

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

Факультет інженерії

Кафедра машинобудування та прикладної механіки

До захисту допущено
Завідувач кафедри
д.т.н., проф. Соколов В.І.

« ____ » _____ 2021 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до бакалаврської роботи для освітньо-кваліфікаційного
рівня:

«бакалавр»

з напрямку підготовки
(спеціальності):

133 – Галузеве машинобудування

На тему: «ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ТРИВИМІРНЕ

МОДЕЛЮВАННЯ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ ОБРОБНОГО ЦЕНРУ
НА БАЗІ МОДЕЛІ МЦ200ПФ4

Студент групи ГМ-17да

Лимарь В.Ю.

Керівник роботи

к.т.н., доц. Кроль О.С.

Попередній захист та нормоконтроль

« ____ » _____ 2021 р.

1		
2		
3		
4		

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до бакалаврської роботи на тему: «ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ТРИВИМІРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ ОБРОБНОГО ЦЕТРУ НА БАЗІ МОДЕЛІ МЦ200ПФ4»

містить: стор. 62, рис 25, табл. 11, джерел 26.

ОБРОБНИЙ ЦЕНТР, ПРИВОД ГОЛОВНОГО РУХУ, ДВУХОПОРНИЙ ШПИНДЕЛЬ, ПОРОЖНІЙ СХІДЧАСТИЙ ВАЛ, ТВЕРДОТІЛЬНА МОДЕЛЬ, СТАТИЧНИЙ ФОРМУЛЯР, ПЕРЕДАЧА ЗУБЧАСТА РЕМІННА, КОМПОНУВАННЯ ВЕРСТАТА

У даній роботі проведено дослідження конструктивних і технологічних можливостей обробного центра свердлильно-фрезерно-розточувальної групи. Цей верстат призначений для формоутворення деталей з використанням таких технологічних операцій, як свердління, зенкерування й розгортання точних отворів, фрезерування по контурі із круговою інтерполяцією, нарізування різьблення мітчиками й інші технологічні операції.

На даному центрі можливо автоматизувати:

- завантаження й заміни столів супутників;
- пошуку й підготовки інструмента в процесі обробки деталей при оснащенні ланцюговим інструментальним магазином з автооператором зміни інструмента;
- подачі СОЖ і змиву стружки й ін.

Проведено аналіз компонувань обробних центрів і запропоноване раціональне компонування досліджуваного верстата. Розглянуто кінематичний і розрахунок на міцність основних вузлів і деталей привода головного руху верстата з використанням інструментарію параметричного моделювання.

Дано оцінку працездатності шпиндельного вузла за критерієм жорсткості. Побудовано статичний формуляр шпиндельного вузла, як засіб підвищення продуктивності процесу проектування.

					БР ГМ-17да			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Лимарь			Реферат	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Кроль					2	
Реценз.								
Н. Контр.								
Утверд.		Соколов						
						СНУ ім. В. Даля		

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ	5
1. Аналітичний огляд і тенденції розвитку багатоцільових верстатів (обробних центрів)	9
1.1. Особливості конструкцій МРС зі ЧПУ	10
1.2. Механізми автоматичної зміни інструмента й автоматичної зміни заготівель	14
1.3. Особливості класифікації металорізальних верстатів	15
2. Технічне обґрунтування вихідних даних для дослідження	20
2.1 Обґрунтування завдання	20
2.2. Перелік і обґрунтування операцій виконуваних на обробному центрі	20
2.3. Вибір різальних інструмент їхній пошук і заміна	22
2.4. Розрахунок швидкості різання, граничних частот обертання шпинделя, подач, крутний моментів і потужності двигуна	25
3. Кінематичний розрахунок і дослідження компоновань привода головного руху ОЦ200	29
3.1. Аналіз особливостей конструкції	29
3.2. Дослідження кінематичних можливостей ОЦ	32
4. Розрахунок і моделювання привода головного руху обробного центра ОЦ200	40
4.1. Передачі зубчастим ременем (ПЗР)	40
4.2. Розрахунок валів обробних центрів	50
4.2.1. Основні положення	50
4.2.2. Розрахунку вихідного вала коробки швидкостей обробного центра моделі ОЦ200	53
Висновок	57
Література	60

					БР ГМ – 17да			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Зміст	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Лимагъ						
Провер.		Кроль					3	
Реценз.								
Н. Контр.								
Утверд.		Соколов				СНУ ім. В. Даля		

ВСТУП

Багатоопераційні верстати з числовим програмним управлінням призначені для комплексної обробки деталей з автоматичною зміною інструменту. Багатоопераційні верстати в основному використовують для обробки призматичних і корпусних деталей що мають велике число гладких, ступінчастих і різьбових отворів різних діаметрів і розташованих з різних сторін деталі. Крім того, можлива обробка площин і складних контурів. На верстатах цього зразка, як правило обробляють дорогі деталі, тому багатоопераційні верстати повинні володіти високою точністю і надійністю. У розвинених промислових країнах обсяг продукції металообробки становить близько 30% загального виробництва продукції.

Підвищення вимог до якості верстатів у зв'язку із загальним підвищенням точності в машинобудуванні, виготовленням деталей з важкооброблюваних сплавів, появою нових інструментальних матеріалів, а також удосконалювання програмного керування змушує шукати шляхи підвищення якості компонувань як важливого складової якості, що до верстатів. Разом з тим, застосування у верстатах роздільних приводів, у тому числі із програмним керуванням, впровадження напрямні кочення, гідростатичних напрямних і інших елементів конструкцій відкриває широкі можливості вдосконалювання традиційних і створення нових компонувань [1, 2, 3].

Актуальної є завдання інтенсифікації виробничих процесів і підвищення якості промислових виробів стосовно до металорізальних верстатів, що повинна вирішуватися комплексно з обліком всіх можливих факторів

					БР ГМ – 17да			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.	Лимарь				ВСТУП	Лит.	Лист	Листов
Провер.	Кроль						5	
Реценз.						СНУ ім. В. Даля		
Н. Контр.								
Утверд.	Соколов							

Постійний пошук нових рішень для досягнення прецизійності, продуктивності, надійності й інших вимог споживачів приводить до частой зміни моделей верстатів, до безперервної появи конкуруючих конструкцій. Перевага одержує та організація, що забезпечує більше високі технічні характеристики й розширює технологічні можливості верстата й верстатної системи, дає гарантію збереження показників якості верстата в плинй всього періоду експлуатації й у можливо більше короткий строк здійснює випуск нової працездатної конструкції.

Тому творці нових верстатів повинні використовувати всі досягнення науки про металорізальне встаткування й процесів формоутворення, аналізувати тенденції розвитку верстатобудування, широко застосовувати автоматизовані методи розрахунку й проектування, оперативно застосовувати довідкові матеріали й стандарти. Конструктори - верстатобудівники повинні знаходити оптимальні шляхи для забезпечення вищих технічних характеристик створюваних моделей верстатів, і в першу чергу, їхньої якості, надійності й продуктивності при найменших витратах часу й раціональному використанні засобів.

Питання автоматизації машинобудування на базі верстатів зі ЧПУ стали найважливішими, і багато заводів прийняли саму активну участь у роботах з постановки верстатів зі ЧПУ на виробництво [4]. Інтенсивне впровадження цього встаткування пов'язане із широкими технологічними можливостями, специфічними видами комплектуючих виробів, різноманітним допоміжним і різальним інструментом. Для обробки складних деталей стали використовуватися верстати зі ЧПУ, оснащені пристроями автоматичної зміни інструмента (АСІ) і заготівель (АСЗ), які одержали назву багатоцільових верстатів (обробних центрів - ОЦ). Обробний центр звільнив робітника як від силових, так і від більшості логічних функцій. Щодо цього ОЦ не просто автоматизований варіант своїх попередників, а якісно новий верстат, що дозволяє організувати малолюдну технологію обробки заготівель.

Підвищення якості й продуктивності туди при проектуванні верстатів і верстатних систем пов'язане з розробкою й впровадженням систем автоматизованого проектування, що дозволяє з мінімальними витратами машинного часу й людських ресурсів проектувати верстати з необхідними характеристиками працездатності.

Серед багатьох САПР конструкторського призначення, можна виділити САПР *APM WinMachine*, розроблену в науково-технічному центрі “Автоматизоване проектування машин” (НТЦ АПМ), що працює на ринку інформаційних технологій більше 14-ти років [5]. НТЦ АПМ пропонує підприємствам, проектним і дослідницьким організаціям, а також технічним університетам *CAD\CAM\CAE Систему автоматизованого проектування APM WinMachine*. Це новітнє програмне забезпечення, створене в Росії, недороге за ціною, що у повному обсязі враховує вимоги ГОСТ, що ставляться як до оформлення конструкторської документації, так і до розрахункових алгоритмів.

Перевага цього програмного продукту в області верстатобудування складається в широкому охопту різних механічних пристроїв - 21 розрахунковий модуль, що дозволяє ефективно здійснювати конструкторську підготовку виробництва нового обладнання.

APM WinMachine - це наукомісткий програмний продукт, створений на базі сучасних інженерних методик проектування, чисельних методів механіки, математики й моделювання, що гармонійно сполучить досвід поколінь конструкторів, інженерів-механіків і інших фахівців з можливостями комп'ютерної техніки й технології.

Система реалізована по модульному принципі. Кожний модуль може працювати як окремо, так і в складі певного комплексу, таким чином, користувач вибирає оптимальний варіант поставки програмного продукту. Простота роботи з *APM WinMachine* дає можливість істотно підвищити продуктивність праці конструкторських відділів і знизити вимоги, пропоновані до кваліфікації працюючих із системою співробітників, без

шкоди для підприємства. Адаптація й доробка програм, що поставляються, під вимоги замовника, навчання персоналу замовника роботі із програмним забезпеченням, що поставляється, а також постійна технічна підтримка користувачів і надання їм спеціалізованих матеріалів по роботі з АРМ WinMachine виводять процес роботи Розроблювач - Користувач на якісно новий рівень.

Можливості інтеграції зі сторонніми програмними продуктами через обмінні формати дозволяють використовувати раніше створену графічну інформацію для одержання розрахункових моделей, що істотно зменшує тимчасові витрати в процесі проектування.

Використання такої інтегрованої САПР є перспективною в процесі створення нових, конкурентоспроможних моделей обробних центрів.

1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД І ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ БАГАТОЦІЛЬОВИХ ВЕРСТАТІВ (ОБРОБЛЮВАЛЬНИХ ЦЕНТРІВ)

Широке впровадження на заводах металорізальних верстатів (МРС) зі ЧПУ з'явилося причиною різкого росту потреби в системах ЧПУ із широкими технологічними можливостями, у специфічних видах комплектуючих виробів, допоміжному й різальному інструменті, у різних виконаннях пристосувань і т.д. [4, 6]. Для обробки складних деталей стали використовуватися МРС зі ЧПУ із пристроями автоматичної зміни інструмента (АСІ) і заготівлі (АСЗ), що одержали назва багатоцільових верстатів (МС). МС з'явилися подальшим розвитком свердлильних, фрезерних, розточувальних і токарських верстатів. По змісту й составу виконуваних операцій вони практично від них не відрізнялися, і якщо на сучасних МС відбувався процес інтеграції за рахунок включення нових, те це не означало, що ці операції неможливо було б виконувати на верстатах, що передували МС. Тому важливо визначити принципові відмінності МС від своїх попередників.

МС звільнив робітника як від силових, так і від більшості логічних функцій. Щодо цього МС не просто автоматизований варіант своїх попередників, а якісно новий верстат, що дозволяє організувати малолюдну технологію обробки заготівель [4]. Автоматизація цих функцій визначила і якісно нові технологічні можливості цих верстатів, у тому числі складну контурну обробку деталі й, головним чином, перетворення практично необмеженого обсягу інформації про обробку заготівлі в робочий процес без участі людини, що з'явилося принциповою відмінністю МС і визначило подальші шляхи розвитку МС із урахуванням передачі функцій робітника не тільки машині, але й системі ЧПУ.

					БР ГМ – 17да					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Аналітичний огляд					
Разраб.	Лимарь							Лит.	Лист	Листов
Провер.	Кроль								9	
Реценз.								СНУ ім. В. Даля		
Н. Контр.										
Утверд.	Соколов									

Освоєння серійного випуску МС із підвищенням їхнього технічного рівня й надійності при найменших витратах на проектування й виготовлення дозволяє модульний принцип [6], завдяки якому можна створити технологічно необхідні виконання верстатів з різним рівнем автоматизації й наступною планомірною заміною верстатів, що випускаються нині, новими. Впровадження модульного принципу є основою для подальшого розвитку технологічних можливостей верстатів з метою задоволення конкретних вимог споживача.

Істота конструкторської концепції модульного принципу зводиться до наступного. Розробка сучасної машини завжди пов'язана з ризиком, що вона не піде в серійне виробництво. При цьому ускладнення конструкції машини підвищує ступінь ризику. Поряд з багатьма організаційними причинами серйозним обмеженням запуску верстата в серію є той факт, що після його виготовлення виявляється, що загальний задум, рішення окремих вузлів і базових деталей за час розробки й виготовлення (4-5 років) не відповідають сучасному рівню й містять властиві новій конструкції помилки. Інакше кажучи, машина по обробці конструкції відповідає досвідченому зразку, а по досконалості технологічних можливостей - учорашньому дню техніки. Із цього треба вивід про необхідність поділу МРС на конструктивно й функціонально незалежні модулі з метою підвищення ймовірності виходу в серію всієї машини.

1.1. Особливості конструкцій МРС зі ЧПУ

По конструкції МРС зі ЧПУ істотно відрізняються від МРС універсальних наявністю як специфічних вузлів, так і принципом їхньої побудови, суть якого складається у відсутності "твердих" кінематичних зв'язків між вузлами верстата, що забезпечують кінематику формоутворення [2, 7]. Розглянемо відзначену особливість МРС зі ЧПУ на прикладах побудови наступних основних вузлів і механізмів: привода головного руху; привода подачі; механізмів АСІ й АСЗ.

