинделю. Який в даній конструкції закритий, що не дозволяє встановлення енкодера корпусного типу.

В даному випадку доцільне застосування кільцевого енкодера, який виконується у формі кільця та його можна встановити на будь-яку вільну ділянку шпинделю.

Розробники пропонують цілу гаму кутових енкодерів, які мають різні принципи дії фотоелектричні, оптичні, резольверні, магнітні та ін.

Для забезпечення надійного функціонування системи, необхідно щоб енкодер міг працювати у важких умовах, оскільки його буде встановлено у шпиндельному вузлі вертикально-фрезерного верстату, для якого характерні значні навантаження, що виникають у процесі фрезерування. Також додатково зона знаходження енкодера схильна до забруднення та запилення, що вже робить не бажаним використання енкодерів, побудованих на фотоелектричному та оптичному принципах дії. Конструктивні обмеження не дозволяють використання резольверних енкодерів, оскільки вони мають виключно цільнокорпусні виконання.

Тому необхідно обирати конструкцію енкодера, що має кільцеву конструкцію, здатний працювати у важких умовах небезпеки забруднення та пилу, т.б. за магнітним принципом дії та має конструктивні виконання, які дозволяють встановити його у шпиндельний вузол даного верстату.

Із існуючих конструкцій обираємо енкодер, який задовольняє всім переліченим вимогам, пропонуємий фірмою RLS (Словенія) [37], кільцевий магнітний енкодер LM13 (рис. 2.4).



Рис. 2.4. Кільцева магнітна енкодерна система LM13 (RLS, Словенія)

Магнітна кільцева енкодерна система LM13 складається з компактної герметичної зчитувальної головки та намагніченого кільця зовнішнім діаметром 100,5 мм. Зчитувальна головка переміщується на відстані 1,5 мм від поверхні кільця. При обертанні кільця зчитувальна головка детектує форму коливань намагніченості кільця та перетворює отримані сигнали в необхідний формат виведення.

Систему LM13 нескладно монтувати, вона містить вбудований в головку світлодіодний індикатор налагодження та відрізняється великими установочними допусками.

Енкодер має виконання з цифровим виведенням даних, та можливістю вибору інтерполяційних коефіцієнтів, що забезпечують роздільну здатність 1280 до 327680 інтерполяцій на оберт. LM13 може працювати з швидкостями до 25000 обертів у хвилину.

Напівпровідниковий кільцевий енкодер LM13, створений для роботи в екстремальних умовах, зокрема зберігає свою працездатність при температурах від -10 °C до +80 °C, має герметичне водостійке виконання класу IP68 та має високу стійкість до ударів, вібрації та тиску. Міцне магнітне кільце також володіє стійкістю до різномірних хімічних речовин, що зазвичай використовуються в промисловості. Безконтактна конструкція з відсутністю тертя виключає зношення та при цьому зменшує гістерезис, забезпечує точність при високих швидкостях та прискореннях.

Енкодерна система LM13 призначена для роботи у важких умовах експлуатації, що вимагають підвищеної міцності, в різних таких галузях промисловості, як деревообробка, різання каменю, розпил, металообробка, текстильна промисловість, деревообробка, упаковка, промислові системи автоматики та складання, лазерне/полум'яне/водопроменеве різання і т.п.

Таким чином, особливістю LM13 є: компактна зчитувальна головка; роздільна здатність від 1 280 до 327 680 індиакцій на оберт; висока швидкодія – до 25 000 об/хв; висока стійкість до забруднення; вбудований світлодіодний індикатор для налагодження; висока надійність, завдяки безконтактній технології вимірювання; вихідні сигнали в цифрових форматах, що відповідають промисловим стандартам.

Виконаємо кінематичний перерозрахунок коробки швидкостей, здійснимо вибір підшипників кочення, розрахунок конструктивних елементів деталей коробки швидкостей, розрахунок валів коробки швидкостей.

2.5. Кінематичний розрахунок коробки швидкостей

2.5.1. Визначення передатних відношень коробки швидкостей графоаналітичним шляхом

Розробляємо структурну формулу коробки швидкостей для $Z = 18$:

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

де $P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot \dots \cdot P_n$, кількість передач в 1-й, 2-й, 3-й, ..., n -й групах.

В даному випадку

$$Z = 18 = 3 \times 3 \times 2.$$

Кількість різних варіантів буде дорівнювати шести, т. б.

$$Z_1 = 3_0 \times 3_I \times 2_{II} \quad Z_4 = 3_I \times 3_{II} \times 2_0;$$

$$Z_2 = 3_0 \times 3_{II} \times 2_I \quad Z_5 = 3_{II} \times 3_I \times 2_0;$$

$$Z_3 = 3_I \times 3_0 \times 2_{II} \quad Z_6 = 3_{II} \times 3_0 \times 2_I.$$

Визначаємо будову структурної сітки в наступному порядку:

1. Проводимо горизонтальні лінії на 1 більше ніж кількість груп, при цьому враховуємо, що

– структурна сітка повинна завжди бути симетричною;

– проміні основної групи в структурній сітці розходяться на величину φ , проміні першої переборної групи розходяться на φ_6 ступеня кількості променів основної групи P_o , промені другої перебірної групи розходяться на φ_6 ступені ($P_o P_I$), де P_I – кількість променів першої перебірної групи.

2. Проводимо вертикальні лінії по кількості передач $Z = 18$.
3. Визначаємо середину на верхній горизонтальній лінії та ставимо точку.
4. Проводимо з цієї точки 3 проміні з відстанню між ними $\lg \varphi$.
5. Надалі з кожної з трьох точок проводимо по три променя з відстанями між ними $\lg \varphi^{Z_0} = \lg \varphi^3$. В результаті отримуємо 9 точок.
6. З кожної з дев'яти точок проводимо по два проміні з відстанню між ними $\lg \varphi^{Z_0 Z_I} = \lg \varphi^9$.

Вказаний порядок побудови для варіанта Z_1 , т.б. $Z_{к.с.} = 18 = 3_o \cdot 3_I \cdot 3_{II}$, результат побудови приведений на рис. 2.3.

Для інших п'яти варіантів побудова сіток проводиться аналогічно, як показано на рис. 2.5, результат побудови приведений на рис. 2.6.

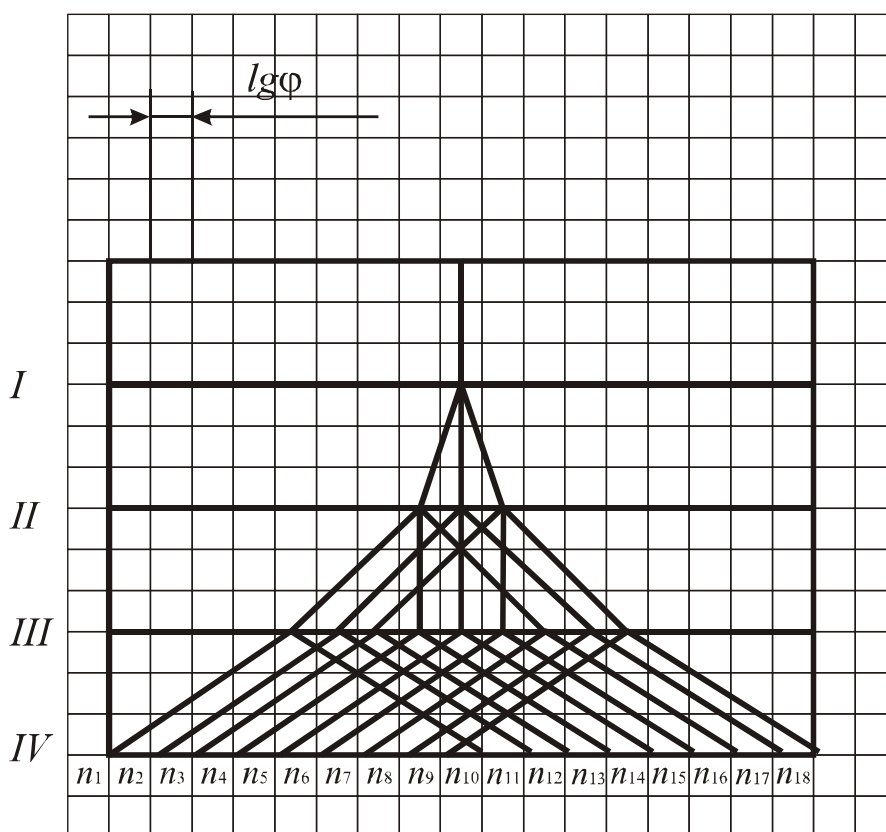
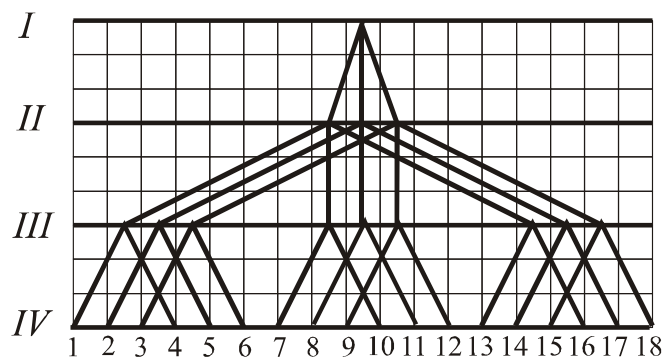
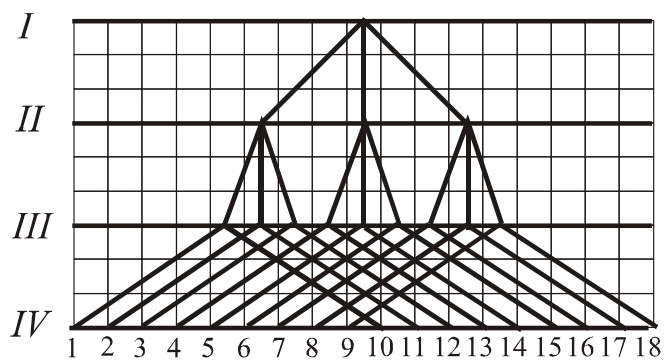


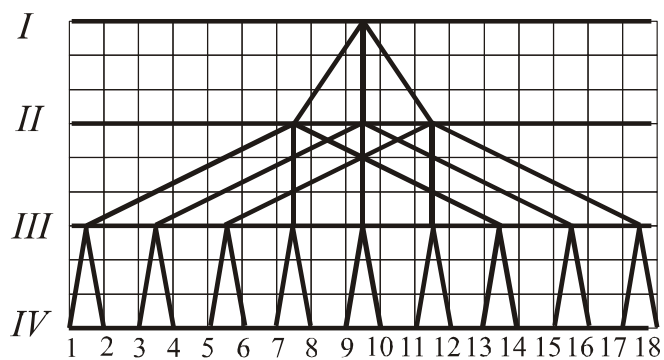
Рис. 2.5. Сітка, побудована по першому варіанту



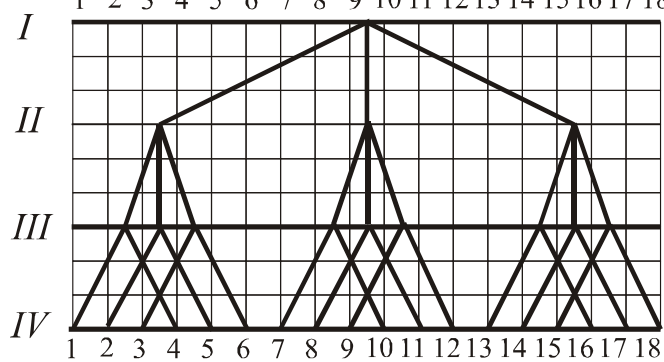
$$Z = 3_o \times 3_{II} \times 2_{II}$$



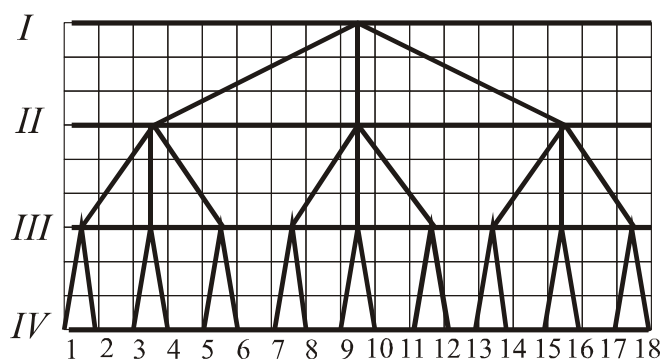
$$Z = 3_I \times 3_o \times 2_{II}$$



$$Z = 3_I \times 3_{II} \times 2_o$$



$$Z = 3_{II} \times 3_o \times 2_I$$



$$Z = 3_{II} \times 3_I \times 2_o$$

Рис. 2.6. Сітки, побудовані по іншим п'яти варіантам

2.5.2. Побудова кінематичної схеми коробки швидкостей

Проаналізувавши всі побудовані варіанти сіток (див. рис. 2.5, 2.6) робимо висновок, що найбільш оптимальним з шести отриманих варіантів є сітка першого варіанту.

Побудуємо кінематичну схему коробки швидкостей вертикально-фрезерного верстата згідно сітки, представлені на рис. 2.2., результат побудови представлений на рис. 2.7.

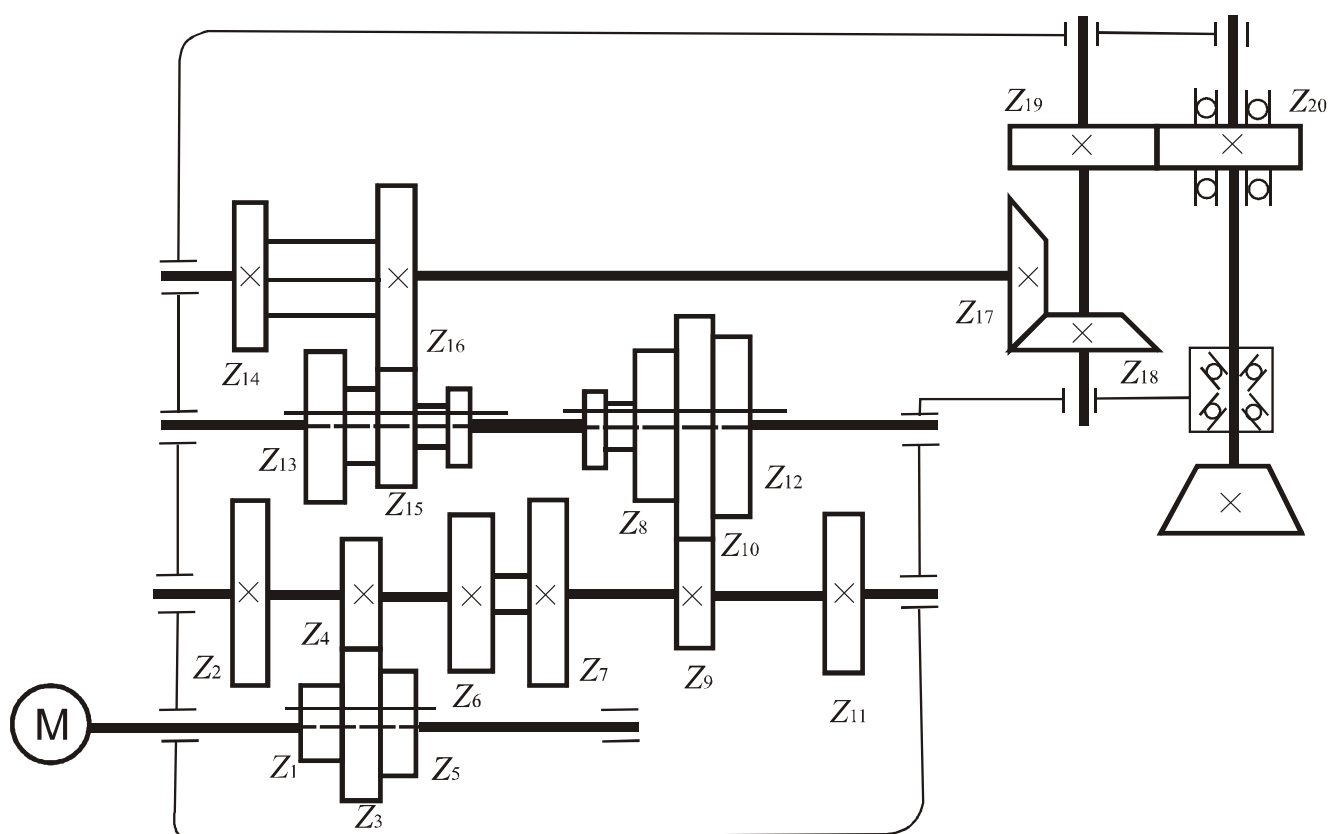


Рис. 2.7. Кінематична схема коробки швидкостей

2.5.3. Визначення частот обертання шпинделя

За допомогою знаменника геометричного ряду $\phi_{к.с.} = 1,26$, визначаємо потрібні частоти обертання.

Якщо головним є обертальний рух частота обертів залежить від швидкості різання V , м/хв та d , мм – діаметр фрези:

$$n_{um} = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d}, \text{ об/хв.} \quad (2.32)$$

Приймаємо: Швидкість різання найменша $V = 9$ м/хв;
для діаметру фрези $d = 90$ мм.

Підставивши прийняті значення у формулу 2.32, отримаємо мінімально необхідну частоту обертання шпинделя верстата:

$$n_{um} = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 9}{3,14 \cdot 90} = 31,8 \text{ об/хв.}$$

При ступеневому регулюванні в заданому діапазоні від $n_1 = n_{\min}$, до $n_z = n_{\max}$, необхідно забезпечити ряд швидкостей $n_1, n_2, \dots, n_z$. Кількість швидкостей $Z = 18$.

Основні залежності геометричного ряду зі знаменником φ наступні:

члени ряду

$$\left. \begin{aligned} n_1, \\ n_2 = n_1 \varphi, \\ n_3 = n_2 \varphi = n_1 \varphi^2, \\ \dots\dots\dots \\ n_z = n_{z-1} \varphi = n_1 \varphi^{z-1} \end{aligned} \right\} \quad (2.33)$$

Для $n_1 = n_{\min} = 31,5$ об/хв. Інші значення кількості обертів для кожної швидкості розраховуємо згідно залежності (2.33), корегуємо і приймаємо згідно стандартного ряду, результати заносимо в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Значення частот обертання для всіх швидкостей

Позначення	Розрахунок значення частот обертання	Значення, прийняте згідно стандартного ряду
n_1	31,8 об/хв	31.5 об/хв
n_2	$31,8 \cdot 1,26 = 39,69$ об/хв	40 об/хв
n_3	$39,69 \cdot 1,26 = 50$ об/хв	50 об/хв
n_4	$50 \cdot 1,26 = 63,01$ об/хв	63 об/хв
n_5	$63,01 \cdot 1,26 = 79,39$ об/хв	80 об/хв
n_6	$79,39 \cdot 1,26 = 100,03$ об/хв	100 об/хв
n_7	$100,03 \cdot 1,26 = 126,03$ об/хв	125 об/хв
n_8	$126,03 \cdot 1,26 = 158,80$ об/хв	160 об/хв
n_9	$158,80 \cdot 1,26 = 200$ об/хв	200 об/хв
n_{10}	$200 \cdot 1,26 = 252,12$ об/хв	250 об/хв
n_{11}	$252,12 \cdot 1,26 = 317,67$ об/хв	315 об/хв
n_{12}	$317,67 \cdot 1,26 = 400,27$ об/хв	400 об/хв
n_{13}	$400,27 \cdot 1,26 = 504,34$ об/хв	500 об/хв
n_{14}	$504,34 \cdot 1,26 = 635,47$ об/хв	630 об/хв
n_{15}	$635,47 \cdot 1,26 = 800,70$ об/хв	800 об/хв
n_{16}	$800,70 \cdot 1,26 = 1008,88$ об/хв	1000 об/хв
n_{17}	$1008,88 \cdot 1,26 = 1271,19$ об/хв	1250 об/хв
n_{18}	$1271,19 \cdot 1,26 = 1601,70$ об/хв	1600 об/хв

Найбільша кількість обертів шпинделя буде дорівнювати:

$$n_{\max} = n_{18} = 1600 \text{ об/хв} .$$

Діапазон регулювання розраховується за формулою

$$D = \frac{n_z}{n_1} = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \varphi^{z-1}. \quad (2.34)$$

$$D = \frac{1600}{31.5} = 50.8.$$

знаменник геометричного ряду складає

$$\varphi = \sqrt[z]{D} = \sqrt[17]{50.8} = 1.259 \approx 1.26;$$

кількість швидкостей:

$$\lg \varphi = \frac{1}{z-1} \lg D, \quad (2.35)$$

звідки

$$Z = \frac{\lg D}{\lg \varphi} + 1, \quad (2.36)$$

підставивши в (2.35) значення D та φ , отримаємо наступну залежність

$$Z = \frac{\lg 50.8}{\lg 1.26} + 1 = 17.99 \approx 18.$$

Для геометричного ряду так званий перепад швидкостей A постійний для даного φ :

$$A = \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right) \cdot 100\% = \text{const},$$

в даному випадку при $\varphi = 1,26$

$$A = \left(1 - \frac{1}{1,26}\right) \cdot 100\% = 20,63$$

Для стандартного геометричного ряду $\varphi = 1.26$, перепад швидкостей $A = 20$, табл. 2 [34].

За отриманими результатами розрахунків будуюмо графік кількості обертів шпинделя (рис. 2.8).

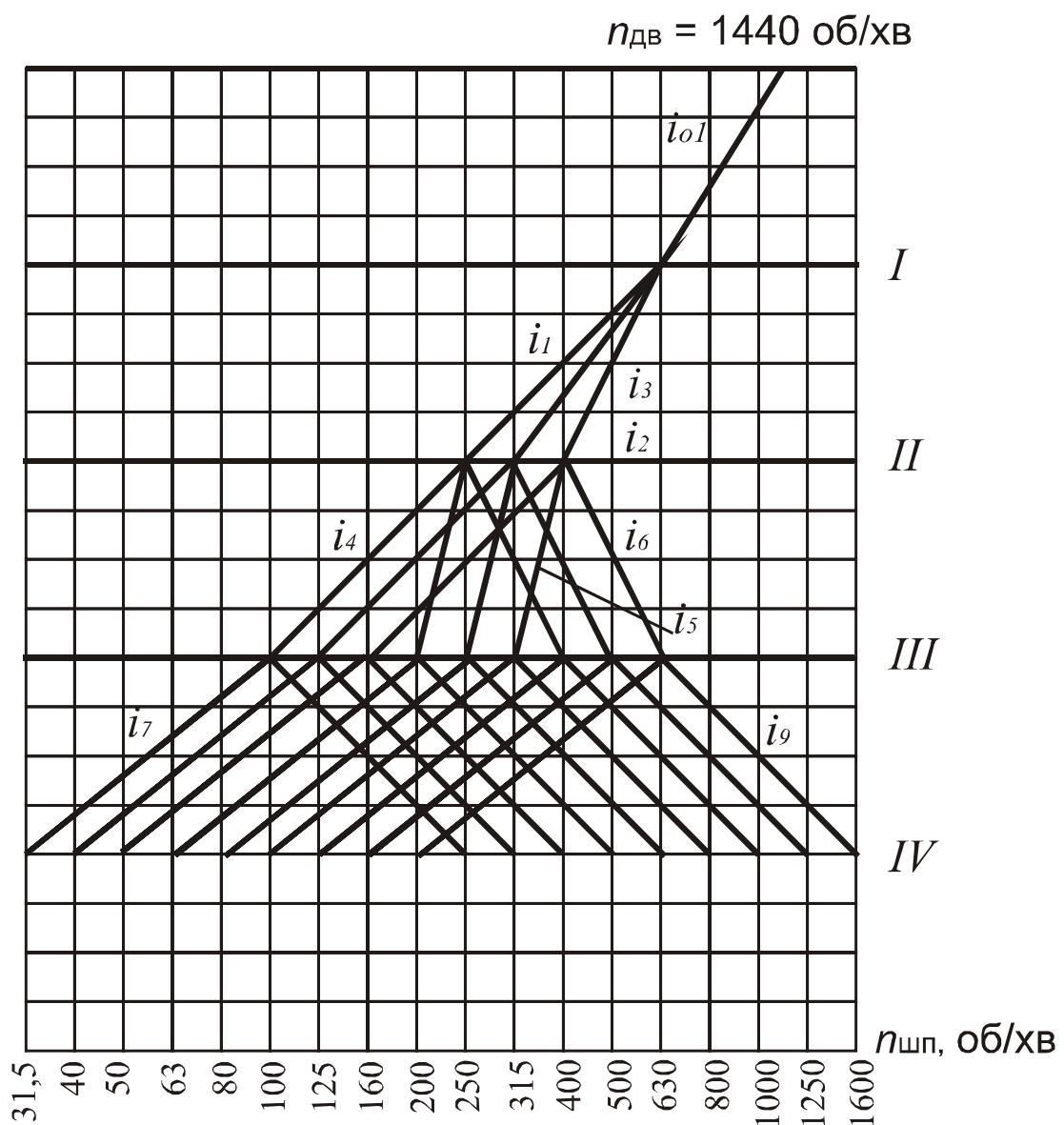


Рис. 2.8. Графік кількості обертів шпинделя

2.5.4. Визначення передатних відношень та кількості зубів шестерень коробок швидкостей

Передатні відношення i це відношення кількості обертів веденого вала до ведучого:

$$i = \frac{n_{\text{вед}}}{n_0} \quad (2.37)$$

При $i > 1$, передача буде пришвидшувальною, $i < 1$ – сповільнюючою.