У приводах головного руху МРС зі ЧПУ переважно застосовують регульовані приводи із двигуном постійного струму й тиристорним перетворювачем напруг. Необхідна потужність привода головного руху верстата змінюється у функції частоти обертання шпинделя. При цьому номінальна потужність не використовується при високих і низьких частотах обертання. Як видно з мал. 1.1, корисна потужність привода, отримана шляхом дослідження, приблизно до 1/3 або навіть 1/2 діапазону регулювання зростає пропорційно частоті обертання й регулювання в цій частині діапазону необхідно робити з постійним моментом. Далі потужність привода досягає свого максимуму й після цього незначно знижується при найбільшій частоті обертання. На цій ділянці привод можна регулювати з постійною максимально припустимою потужністю.

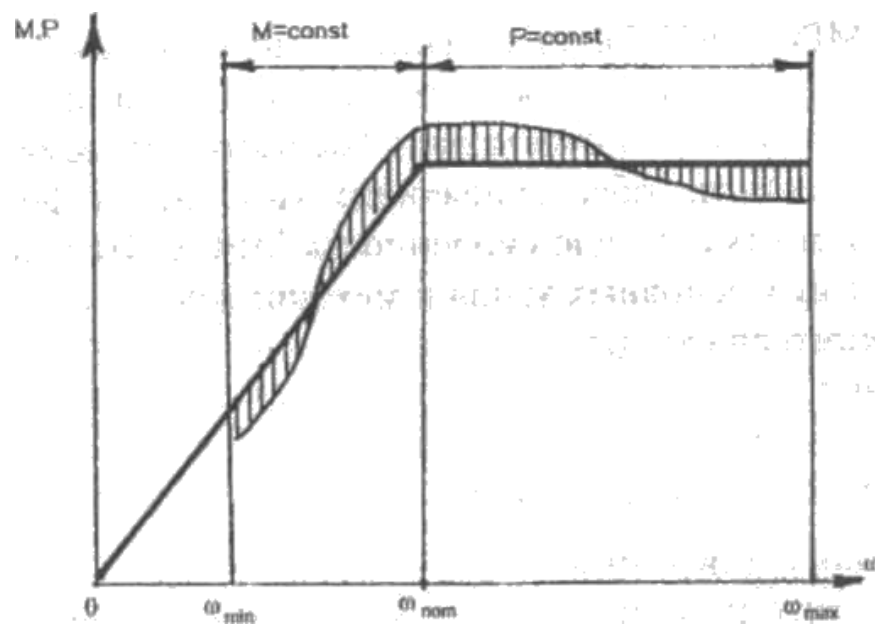


Рис.1.1. Графік корисної потужності

Таким чином, привод головного руху верстата має потребу у двухзонном регулюванні, що забезпечують різними способами. Регулювання з постійною максимально припустимою потужністю здійснюється шляхом зміни струму порушення при незмінній напрузі на якорі. При цьому частота

обертання змінюється нагору від номінальної в невеликому діапазоні, що визначається комутаційними можливостями двигунів постійного струму. Для двигунів постійного струму серії 2П цей діапазон $D_p = \text{const} = 1:4$. У тому випадку, коли по технологічних вимогах діапазон D_p необхідно збільшити, вводять додаткову коробку швидкостей.

Для регулювання з *постійно максимально припустимим моментом* необхідно змінювати напругу на якорі при незмінному порушенні, так само як це роблять у регульованому приводі. Частота обертання при цьому регулюється долілиць від номіналу, і діапазон регулювання може бути досить більшим. Звичайно по технологічних вимогах необхідно мати $D_m = \text{const} = 1:20$. Однак у МС цей діапазон може бути збільшений. Це пов'язане з необхідністю точного позиціонування шпинделя верстата при зміні інструмента. Привод (обертання) шпинделя в цьому випадку перемикається на малу "повзучу" швидкість, при якій забезпечується висока точність зупинки шпинделя по куті.

Один з можливих варіантів конструктивного рішення привода головного руху МРС зі ЧПУ, дозволяє сполучити в собі перевага регульованого привода постійного струму з тиристорним перетворювачем і традиційною переборною групою універсальних МРС. Призначення переборної групи зводиться до зсуву діапазону безступінчастого регулювання привода головного руху у бік збільшення в кратне число раз (в 2, 4 або більше) за рахунок підбора передатного відношення зубчастих коліс. Таким чином, виходять як би два сполучених діапазони регулювання:

Автоматична зміна різального інструменту у верстатах зі ЧПУ наклала свій відбиток на конструкцію шпинделя верстата. На відміну від універсальних верстатів, шпиндель показаний на рис 1.2, має крутий (несамогальмующий) конус $7/24$ і механізм затискача інструмента. Масло по трубопроводу 7 надходить у гідроциліндр 6. Поршень 5 переміщається по стрілці вліво, тим самим пелюстки плунжерного захвата 3 розміщаються у виточенні "а". За допомогою механізму автоматичної зміни інструмента оправлення 2 входить

у конусний отвір до кінця. При знятті тиску в гідроциліндрі пластинчасті пружини 4 розтискаються й штовхають шток 5 вправо, пелюстки плунжерного захвата западають у паз хвостовика (як показано на малюнку) і втягують оправлення в отвір шпинделя.

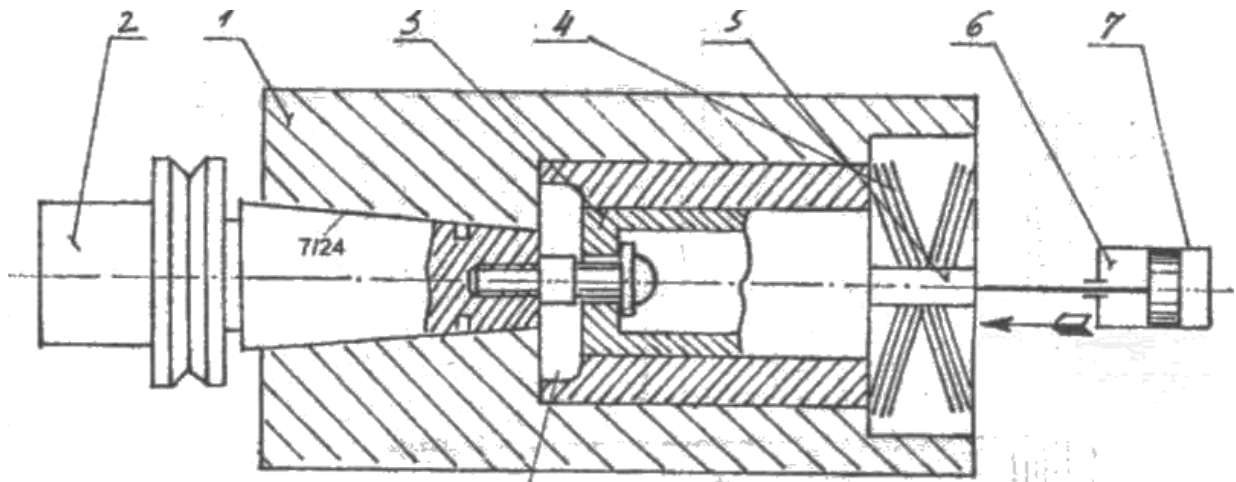


Рис.1.2. Конструкція шпинделя оброблювального центра

Подальший розвиток механізму головного руху здійснюється в напрямку розширення технологічних можливостей МРС зі ЧПУ. На одному верстаті необхідно одержати готовий виріб незалежно від того, які технологічні операції виконуються: свердління (ексцентричне), фрезерування пазів і криволінійних поверхонь, торців і інших операцій. Тут необхідно крім конструктивних рішень по шпиндельному вузлі одночасно вести розробку й різний тип інструментальних головок для виконання вище зазначених операцій.

На рис. 1.3 показаний один з варіантів рішення подібного завдання. Головний рух у цьому випадку здійснюється по наступному кінематичному ланцюзі: від електродвигуна 1 через пасові передачі 2, 3 або 4, 5 обертання передається шпинделю 7. При виконанні, наприклад, фрезерних операцій необхідно мати повільне обертання шпинделя й більшим моментом. Це здійснюється в такий спосіб. Двигун 1 відключається, включається двигун 14, що через черв'ячну передачу 12 обертає шпиндель 7, але перед цим за

допомогою гідроциліндра 16 уводиться в зачеплення із черв'ячним колесом 11 черв'як 12. У міру того як необхідність у повільному обертанні шпинделя відпадає, черв'як 12 виводиться із зачеплення із черв'ячним колесом.

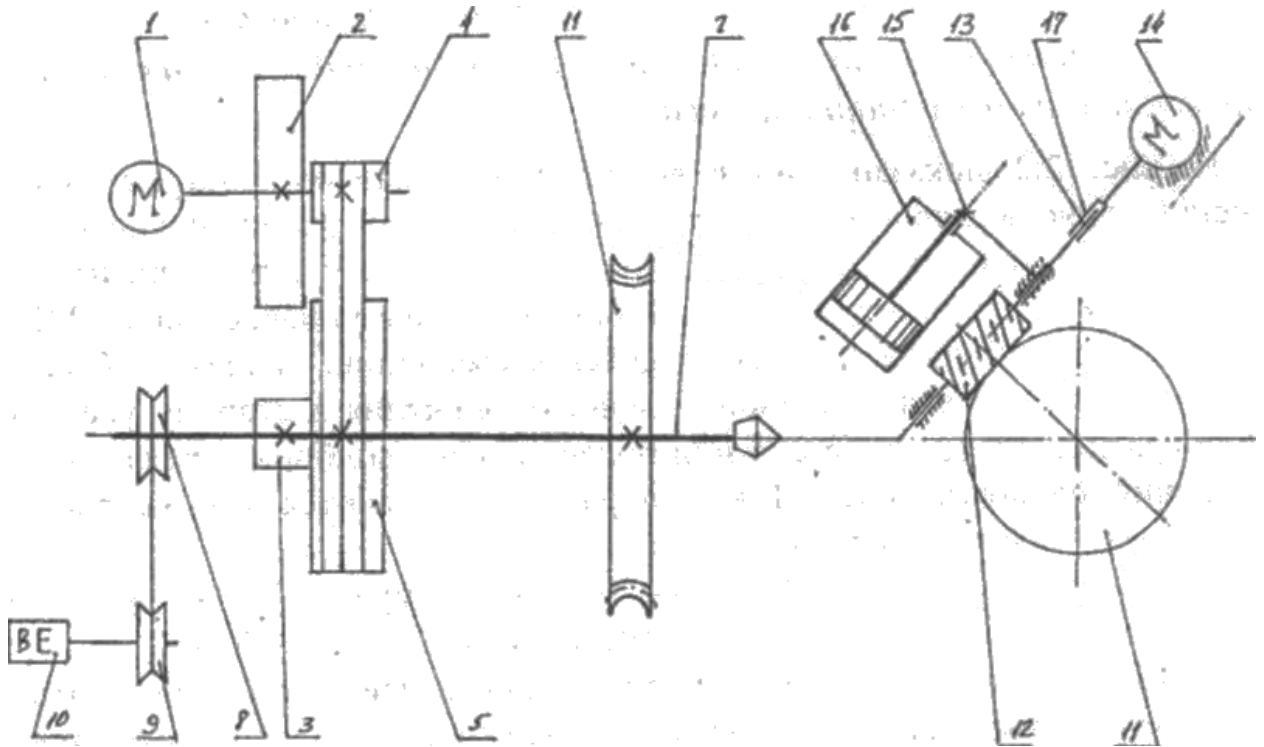


Рис.1.3. Механізм повільного обертання шпинделя

1.2. Механізми автоматичної зміни інструмента й автоматичної зміни заготівель

Механізмів АСІ існує в цей час дуже велика розмаїтість. Вони відрізняються по компонованнях, видам магазинів для зберігання й транспортування допоміжного й різального інструменту, конструктивними рішеннями механізмів захвата й передачі інструментів з магазину в шпиндель верстата й назад, принципами пошуку інструмента й обліку його стойкісної характеристики й по ряду інших специфічних вимог. Наприклад, тільки для свердлильно-фрезерно-розточувальних МС використовують інструментальні магазини у вигляді ланцюгових, дискових, револьверних, касетних варіантах.

Для верстатів токарського виконання МС багатосуппортні різцеві головки з вертикальною або горизонтальною віссю обертання. Існують варіанти магазинів, призначених для зберігання й транспортування багатоінструментальних насадок і головок. Розглянути все різноманіття АСІ складно, і тому нижче будуть виділені найбільш принципові схеми механізмів, що дозволяють зрозуміти ту роль у проблемі автоматизації, що відведена на їхню частку.

Механізми АСЗ призначені для автоматичного завантаження заготівель на МС і відвантаження готового виробу після обробки з верстата. У схему механізму АСЗ, входять квадратні або прямокутні палети з нанесеною сіткою отворів, проміжна станція й автоматичний візок. Заготівлі вручну встановлюються й закріплюються на палетах, які потім відправляються на склад. Кожна палета має свій код, властивий певній заготівлі, і цьому коду відповідає своя програма обробки. За допомогою автоматичного візка палета зі своїм кодом подається на проміжну станцію, де перебуває чекаючи закінчення обробки заготівлі на верстаті. Потім палета з верстата переміщається також на проміжну станцію; відбувається поворот верхньої частини станції на 180° і здійснюється зміна палет позиціями. Готовий виріб відправляється на склад. Сполучення МС зі ЧПУ й механізмів АЗС і АСІ зветься гнучкого виробничого модуля (ГПМ).

1.3. Класифікації металорізальних верстатів

У міру підвищення технічного рівня верстатів, появи нових технологій у металообробці, сполучення декількох видів обробки на одному верстаті, впровадження нових пристроїв автоматизації верстатів, у тому числі зі ЧПУ, з'являється необхідність введення нової системи класифікації верстатів.