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,26^4} = \frac{1}{2,52} = 0,4;$$

$$i_2 = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{2} = 0,5;$$

$$i_3 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,58} = 0,62;$$

$$i_4 = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{2,52} = 0,4;$$

$$i_5 = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,26} = 0,79;$$

$$i_6 = \varphi^2 = 1,58 \text{ – пришвидшувальна передача}$$

$$i_7 = \frac{1}{\varphi^5} = \frac{1}{1,26^5} = 0,31;$$

$$i_8 = \varphi^4 = 2,52 \text{ -- пришвидшувальна передача}$$

$$i_9 = i_{10} = \varphi^0 = 1$$

Для зручності розрахунків, а також внаслідок того, що кількість передатного відношення приймаємо $i = 1$, інші передатні відношення передач обираємо такі, що дорівнюють або є кратні значенням стандартних знаменників $i = \varphi^n$ (де n ціле число), табл. 3 [3].

Стандартні значення передатних відношень i :

$$i_1 = \frac{1}{2,51}; i_2 = \frac{1}{2}; i_3 = \frac{1}{1,58}; i_4 = \frac{1}{2,51}; i_5 = \frac{1}{1,26}; i_6 = \frac{1}{1,58}; i_7 = \frac{1}{3,16};$$

$$i_8 = 2,51, i_9 = i_{10} = 1$$

При визначенні кількості зубів шестерень коробок швидкостей необхідно не тільки отримати необхідне передатне відношення $i_1 = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2}$, але й забезпечити однакову суму зубів в межах двовалової передачі:

$$\sum Z = Z_1 + Z_2 = \text{const}.$$

Розв'язуючи систему рівнянь

$$\left. \begin{aligned} Z_1 + Z_2 &= \sum Z \\ \frac{Z_1}{Z_2} &= i \end{aligned} \right\} \quad (2.38)$$

отримаємо

$$Z_1 = \frac{i \cdot \sum Z}{i + 1} \text{ та } Z_2 = \frac{\sum Z}{i + 1} \quad (2.39)$$

За наведеними формулами приймаючи $\sum Z$, та знаючи необхідне значення i можна визначити кількість зубів шестерень, табл. 3 [3].

Потрібно, щоб мінімальна кількість зубів силових шестерень коробок швидкостей зазвичай повинно бути не менше $z_{\min} = 18 \dots 20$. Виходячи з умови компактності передач, кількості зубів обмежуємо в границях:

$$\sum Z \leq 100 \dots 120.$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.2. Вони повинні забезпечувати дійсне передатне відношення в межах:

$$\pm 10\%(\varphi - 1) = \pm(1,26 - 1) \cdot 10\% = \pm 2,6\%$$

Таблиця 2.2

Результати розрахунків кількості зубів шестерень та зубчастих коліс в передачах

i	i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6	i_7	i_8	i_9	i_{10}
$\frac{Z_1}{Z_2}$	$\frac{29}{61}$	$\frac{30}{60}$	$\frac{35}{55}$	$\frac{32}{68}$	$\frac{44}{56}$	$\frac{61}{39}$	$\frac{24}{96}$	$\frac{80}{40}$	$\frac{32}{32}$	$\frac{68}{68}$
ΣZ		90			100		120		64	136

Робимо перевірку правильності підбору чисел зубів шестерень.

$$i_1 = \frac{29}{61} = 0,47; i_2 = \frac{30}{60} = 0,5; i_3 = \frac{35}{55} = 0,63; i_4 = \frac{32}{68} = 0,47;$$

$$i_5 = \frac{44}{56} = 0,78; i_6 = \frac{61}{39} = 1,56; i_7 = \frac{24}{96} = 0,25; i_8 = \frac{80}{40} = 2.$$

Дійсні передатні відношення повинні знаходитись в межах $\pm 2,6 \%$. Таким чином, необхідно щоб підібрані передатні відношення відповідали вказаній умові.

Виконуємо перевірку дійсних частот обертання табл. П.2 [2], відхилення яких не повинно перевищувати допустимого значення:

$$\left| \frac{n_{\partial} - n_3}{n_3} \right| \cdot 100\% < |Z_{\max}|, \quad (2.40)$$

де n_{∂} – дійсна частота обертання;

n_3 – задана частота обертання;

$Z_{\max}$ – задана частота обертання, у %

$$Z_{\max} = \pm(\varphi - 1) \cdot 10\%;$$

$$n_{\partial} = n_{el} \cdot i_0 \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_2}{Z_3} \cdot \frac{Z_3}{Z_4}. \quad (2.41)$$

За формулою (2.41) розраховуємо дійсні значення частот обертання шпинделя, порівнюємо з заданими, визначаємо відхилення, результати розрахунку заносимо в табл. 2.3.

Таблиця 2.3.

Дійсні частоти обертання шпинделя, їх відхилення від заданих частот

Швидкість	Дійсна частота обертання шпинделя, об/хв	Стандартна частота обертання шпинделя, об/хв.	Відхилення, %
1	$\frac{24}{96} \cdot \frac{32}{68} \cdot \frac{29}{61} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 31,7$	31,5	0,6
2	$\frac{24}{96} \cdot \frac{32}{68} \cdot \frac{30}{60} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 39,6$	40	1
3	$\frac{24}{96} \cdot \frac{32}{68} \cdot \frac{35}{55} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 49,8$	50	0,2
4	$\frac{24}{96} \cdot \frac{44}{56} \cdot \frac{29}{61} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 63,3$	63	0,4
5	$\frac{24}{96} \cdot \frac{61}{39} \cdot \frac{29}{61} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 79,2$	80	1
6	$\frac{24}{96} \cdot \frac{44}{56} \cdot \frac{35}{55} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 99,7$	100	0,3
7	$\frac{24}{96} \cdot \frac{61}{39} \cdot \frac{30}{60} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 125,1$	125	0,1
8	$\frac{24}{96} \cdot \frac{61}{39} \cdot \frac{35}{55} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 156$	160	2,5
9	$\frac{24}{96} \cdot \frac{44}{56} \cdot \frac{35}{55} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 197,8$	200	1,5
10	$\frac{80}{40} \cdot \frac{32}{68} \cdot \frac{29}{61} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 248,7$	250	1,2
11	$\frac{80}{40} \cdot \frac{32}{68} \cdot \frac{30}{60} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 315,8$	315	0,25
12	$\frac{80}{40} \cdot \frac{32}{68} \cdot \frac{35}{55} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 399,7$	400	0,22
13	$\frac{80}{40} \cdot \frac{44}{56} \cdot \frac{24}{61} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 506,8$	500	1,2
14	$\frac{80}{40} \cdot \frac{61}{39} \cdot \frac{29}{61} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 698,9$	710	1,6
15	$\frac{80}{40} \cdot \frac{44}{56} \cdot \frac{35}{55} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 798,3$	800	0,21
16	$\frac{80}{40} \cdot \frac{61}{39} \cdot \frac{30}{60} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 1001$	1000	0,2
17	$\frac{80}{40} \cdot \frac{61}{39} \cdot \frac{35}{55} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 1251,3$	1250	0,1
18	$\frac{80}{40} \cdot \frac{44}{56} \cdot \frac{35}{55} \cdot 0.62 \cdot 1440 = 1576,7$	1600	1,45

2.6. Розрахунок конструктивних елементів деталей коробки швидкостей

2.6.1. Силовий розрахунок елементів коробки швидкостей

Для розрахунку деталей і механізмів привода коробки швидкостей – шестерень, валів, підшипників, муфт та ін. – необхідно визначити сили, що на них діють. Зовнішніми силами є сили різання P , яка виникає в процесі обробки та діє з боку заготовки на інструмент, навантажуючи таким чином шпиндель, в якому закріплено інструмент, зовнішні сили на приводному валу [8, 9, 16, 31, 35].

Розміри деталей привода залежать, головним чином, від величини передавального крутильного моменту та максимальне по значенню буде при мінімальному значенні кількості обертів.

Розрахункова кількість обертів шпинделя:

$$n_p = n_1 \cdot \sqrt[4]{D}, \quad (2.42)$$

де n_1 – міні частота обертання шпинделя;

D – діапазон регулювання.

Підставивши відповідні значення у формулу (2.11), отримаємо

$$n_p = 31,5 \cdot \sqrt[4]{50,8} = 75,55 \text{ об/хв.}$$

Максимальний крутильний момент на шпинделі верстата:

$$M_{\max} = 97500 \frac{N}{n_p}, \quad (2.43)$$

де N – номінальна потужність електродвигуна, що приводить у дію головний рух.

$$M_{\max} = 9750 \frac{7}{75,55} = 903,375 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

2.6.2. Розрахунок валів попередній

Такий розрахунок потрібний для отримання вихідних даних уточнюючого розрахунку валів [29, 30, 31, 36].

Попередній розрахунок полягає у визначенні діаметра вала залежно від величини дотичних напружень під час кручення. Допустиме максимальне значення напруг $[\tau]_{np} = 20...30 \text{ Н} / \text{мм}^2$, приймаємо $[\tau]_{np} = 25 \text{ Н} / \text{мм}^2$.

Рівняння міцності при крученні:

$$M_{i_{кр}} = 0,2 \cdot d_i \cdot [\tau]_{кр}, \quad (2.44)$$

де d_i – діаметр валу (для валів зі шліцями – внутрішній діаметр), мм

$[\tau]_{кр}$ – допустимі наруги при крученні, $\text{Н}/\text{мм}^2$

M_i – крутильний момент вала в $\text{Н}\cdot\text{м}$, визначаємо за залежністю:

$$M_i = 9750 \frac{N_{el}}{n_i} \cdot \eta,$$

де N_{el} – номінальна потужність електродвигуна в кВт;

n_i – мінімальна (розрахункова) кількість обертів вала, що розраховується в об/хв;

η – коефіцієнт корисної дії кінематичного ланцюга від електродвигуна до розрахункового вала.

Діаметр валу визначимо з умови міцності при крученні:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau]_{кр}}} . \quad (2.45)$$

Визначимо крутильний момент, що передається 1-м валом коробки швидкостей

$$M_1 = 9750 \frac{N_{ел}}{n_1} \cdot \eta_{муф} \cdot \eta_{п.п.} \cdot \eta_{ц.п.} \quad (2.46)$$

Підставивши у формулу значення, отримаємо:

$$M_1 = 9750 \frac{7}{630} \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 104,05 \text{ Нм},$$

діаметр 1-го валу буде:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_1}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{104,05}{0,2 \cdot 25}} = 0,0275 \text{ м} = 27,5 \text{ мм}.$$

Стандартне значення внутрішнього діаметра шліцьового валу за табл. 5 [4] № 8 приймаємо $d_1 = 28 \text{ мм}$; $z = 6$; $D_1 = 32 \text{ мм}$; $b = 7$.

Визначаємо за формулою (2.46) крутильний момент, що передається 2-м валом коробки швидкостей.

$$M_2 = 9750 \frac{7}{250} \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 259,56 \text{ Нм},$$

діаметр валу:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{259.56}{0.2 \cdot 25}} = 0.0373 \text{ м} = 37,3 \text{ мм}$$

Стандартне значення внутрішнього діаметра шліцьового вала за табл. 5 [4] № 9 приймаємо $d_2 = 36 \text{ мм}$; $z = 6$; $D_2 = 40 \text{ мм}$; $v = 6$.

Визначаємо за формулою (2.15) крутильний момент, що передається 3-м валом коробки швидкостей.

$$M_3 = 9750 \frac{7}{100} \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 648,91 \text{ Нм}$$

діаметр вала:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{648.91}{0.2 \cdot 25}} = 0.0456 \text{ м} = 45,6 \text{ мм}$$

Стандартне значення внутрішнього діаметра шліцьового вала за табл. 5 [4] № 12 приймаємо $d_3 = 46 \text{ мм}$; $z = 8$; $D_3 = 50 \text{ мм}$; $v = 9$.

Визначаємо за формулою (2.15) крутильний момент, що передається 4-м валом коробки швидкостей.

$$M_4 = 9750 \frac{7}{31,5} \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 2038,6 \text{ Нм}$$

діаметр вала:

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{2038.6}{0.2 \cdot 25}} = 0.0697 \text{ м} = 69,7 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр гладкого вала з стандартного ряду табл. 4 [4]
 $d_4 = 70$ мм.

Після попереднього розрахунку валів, при якому ми визначаємо розміри кінців цих валів, проведемо розрахунок для визначення модулю та основних параметрів зубчастих коліс.

2.6.3. Визначення модуля та основних параметрів зубчастих коліс

Розрахунок модуля зубчастих коліс відбувається для кожної групи передач по найбільш напруженому колесу в групі.

Для сталевих циліндричних коліс, модуль, виходячи з напруги вигину:

$$m_{\text{виг}} = 10 \sqrt[3]{\frac{620 \cdot N \cdot K}{y \cdot \psi \cdot Z[\sigma]_{\text{виг}} \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{6,4 \cdot M_{\text{кр}} \cdot K}{y \cdot \psi \cdot Z[\sigma]_{\text{виг}}}}, \quad (2.47)$$

де $N = N_e \cdot \eta$ – потужність, що передається в кВт;

η – К.К.Д. передачі від двигуна до розподільної шестерні;

$M_{\text{кр}}$ – крутильний момент, що передається шестернею в Нм;

n – мінімальна кількість обертів в хвилину, розрахункова шестерні;

Z – кількість зубів шестерні;

y – коефіцієнт форми зуба, визначається в залежності від кількості зубів з табл. 6 [4];

ψ – коефіцієнт довжини зуба, $\psi = \frac{b}{m} = (6...10)$, приймаємо $\psi = 8$.

k – коефіцієнт, що враховує зміну навантаження в порівнянні з номінальною від дії різних факторів. Для попереднього розрахунку приймаємо $k = 1$

$[\sigma]_{\text{виг}}$ – допустимі напруги на вигин, визначаємо по табл. 7 [4];

Для сталі

$$[\sigma]_{\text{виз}} = \frac{0,36 \cdot \sigma_{\text{в}}}{k_{\sigma}}, \quad (2.48)$$

де $\sigma_{\text{в}}$ – межа міцності, Н/мм²;

k_{σ} – коефіцієнт концентрації напруг;

Для сталевих коліс $k_{\sigma} = 1,25 \dots 1,45$, приймаємо для розрахунку по табл. 8 [4] $k_{\sigma} = 1,3$. $\sigma_{\text{в}}$ для шестерні з сталі 50Х дорівнює $\sigma_{\text{в}} = 1100$ Н/мм². Тоді згідно формули (2.17)

$$[\sigma]_{\text{виз}} = \frac{0,36 \cdot \sigma_{\text{в}}}{k_{\sigma}} = \frac{0,36 \cdot 1100}{1,3} = 293,3 \text{ Н / мм}^2.$$

Підставивши отримане значення у формулу 2.16, отримаємо модулі для груп:

$$m_{\text{виз}(I)} = \sqrt[3]{\frac{6,4 \cdot 1040,5 \cdot 1}{0,114 \cdot 8 \cdot 29 \cdot 293,3}} = 2,04 \text{ мм},$$

приймаємо модуль I групи $m_{(I)} = 2$ мм.

$$m_{\text{виз}(II)} = \sqrt[3]{\frac{6,4 \cdot 2595,6 \cdot 1}{0,119 \cdot 8 \cdot 32 \cdot 293,3}} = 2,64 \text{ мм},$$

приймаємо модуль II групи $m_{(II)} = 3$ мм.

$$m_{\text{виз}(III)} = \sqrt[3]{\frac{6,4 \cdot 6489,1 \cdot 1}{0,108 \cdot 8 \cdot 24 \cdot 293,3}} = 4,35 \text{ мм}$$

приймаємо модуль III групи $m_{(III)} = 5$ мм.

Для передачі 32:32

$$m_{\text{виг}} = \sqrt[3]{\frac{6,4 \cdot 20386 \cdot 1}{0,119 \cdot 8 \cdot 32 \cdot 293,3}} = 5,26 \text{ мм}$$

приймаємо модуль передачі $m_{32:32} = 5 \text{ мм}$

Для передачі 68:68

$$m_{\text{виг}} = \sqrt[3]{\frac{6,4 \cdot 20386 \cdot 1}{0,138 \cdot 8 \cdot 68 \cdot 293,3}} = 3,89 \text{ мм}$$

приймаємо модуль передачі $m_{68:68} = 4 \text{ мм}$.

В подальшому уточнюємо значення коефіцієнта k та визначаємо дійсне напруження вигину (для кожного зачеплення).

$$\sigma_{\text{виг}} = \frac{620000 \cdot N \cdot k}{y \cdot \psi \cdot z \cdot n \cdot m^3} = \frac{6,4 \cdot M_{\text{кр}} \cdot k}{y \cdot \psi \cdot z \cdot m^3} \leq [\sigma]_{\text{виг}} \quad (2.49)$$

де k – коефіцієнт, що враховує зміну навантаження в порівнянні з номінальною, під дією різних факторів.

$$k = k_D \cdot k_\kappa, \quad (2.50)$$

де k_κ – коефіцієнт динамічного навантаження, що враховує додаткове навантаження на зуби шестерень, що викликана ударами при входженні зуба в зачепленні.

$$k_D = \frac{P_n + P_\partial}{P_n}, \quad (2.51)$$

де P_n та P_∂ – номінальне та динамічне навантаження в Н.

k_k – коефіцієнт довговічності зубчастих коліс, що враховує перемінність кількості обертів. Він обирається за графіками в залежності від діапазону регулювання кількості обертів.

При $D=16$, $K_k=0,6$ по табл. 7 [4], $k_d=14$, $k=k_n=0,84$.

Напруження в зачепленні 29:61

$$\sigma_{виз} = \frac{6,4 \cdot 1040,5 \cdot 0,84}{0,134 \cdot 8 \cdot 61 \cdot 2^3} = 106,9 < [\sigma]_{виз} = 293,3 \text{ Н / мм}^2$$

Напруження в зачепленні 30:60

$$\sigma_{виз} = \frac{6,4 \cdot 1040,5 \cdot 0,84}{0,134 \cdot 8 \cdot 60 \cdot 2^3} = 106,9 < [\sigma]_{виз} = 293,3 \text{ Н / мм}^2$$

Напруження в зачепленні 35:55

$$\sigma_{виз} = \frac{6,4 \cdot 1040,5 \cdot 0,84}{0,130 \cdot 8 \cdot 55 \cdot 2^3} = 122,3 < [\sigma]_{виз} = 293,3 \text{ Н / мм}^2$$

Напруження в зачепленні 32:68

$$\sigma_{виз} = \frac{6,4 \cdot 2595,6 \cdot 0,84}{0,138 \cdot 8 \cdot 68 \cdot 3^3} = 68,8 < [\sigma]_{виз} = 293,3 \text{ Н / мм}^2$$

Напруження в зачепленні 44:56

$$\sigma_{виз} = \frac{6,4 \cdot 2595,6 \cdot 0,84}{0,134 \cdot 8 \cdot 56 \cdot 3^3} = 86,0 < [\sigma]_{виз} = 293,3 \text{ Н / мм}^2$$

Напруження в зачепленні 61:39

$$\sigma_{\text{виг}} = \frac{6,4 \cdot 2595,6 \cdot 0,84}{0,124 \cdot 8 \cdot 39 \cdot 3^3} = 133,5 < [\sigma]_{\text{виг}} = 293,3 \text{ Н / мм}^2$$

Напруження в зачепленні 24:96

$$\sigma_{\text{виг}} = \frac{6,4 \cdot 6489,1 \cdot 0,81}{0,142 \cdot 8 \cdot 96 \cdot 5^3} = 246,7 < [\sigma]_{\text{виг}} = 293,3 \text{ Н / мм}^2$$

Напруження в зачепленні 80:40

$$\sigma_{\text{виг}} = \frac{6,4 \cdot 6489,1 \cdot 0,81}{0,138 \cdot 8 \cdot 80 \cdot 5^3} = 264,7 < [\sigma]_{\text{виг}} = 293,3 \text{ Н / мм}^2$$

Напруження в зачепленні 32:32

$$\sigma_{\text{виг}} = \frac{6,4 \cdot 20386 \cdot 0,81}{0,119 \cdot 8 \cdot 32 \cdot 5^3} = 277,5 < [\sigma]_{\text{виг}} = 293,3 \text{ Н / мм}^2$$

Напруження в зачепленні 68:68

$$\sigma_{\text{виг}} = \frac{6,4 \cdot 20386 \cdot 0,81}{0,119 \cdot 8 \cdot 68 \cdot 5^3} = 250,9 < [\sigma]_{\text{виг}} = 293,3 \text{ Н / мм}^2$$

2.6.4. Визначення конструктивних розмірів зубчастих пар

Розрахунок всіх конструктивних елементів зубчастих пар наведено в табл. 2.4.

Розрахунок конструктивних елементів зубчастих пар

№	Елементи зубчастого колеса	Розрахункова формула
1	Дільний діаметр, d	$d_1 = z_1 \cdot m$ $d_2 = z_2 \cdot m$
2	Діаметр вершини зубів, d_a	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$ $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$
3	Діаметр западин, d_f	$d_{f1} = d_1 - 2(c + m)$ $d_{f2} = d_2 - 2(c + m)$
4	Ширина зубчастого венця, b	$b = (6 \dots 8)m$
5	Товщина ободу зубчастого вінця, δ_1	$\delta_1 = (2,5 \dots 3)m$
6	Зовнішній діаметр ступиці,	$D_{cm} = (1,6 \dots 1,8)D_{вала}$
7	Товщина диска	$\delta_2 = (3 \dots 3,6)m$
8	Розташування отворів по діаметру у диску	$D_1 = 0,5(D_\kappa + D_{cm})$
9	Діаметри отворів в диску	$D_0 = \frac{D_\kappa - D_{cm}}{2,5 \dots 3,0}$
10	Довжина ступиці	$L_{cm} = 1,5D_{вала}$
11	Фаска	$0,5m \times 45^\circ$
12	Міжосьова відстань	$\frac{(z_1 + z_2)m}{2} = a$

Зубчасте зачеплення 29:61, $m = 2$ мм.

$$d_1 = 58 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = 62 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = 53 \text{ мм};$$

$$d_2 = 122 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 126 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 117 \text{ мм};$$

– ширина зубчастого вінця:

$$b = 8m = 16 \text{ мм}$$

– товщина ободу зубчастого вінця

$$\delta_1 = 3m = 6 \text{ мм}$$

– зовнішній діаметр ступці

$$D_{cm} = 1,8D_g = 1,8 \cdot 28 = 50,4 \text{ мм}$$

– товщина диска

$$\delta_2 = 3m = 6 \text{ мм}$$

– довжина ступці

$$L_{cm} = 1,5 \cdot D_g = 1,5 \cdot 28 = 50,4 \text{ мм}$$

– міжосьова відстань

$$a = \frac{(29 + 61) \cdot 2}{m} = 90 \text{ мм}$$

– фаска $1 \times 45^\circ$.

Зубчасте зачеплення 30:60

$$d_1 = 60 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = 64 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = 55 \text{ мм};$$

$$d_2 = 120 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 124 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 119 \text{ мм};$$

$$a = 90 \text{ мм}$$

Зубчасте зачеплення 35:55

$$\begin{aligned}
 d_1 &= 70 \text{ мм}; & d_{a1} &= 74 \text{ мм}; & d_{f1} &= 65 \text{ мм}; \\
 d_2 &= 110 \text{ мм}; & d_{a2} &= 114 \text{ мм}; & d_{f2} &= 115 \text{ мм}; \\
 a &= 90 \text{ мм}.
 \end{aligned}$$

Зубчасте зачеплення 32:68, $m = 3 \text{ мм}$, $d_g = 36 \text{ мм}$

$$\begin{aligned}
 d_1 &= 96 \text{ мм}; & d_{a1} &= 102 \text{ мм}; & d_{f1} &= 88,5 \text{ мм}; \\
 d_2 &= 204 \text{ мм}; & d_{a2} &= 210 \text{ мм}; & d_{f2} &= 196,5 \text{ мм};
 \end{aligned}$$

– ширина зубчастого вінця:

$$b = 8 \cdot 3 = 24 \text{ мм}$$

– товщина ободу зубчастого вінця

$$\delta_1 = 3 \cdot 3 = 9 \text{ мм}$$

– зовнішній діаметр ступці

$$D_{ct} = 1,8D_g = 1,8 \cdot 36 = 64,8 \text{ мм}$$

– товщина диска

$$\delta_2 = 3 \cdot 3 = 9 \text{ мм}$$

– довжина ступці

$$L_{ct} = 1,5 \cdot D_g = 1,5 \cdot 36 = 54 \text{ мм}$$

– міжосьова відстань

$$a = \frac{100 \cdot 3}{2} = 150 \text{ мм}$$

– фаска $1,5 \times 45^\circ$.