Сучасна система класифікації, безумовно, може зберегти основні класифікаційні ознаки, прийняті в цей час:

- технологічне призначення;
- типи верстатів;
- розмірні ряди по основному параметрі;

- рівні автоматизації й точності.

Однак у багатьох випадках ці ознаки повинні бути наповнені новим змістом або по-новому структуруватися. При цьому необхідно передбачити, з одного боку, збереження деякою мірою наступності, а з іншого боку - можливість нарощування й модернізації системи без її радикальної перебудови, тобто забезпечення її придатності протягом досить тривалого періоду.

У зв'язку з тим, що концентрація видів обробки на одному верстаті є одним з найбільш ефективних засобів підвищення продуктивності, технічні характеристики й конструкцію основних вузлів і механізмів стали вибирати таким чином, щоб на верстаті можна було виконувати кілька видів обробки досить якісно й ефективно. З появою ЧПУ стало можливим створювати МС як на конструктивній базі традиційних верстатів, так і на нових конструктивних базах, максимально пристосованих до багатоопераційної обробки деталей довільної форми.

З урахуванням подань, що встановилися серед споживачів металообробного встаткування, у пропонованій класифікації практично зберігається розподіл універсальних верстатів на традиційні технологічні підгрупи з додаванням до них порівняно нових вертикальних і горизонтальних МС.

Слід зазначити, що для фрезерних верстатів трохи змінений розподіл на технологічні підгрупи. Тепер воно більше відповідає принципам побудови фрезерних верстатів і їхньому технологічному призначенню. Наприклад, широкоуніверсальні інструментальні фрезерні верстати по суті є модифікацією горизонтальних (з додатковим вертикальним шпинделем) консольно-фрезерних верстатів, а фрезерні верстати із хрестовим столом - однієї з модифікацій безконсольних фрезерних одностоечних верстатів.

Пропонований розподіл на технологічні підгрупи наведено в табл. 1.1.

Класифікаційні групи фрезерних верстатів

Код	Технологічна група	Позначення
01	Вертикально-свердлильні верстати	ВВС
02	Радіально-свердлильні верстати	РСС
03	Горизонтально-розточувальні верстати	ГРС
04	Координатно-розточувальні верстати	КРС
05	Консольно-фрезерні верстати вертикальні	КФСВ
06	Консольно-фрезерні верстати горизонтальні	КФСГ
07	Безконсольно-Фрезерні верстати одностоечні	БФСО
08	Безконсольно-Фрезерні верстати двухстоечні	БФСД
09	Багатоцільові верстати вертикальні	МСВ
10	Багатоцільові верстати горизонтальні	МСГ

Прагнення до максимального задоволення конкретних потреб замовників привело до значного збільшення числа модифікацій верстатів усередині практично всіх технологічних підгруп. Це обумовило необхідність додаткової класифікації по типах МРС, які характеризуються основними компоновочними ознаками, які істотно впливають на технологічні й точнісні можливості верстатів, їх масогабаритні характеристики й пристосованість до вбудовування в автоматизовані технологічні системи.

Більше поглиблена класифікація універсальних МРС може бути наведена з обліком компоновочних особливостей шпиндельних вузлів (табл. 1.2), що істотно впливають на технологічні можливості й (або) продуктивність верстата.

У табл. 1.3 показані типи верстатів свердлильно-фрезерно-розточувальної групи, які характеризуються набором робочих і настановних

переміщень основних вузлів (або груп вузлів): несучої системи, стола й шпindelного вузла.

Наприклад, наявність поворотного й поворотно-похилого стола або шпindelя й додаткових шпindelів дозволяє обробляти заготовлі з різних сторін і під різними кутами. При оснащенні верстата додатковим відкидним столом можна зручно обробляти на тому самому верстаті як невеликі, так і великі деталі. На багатошпindelних верстатах можна обробляти відразу декількох деталей, а при наявності двох і більше столів - сполучити час обробки й зміни оброблюваних деталей і т.д.


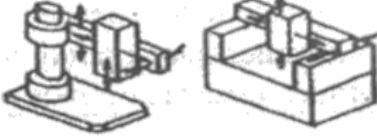
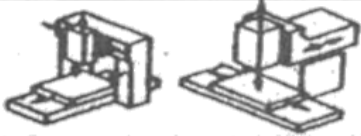
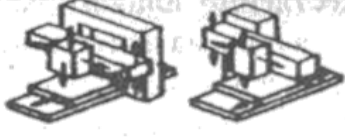

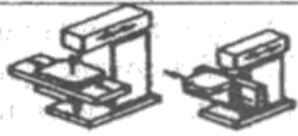


Таблиця 1.2

Компоновочні особливості шпindelів

Код	Додаткова характеристика верстата, пов'язана з особливостями шпindelного вузла
01	Одношпindelний з постійним положенням осі шпindelя
02	Те ж з додатковою опорою для інструментального оправлення
03	Одношпindelний з поворотним шпindelем
04	Одношпindelний з поворотно-похилим шпindelем
05	Одношпindelний з додатковим шпindelем, перпендикулярним до основного
06	Одношпindelний з додатковим поворотним столом
07	Одношпindelний з додатковим поворотно-похилим шпindelем
08	З револьверною головкою
09	Багатошпindelний з паралельними шпindelями
10	Багатошпindelний з поворотними (або поворотно-похилими) шпindelями

Найважливішою класифікаційною ознакою є розмір МРС, обумовлений, як правило, так званим основним параметром, по якому практично завжди будують типорозмірні ряди верстатів. Для свердлильних верстатів за основний параметр звичайно приймають найбільший умовний діаметр "D_y" свердління, а для розточувальних, фрезерних і МС - ширину "В" робочій поверхні стола. В умовах існуючого централізованого керування промисловістю типорозмірні ряди верстатів установлювалися D_{ст}, які формально діють і в цей час.

Компоновочні схеми верстатів

КОД	Перемещение			Типы станков(примеры основных компоновочных схем)
	несущей системы	стола	шпиндель-ного узла	
1	2	3	4	5
01	Неподвижная	Неподвижный и (или) вертикально-подвижный	Вертикально-подвижный	
02	Неподвижная с поворотной или линейно подвижной поперечной	Неподвижный и (или) вертикально-подвижный	Крестоподвижный	
03	Неподвижная	Продольно-подвижный	То же	
04	Неподвижная с вертикально-подвижной поперечной	То же	- «» -	
05	Неподвижная	Крестово-подвижный в горизонтальной плоскости	Неподвижный или вертикально подвижный	
06	То же	Крестово-подвижный в вертикальной плоскости	Горизонтально-подвижный	
07	Продольно-подвижная	Неподвижный	Крестово-подвижный	
08	То же	Поперечно-подвижный	Вертикально-или крестово-подвижный	

2.ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Обґрунтування завдання

Малогобаритні корпусні деталі займають значну питому вагу серед корпусних деталей, оброблюваних на заводах різних галузей машинобудування.

Відомо, що середня трудомісткість обробки таких деталей по галузях машинобудування становить від 10% до 40% трудомісткості обробки корпусних і плоских деталей .

Найбільша питома вага ці деталі займають у приладобудуванні , перевищуючи 40% усього обсягу станкостроїтності свердлильно-фрезерно-розточувальної обробки корпусних деталей .

Відомо, що відсоток деталей з високими вимогами до якості обробки в приладобудуванні не високий, не більше 3-7% , хоча варто мати через, що в умовах деяких галузей машинобудування при обробці сталевих і чавунних деталей потрібна висока якість обробки.

Шпиндельний вузол є відповідальною частиною обробного центра. Від опор шпиндельного вала, від точності виконання шпинделя, від його вібростійкості, зносостійкості й довговічності залежить якість деталей, оброблюваних на верстаті.

2.2. Перелік і обґрунтування операцій виконуваних на обробному центрі

Тому що верстат призначений для обробки корпусних деталей, він створюється таким чином, щоб виконувати повний обсяг операцій необхідних для обробки таких деталей.

					БР ГМ –17да			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Глимарь			Технічне обґрунтування	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Кроль					20	
Реценз.						СНУ ім. В. Даля		
Н. Контр.								
Утверд.		Соколов						

Технологічні можливості верстата забезпечуються обертанням шпинделя із заданою частотою й моментом, переміщенням стола в горизонтальному й вертикальному напрямках, а також поворотом поворотного стола.

На верстаті можна робити зенкерування, розгортання, свердління, розточування точних отворів, фрезерування по контурі із круговою інтерполяцією, нарізування різьблення.

Широкий діапазон частот обертання й величин подач дозволяють обробляти деталі з різних конструкційних матеріалів, у тому числі кольорових металів і їхніх сплавів, з високою продуктивністю.

Види заготовель оброблюваних на верстаті, розміри оброблюваних деталей.

Верстат багатоцільової спеціалізований підвищеної точності з комбінованим пристроєм числового програмного керування, автоматичною зміною інструмента й оброблюваних деталей призначений для комплексної обробки складних корпусних деталей розміром до 200 мм.

Розміри деталей визначаються розмірами й стола й можливістю закріплення заготовель. Тому що деталі, що оброблюються є корпусними, то використовуються заготовки у вигляді виливка.

На верстаті обробляються заготовлі зі сталі, чавуну, кольорових металів (алюмінієвих сплавів, міді й ін.).

Максимальний розмір оброблюваних деталей - 200 мм.

Базування й закріплення деталей

На обробному центрі типу ОЦ 200 з комбінованим пристроєм числового програмного керування, автоматичною зміною інструмента й столів супутників закріплення заготовлі відбувається за межами робочої зони верстата.

Наявність пристрою зміни столів-супутників дозволяє закріплювати й знімати деталь, у той час як інші деталі обробляються на цьому верстаті. Зміна

столів-супутників здійснюється в автоматичному режимі. Базування деталі виробляється щодо горизонтальної поверхні стола-супутника й отворів, розташованих у ньому. Закріплення деталі виробляється за допомогою будь-яких двадцяти п'яти отворів наявних у столі-супутнику. Кріпильна сітка стола-супутника виконана під кріплення М8.

2.3. Вибір різальних інструмент їхній пошук і заміна

Для автоматизованих виробництв необхідно забезпечити можливість автоматичної заміни й пошуку інструмента, варто забезпечити точність і надійність базування й кріплення.

Зміна інструмента вручну на багатоцільових верстатах обумовлює значні простой цих дорогих верстатів. Автоматична зміна інструмента здійснюється за 5...10 із проти 25...40 із при зміні вручну. Оскільки частота змін інструмента становить приблизно 20...25 разів у годину, застосування пристрою АСІ на таких верстатах значно підвищує продуктивність обробки за рахунок підвищення ступеня автоматизації верстатів, а також виключає можливі помилки при зміні інструмента.

У загальному випадку пристрою АСІ багатоцільових верстатів складаються з наступних компонентів: інструментальних магазинів, що є накопичувачами інструмента (блоків ріжучого й допоміжного інструмента для інструментальних шпинделів) [8]; інструментальних маніпуляторів, призначених для зміни інструмента в шпинделі верстата; проміжних транспортних маніпуляторів, призначених для передачі інструмента від магазину до інструментальних маніпуляторів або до проміжних позицій - накопичувачам інструмента в позиції його зміни.

Основні вимоги, пропоновані до інструментальних магазинів, що впливають; достатня місткість; висока точність присохлого інструмента в робочому органі верстата; легкість і зручність завантаження магазинів і гарний

доступ до них; мінімальний час, затрачувана на зміну інструмента; висока надійність; найменше число координат при зміні інструмента.

Місткість інструментальних магазинів досить різна (від 6 до 160 шт. і більше). Найменшу місткість мають револьверні головки, а найбільшу - барабанні й ланцюгові магазини. Конструктивні виконання пристроїв АСІ залежать від типів верстатів; робочої зони розташування шпинделя й необхідного числа й типу інструментів.

Застосовуються три типи пристроїв АСІ: для зміни шпиндельного вузла; для зміни інструмента в шпинделі верстата й комбіновані.

В обробному центрі ОЦ 200 інструмент зберігається в інструментальному магазині ланцюгового типу з автооператором заміни інструмента. Сполучення пошуку й заміни інструмента в процесі обробки деталі, значно скорочує час заміни інструмента.

До складу пристрою автоматичної заміни інструмента ОЦ звичайно входять наступні вузли й механізми [8]:

- магазин інструментальний;
- маніпулятор;
- механізм захвата;
- механізм повороту;
- механізм висування;
- редуктор черв'ячний.

Вихідне положення виконавчих органів до зміни інструмента припускає фіксацію в нульовому положенні рухливих органів верстата, шпиндельної бабки, стійки й ползка. Механізми висування й захвата при цьому всунуті

Автоматизація процесу обробки може бути досягнута тільки при застосуванні спеціального оснащення, що володіє всіма елементами, необхідними для автоматизації процесів, пов'язаних з експлуатацією інструмента, таких як установка, настроювання на розмір виготовленої деталі, підналагодження після розмірного зношування по одному із критеріїв затуплення, заміна внаслідок випадкового виходу з ладу.

2.4. Розрахунок швидкості різання, граничних частот обертання шпинделя, подач, крутний моментів і потужності двигуна

Для визначення граничних режимів різання, які повинні здійснюватися на верстаті керуються тим, що є операції, для виконання яких потрібно мінімальна й максимальна частота обертання шпинделя.

Максимальне обертання шпинделя потрібно при свердлінні алюмінієвих сплавів свердлом найменшого діаметра із твердого сплаву.

Розраховуємо режими різання при свердлінні.

Швидкість різання V визначається по табличній залежності [9]

$$V = C_v \cdot D^q \cdot K_v / (T^m S_o^y),$$

де D - діаметр інструмента, мм;

T - стійкість інструмента, хв;

S_o – подача, мм/об;

C_v - коефіцієнт, що вплив неврахованих факторів;

K_v - поправочний коефіцієнт;

Коефіцієнти стійкісної залежності вибираємо з таблиць:

$$C_v = 36,3; m = 0,125; q = 0,25; y = 0,55; [9, с.278];$$

$$T = 25 \text{ хв}, [9, с. 280];$$

$$S_o = 0,27 \dots 0,36 \text{ мм/об}, [9, с.277];$$

приймаємо значення $S_o = 0,27$ мм/про.

Поправочний коефіцієнт: $K_v = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{iv}$

$$\text{де: } K_{mv} = 0,8 [9, с.263];$$

$$K_{uv} = 2,7 [9, с.263];$$

$$K_{iv} = 0,75 [9, с.280].$$

Максимальне значення швидкості буде дорівнює:

$$V_{\max} = 36,3 \cdot 6^{0,25} \cdot 1,62 / (25^{0,125} \cdot 0,27^{0,55}) = 149,8 \text{ м/мин.}$$

Визначаємо граничну частоту обертання шпинделя (об/хв)

$$n_{\max} = 1000 \cdot V_{\max} / (\pi \cdot D_{\min}),$$

де: D_{\min} - мінімальний діаметр свердла, мм.

$$n_{\max} = 1000 \cdot 149,8 / (3,14 \cdot 6) = 7947 \text{ об/мин.}$$

Мінімальне обертання шпинделя буде потрібно для нарізування різьблення мітчиком М6. Швидкість різання вибирається по таблиці [5]:

$$V_{\min} = 2,4 \text{ м/хв};$$

$$n_{\min} = 1000 \cdot V_{\min} / (\pi d_{\min}),$$

де d_{\min} - мінімальний діаметр, мм;

$$n_{\min} = 1000 \cdot 2,4 / (3,14 \cdot 6) = 127 \text{ об/мин.}$$

Для визначення найбільшого моменту приймають: оброблюваний матеріал - високолегована сталь; матеріал ріжучої частини свердла - швидкорізальна сталь при найменшій стійкості; діаметр свердла й подача **максимальні**.

Максимальний діаметр свердла 16 мм, а подача при обробці високолегованої сталі свердлом зі сталі Р18 приймається $S_o = 0,25$ мм/об.

Розраховуємо момент [5]:

$$M = C_M \cdot D^z \cdot S^y \cdot (HB)^n \cdot K_{cu},$$

де: D - діаметр інструмента, мм;

S - подача, мм/про;

$z = 2$; $n = 0,7$; $C_M = 0,8$; $y = 0,8$.

K_{cu} - коефіцієнт **перекладу** кгс у Н;

$$M = 0,8 \cdot 16^2 \cdot 0,25^{0,8} \cdot (262)^{0,7} \cdot 10 = 26,4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Розрахунок потужності **привода** головного **руху** й вибір електродвигуна

Потужність електродвигуна головного **руху визначають** по прийнятій для розрахунку ефективної потужності, яка потрібна на різання:

$$N = \frac{N_{\text{эф.мах}}}{k \cdot \eta},$$

де k - коефіцієнт припустимого перевантаження електродвигуна, прийнятий рівним 1,2...1,3 [10];

- К.К.Д. ланцюга головного руху верстата при номінальному навантаженні; при попередніх розрахунках для верстатів з обертальним головним рухом приймають $\eta = 0,75...0,8$ [10].

$$N_{\text{эф.мах}} = \frac{N_{\text{мах}} \cdot n}{9750},$$

де n – частота обертання свердла, що відповідає умовам одержання $M_{\text{мах}}$;

$M_{\text{мах}}$ – крутний момент Н·м.

З обліком вихідних даних визначаємо $N_{\text{эф.мах}}$, кВт

$$N_{\text{эф.мах}} = \frac{N_{\text{мах}} \cdot n}{9750} = \frac{26,4 \cdot 1937}{9750} = 5,245;$$

$$N = \frac{5,245}{1,2 \cdot 0,8} = 5,46.$$

Як електродвигун приймається двигун постійного струму з тиристорним управлінням серії 4ПФ 112МУХЛ4 ТУОТА 514019 серії 4ПФ, що характеризується наступними основними даними:

1) у складі електродвигуна входить убудований тахогенератор і датчик теплового захисту;

2) захищене виконання з незалежною вентиляцією від стороннього вентилятора (Ф);

3) висота осі обертання $h = 112$ мм;

4) третя умовна довжина M с габаритами $L \times B \times H = 946 \times 265 \times 320$ мм;

5) кліматичне виконання УХЛ;

6) категорія розміщення - 4;

7) потужність - 5,5 кВт;

8) номінальна частота обертання – 1000 хв^{-1} ;

9) максимальна частота обертання – 5000 хв^{-1} ;

10) номінальний крутний момент - 37 Н·м.

Електродвигуни серії 4ПФ призначені для використання в складі комплектних тиристорних двозоннорегульованих електроприводів типу ЭПУ1.

3. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК І ДОСЛІДЖЕННЯ КОМПОНУВАНЬ ПРИВОДА ГОЛОВНОГО РУХУ ОЦ200

3.1. Аналіз особливостей конструкції

Метою розробки й дослідження верстата є створення працездатного, з поліпшеними технічними характеристиками обробного центра для свердлильно-фрезерно-розточувальної обробки корпусних деталей. Створюваний верстат буде призначений як для автономної тризмінної роботи з мінімальним втручанням виробничого персоналу, так і для роботи в складі ГПС. При цьому передбачається зниження вартості продукції, що випускається, підвищення якості обробки деталі й підвищення продуктивності.

Для досягнення цієї мети верстат повинен бути оснащений [12]:

1. Накопичувачем столів-супутників на 6...10 позицій. Конструкція накопичувача повинна забезпечувати можливість установки й зняття столів супутників телескопічними захватами кран-штабеллера й іншими транспортними засобами.
2. Інструментальним магазином на 42...60 інструментів.
3. Пристроєм для зміни в інструментальному магазині всього комплекту інструментів або його частини.
4. Надійним, герметичним огороженням зони різання, що забезпечує зручність при налагодженні й оглядовість робочої зони.
5. Пристроєм для автоматичного виміру розмірів деталі, визначення її координат на столі супутнику й автоматичному підналагодженні верстата.
6. Пристроєм для автоматичного настроювання розточувального різця на діаметр.
7. Пристроєм для контролю цілісності інструмента й автоматичної заміни поламаного або ресурс, що відробив свій.

					БР ГМ – 17да			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Лимарь			Кінематичний розрахунок	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Кроль					37	
Реценз.						СНУ ім. В. Даля		
Н. Контр.								
Утверд.		Соколов						

8. Автоматично змінюваної по напрямку подачі СОЖ у зону обробки залежно від довжини й діаметра інструментів.

Вихідні дані для дослідження оброблювального центру систематизовані в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Вихідні дані

Частоти обертання, об/хв		Межі подач, мм/хв		Момент, що крутить, Н·м	Окружна сила різання, Н	Зусилля подач, Н	Тягове зусилля, Н	
n_{max}	n_{min}	S_{max}	S_{min}	$M_{кр}$	$P_{різ}$	$P_{н(подач)}$	Q_x	Q_y
8000	125	630	36	26,4	3695	3695	4808	5565

Розглянемо особливості конструкції базової моделі обробного центра IP 200.

Конструктивні особливості верстата моделі IP 200 наступні:

- всі вузли й механізми верстата змонтовані на жорсткій станині коробчатої форми, розрахованої для установки станини без закріплення на фундаменті;

- робочий поворотний стіл, механізм зміни столів-супутників і стійки, що несе магазин інструментів, закріплені на жорсткій підставі;

- на цьому ж підставі встановлюється накопичувач столів-супутників;

- лобова безконсольна шпindelна бабка змонтована на стійці порталного типу, що має хрестове переміщення по осях X, Y;

- всі базові деталі забезпечують необхідну жорсткість і вібростійку при високопродуктивній обробці й тривале збереження первинної точності верстата;

- робоча зона верстата й всі його вузли й механізми мають обгороджування, що забезпечують безпечні умови при експлуатації верстата.

Фрагмент загального виду й основні кінематичні ланцюжки, розглянуті вище представлені на мал.3.1.

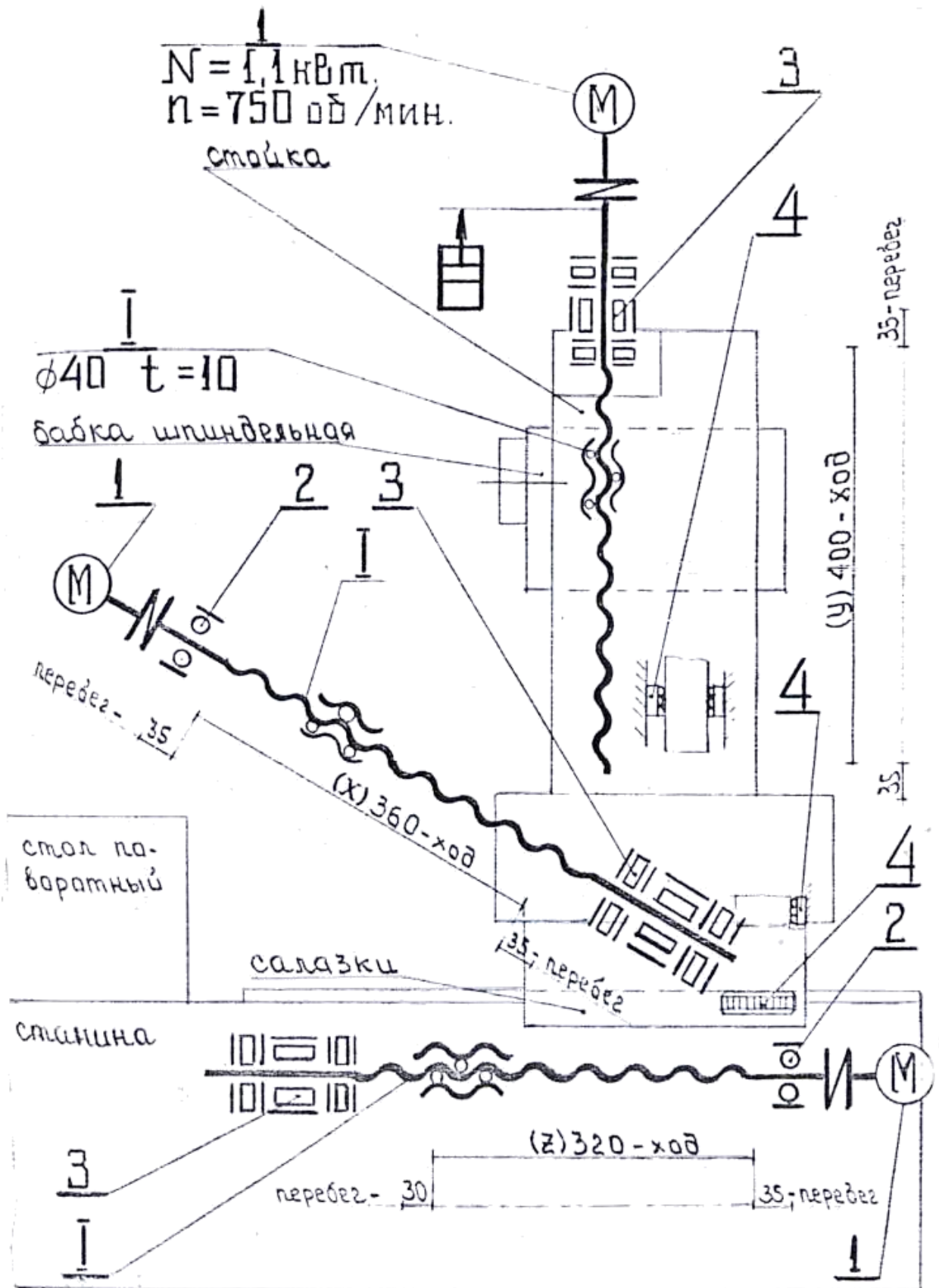


Рис. 3.1. Фрагмент констрування оброблювального центра моделі ОЦ200 з основними кінематичними ланцюжками

3.2. Дослідження кінематичних можливостей ОЦ

Як було відзначено вище (гл.1) у приводах головного руху ОЦ переважно застосовують регульовані приводи із двигуном постійного струму й тиристорним перетворенням напруги. Необхідність регулювання частоти обертання при постійному моменті в одній частині діапазону зміни, і з постійною максимально припустимою потужністю в іншій приводить до двозонного регулювання [4].

Тому що частота обертання змінюється нагору від номінальної в невеликому діапазоні, що визначається комутаційними можливостями двигунів постійного струму ($D_p = \text{const} = 1:4$), те виникає необхідність (по технологічних вимогах) збільшити діапазон D_p , а отже ввести додаткову коробку швидкостей.

У результаті аналізу відомих моделей обробних центрів IP200, МЦ200 і обраного електродвигуна як привод (п.2.4) у якості вихідних кінематичних даних приймаються:

$$- n_{\text{эл.маx}} = 5000 \text{ хв}^{-1};$$

$$- n_{\text{эл.ном}} = 1000 \text{ хв}^{-1};$$

$$- n_{\text{эл.мин}} = 375 \text{ хв}^{-1};$$

$$- n_{\text{мин}} = 125 \text{ хв}^{-1};$$

$$- n_{\text{маx}} = 8000 \text{ хв}^{-1};$$

Розрахунок кінематичних характеристик здійснюється по наступному алгоритмі [2, 13].

1. На основі швидкісних характеристик визначається діапазон регулювання частоти обертання шпинделя $D_{\text{ш}}$

$$D_{\text{ш}} = \frac{n_{\text{маx}}}{n_{\text{мин}}} = \frac{8000}{125} = 64.$$

2. Визначимо розрахункову частоту обертання шпинделя n_p , хв^{-1}

$$n_p = n_{\text{мин}} \cdot (\sqrt[3]{D_{\text{ш}}} \dots \sqrt[4]{D_{\text{ш}}}) = 125 \cdot (\sqrt[3]{64} \dots \sqrt[4]{64}) = (500 \dots 350).$$

Приймаємо $n_p = 400 \text{ хв}^{-1}$.