Зубчасте зачеплення 44:56

$$\begin{aligned} d_1 &= 132 \text{ мм}; & d_{a1} &= 138 \text{ мм}; & d_{f1} &= 124,5 \text{ мм}; \\ d_2 &= 204 \text{ мм}; & d_{a2} &= 210 \text{ мм}; & d_{f2} &= 196,5 \text{ мм}; \\ a &= 150 \text{ мм} \end{aligned}$$

Зубчасте зачеплення 61:39

$$\begin{aligned} d_1 &= 183 \text{ мм}; & d_{a1} &= 189 \text{ мм}; & d_{f1} &= 175,5 \text{ мм}; \\ d_2 &= 177 \text{ мм}; & d_{a2} &= 123 \text{ мм}; & d_{f2} &= 109,5 \text{ мм}; \\ a &= 150 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Зубчасте зачеплення 24:96, $m = 5 \text{ мм}$, $d_{e1} = 46 \text{ мм}$, $d_{e2} = 70 \text{ мм}$

$$\begin{aligned} d_1 &= 120 \text{ мм}; & d_{a1} &= 130 \text{ мм}; & d_{f1} &= 107,5 \text{ мм}; \\ d_2 &= 480 \text{ мм}; & d_{a2} &= 490 \text{ мм}; & d_{f2} &= 467,5 \text{ мм}; \end{aligned}$$

– ширина зубчастого вінця:

$$b = 8 \cdot 5 = 40 \text{ мм}$$

– товщина ободу зубчастого вінця

$$\delta_1 = 3 \cdot 5 = 15 \text{ мм}$$

– зовнішній діаметр ступці

$$D_{cm1} = 1,8D_{e1} = 1,8 \cdot 46 = 82,8 \text{ мм}$$

$$D_{cm2} = 1,8D_{\epsilon2} = 1,8 \cdot 70 = 126 \text{ мм}$$

— товщина диска

$$\delta_2 = 3 \cdot 5 = 15 \text{ мм}$$

— довжина ступці

$$L_{cm1} = 1,5 \cdot D_{\epsilon1} = 1,5 \cdot 46 = 69 \text{ мм}$$

$$L_{cm2} = 1,5 \cdot D_{\epsilon2} = 1,5 \cdot 70 = 105 \text{ мм}$$

— міжосьова відстань

$$a = 300 \text{ мм}$$

— фаска $2,5 \times 45^\circ$.

Зубчасте зачеплення 80:40

$$d_1 = 400 \text{ мм}; \quad d_{a1} = 410 \text{ мм}; \quad d_{f1} = 387,5 \text{ мм};$$

$$d_2 = 200 \text{ мм}; \quad d_{a2} = 210 \text{ мм}; \quad d_{f2} = 187,5 \text{ мм};$$

$$a = 300 \text{ мм}$$

Зубчасте зачеплення (конічна передача) 32:3, $m_e = 5$, $d_1 = 70 \text{ мм}$, $d_2 = 50 \text{ мм}$.

Зовнішній ділильний діаметр

$$d_{e1} = d_{e2} = m_e \cdot z = 5 \cdot 32 = 160 \text{ мм};$$

Зовнішня конусна відстань

$$R_e = 0.5 \cdot m_e \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0.5 \cdot 5 \cdot \sqrt{32^2 + 32^2} = 113 \text{ мм};$$

Ширина зубчастого вінця

$$b = \psi_\kappa \cdot R_e \leq 0.285 \cdot R_e = 0.285 \cdot 113 = 32 \text{ мм};$$

Кут ділительного конусу

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \delta_2 = \frac{z_1}{z_2} = 1;$$

$$\operatorname{arctg} 1 = \delta_1 = \delta_2 = 45^\circ;$$

Середній модуль:

$$m = m_e (b \cdot \sin \delta_1) / z_1 = 0.857 m_e = 4.28 \text{ мм}$$

Середній ділительний діаметр

$$d_2 = d_1 = m \cdot z = 0.875 d_{e1} = 0.875 \cdot 160 = 140 \text{ мм}$$

Висота головки зуба, вища h_{ae} , та середня h_a

$$h_{ae1} = (1 + x_{e1}) m_e = (1 + 0.5) = 5 \text{ мм}$$

Зовнішній коловий модуль

$$m_{t_e} = \frac{d_{e_2}}{z_2} = \frac{160}{32} = 5$$

Кут головки зуба

$$\theta_a = \arctg \frac{m_{te}}{R_e} = \arctg \frac{5}{113} = 2^\circ 5';$$

Кут ніжки зуба

$$\theta_f = \arctg \frac{1,2m_{te}}{R_e} = \frac{1,2 \cdot 5}{113} = 3^\circ;$$

Кути конусів вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a = 45^\circ + 2^\circ 5' = 47^\circ 5'$$

Зубчате зачеплення 68:68, $m = 4$, $d_1 = 70$ мм, $d_2 = 111$ мм

– ширина зубчастого вінця:

$$b = 8 \cdot 4 = 32 \text{ мм}$$

– зовнішній діаметр ступці

$$D_{cm1} = 1,8D_{e1} = 1,8 \cdot 70 = 126 \text{ мм}$$

$$D_{cm2} = 1,8D_{e2} = 1,8 \cdot 111 = 199,8 \text{ мм}$$

– довжина ступці

$$L_{cm1} = 1,5 \cdot D_{e1} = 1,5 \cdot 70 = 105 \text{ мм}$$

$$L_{cm2} = 1,5 \cdot D_{e2} = 1,5 \cdot 111 = 199,8 \text{ мм}$$

– міжосьова відстань

$$a = \frac{136 \cdot 4}{2} = 272 \text{ мм}$$

– фаска $2 \times 45^\circ$.

2.7. Вибір підшипників кочення

В опорах валів коробки швидкостей металорізальних верстатів, головним чином застосовуються підшипники кочення. Воно дозволяють зменшити силу тертя, забезпечуючи надійну роботу та мають порівняно не велику вартість.

Вибір типу та розмірів кулькопідшипників відбувається з врахуванням таких факторів, як величина та напрям навантаження (радіальне, осьове, комбіноване), характеру навантаження (постійне, змінне, ударне), кількості обертів рухомого кільця підшипника, необхідної довговічності (бажаний термін роботи, виражений в годинах або в кількостях обертів), навколишнього середовища (температура, вологість, лужність та ін.), вимог, що пред'явлені конструкцією вузла машини (необхідність виконання умови самовстановлення підшипнику в опорі з метою компенсації перекосів валу або корпусу, забезпечення переміщення вала в осьовому напрямку, монтаж підшипника, що встановлюється на вал, на загартовану або зацементовану поверхню, необхідність регулювання радіальної та осьової опор підшипника, підвищення жорсткості і точності обертання, зниження габаритних розмірів кута).

Підшипники обирають в наступному порядку:

а) виходячи з умов експлуатації та конструкції для шпинделя обираємо попередньо радіально-упорні однорядні кулькові підшипники.

Однорядні радіально-упорні шарикопідшипники, що призначені для сприйняття навантажень, що діє в радіальному та осьовому напрямках. Осьове

навантаження залежить від величини кута контакту α . Зі збільшенням кута контакту осьова вантажеспроможність зростає за рахунок зменшення радіальної. Одинарний підшипник може сприймати тільки осьове навантаження, що діє в одному напрямку.

По діаметру шпинделя під підшипник, обираємо радіально-упорний шарикопідшипник серії 36218.

По діаметрам валів під підшипник коробки швидкостей, обираємо, відповідно, для першого валу з діаметром під підшипник $d_1 = 25$ мм, підшипник серії 46305 однорядний радіально-упорний.

Для другого валу коробки швидкостей з діаметром під підшипник $d_2 = 40$ мм, однорядний радіально-упорний кульковий підшипник серії 46308.

Для третього валу коробки швидкостей виходячи з умови $d_3 = 45$ мм діаметра під підшипник обираємо однорядний радіально-упорний шарикопідшипник серії 46309.

Для четвертого валу коробки швидкостей з діаметром під підшипник $d_4 = 65$ мм, обираємо однорядний радіально-упорний шарикопідшипник серії 46313.

Для п'ятого валу коробки швидкостей, що має діаметр під підшипник $d_5 = 55$ мм, обираємо однорядний радіально-упорний шарикопідшипник серії 46312.

Визначаємо динамічну вантажеспроможність кулькових та радіально-упорних підшипників.

Динамічною вантажною спроможністю радіально-упорних підшипників називають таке постійне радіальне навантаження, яке група однакових підшипників із нерухомим зовнішнім кільцем здатна витримати протягом розрахункового строку служби, вираженого у мільйонах обертів внутрішнього кільця. Це навантаження відповідає радіальній складовій сили, що спричиняє взаємне радіальне зміщення кілець підшипника.

При $D > 24.5$ мм

$$C = f_c (i \cdot \cos \alpha)^{0.7} \cdot z^{2/3} \cdot 3.647 D_m^{1/4} \quad (2.52)$$

де f_c – коефіцієнт для динамічного навантаження;

i – кількість у підшипнику рядів тіл кочення;

α – номінальний кут контакту – це кут між лінією дії результуючого навантаження на елемент кочення та площиною, перпендикулярною до осі підшипника, градуси

z – число тіл кочення, розташованих у одному ряду;

D_m – діаметр тіла кочення, мм

d_m – діаметр кола, що проходить через центри тіл кочення

Для підшипника серії 36218:

$d = 90$ мм;

$z = 14$;

$i = 1$;

$D_m = 22.23$ мм;

$\alpha = 12^\circ$;

$d_m = 12,5$ мм

Знаходимо $\cos \alpha = 0.97815$

При

$$\frac{D_m \cdot \cos \alpha}{d_m} = \frac{22.23 \cdot 0.97815}{125} = 0.174$$

по таблиці знаходимо f_c . $f_c = 6,11$.

За формулою (2.52) визначаємо величину динамічної навантажувальної здатності

$$C = 6,1(1 \cdot \cos 12^\circ)^{0.7} \cdot 14^{2/3} \cdot 22.23^{1/4} = 93510 \text{ Н}$$

Для діаметра вала $d_1 = 25$ мм, та підшипника серії 46305

$$z = 10;$$

$$i = 1;$$

$$D_m = 11.51 \text{ мм};$$

$$\alpha = 26^\circ;$$

$$d_m = 43,5 \text{ мм}$$

$$\text{Знаходимо } \cos \alpha = 0.6469$$

При

$$\frac{D_m \cdot \cos \alpha}{d_m} = \frac{11.51 \cdot 0.6469}{43,5} = 0.171$$

по таблиці знаходимо f_c . $f_c = 6,11$.

За формулою (2.52) визначаємо величину динамічної навантажувальної здатності

$$C = 6,1(1 \cdot \cos 26^\circ)^{0.7} \cdot 10^{2/3} \cdot 11.51^{1/8} = 21510 \text{ Н}$$

Визначаємо динамічну навантажувальну здатність підшипника серії 46308

$$z = 12;$$

$$i = 1;$$

$$D_m = 15.08 \text{ мм};$$

$$\alpha = 26^\circ;$$

$$d_m = 65 \text{ мм}$$

$$\text{Знаходимо } \cos \alpha = 0.6469$$

При

$$\frac{D_m \cdot \cos \alpha}{d_m} = \frac{15.08 \cdot 0.6469}{65} = 0.15$$

по таблиці знаходимо f_c . $f_c = 6,08$.

За формулою (2.52) визначаємо величину динамічної навантажувальної здатності

$$C = 6,08(1 \cdot \cos 26^\circ)^{0.7} \cdot 12^{2/3} \cdot 15.08^{1/8} = 39410 \text{ Н}$$

Визначаємо динамічну навантажувальну здатність підшипника серії 46309

$$z = 11;$$

$$i = 1;$$

$$D_m = 17.46 \text{ мм};$$

$$\alpha = 26^\circ;$$

$$d_m = 72,5 \text{ мм}$$

$$\text{Знаходимо } \cos \alpha = 0.6469$$

При

$$\frac{D_m \cdot \cos \alpha}{d_m} = \frac{17.46 \cdot 0.6469}{72,5} = 0.16$$

по таблиці знаходимо $f_c \cdot f_c = 6,08$.