3. Визначимо діапазон обертання електродвигуна при $N = \text{const}$

$$D_{\text{эл.}N} = \frac{n_{\text{эл.маx}}}{n_{\text{эл.ном}}} = \frac{5000}{1000} = 5.$$

4. Визначимо номінальний діапазон обертання шпинделя при $N = \text{const}$

$$D_{\text{шп}N} = \frac{n_{\text{маx}}}{n_p} = \frac{8000}{400} = 20.$$

5. Визначимо діапазон регулювання частоти обертання електродвигуна P_3 , розроблювального привода головного руху. Двигун експлуатується із частотою обертання в межах $315 \dots 5000 \text{ мін}^{-1}$

$$P_3 = \frac{n_{\text{эл.маx}}}{n_{\text{эл.мин}}} = \frac{5000}{315} = 15,87 \approx 16.$$

6. Визначимо число ступенів регулювання z_3 електродвигуна 4ПФ 112МУХЛ4 ТУОТА 514019 серії 4ПФ (для геометричного ряду частот обертання) шляхом перетворення наступного співвідношення

$$P_3 = \frac{n_{\text{эл.маx}}}{n_{\text{эл.мин}}} = \varphi^{z_3 - 1}.$$

Число ступенів регулювання частоти обертання електродвигуна з $\varphi = 1,26$ становить

$$z_3 = 1 + \frac{\lg P_3}{\lg \varphi} = \frac{\lg 16}{\lg 1,26} = 12,94 \approx 13.$$

7. Визначимо число ступенів коробки швидкостей $z_{\text{кc}}$

$$z_{\text{кc}} = 1 + \frac{\lg R_{\text{кc}}}{\lg \varphi_{\text{кc}}} = 1 + \frac{\lg \left(\frac{8000}{125} \right)}{\lg 1,26} = 18,99 \approx 19.$$

8. Визначимо число механічних ступенів коробки швидкостей z_M

$$z_M = \frac{z_{\text{кc}}}{z_3} = \frac{19}{13} = 1,46.$$

Приймаємо $z_M = 2$.

Розгорнута структурна формула елементарної двухвалової коробки на 19 ступенів зміни частот обертання представляє:

$$z_{\text{кк}} = p_1(x_1) \cdot p_2(x_2),$$

де p_1, p_2 - число ступенів частот обертання в першій і другій групі передач;

x_1, x_2 – характеристики групових передач;

$z_{\text{кк}}$ – число ступенів частот обертання шпинделя коробки швидкостей.

Для основної групи передач характеристика x_1 і перепад між ступенями частот обертання визначається

$$\varphi^{x_1} = \varphi^1.$$

Для наступної групи передач $x_2 = p_1$ і перепад становить

$$\varphi^{x_2} = \varphi^{p_1}.$$

Розглянемо побудову розгорнутої структурної формули на прикладі

$$z = p_1 \cdot p_2 = 13 \cdot 2;$$

$$z = p_1(x_1) \cdot p_2(x_2) = 13(1) \cdot 2(13) = 26.$$

Тут $x_1 = 1; x_2 = p_1 = 13$.

Для одержання $z_{\text{кк}} = 19$ використовуємо структури зі збігом швидкостей, для чого зменшуємо характеристику першої переборної групи й одержуємо структурну формулу

$$z_{\text{кк}} = 13(1) \times 2(13-7) = 13_1 \times 2_6 = 19.$$

9. Обчислимо загальне передатне відношення $i_{\text{общ.}}$

$$i_{\text{общ.}} = \frac{n_p}{n_{\text{ном}}} = \frac{400}{1000} = 0,4;$$

$$i_{\text{общ.}} = \frac{1}{\varphi^p} = 0,4;$$

$$i_{\text{общ.}} = \frac{1}{\varphi^4}; \varphi^p = 2,5; p = 4; (\varphi = 1,26).$$

10. Розподілимо передатне відношення по ступенях (1-а ступень - зубчаста пасова передача (p); 2-а ступень - прямозуба циліндрична передача (зуб)):

$$i_{\text{обш.}} = \frac{1}{1,26^4} = \frac{1}{1,26^1} \cdot \frac{1}{1,26^3};$$

$$i_p = \frac{1}{\phi^1} = \frac{1}{1,26} = 0,794;$$

$$i_{\text{зуб}} = \frac{1}{\phi^3} = \frac{1}{2}.$$

Визначимо діаметри шківів пасової передачі з обліком найближчої стандартної величини

$$\frac{d_1}{d_2} = 0,794 \cdot \frac{1}{\varepsilon} = 0,794 \cdot \frac{1}{0,985} \approx \frac{80}{100}; \quad d_1 = 80 \text{ мм}; \quad d_2 = 100 \text{ мм},$$

Де ε - коефіцієнт проковзування ременя.

11. Визначимо число зубів зубчастої передачі. Сума чисел зубів сполучених циліндричних коліс із прямими зубами визначається по нормалі Н21-5 (при однакових модулях передач однієї групи).

Виходячи зі сталості міжосьової відстані й чисел зубів можна записати

□

$$z_x = 2 \cdot z_0 \cdot \frac{f_x}{f_x + q_x}; \quad z'_x = 2 \cdot z_0 \cdot \frac{q_x}{f_x + q_x}; \quad 2 \cdot z_0 = K \cdot E; \quad E_{\text{min}} = \frac{z_{\text{доп.}} (f_x + q_x)}{K \cdot f_x},$$

де z_x, z'_x - числа зубів провідного й веденого колеса;

$2 \cdot z_0$ - сума чисел зубів сполучених колес;

f_x - чисельник передатного відношення;

q_x - знаменник передатного відношення;

K - найменша кратна сума $(f_x + q_x)$;

E - ціле число;

$z_{\text{доп.}}$ - мінімальне число зубів.

При виборі $z_{\text{доп}}$ варто врахувати, що з умов підрізання ніжки зуба мінімальне значення $z \geq 20$; при цьому число зубів береться тим більше, чим більше окружна швидкість ($k = 1,4 \dots 1 \dots 1,6$). У такий спосіб вибираємо $z_{\text{доп}} = 1,5 \cdot 20 = 30$.

Передатні відносини групи передач між валами I і II обчислюються по наступних залежностях:

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{2} = \frac{f_1}{q_1}; \quad i_2 = \varphi^3 = \frac{2}{1} = \frac{f_2}{q_2}.$$

Отже,

$$f_1 + q_1 = 1 + 2 = 3;$$

$$f_2 + q_2 = 2 + 1 = 3.$$

Звідси найменше кратне сум $(f_x + q_x)$ – величина $K = 3$.

Значення E_{\min} для мінімального передатного відношення i :

$$E_{\min} = \frac{z \cdot (f_1 + q_1)}{K \cdot f_1} = \frac{30 \cdot (1 + 2)}{3 \cdot 1} = 30.$$

Сума чисел зубів сполучених коліс $2 \cdot z_0 = K \cdot E_{\min} = 3 \cdot 30 = 90$. Отриману суму зубів уточнюють за нормаллю Н21-5 с урахуванням міжцентрової відстані $a_w = 90$ мм и модуля $m = 2$. Приймаємо $2 \cdot z_0 = 90$.

Число зубів сполучених коліс визначають по наступних залежностях:

$$z_1 = 2 \cdot z_0 \cdot \frac{f_1}{f_1 + q_1} = 90 \cdot \frac{1}{1 + 2} = 30; \quad z_1' = 2 \cdot z_0 \cdot \frac{q_1}{f_1 + q_1} = 60$$

Для підвищувальної передачі $i_2 = \frac{2}{1}$ числа зубів z_2 і z_2' визначається

з наступної системи рівнянь

$$\begin{cases} z_2 + z_2' = 90; \\ z_2 = 2 \cdot z_2'. \end{cases}$$

Рішення цієї системи: $z_2 = 60$; $z_2' = 30$.

Побудова графіка частот обертання

На рис.3.2 показаний графік частот обертання відповідно до наведеного вище розрахунками.

Графік показує можливість електромеханічного регулювання частот обертання (електричне безступінчасте регулювання в поєднанні з

шестеренчастою коробкою швидкостей). При цьому зміна частоти здійснюється як зміною частоти обертання електродвигуна так і перемиканням швидкостей коробки передач. У даному графіку є такі діапазони регулювання:

Діапазони регулювання

Таблиця 3.2

Діапазон регулювання, хв^{-1}	Спосіб регулювання
125 - 400	діапазон регулювання коробки швидкостей з постійним моментом
400 – 8000	діапазон регулювання коробки швидкостей з постійною потужністю
125 – 8000	діапазон регулювання частоти обертання приводу головного рухові
315 – 1000	діапазон регулювання швидкості двигуна при постійному моменті
1000 – 5000	діапазон регулювання швидкості двигуна при постійній потужності

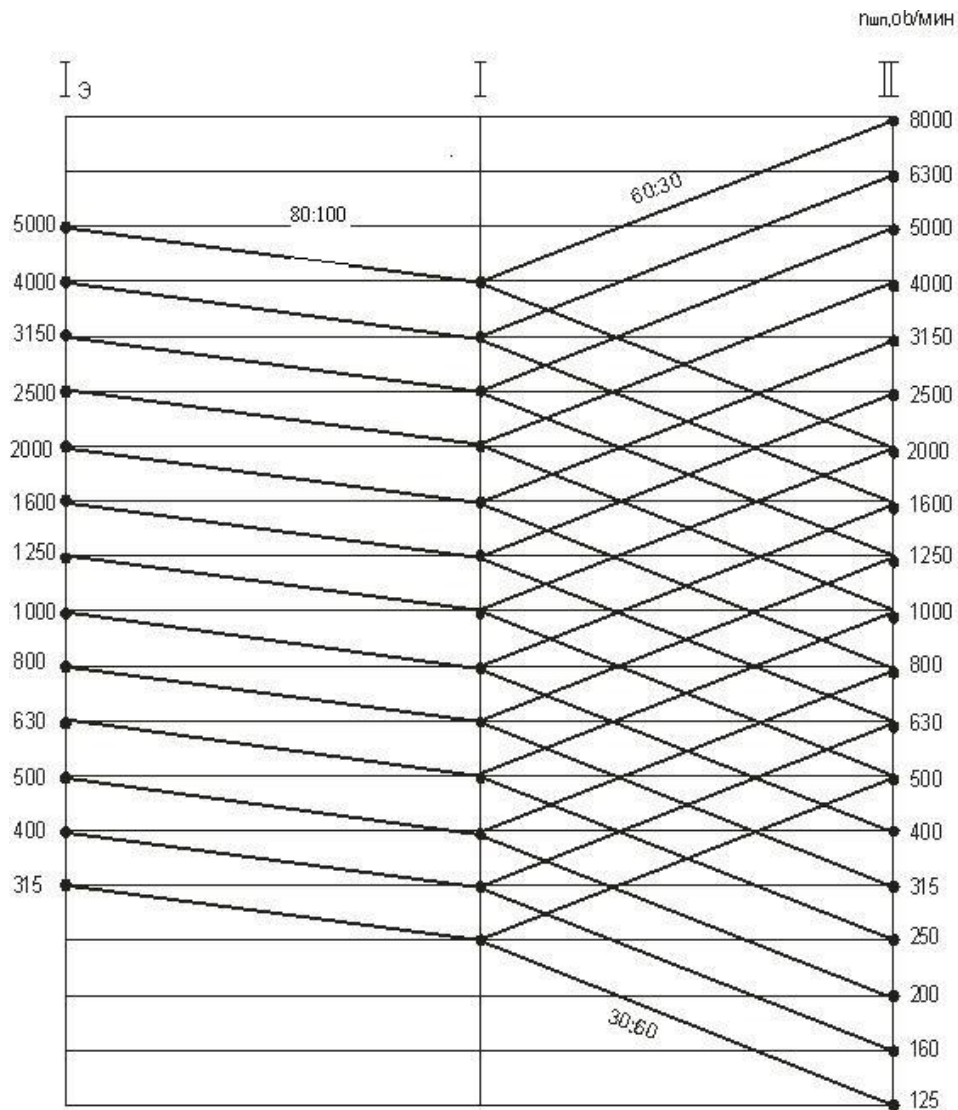


Рис.3.2 Графік частот обертання ОЦ200

3.3. Дослідження подовжнього й поперечного компонентування коробки швидкостей ОЦ200

Обробний центр ОЦ 200 має портальне компонентування з подовжньо рухливими хрестовими ползками, по яких поперечно переміщається портальна стійка, що несе вертикально-рухливу шпindelьну бабку (рис.4.1).

На рис.3.3 представлена кінематична схема привода головного руху розглянутого верстата.

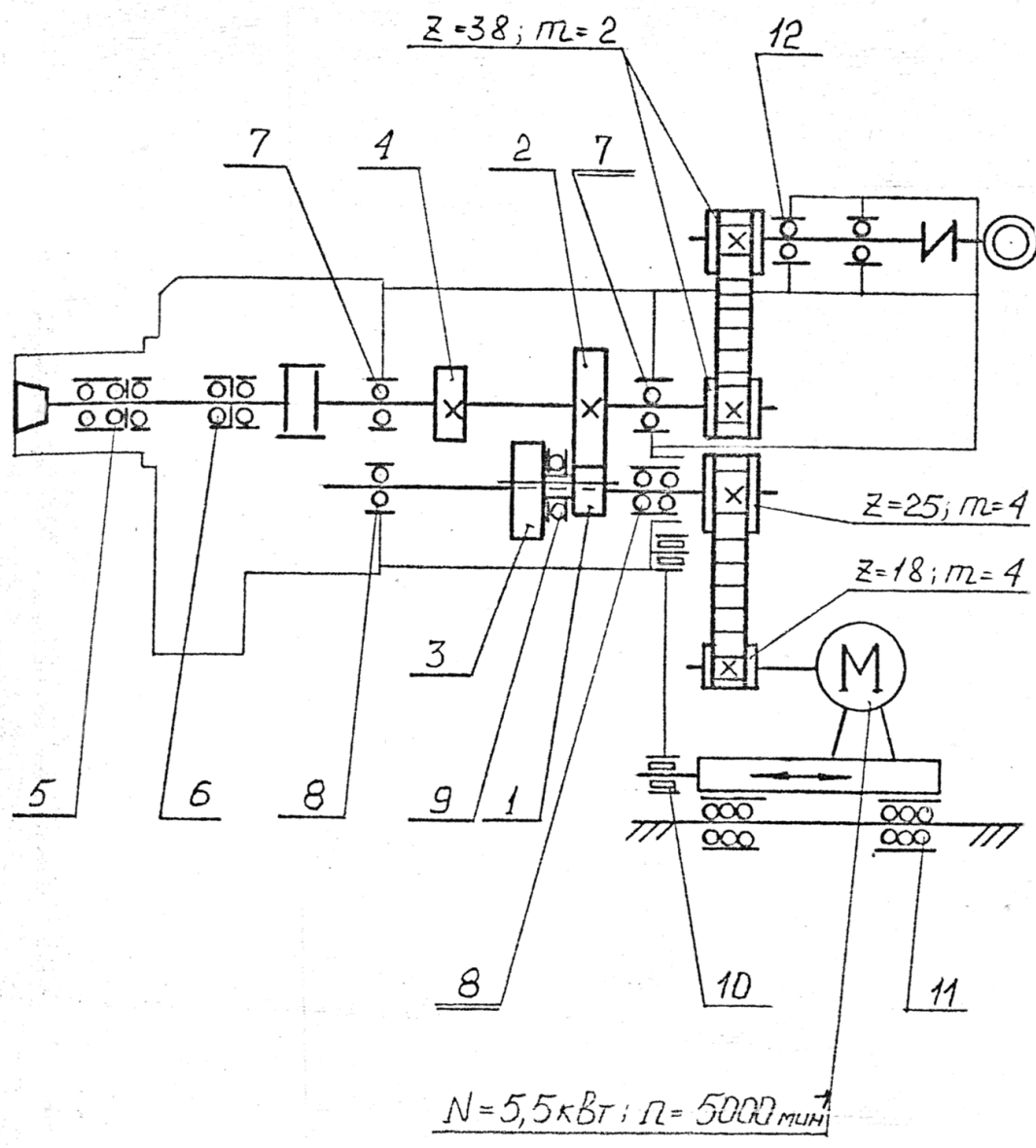


Рис.3.3. Кінематична схема привода головного руху

4. РОЗРАХУНОК І МОДЕЛЮВАННЯ ПРИВОДА ГОЛОВНОГО РУХУ ОБРОБЛЮВАЛЬНОГО ЦЕНТРУ ОЦ200

4.1. Передачі зубчастим ременем (ПЗР)

Передача зубчастим ременем (ПЗР) займає в класифікації механічних передач проміжне місце між передачами зачепленням (зубчастими, черв'ячними.) і ремінними передачами тертям з плоскими, клиновими й поліклиновими ременями. Наявність гнучкої ланки - зубчастого ременя, відносить ПЗР до ремінних передач. А за способом передачі рухові - за рахунок геометричного замикання (зуби ременя зачіпляються йз зубами шківів), ПЗР знаходяться в групі передач зачепленням. Через таку подвійність, ПЗР частково поєднує в собі як властивості передач зачепленням, так і властивості ремінних передач тертям [18].

Достоїнства ПЗР: відсутність ковзання (наслідок цього - постійність передавального числа при зміні зовнішнього навантаження); малі лещата на вали й опори; досить високий ККД (91...97 %); можливість роботи при високих швидкостях (до 50 м/с); відносно малі габарити.

У тієї ж години, ПЗР не має однієї переваги ремінних передач тертям - здібності обертання приводу при не розрахункових перевантаженнях за рахунок пробуксовки ременя на шківвах.

Зубчасті ремені виготовляють з бутадієн - нітрильних каучуків, поліуретану або неопрену двома способами: литвом (завдовжки до 800 мм), із застосуванням збірки (завдовжки до 3142,5 мм). Усередині ременя розташований куля (корд), що несе, у вигляді сталевого або стекловолоконного троса. Основні розміри зубчастих ременів і шківів визначені галузевим стандартом ОСТУ 38-05114-76. Метод розрахунку ПЗР встановлений ОСТУ 38-05227-81.

					БР ГМ – 17да						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Розрахунок і моделювання приводу			Лит.	Лист	Листов	
Разраб.	Лимарь									57	
Провер.	Кроль										
Реценз.											
Н. Контр.											
Утверд.	Соколов				СНУ ім. В. Даля						

Зубчасті ремені є замкнутими стрічками, на внутрішній стороні яких є зуби трапецеїдального профілю, рис. 4.1.

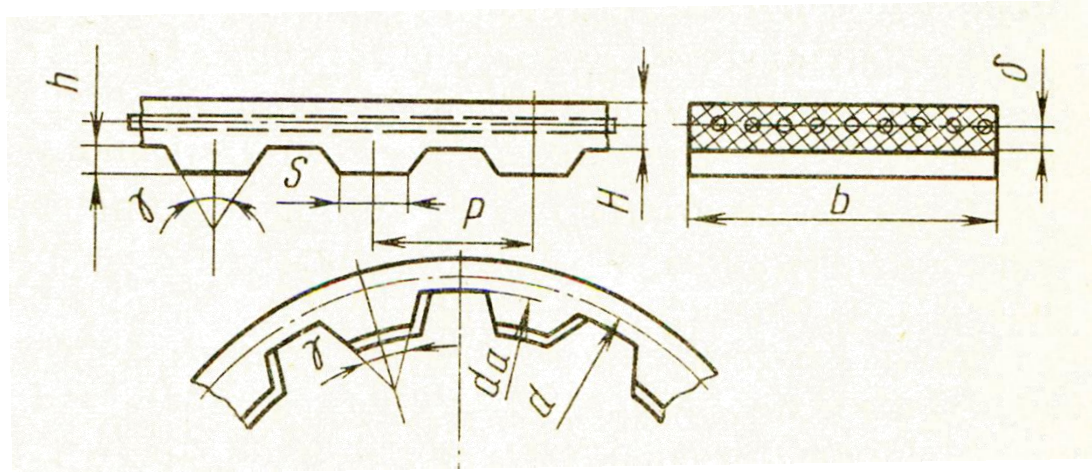


Рис. 4.1. Основні параметри зубчастого ременя

Чисельні значення параметрів зубчастих ременів приведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Параметри зубчастих ременів

$m=P/?$	P	S	h	H	δ	γ^0	b	z_p	$S_{ш}$	$h_{ш}$
1,0	3,14	1,0	0,8	1,6	0,4	50	3,0...12...12,5	40...160	1,0	1,3
1,5	4,71	1,5	1,2	2,2	0,4	50	3,0...20...20,0	40...160	1,5	1,8
2,0	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6	50	5,0...20...20,0	40...160	1,8	2,2
3,0	9,42	3,0	2,0	4,0	0,6	40	12,5...50...50,0	40...160	3,2	3,0
4,0	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8	40	20,0...100	48...250	4,0	4,0
5,0	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8	40	25,0...100	48...200	4,8	5,0
7,0	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8	40	40,0...125	56...140	7,5	8,5
10,0	31,42	12,0	9,0	15,0	0,8	40	50,0...200	56...100	11,5	12,5

Примітки: 1. z_p – число зубів ременя з ряду:

40,42,45,48,50,53,56,60,63,67,71,75,80,85,90,95,100,105,112,115,125,130,140,150,160,170,180,190,200,210,220,235,250.

2. Ширина ременя b вибирається з ряду: 3,0; 4,0; 5,0; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,0; 63,0; 80,0; 100,0; 125,0; 160,0; 200,0.

3. Довжина ременя $L_p = \pi \cdot t \cdot z_p$.

4. Параметри $S_{ш}$ і $h_{ш}$ відносяться до шківів ПЗР.

Основним параметром зубчастого ременя є модуль $m=P/\pi$, де P - крок зубів.

Алгоритм розрахунку ПЗР обробного центра

Двигун приводу головного руху постійного струму має двозонне регулювання частоти обертання : долілиць від номінальної частоти обертання - при постійному моменті; і вгору - при постійній потужності:

Потужність на провідному шківі $P_1=5,5$ кВт. Провідний шків встановлений на валу електродвигуна постійного струму в приводі головного руху оброблювального центру.

Номінальна частота обертання провідного шківа $n_1=1000$ хв⁻¹ .

Передавальне число $U = 1,27$.

Режим роботи -двозмінний.

Натяжний ролик не передбачений.

У конструкції верстата передбачені три зубчастих ременні передачі, дві в приводі головного руху й одна в приводі поворотного стола. Спрощена схема зубчастої пасової передачі привода головного руху представлена на рис. 4.2.

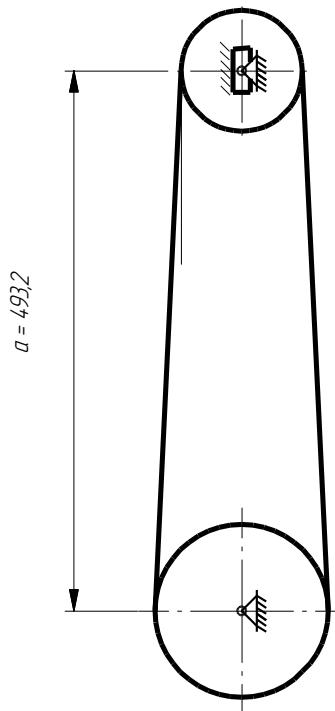


Рис. 4.2 Спрощена схема зубчастої пасової передачі

Ремені для передачі підбиралися відповідно до наявної номенклатури зубчастих ременів і можливістю розташування передач у верстаті. Проводилася перевірка міцності ременів за методикою ОСТ 3805227-81.

Остаточний варіант передач наведений нижче.

Розрахунок зубчастої пасової передачі привода головного руху.

Вихідні дані: ремінь 4-112-50 ОСТ 38.015114-76, модуль $m=4$ мм, число зубів $Z_p=112$, довга ременя $l_p=1407,84$ мм, ширина ременя $b=50$ мм, номінальна частота обертання $n_{ном}=1000$ об/хв, потужність $N=5,5$ кВт.

Визначаємо розрахункову потужність

$$N_p = N \cdot C_p,$$

де C_p - коефіцієнт режиму роботи, $C_p=1,6$ [12]

$$N_p = 5,5 \cdot 1,6 = 8,8 \text{ кВт.}$$

Швидкість ременя V визначається по формулі

$$V = \pi m Z_1 n / (60 \cdot 1000) = 3,14 \cdot 4 \cdot 18 \cdot 1000 / (60 \cdot 1000) = 3,77 \text{ м/с}$$

Розрахункова окружна сила F_p

$$F_p = 1000 \cdot N_p / V = 1000 \cdot 8,8 / 3,77 = 2336 \text{ Н}$$

Питома окружна сила, F_y

$$F_y = [F]_o \cdot C_u \cdot C_z \cdot C_h,$$

де C_u , C_z , C_h – поправочні коефіцієнти, що враховують відповідно: передаточне число U ; число зубів ременя Z , що перебувають у зачепленні з меншим шківом (уводиться при $Z < 6$); застосування натяжного ролика. У відповідності з довідковими даними: $C_u=1$; $C_z=1$; $C_h=1$ [13];

$[F]_o$ – окружна сила, що допускається гранична, переданим ременем шириною 1мм.

Після підстановки вищенаведених коефіцієнтів у формулу питомої окружної сили, одержимо

$$F_y = 25 \text{ Н/мм.}$$

Розрахункова ширина ремня b'_p визначається по наступній залежності

$$b'_p = F_p / (F_y - q \cdot V^2),$$

де q - маса 1 м ремня шириною 1 мм,

$$q = 6 \cdot 10^3 \text{ кг};$$

$$b'_p = 2336 / (25000 - 0,06 \cdot 3,77^2) = 0,053 \text{ м} = 53 \text{ мм}.$$

Ширина ремня b_p з урахуванням виправлення визначається вираженням

$$b_p = b'_p / C_{ш} = 53 / 1,1 = 48,2 \text{ мм}.$$

де $C_{ш}$ – поправочний коефіцієнт, що враховує вплив неповних витків корду в бічних сторін ремня. Відповідно до табличними даного [13]: $C_{ш} = 1,1$.

Тому що ширина ремня вибирається з нормалізованого ряду, то приймаємо значення ширини ремня $b_p = 50 \text{ мм}$.

Розміри шківів зубчастої пасової передачі наведені в табл.4.2

Таблиця 4.2

Розміри шківів ПЗР

Параметри шківів	Номер шківа	
	1	2
Ділильний діаметр шківа, $d = m \cdot Z_{ш}$ (мм)	80	100
Діаметр вершин зубів $d_a = d - 2 \cdot \delta \pm K$ (мм) «+» - для провідного шківа «-» - для веденого шківа	78,44	98,34
Виправлення ДО, що враховує рівень навантаження $ДО = 0,2 \cdot (F_p / b) \cdot \lambda \cdot Z_{ш}$	0,0336	0,0562
Окружний крок шківа $P_{ш}$ по середній лінії зубів $P_{ш} = (d_a - h_{ш}) / Z_{ш}$ (мм)	11,596	11,855
Ширина канавки шківа $S_{ш}$ (мм)	4	4
Глибина западини шківа $h_{ш}$ (мм)	4	4
Радіуси округлення на вершинах зубів r_1 (мм)	1,0	1,0
Радіуси округлення в западинах зубів r_2 (мм)	1,3	1,3
Кут між галузями ремня γ (град)	40	40
Довжина зуба шківа $B = b + m$ (мм)	54	54

Твердотільне моделювання рейки в модулі «APM Studio»

Розглянемо процедуру моделювання шківів передачі зубчастим ременем, конструкцію якої розглянуто вище.

Побудова моделі проводиться за таким планом [16].