За формулою (2.32) визначаємо величину динамічної навантажувальної здатності

$$C = 6,08(1 \cdot \cos 26^\circ)^{0.7} \cdot 11^{2/3} \cdot 17.46^{1/8} = 48500 \text{ Н}$$

Визначаємо динамічну навантажувальну здатність підшипника серії 46313

$$z = 12;$$

$$i = 1;$$

$$D_m = 23.81 \text{ мм};$$

$$\alpha = 26^\circ;$$

$$d_m = 102,5 \text{ мм}$$

$$\text{Знаходимо } \cos \alpha = 0.6469$$

При

$$\frac{D_m \cdot \cos \alpha}{d_m} = \frac{23.81 \cdot 0.6469}{102,5} = 0.15$$

по таблиці знаходимо f_c . $f_c = 6,08$.

За формулою (2.52) визначаємо величину динамічної навантажувальної здатності

$$C = 6,08(1 \cdot \cos 26^\circ)^{0.7} \cdot 12^{2/3} \cdot 23.81^{1/8} = 89630 \text{ Н}$$

Визначаємо динамічну навантажувальну здатність підшипника серії 46312

$z = 12$;

$i = 1$;

$D_m = 22.23 \text{ мм}$;

$\alpha = 26^\circ$;

$d_m = 105 \text{ мм}$

Знаходимо $\cos \alpha = 0.6469$

При

$$\frac{D_m \cdot \cos \alpha}{d_m} = \frac{22.23 \cdot 0.6469}{105} = 0.14$$

по таблиці знаходимо f_c . $f_c = 6,00$.

За формулою (2.52) визначаємо величину динамічної навантажувальної здатності

$$C = 6,00(1 \cdot \cos 26^\circ)^{0.7} \cdot 12^{2/3} \cdot 22.23^{1/8} = 78100 \text{ Н}$$

Таким чином, визначено величину постійного радіального навантаження, яке група підшипників здатна витримувати протягом усього розрахункового строку служби, і яке є показником їхньої працездатності.

2.7. Розрахунок шпонкових та шліцьових з'єднань

2.7.1. Вибір та перевірочний розрахунок шпонкових з'єднань

Вибір шпонок проводимо за ГОСТ 8788-68

Для діаметру $d = 65$ мм

Шпонка призматична

$$b = 18 \text{ мм}$$

$$h = 11 \text{ мм}$$

$$t = 7 \text{ мм}$$

$$t_1 = 4.4 \text{ мм}$$

$$\ell = 50 \text{ мм}$$

Для діаметру $d = 55$ мм

Шпонка призматична

$$b = 16 \text{ мм}$$

$$h = 10 \text{ мм}$$

$$t = 6 \text{ мм}$$

$$t_1 = 4.3 \text{ мм}$$

$$\ell = 60 \text{ мм}$$

Для діаметру $d = 90$ мм

Шпонка призматична

$$b = 25 \text{ мм}$$

$$h = 14 \text{ мм}$$

$$t = 9 \text{ мм}$$

$$t_1 = 5,4 \text{ мм}$$

$$\ell = 70 \text{ мм}$$

Виконаємо перевірочний розрахунок шпонкових з'єднань

Для діаметру $d = 65$ мм

Шпонка призматична $b \times h \times \ell = 18 \times 11 \times 50$ мм

Матеріал шпонки: Сталь 45

Умова міцності на зминання:

$$[M]_{кр\max} = 0.5 \cdot d \cdot k \cdot \ell \cdot [\sigma]_{зм}, \quad (2.53)$$

де $[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження на зминання, $[\sigma]_{зм} = 15000$ Н/мм²

$$k = h - t$$

$$[M]_{кр\max} = 0.5 \cdot 0,065 \cdot 0,4 \cdot 0,0050 \cdot 15000 = 975 \text{ Нм}$$

Умова міцності на зріз:

$$[M]_{кр\max} = 0.5 \cdot (d + k) b \cdot \ell \cdot [\tau]_{зр}, \quad (2.54)$$

де $[\tau]_{зр}$ – допустиме навантаження на зріз

$$[M]_{кр\max} = 0.5 \cdot (0,065 + 0,004) 1,8 \cdot 0,05 \cdot 10000 = 1863 \text{ Нм}$$

Враховуючи, що $M_{кр.\max} = 2038,6$ Нм

$$2038.6 \text{ Нм} > 975 \text{ Нм}$$

умова міцності на зминання виконується

$$2038.6 \text{ Нм} > 1863 \text{ Нм}$$

умова міцності на зріз виконується

Для діаметру $d = 55$ мм

Шпонка призматична $b \times h \times \ell = 16 \times 10 \times 60$ мм

Матеріал шпонки: Сталь 45

Умова міцності на зминання:

$$[M]_{кр\max} = 0.5 \cdot 0,055 \cdot 0,4 \cdot 0,0060 \cdot 15000 = 924 \text{ Нм}$$

$$2038.6 \text{ Нм} > 924 \text{ Нм}$$

умова міцності на зминання виконується

Умова міцності на зріз:

$$[M]_{кр\max} = 0.5 \cdot (0,055 + 0,001)1,6 \cdot 0,06 \cdot 6000 = 1505,2 \text{ Нм}$$

$$2038.6 \text{ Нм} > 1505,2 \text{ Нм}$$

умова міцності на зріз виконується.

2.7.2. Вибір та перевірочний розрахунок шліцьових з'єднань

Шліцьове з'єднання на валу діаметром $d = 25$ мм

$$z \times d \times D = 6 \times 26 \times 32 \text{ мм}$$

z – кількість зубів;

d – внутрішній діаметр шліцьового з'єднання;

D – зовнішній діаметр шліцьового з'єднання.

Шліцьове з'єднання на валу діаметром $d = 41$ мм

$$z \times d \times D = 8 \times 42 \times 48 \text{ мм}$$

Шліцьове з'єднання на валу діаметром $d = 45$ мм

$$z \times d \times D = 8 \times 46 \times 54 \text{ мм}$$

Умова міцності на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{(d_c \cdot z \cdot h \cdot \ell \cdot \psi)} \leq [\sigma]_{зм} \quad (2.55)$$

де d_c – середній діаметр шліцьового з'єднання;

$$d_c = 0.5(D + d), \quad (2.56)$$

z – кількість шліців;

h – висота поверхонь контактуючих шліців;

$$h = 0.5(D - d) - 2f, \quad (2.57)$$

f – радіус закруглення пазів отвору втулки.

ℓ – довжина поверхонь контактуючих шліців;

ψ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між шліцами, $\psi = 0,7 \dots 0,8$;

$[\sigma]_{зм}$ – допустиме навантаження на зминання, $[\sigma]_{зм} = 1000 \dots 2000 \text{ Н/мм}^2$

Виконаємо перевірочний розрахунок для шліцьового з'єднання на валу діаметром $d = 25$ мм $z \times d \times D = 8 \times 42 \times 48$ мм

$$d_c = 0.5(42 + 48) = 45 \text{ мм}$$

$$h = 0.5(48 - 42) - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм}$$

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot 25956}{(0,045 \cdot 8 \cdot 0,0022 \cdot 0,0645 \cdot 0,8)} = 1270 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{3M} = 1270 < [\sigma]_{3M} = 2000 \text{ Н/мм}^2$$

таким чином, умова міцності виконується.

Виконаємо перевірочний розрахунок для шліцьового з'єднання на валу діаметром $d = 41$ мм $z \times d \times D = 6 \times 26 \times 32$ мм

$$d_c = 0.5(32 + 26) = 29 \text{ мм}$$

$$h = 0.5(32 - 26) - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм}$$

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot 10405}{(0,029 \cdot 6 \cdot 0,0022 \cdot 0,039 \cdot 0,8)} = 1800 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{3M} = 1800 < [\sigma]_{3M} = 2000 \text{ Н/мм}^2$$

таким чином, умова міцності виконується.

Виконаємо перевірочний розрахунок для шліцьового з'єднання на валу діаметром $d = 45$ мм $z \times d \times D = 8 \times 46 \times 54$ мм

$$d_c = 0.5(46 + 54) = 50 \text{ мм}$$

$$h = 0.5(54 - 46) - 2 \cdot 0,5 = 9 \text{ мм}$$

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot 64890}{(0,050 \cdot 9 \cdot 0,8 \cdot 0,0645 \cdot 0,8)} = 700 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{3M} = 700 < [\sigma]_{3M} = 2000 \text{ Н/мм}^2$$

таким чином, умова міцності виконується.

3. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ КОНСОЛЬНОГО ВЕРТИКАЛЬНО- ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА З ЧПУ МОД. 6P13Ф3-37

3.1. Загальні вихідні дані до розрахунку

Для виробництва деталі корпус НШ32УКП-0-02-00-01 пропонується модернізувати верстат 6P13Ф3-37, який є у наявності на виробничому підприємстві. Модернізація полягає у заміні системи ЧПУ на сучасну версію фірми «Вест Лабс Лтд» (м. Харків) WL4M, заміні електродвигунів у приводах верстата на сервоприводи виробництва фірми ESTUN Automation Technology Co., Ltd (Китай) серії ProNet (у приводі головного руху – EMB-75-DSA-22 потужністю $N = 7,5$ кВт, у приводі подачі по трьом координатам – EMG-20-DPA-22 потужністю $N = 2,0$ кВт) та у встановлені в шпиндельний вузол верстату кутового кільцевого магнітного енкодера LM13, виробництва фірми LMS (Словенія).

Для вирішення питання про економічну ефективність запропонованого технічного рішення необхідно обрати базу для порівняння, яка слугує основою для виявлення його техніко-економічних переваг та визначення економічного ефекту від впровадження даного рішення у виробництво.

В якості бази для порівняння приймаємо альтернативний варіант виготовлення даної деталі із застосуванням вертикального обробного центру HAAS, виробництва Швейцарії. Придбання центру можливе через представництво даної фірми в Україні.

Потребу в обладнанні визначаємо за формулою:

$$Q_p = \frac{N_o \cdot T_{nor}}{F_{дрм} \cdot 60 \cdot K_v}, \quad (3.1)$$

де N_o – річна програма випуску деталі «корпус насосу», шт./рік;

T_{nor} – норма часу на обробку однієї деталі, хв.;

$F_{дрм}$ – дійсний річний фонд часу роботи обладнання, год.;

κ_6 – коефіцієнт виконання норм (за даними підприємства).

Розрахункова кількість обробних центрів НААС у базовому варіанті:

$$Q_p = \frac{18000 \cdot 13,2}{3980 \cdot 60 \cdot 1,01} = 0,98.$$

Тобто, потреба в обробних центрах складає $Q_6 = 1$.

Потреба у модернізованому верстаті в проектному варіанті:

$$Q_p = \frac{18000 \cdot 21,4}{3980 \cdot 60 \cdot 1,01} = 1,6 \quad (Q_{np} = 2)$$

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

Таблиця 3.1

Загальні вихідні дані

№ п/п	Показник	Одиниця	Варіанти	
			базовий	проект
1.	Програма виробництва деталей	шт./рік	18000	18000
2.	Потреба в обладнанні	шт./рік	1	2
3.	Штучний час обробки деталі	хв.	13,2	21,4
4.	Габаритні розміри обладнання	м ²	9,20	7,68
5.	Потужність електродвигуна	кВт	14,9	7,5
6.	Група ремонтної складності механічної/електричної частин	УРО	25/20	15/7,5
7.	Розряд роботи оператора	розряд	5	4
5.	Оптова ціна обладнання	грн.	2700000	-

3.2. Конструкторська підготовка виробництва верстата

Конструкторська підготовка виробництва складається з етапів проектування верстата з послідовним розвитком та уточненням окремих розрахунків та конструкторських рішень. Роботи виконуємо в такій послідовності:

1) Встановлюємо етапи конструкторської підготовки виробництва: технічне завдання; технічна пропозиція; 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 поворотного столу, який конструюється.

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

5) Після визначення трудомісткості робіт розраховуємо витрати на конструкторську підготовку виробництва (вартість проекту $V_{пк}$).