1. Вибір однієї з базових площин (фронтальна) для створення плоского ескіза моделі.
2. Побудова утворюючого замкнутого контуру торцевої поверхні шківів (рис. 5.3) з розмірами перетину: $d = 100$ мм; $d_a = 98,34$ мм.

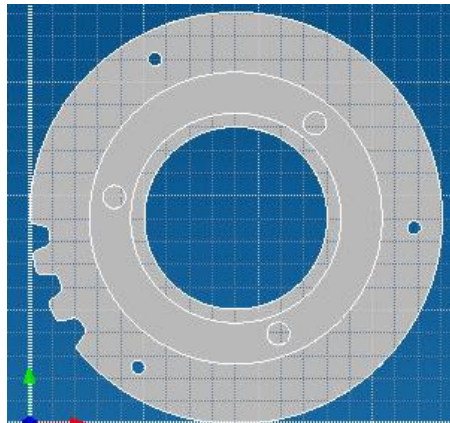


Рис. 5.3. Замкнуті контури шківів

3. Побудова утворюючого контуру зубчастої поверхні відповідно до наведених вище вихідних даних (рис.).
4. Побудова утворюючих контурів отворів під кріплення шківів (гвинтове кріплення; 3 відчини $d_1 = 5$ мм) і під базування по трьох відчини $d_2 = 4$ мм (рис. 4.3).
5. Виштовхування утворюючого контуру рейки в обох напрямках з метою здобуття твердотільної моделі рейки (рис. 4.3).

Побудову ескізу доцільно організувати так, щоб вісь Z (вісь дії сили тяжіння) була розташована у вертикальному напрямі, що еквівалентно розміщенню ескізу в площині YZ глобальної системи координат, співпадаючої

з площиною екрану. У цій ескізній площині необхідно побудувати утворюючі контури шківів зі ступицею, що виступає (рис. 4.3).

Циліндрична поверхня створюється командою «Виштовхуванням», діалогове вікно якої показано на рис. У цьому вікні задаються параметри тривимірної операції: «Дистанція» і «Напрямок». Вибір (зняття) виділення здійснюються клацанням (повторним клацанням) на будь-якому елементі цього контуру.

У результаті вживання вище перелічених операцій у режимах «Ескіз (2D - операції)» і «Моделювання» (3D - операції) генерується твердотільна модель зубчастої рейки рейкової циліндрової зубчастої передачі (рис. 4.5)

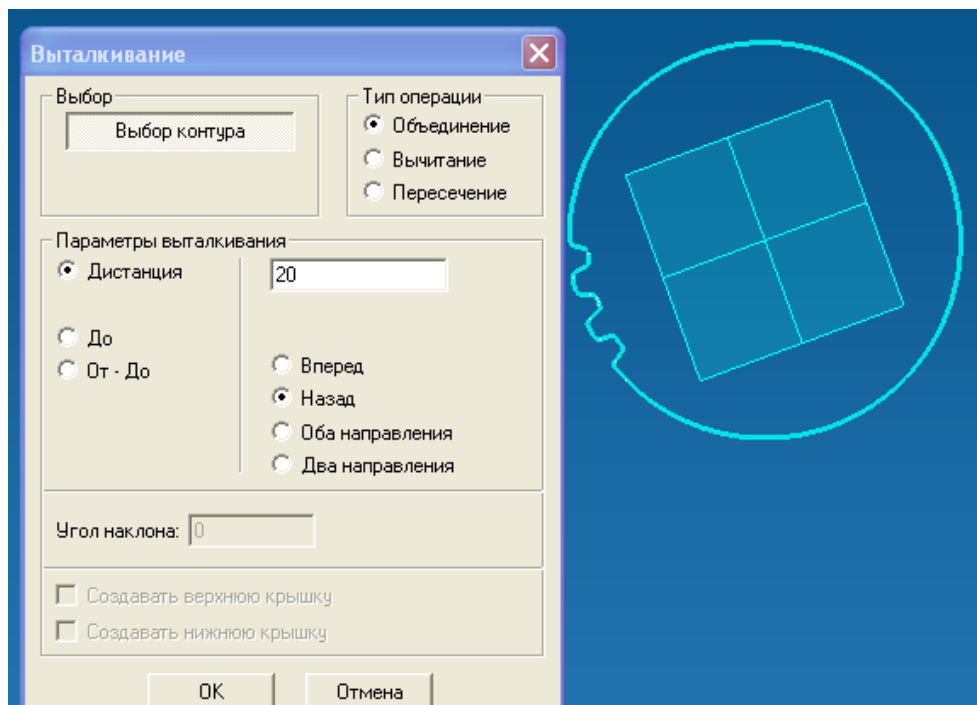


Рис.4.4. Виштовхування зубчастої поверхні

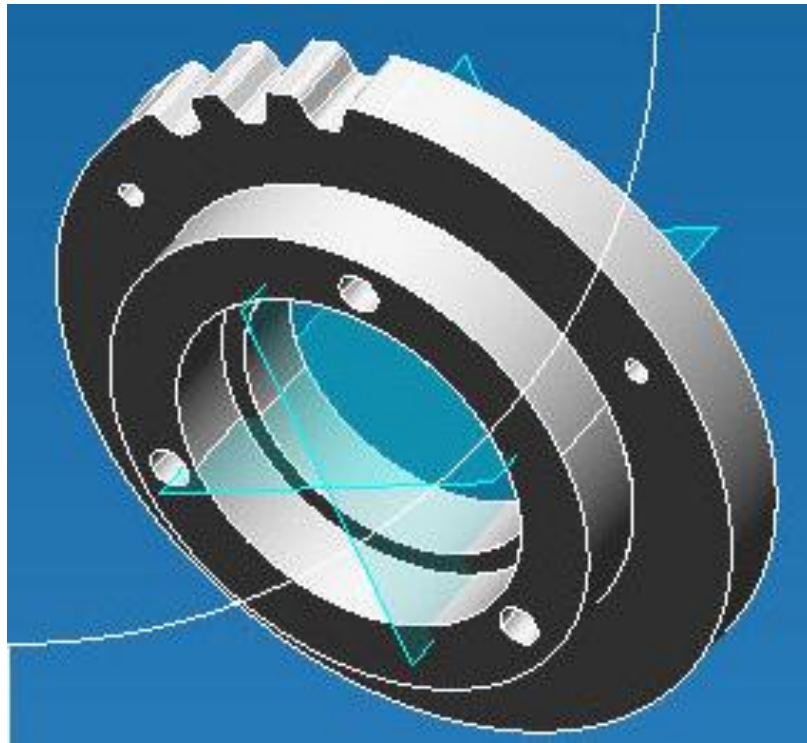


Рис. 4.5. 3D - модель зубчастої пасової передачі

Розрахунок на міцність шківів здійснюється методом кінцевих елементів [19] у модулі APM Studio. На першому етапі розрахунку здійснюється установка опори за допомогою команди «Установити закріплення». Для цього переводимо курсор миші в робоче вікно редактора й указуємо посадковий отвір шківів. Після цього в діалоговому вікні «Закріплення» фіксуємо переміщення по осі X і Z і натискаємо кнопку ОК. Далі знову вибираємо команду «Установити закріплення» і переводимо курсор миші до торцевих поверхонь шківів. Далі фіксуємо переміщення по осі Y. Після чого натискаємо кнопку ОК діалогового вікна Закріплення (рис. 4.6).

На другому етапі прикладаються сили. Для цього вибираємо команду «Прикласти тиск». Після цього переводимо курсор миші в робоче вікно редактора й указуємо поверхні зубів шківів ПЗР. Після цього в діалоговому вікні «Тиск» активізуємо режим завдання навантаження в Ньютоні, вводим значення навантаження й натискаємо кнопку ОК (рис. 4.6).

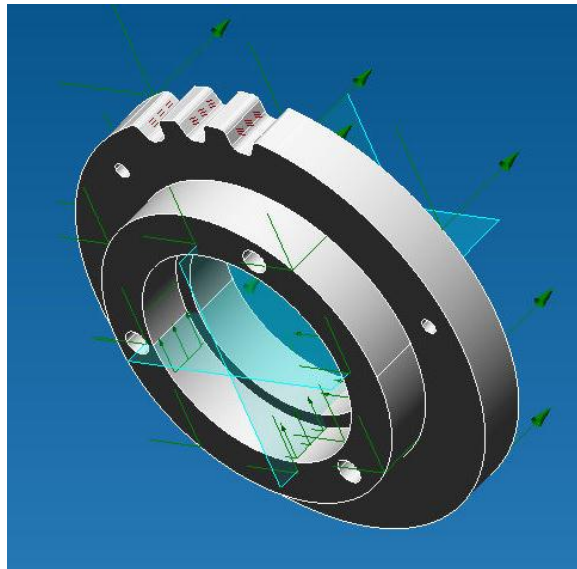


Рис. 4.6. Закріплення й сили, що діють на шків ПЗР

На третьому етапі необхідно згенерувати кінцево-елементну сітку. Вибравши команду, у діалоговому вікні можна вибрати алгоритм розбивки (для твердотільної моделі) і параметри розбивки моделі на кінцеві елементи. Для моделей зі складною геометрією можна використовувати адаптивну сітку. Суть адаптивної сітки зводиться до зменшення розміру кінцевого елемента в місцях зі змінюваною геометрією або в місцях зі складною геометрією.

В алгоритмі розбивки на об'ємні елементи можна використовувати метод «Автовибір» - спочатку система буде намагатися виконати розбивку по модифікованому алгоритмі Делоне, якщо не виходить, то заповнення нутрощів + алгоритм Делоне (модифікований алгоритм Делоне буде тетраедрізацію Делоне на безлічі тільки вузлових крапок, потім відновлює границі, потім додає внутрішні крапки так, щоб поліпшити якість тетраедрів).

На рис. 4.7 представлена конструкція шківів з кінцево-елементної сіткою, який за допомогою методу автовибору.

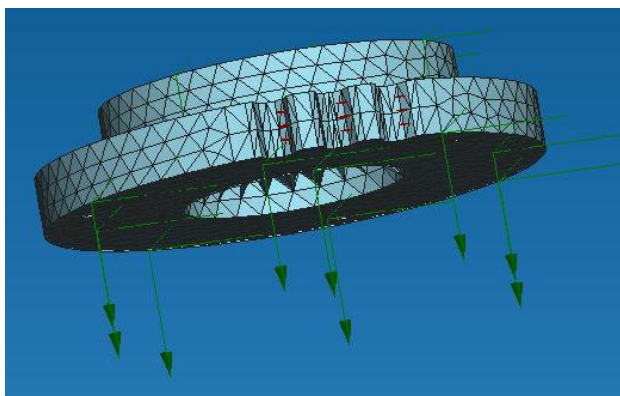


Рис. 4.7 Кінцево-елементна сітка шківа ПЗР

Після генерації кінцево-елементної сітки вибираємо команду «Розрахунок/ Розрахунок...» У діалоговому вікні, що з'явилося, вибираємо тип розрахунку: статичний. Після проведення розрахунку доступні результати: команда «Результати / Карта результатів...» У діалоговому вікні, що з'явилося, що випадає списку вибираємо результати для перегляду: напруги й переміщення (рис. 4.8). Карти результатів доступні для перегляду безпосередньо в APM Studio.

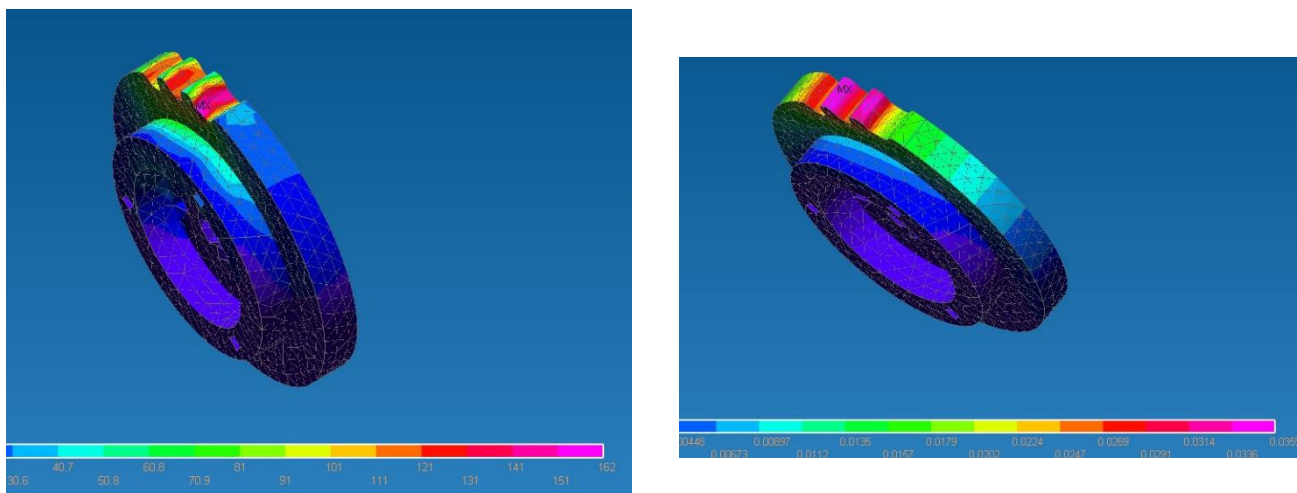


Рис. 4.8 Карта напруг і карта переміщень для шківа ПЗР

Як відомо зі зменшенням числа зубів z зменшується товщина зуба в підстави й вершини, а також збільшується кривизна евольвентного профілю. Така зміна форми приводить до зменшення міцності зуба. При подальшому зменшенні числа зубів z з'являється підрізання ніжки й міцність зуба істотно знижується. Разом з тим число зубів шківа, що моделюється $z = 25$ перевищує

число зубів на границі підрізання $z_{\min} = 17$, що дозволяє уникати підрізання ніжки зуба шківів.