6) Всі отримані результати зводимо до табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Результати розрахунків трудомісткості та витрат
на конструкторську підготовку виробництва

№	Показники та етапи робіт	Одиниця виміру	Технічне завдання	Технічна пропозиція	Ескізний проект	Технічний проект	Робочий проект	Всього
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Група новизни	грн.	II					II
2	Група складності	грн.	II					II
3	Кількість деталей × коефіцієнт переводу в «умовні деталі»:							
	а) уніфіковані у вузли					1×7	1×3,5	
	б) стандартні нормалізовані					20×0,15	20×0,15	
	в) покупні деталі та вироби	шт.				5×0,5	5×0,15	
4	Кількість умовних деталей	шт.				12,5	7,25	
5	Норма на умовну деталь	н-год.				2,0	2,6	
6	Трудомісткість виконання етапу робіт	н-год.	18	21	40	21,5	18,85	119,35
7	Середня годинна заробітна плата конструктора	грн./год	113,25	102,66	97,54	98,79	90,86	

Продовження табл. 3.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
8	Зарплата основна (З _о)	грн.	2069,08	1724,69	1556,74	1597,43	1332,01	8279,95
9	Зарплата додаткова (З _д): 10 % від З _о	грн.	206,91	172,47	155,67	159,74	133,20	827,99
10	Відрахування на соціальні потреби: 22% від (З _о +З _д)	грн.	500,72	417,37	376,73	386,58	322,35	2003,75
11	Витрати на відрядження: 5% від З _о	грн.	103,45	86,23	77,84	79,87	66,60	414,00
12	Накладні витрати: 45% від З _о	грн.	931,08	776,11	700,53	718,85	599,40	3725,98
13	Всього вартість проекту (В _{пк})	грн.	3811,24	3176,88	2867,51	2942,47	2453,56	15252,0

3.3. Технологічна підготовка виробництва

Технологічну підготовку виробництва здійснюємо відповідно до вимог «Єдиної системи технологічної підготовки виробництва» у такій послідовності:

- технологічний контроль креслень, їх відладка та розмноження;
- розробка технологічних процесів: а) виготовлення деталей; б) складання окремих вузлів
- конструювання оснастки і нестандартних засобів механізації та автоматизації;
- виготовлення оснастки і нестандартних засобів механізації та автоматизації.

Визначаємо трудомісткість технологічної підготовки виробництва в такій послідовності: В залежності від кількості деталей та вузлів різної технологічної складності, враховуючи диференційні норми часу, визначаємо трудомісткість проектування технологічних процесів виготовлення деталей та складання вузлів.

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 – В_т.

Всі виконання розрахунки зводимо до табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Витрати на технологічну підготовку виробництва

№ з/п	Показники та етапи робіт	Одиниця	Загальна кількість н-год.	Середньогодин на зарплата грн/год	Зарплата основна Z_o , грн.	Зарплата додаткова $Z_{д}$, грн.: (10% від Z_o)	Єдиний соціальний внесок, грн.: 22% від $(Z_o + Z_{д})$	Накладні витрати, грн.: 55% від Z_o	Загальна сума, грн.
1	Технологічний контроль креслень, їх відладка та розмноження	нормо-год.	16	105,64	1690,2	169,02	409,04	929,63	3197,9
3	Розробка техпроцесу складання верстата	нормо-год.	17,8	109,05	1941,1	194,11	469,74	1067,6	3672,5
4	Інші витрати	н-год.	8,5	83,93	713,41	71,34	172,64	392,37	1349,8
5	Всього вартість проекту $B_{пт}$		42,30	-	4344,7	434,47	1051,43	2389,6	8220,0

3.4. Визначення витрат на модернізацію верстата

1. Основна заробітна плата виробничих робітників на операціях монтажу верстата:

$$Z_{op} = T_m \cdot C_z = 40 \cdot 92,015 = 3680,6 \text{ грн.}, \quad (3.2)$$

де T_m – трудомісткість монтажних робіт;

C_z – середньогодинна тарифна ставка слюсаря-складальника 4-го розряду, грн.

Собівартість модернізації верстата розраховуємо за статтями витрат за допомогою отриманих на підприємстві кошторисних та звітних калькуляцій базових конструкцій. Розрахунок виконуємо за формулою:

$$C_{mod} = P_n + T_v + Z_{op} + Z_{др} + B_c + B_o + B_{цех} + B_{зав} + B_{ін}, \quad (3.3)$$

де P_n – покупні комплектуючі вироби (розрахунок зведено до табл. 3.4), грн.;

T_v – транспортно-заготівельні витрати, грн.;

Z_o – основна заробітна плата виробничих робітників, грн.;

$Z_{др}$ – додаткова заробітна плата виробничих робітників, грн.;

B_c – відрахування на соціальні потреби, грн.;

B_o – витрати на утримання та експлуатацію обладнання, грн.;

$B_{\text{цех}} K_{\text{зав}}$ – цехові та загальнозаводські витрати, грн.;

$\Pi_{\text{ін}}$ – інші витрати, грн.

Розрахунок собівартості зводимо до табл. 3.5.

Таблиця 3.4

Склад матеріальних витрат на виріб

№ п/п	Покупні комплектуючі вироби	Оди- ниця	Витрати (шт., кг)	Ціна, грн.	Витрати на виріб, грн.
1.	Електродвигун EMG-20-DPA-22 (2 кВт)	шт.	3	103404,00	310212,00
2.	Електродвигун EMB-75-DSA-22 (7,5 кВт)	шт.	1	227640,00	227640,00
3.	Метизи	кг	0,4	99,60	39,84
4.	N-кодер кругового та лінійного рухів LM-13	шт.	1	10080,00	10080,00
5.	Системи ЧПК	шт.	1	150000,00	150000,00
Всього комплектуючих виробів		—	—	—	697971,84

Таблиця 3.5

Виробнича собівартість модернізації верстата

№ п.п	Стаття калькуляції	Коротке позначення	Метод розрахунку, джерело інформації	Результат, сума, грн.
1	2	3	4	5
1.	Покупні комплектуючі вироби	$\Pi_{\text{н}}$	табл. 3.4	697971,84
2.	Транспортно-заготівельні витрати	$T_{\text{в}}$	5% від $\Pi_{\text{н}}$	27918,87
3.	Основна заробітна плата виробничих робітників	$З_{\text{ор}}$	розрах. за ф. (3.2)	3680,60
4.	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	$З_{\text{др}}$	10% від $З_{\text{ор}}$	368,06
5.	Відрахування на соціальні потреби	B_c	22% від $(З_{\text{ор}} + З_{\text{др}})$	890,71
6.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання	B_o	210% від $З_{\text{ор}}$	7729,26
7.	Цехові витрати	$B_{\text{цех}}$	142% від $З_{\text{ор}}$	5226,45

Продовження табл. 3.5

1	2	3	4	5
8.	Загальнозаводські витрати	$B_{зав}$	121% від $З_{ор}$	4453,53
9.	Інші виробничі витрати	$B_{ін}$	2% від $З_{ор}$	73,61
10.	Виробнича собівартість	$C_{вир}$	$\sum cm(8 \div 16)$	748313,0

Балансову вартість модернізованого верстата визначимо за формулою:

$$\Phi_{бал.пр} = \Phi_{зал.баз} - B_{ан} + C_{мод}, \quad (3.4)$$

де $\Phi_{зал.баз}$ – залишкова вартість базового вертикально-фрезерного верстата на момент модернізації, грн.:

$$\Phi_{зал.баз} = \Phi_{бал.баз} - \frac{\Phi_{бал.баз} \cdot H_a \cdot T_{ек}}{100}, \quad (3.5)$$

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

$$\Phi_{зал.баз} = 690600 - \frac{690600 \cdot 20 \cdot 4}{100} = 138120 \text{ грн..}$$

H_a – норма амортизації на реновацію верстата, %;

$T_{ек}$ – строк експлуатації базового верстата на момент модернізації, років.

$$\Phi_{бал.пр} = 138120 - 51600 + 748313 = 834833 \text{ грн..}$$

3.5. Визначення експлуатаційних витрат в розрахунку на одиницю продукції

Розрахунки виконуємо за формулою, грн./шт.:

$$B_e = \sum_{i=1}^m B_{(i)} \quad (3.6)$$

де $B_{мо}$ – витрати на основні матеріали (не розраховуємо тому, що вони однакові, як в базовому так і в проектному варіанті), грн.;

$B_з$ – витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальні потреби основних робітників, грн.;

$B_{ел}$ – витрати на силову електроенергію, грн.;

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

B_{ip} – витрати на експлуатацію ріжучого інструменту, грн.;

B_p – витрати на ремонт обладнання, грн.;

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

B_a – витрати на амортизацію обладнання, грн.;

Витрати на заробітну плату:

$$B_3 = C_z \cdot \frac{T_{нор}}{60} \cdot (1 + K_\delta) \cdot (1 + K_c), \quad (3.7)$$

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

K_δ , K_c – коефіцієнти додаткової зарплати та відрахувань у соціальні фонди відповідно.

У базовому варіанті:

$$B_3^6 = 104,283 \cdot \frac{13,2}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 30,789 \text{ грн.};$$

в проектному варіанті:

$$B_3^п = 92,015 \cdot \frac{21,4}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 44,043 \text{ грн.};$$

Витрати на електроенергію силову, грн.:

$$B_{ел} = \frac{N_\delta \cdot K_\delta \cdot K_N \cdot K_\delta}{\eta_m \cdot \eta_c} \cdot \frac{T_{нор}}{60} \cdot \Pi_{ед}, \quad (3.8)$$

де N_δ – встановлена потужність електродвигунів обладнання, кВт;

$K_\delta = 0,65 \dots 0,8$ – коефіцієнти одночасної роботи моторів;

K_N – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю;

$K_\delta = 0,3 \dots 0,5$ – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів обладнання за часом;

$\eta_m = 0,86 \dots 0,9$ – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів;

$\eta_c = 0,92 \dots 0,96$ – коефіцієнт, який враховує втрати електроенергії в мережі підприємства;

$\Pi_{ел}$ – ціна 1 кВт-г силової електроенергії (без ПДВ), грн.

$$B_{ел}^6 = \frac{14,9 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,4}{0,88 \cdot 0,94} \cdot \frac{13,2}{60} \cdot 18,10 = 13,910 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{ел}}^{\text{п}} = \frac{7,5 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,4}{0,88 \cdot 0,94} \cdot \frac{21,4}{60} \cdot 18,10 = 11,351 \text{ грн.}$$

Витрати на допоміжні матеріали, грн.:

$$B_{\text{ом}} = \frac{M_{\text{зв}} \cdot R_{\text{м}} \cdot T_{\text{нор}}}{60 \cdot 100} \cdot K_{\text{н}}, \quad (3.9)$$

де $M_{\text{зв}}$ – годинні витрати на допоміжні матеріали на 1 УРО механічної частини всіх типів металорізального обладнання, коп.

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

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

$$B_{\text{дм}}^{\text{б}} = \frac{78,5 \cdot 25 \cdot 13,2}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 4,317 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{дм}}^{\text{п}} = \frac{78,5 \cdot 15 \cdot 21,4}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 4,200 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт обладнання, грн.:

$$B_{\text{р}} = \frac{R_{\text{м}} \cdot P_{\text{вн}} + R_{\text{е}} \cdot P_{\text{ве}}}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (3.10)$$

де $P_{\text{вн}}, P_{\text{ве}}$ – відповідно річні витрати на всі види ремонту на одну категорію ремонтної складності механічної та електричної частин верстата, грн/рік.;

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

$$B_{\text{р}}^{\text{б}} = \frac{25 \cdot 980 + 20 \cdot 750}{3980} \cdot \frac{13,2}{60} = 2,183 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{р}}^{\text{п}} = \frac{15 \cdot 980 + 7,5 \cdot 750}{3980} \cdot \frac{21,4}{60} = 1,821 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання площі, грн.:

$$B_{\text{н}} = \frac{F_{\text{о}} \cdot K_{\text{ф}} \cdot C}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (3.11)$$

де $F_{\text{о}}$ – виробнича площа, яку займає одиниця обладнання, м²;

$K_{\text{ф}}$ – коефіцієнт, який враховує додаткову площу;

C – річні витрати, пов'язані з використанням 1 м² виробничого приміщення, грн./м².

$$B_{\pi}^{\phi} = \frac{9,2 \cdot 2,5 \cdot 520}{3980} \cdot \frac{13,2}{60} = 0,666 \text{ грн.}$$

$$B_{\pi}^{\phi} = \frac{7,68 \cdot 2,5 \cdot 520}{3980} \cdot \frac{21,4}{60} = 0,917 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію обладнання, грн.:

$$B_a = \frac{\Phi_{\text{бал}} \cdot H_a}{F_{\text{дрм}} \cdot 100} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \text{ грн.} \quad (3.12)$$

де H_a – норма амортизації, %;

$\Phi_{\text{бал}}$ – балансова вартість одиниці обладнання, грн.

Балансову вартість обробного центру знайдемо за формулою:

$$\Phi_{\text{бал}} = C_{\text{опт}} \cdot (1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}} + K_{\text{ф}}), \quad (3.13)$$

де $C_{\text{опт}}$ – оптова ціна обробного центру, грн.;

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

$$\Phi_{\text{бал}}^{\phi} = 2700000 \cdot (1 + 0,08 + 0,06 + 0,05) = 3213000 \text{ грн.}$$

$$B_a^{\phi} = \frac{3213000 \cdot 20}{3980 \cdot 100} \cdot \frac{13,2}{60} = 35,521 \text{ грн.}$$

$$B_{\pi}^{\phi} = \frac{834833 \cdot 20}{3980 \cdot 100} \cdot \frac{21,4}{60} = 14,963 \text{ грн.}$$

Виконані розрахунки зводимо до табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Експлуатаційні витрати (собівартість одиниці обробки)

№ п/п	Експлуатаційні витрати	Умовне позначення	Варіанти	
			Базовий	Проект
1	Заробітна плата оператора основна, додаткова з відрахуваннями у соціальні фонди	B_z	30,789	44,043
2	Силовa електроенергія	B_{el}	13,910	11,351
3	Допоміжні матеріали	B_{dm}	4,317	4,200
4	Ремонт обладнання	B_p	2,183	1,821
5	Утримання приміщення	B_{yn}	0,666	0,917
6	Амортизація обладнання	B_a	35,521	14,963
7	Загальна сума	B_e	87,386	77,295

3.6. Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект, який отримує підприємство-споживач, розраховуємо за формулою:

$$E_p = (B_e^{\delta} - B_e^n) \cdot N_{\delta} - E_n \cdot K_{\epsilon}, \quad (3.14)$$

де B_e^{δ}, B_e^n – експлуатаційні витрати (собівартість обробки), які припадають на одну деталь відповідно в базовому та проектному варіантах, грн./шт.;

N_{δ} – програма випуску деталей, шт./рік;

E_n – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень;

K_{ϵ} – додаткові капітальні вкладення у споживача, грн.:

$$K_{\epsilon} = B_{нк} + B_m + \Phi_{\delta ал}^{np} \cdot Q_{np} - \Phi_{\delta ал}^{\delta аз} \cdot Q_{\delta} \quad (3.15)$$

де $B_{нк}, B_m$ – відповідно витрати на конструкторську та технологічну підготовку модернізації вертикально фрезерного верстата, грн.;

Q_n, Q_{δ} – потреба в обладнанні відповідно в проектному і базовому варіантах:

$$K_{сп} = 15252 + 8220 + 834833 \cdot 2 - 3213000 \cdot 1 = -1519862 \text{ грн.}$$

$$E_p = (87,386 - 77,295) \cdot 18000 - 0,16 \cdot (-1519862) = 424800 \text{ грн.}$$

Результати виконаних розрахунків зводимо до табл. 3.7.

Таблиця 3.7

Підсумкові техніко-економічні показники проекту

№ п/п	Показники	Оди- ниця	Варіанти		Зміна, % (+, -)
			базовий	проект	
1.	Потреба в обладнанні	шт/рік	1	2	+50,0
2.	Штучний час обробки деталі	хв.	13,2	21,4	+62,1
3.	Виробнича собівартість модернізації верстата	грн.	–	748313	–
4.	Оптова ціна обладнання	грн.	2700000	-	–
5.	Балансова вартість обладнання з урахуванням потреби	грн.	3213000	834833	–74,0
6.	Експлуатаційні витрати (собівартість обробки) на одну деталь	грн.	87,386	77,295	–11,5
7.	Капітальні витрати на конструкторську та технологічну підготовку виробництва	грн.	–	23472	–
8.	Річний економічний ефект	грн.	–	424800	–

ВИСНОВКИ

Проведений огляд запропонованих сучасних вертикальних обробних центрів показав, що заміна універсально-фрезерних верстатів та застарілого устаткування на сучасні вертикальні фрезерні обробні центри забезпечує можливість багаторазового підвищення продуктивності праці; розширити асортимент виконуваних робіт і скоротити міжопераційний час на виготовлення деталей; досягти високої точності у виготовленні деталей і скоротити час на їх виготовлення; скоротити енерговитрати і навантаження на виробничу ділянку. Однак, не зважаючи, на вказані переваги, сучасні обробні центри мають один суттєвий недолік – значну ціну, яка для виробників є визначальною в сучасних умовах перманентного дефіциту ресурсів.

Залишається значна кількість виробничих завдань, для рішення яких достатньо існуючого, верстатного парку, при умові модернізації їх сучасною системою ЧПУ.

В цьому випадку комплексна модернізація сучасною системою керування з використанням ЧПУ, програмувальних контролерів і приводів, при всіх варіантах модернізації дозволяє оснащувати верстати новими функціональними можливостями й забезпечити якісно більше високий рівень їх експлуатації. Напрацьований виробничими підприємствами практичний досвід підтверджує правильність зроблених висновків.

За показником співвідношення ціни – надаваних можливостей та якості беззаперечним лідером є системи ЧПУ Харківського підприємства Вест лаб. серії WL з таких причин: по-перше ціна за меншу ціну отримуємо більше функцій та кращу комплектацію, по-друге сервісне обслуговування швидше, внаслідок того, що фірма вітчизняна, по-третє з тої ж причини, що виробник український це позитивним чином відбивається на термінах виконання робіт.

Проведено розрахунок основних вузлів модернізованого верстата 6P13Ф3-37, а саме шпиндельної головки, кульково-гвинтової передачі приводу подачі; підшипників та шліцьових та шпонкових з'єднань в небезпечних перетинах, приводу головного руху.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автоматичне управління процесами обробки : метод. реком. до викон. практ. робіт для студ. освітнього рівня «Магістр» спеціальності 131 "Прикладна механіка" / [уклад. О. В. Лисенко] ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т, каф. металорізальних верстатів та систем. - Кропивницький : ЦНТУ, 2020. - 64 с.

2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.1.– 8 изд. перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестоковой.– М.: Машиностроение, 2001 г.– 864 с.

3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.2.– 8 изд. перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестоковой.– М.: Машиностроение, 2001 г.– 920 с.

4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.3.– 8 изд. перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестоковой.– М.: Машиностроение, 2001 г.– 912 с.

5. Григорченко В., Андреев В. Опыт модернизации оборудования с ЧПУ на ОАО «Долгопрудненское научно-производственное предприятие». К 75-летию предприятия // CADmaster № 39/4.2007 (октябрь-декабрь) Машиностроение.

6. Годунко М.О. Павленко І.І. Аналіз та синтез кінематико-силової структури захватних пристроїв. Наукові записки Кіровоградського національного технічного університету/ Вип.11.- Кіровоград: КНТУ, 2011. – С.270 -273.

7. Дерид С.В. Использование современной системы ЧПУ для модернизации токарно-винторезного станка / Дерид С.В., Котенко Ю.В., Бесарабев Ю.И.– Научный вестник ДГМА, 2009, № 1 (4Е).– С. 48-52.

8. Детали и механизмы металлорежущих станков / Под. общ. ред. Д.Н. Решетова.– Т.1., М.:Машиностроение, 1972.– 664 с.

9. Детали и механизмы металлорежущих станков / Под. общ. ред. Д.Н. Решетова.– Т.2., М.:Машиностроение, 1972.– 520 с.

10. Економічні та організаційно-планові розрахунки при розробці нових виробів. Навчальне видання / Укладачі: Скляренко І.В., Лебедєва Л.В., Романюк

Л.М.– Кіровоград: КДТУ, 2001.– 36 с.

11.Зайцев А.. К вопросу о совершенствовании парка станков с ЧПУ //CADmaster №37/2.2007 (апрель-июнь) Машиностроение.

12.Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студ. высш. техн. учебн. заведений.– 5-е изд., перераб.– М.: Высш. шк., 1991.– 383 с.

13.К вопросу о точности угловых энкодеров.– Renishaw plc, 2005.– 5 с.

14.Кириченко А.М. Розрахунок та проектування вузлів верстатів : Навчальний посібник для студентів спеціальності 7.050301 «Металорізальні верстати та системи». – Кіровоград : КНТУ, 2013. – 547 с., іл.

15.Кириченко А.М. Верстати з ЧПУ : Навчальний посібник для студентів спеціальності 7.050301 «Металорізальні верстати та системи». – Кіровоград : КНТУ, 2013. – 160 с., іл.

16.Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов.– Мн. Выш. шк., 1991.– 382 с

17.Кузнецов. Ю. Н. Станки с ЧПУ/ Ю. Н. Кузнецов. -К. : Выща школа, 1991. - 273 с.

18.Кузнєцов Ю. М. Верстати з ЧПУ та верстатні комплекси. Частина 2. – К. – Тернопіль: ТОВ «ЗМОК» – ПП «Гнозіс», 2001. – 308 с

19.Методичні рекомендації до кваліфікаційної роботи : освітньо - професійна програма «Прикладна механіка», рівень вищої освіти другий (магістерський) : спец. 131 Прикладна механіка, галузь знань 13 Механічна інженерія / [уклад. : І. І. Павленко, В. А. Мажара, К. К. Щербина, О. І. Скібінський] ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т., каф. машинобуд., механіки і робототехніки. - Кропивницький : ЦНТУ, 2021. - 42 с.

20.Паспорт, Инструкция по эксплуатации и Техническое описание ЛИР-8.– СК ИС, – 25 с.

21.Паспорт, Инструкция по эксплуатации и Техническое описание ЛИР-158.– СК ИС, – 24 с.

22.Паспорт, Инструкция по эксплуатации и Техническое описание ЛИР-

1170.– СК ИС, – 26 с.

23.Пестунов, В.М. Расширение технологических возможностей станочного оборудования совершенствованием привода / В.М. Пестунов, А.В. Лысенко, В.Н. Лысенко // *Машинобудування та інтелектуальний капітал (збірник наукових праць за матеріалами Першої міжнародної науково-технічної конференції "Машинобудування та металообробка – 2003")*. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – С. 63-70.

24.Пестунов, В. М. Підвищення ефективності металообробного обладнання удосконаленням приводів / В. М. Пестунов, О. В. Лисенко // *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. - Кіровоград : КНТУ, 2006. - Вип. 17. - С. 154-160.

25.Пестунов, В.М. Системи автоматичного управління з адаптивними властивостями в приводах верстатів / В. М. Пестунов, О. В. Лисенко // *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. / Вип. 18. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – С. 42-49.

26.Петраков Ю. В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням / Ю. В. Петраков. -К. : УкрНДІАТ, 2003.– 383 с.

27.Петраков Ю. В. Теорія автоматичного управління у металообробці / Ю. В. Петраков.– К. : ІЗМН, 1998.– 212 с.

28.Приводи верстатного та робототехнічного обладнання : метод. рекомендації до виконання лаб. робіт, рівень вищої освіти – перший (бакалаврський), спец. 131 «Прикладна механіка» та спец. 133 «Галузеве машинобудування» всіх форм навчання / [уклад. : А. М. Кириченко, А. І. Гречка, П. М. Єрьомін] ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т, каф. машинобудування, мехатроніки і робототехніки. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024 – 61 с.

29.Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.1. Проектирование станков: Под. общ. ред. А.С. Проникова.– М.: Машиностроение, 1994.– 444 с.

30.Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.1. Проектирование станков: Под. общ. ред. А.С. Пронилова.– М.: Машиностроение, 1994.– 444 с.

31.Проников А.С. Расчет и конструирование металлорежущих станков: Изд. 2-е.– М.: Высшая школа, 1967.– 431 с.

32.Расчет экономической эффективности новой техники. Справочник/ Под ред. К.М. Великанова.– Л.: Машиностроение, 1975.– 432 с.

33.Сітьові методи в плануванні та організації виробництва./ Укл. В.М. Глух, І.В. Скляренко, Л.М. Роіанюк,– Кіровоград, КІСМ, 1998 р.

34.Сопротивление материалов / Под ред. Писаренко Г.С.– 5-е изд., перераб. и доп.– К.: Вища шк., 1986.– 775 с.

35.Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т./ Под ред. А.Г. Косиловой., Р.К. Мещеряковой.- 4-е изд., перераб. И доп.- М.: Машиностроение, 1985.- 656 с.

36.Точность, надежность и производительность металлорежущих станков / Г.Д. Григорян, С.А. Зелинский, Г.А. Оборский. – К.: Техніка, 1991.– 221 с.

37.LM13 magnetic ring encoder system.– RLS d.o.o., 2011.– 6 с.