Аналіз полів напруг показує, що вирішальний вплив на працездатність шківів роблять напруження вигину σ_F . Для кожного зуба напруження σ_F не є постійно діючими. Вони змінюються в часі по деякому переривчастому отнулевому циклі. Час дії σ_F за один оберт шківів дорівнює тривалості зачеплення одного зуба. Максимальні напруження вигину утворюються в кореня зуба в зоні переходу евольвенти в жолобник, але їхнього значення не перевищують припустимих: $[\sigma_F] = 145$ МПа. Це свідчить про працездатність даної передачі й ефективності її застосування в приводах головного руху.

4.2. Розрахунок валів обробних центрів

4.2.1. Основні положення

Щоб уникнути руйнування вала необхідно виконувати розрахунки на *статичну міцність, опір втоми, твердість і вібростійкість*.

За критеріями твердості й вібростійкості перевіряються вали спеціальної конструкції (значної довжини й малих діаметрів, наприклад, черв'яки, ходові гвинти) і особливих режимів роботи (при частотах обертання близьких до критичним або закритичним), [15, 16].

Особливістю розрахунку на міцність валів верстатів пов'язане зі змінним знаком напруг вигину в матеріалі обертового вала навіть при постійній величині згинального моменту й незмінних напрямків дії сил, що викликають вигин. Крутний момент, переданий шпинделем, валом коробки швидкостей або коробки подач, коливається залежно від характеру знімаємої стружки, коливань припуску, іноді й від форми інструмента (наприклад - фрези із прямим або гвинтовим зубом).

Звідси треба, що розрахункові формули, засновані на поданні про статичний характер напруги в матеріалі вала, для розрахунків при тих числах

циклів коливань напруг, які мають місце в сучасних верстатах, непридатні. Тому основний розрахунок валів варто вести по визначенню запасів міцності стосовно границі витривалості в приблизно небезпечних перерізах, тобто, на опір втоми. Необхідність цього підтверджується спостереженнями за руйнуванням валів, що випробовували під час роботи змінні напруги.

Розрізняють *проектувальні* й *перевірочні* розрахунки валів.

Проектувальний розрахунок вала

Проектувальний розрахунок виконують із умови статичної міцності з метою орієнтовного визначення діаметрів окремих щаблів. На початку розрахунку відомий тільки обертаючий момент T . Згинальні моменти M виявляється можливим визначити лише після розробки конструкції вала, коли відповідно до загального компонування виявляють його довжину й місця додатка діючих навантажень. Тому проектувальний розрахунок вала виконують умовно тільки на крутіння, а вплив на міцність вала вигину, концентрації напруг і характеру зміни навантаження компенсують зниженням напруги крутіння, що $[\tau]_k$ допускається .

При проектувальному розрахунку валів коробка передач звичайно визначають діаметр перетину характерної ділянки: кінців вхідного й вихідного валів, місця розташування зубчастого колеса на проміжному валу. Діаметри інших ділянок призначаються при розробці конструкції вала з обліком їхнього функціонального призначення, технології виготовлення й складання.

Діаметр d , мм, розрахункового перетину вала обчислюється по відомій формулі:

$$d \geq 10 \cdot \sqrt[3]{T / (0,2 \cdot [\tau]_k)},$$

де T – обертаючий момент, що діє в розрахунковому перетині вала, $H \cdot м$;

$[\tau]_k$ – допускається напруження, що на крутіння, МПа.

Для валів зі сталей Ст. 5, Ст. 6 ГОСТ 380-71, стали 45 ГОСТ 1050-88 приймають: $[\tau]_к = 20 \dots 28$ МПа при визначенні діаметра кінця вхідного (вихідного) вала; $[\tau]_к = 14 \dots 20 \dots 20$ МПа - для діаметра ділянки проміжного вала в місці установки зубчастого колеса. Отриманий діаметр вала округляють до найближчого значення з ряду нормальних лінійних розмірів, ГОСТ 6636-69.

Після розробки ескізу вала виконуються наступні дії.

Складається розрахункова схема вала:

- реальна конструкція вала замінюється умовною балкою;

- замість підшипників в опорах балки зображуються шарніри; (для двох-опорної балки один шарнір повинен бути рухливим, другий - нерухливим; у багатоопорних балках один із крайніх шарнірів вважається нерухливим, всі інші - рухливими);

- шестірні, зубчасті й черв'ячні колеса, черв'яки, шківни, установлені на валу, замінюються силами; ці сили представлені своїми проекціями на дві ортогональні площини, наприклад, $Y = 0$ і $Z = 0$, що спрощує визначення реакцій в опорах.

1) Визначаються реакції в опорах А і В у площинах $Y = 0$ і $Z_1 = 0$: F_{AY} , F_{BY} , F_{AZ} , F_{BZ} , по яких розраховуються сумарні реакції:

$$F_A = \sqrt{F_{AY}^2 + F_{AZ}^2}; \quad F_B = \sqrt{F_{BY}^2 + F_{BZ}^2}.$$

3) Будуються епюри згинальних моментів у зазначених площинах – « M_Y » і « M_Z », а також епюра крутний моментів «Т».

4) На основі аналізу конструкції вала й епюр « M_Y », « M_Z », «Т» намічають *приблизно небезпечні перерізи* (I, II, III, ...), у які розраховуються сумарні згинальні моменти:

$$M_i = \sqrt{M_{iY}^2 + M_{iZ}^2},$$

де $i = I, II, III, \dots$,

а також крутний момент T_i й еквівалентні моменти:

$$M_{\Sigma i} = \sqrt{M_i^2 + 0.75 \cdot T_i}$$

При виборі типу опори думають, що деформації валів малі, і якщо підшипник допускає хоча б невеликий нахил або переміщення цапфи, те його вважають шарнірною опорою: шарнірно-нерухливий або шарнірно - рухливий (рис. 4.9).

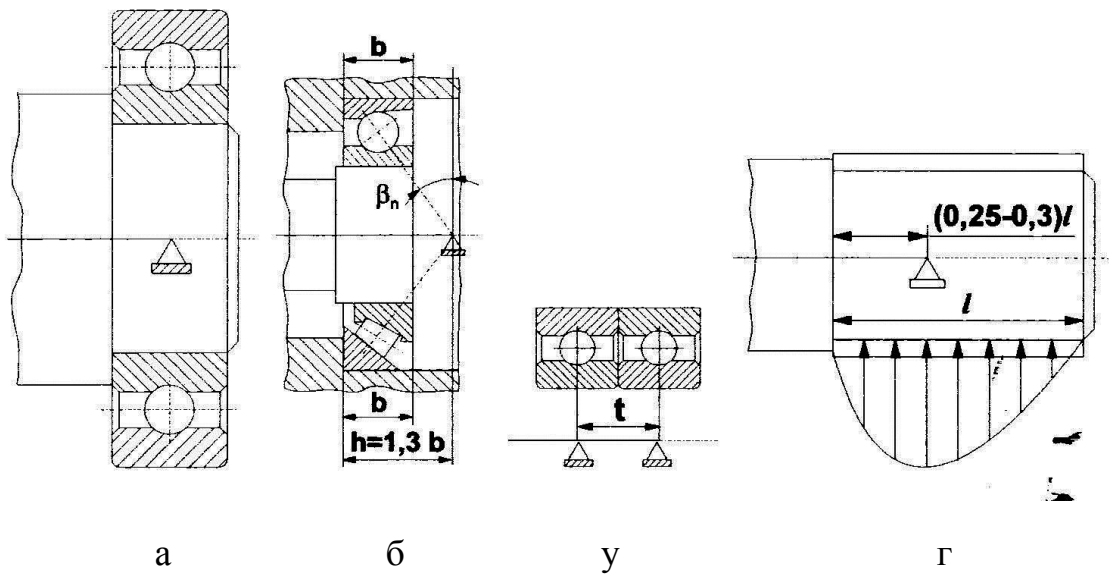


Рис. 4.9. Крапки додатка навантажень, що діють в опорах

Підшипники кочення або ковзання, що сприймають одночасно радіальні й осьові сили, розглядають як шарнірно-нерухливі (фіксуючі) опори, а підшипники, що сприймають тільки радіальні сили - як шарнірно-рухливі (плаваючі).

Реакція підшипника на вал представляється у вигляді зосередженої сили, крапка додатка якої лежить у місці перетинання нормалі в контактні тіла кочення з доріжкою й осі вала (рис. 4.9, а-в). Якщо реакція, що діє на вал з боку підшипника, розподілена уздовж шейки вала за деяким законом, то крапки додатка реакції є крапкою додатка результуючої (рис. 4.9, г).

4.2.2. Розрахунок вихідного вала коробки швидкостей
обробного центра моделі ОЦ200

Вихідні дані

Вихідними даними для розрахунку на міцність вихідного вала є:

$P = 5,5$ – передана потужність електродвигуна, кВт;

$n = 1000$ – номінальна частота обертання електродвигуна, мин^{-1} ;

$d_{p1} = 80$ – діаметр провідного шківця ремінної зубчастої передачі, мм;

$d_{p2} = 100$ – діаметр веденого шківця ПЗР, мм;

$d_1 = 60$ – ділільний діаметр провідного зубчастого колеса, мм;

$d_2 = 120$ – ділільний діаметр веденого зубчастого колеса, мм;

$m = 2$ - модуль зубчастого колеса.

Розрахунок частот обертання, потужностей і крутний моментів на валах

Кінематична схема привода головного руху обробного центру представлена на рис. 4.10.

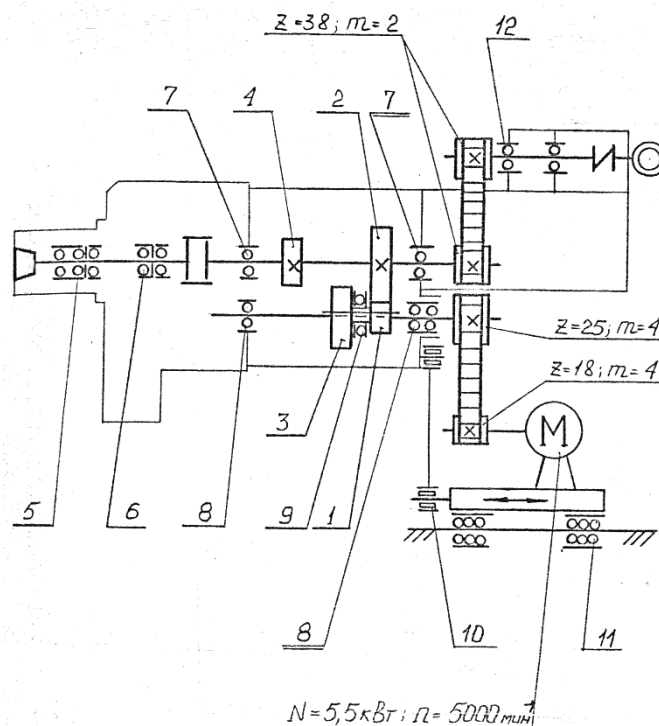


Рис. 4.10. Кінематична схема привода головного руху

На вихідний вал привода обертаючий момент передається від двигуна постійного струму 4ПФ112М через зубчасту пасову передачу 20:25 і прямозубу зубчасту передачу 30:60. Від вихідного вала обертаючий момент передається через зубчасту муфту на шпindel. Додатковий кінематичний ланцюжок зв'язує вихідний вал через зубчасту пасову передачу 38:38 з датчиком зворотного зв'язку ROD 700.

Несуча здатність вала привода визначається величиною діючих навантажень. Потужність привода є основним показником, що характеризує можливість верстата перебороти сили, що виникають у процесі обробки. Розрахунок ведеться при роботі електродвигуна з номінальною частотою $n_{ном.} = 1000 \text{ мин}^{-1}$. Графік частот обертання шпинделя представлений на рис. 3.2.

Рівняння кінематичного балансу для горизонтального шпинделя обробного центра ОЦ200

$$n_{шп} = 1000 \cdot \frac{80}{100} \cdot 0,98 \cdot \frac{30}{60} = 392 \text{ мин}^{-1}.$$

тут $1 - \varepsilon = 0,98$ – коефіцієнт пружного ковзання зубчастого ремінного ременя.

1) Визначення розрахункових частот обертання валів (хв^{-1}) коробки швидкостей, представленої на кінематичній схемі (рис. 4.10)

$$n_1 = 1000 \cdot \frac{80}{100} \cdot 0,98 = 784;$$

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{30}{60} = 392.$$

2) Визначення переданих потужностей

Номінальна потужність на валу шпинделя обробного центра ОЦ 200 визначається по формулі

$$P_{IV} = P \cdot \eta$$

де P – потужність електродвигуна, кВт;

η – умовний КПД привода без обліку втрат холостого ходу

$$\eta = \eta_{зр} \cdot \eta_{з.п.}^a \cdot \eta_{п.к.}^b,$$

де $\eta_{зр}$ – КПД зубчастої пасової передачі, $\eta_{зр} = 0.96 \dots 0.98$. Приймаємо $\eta_{зр} = 0.97$;

$\eta_{п.к.}$ – КПД підшипника. Приймаємо $\eta_{п.к.} = 0.995$;

$\eta_{з.п.}$ – КПД циліндричної зубчастої передачі. Приймаємо $\eta_{з.п.} = 0.99$;

$a = 2$ – кількість циліндричних зубчастих передач у ланцюзі привода від вала I до вала IV;

$b = 5$ - кількість підшипників там же.

Загальний ККД привода (η) можна також виразити через частки ККД – η_i , ($i = I, II$), окремих щаблів привода:

$$\eta = \eta_{II},$$

де:

$\eta_I = \eta_{зр} \cdot \eta_{п.к.}^3 = 0.97 \cdot 0.995^3 = 0.956$ ККД ланцюга привода від електродвигуна до вала I;

$\eta_{II} = \eta_I \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{п.к.}^2 = 0.956 \cdot 0.99 \cdot 0.9952 = 0.937$ - ККД ланцюга привода від електродвигуна до вала II.

$\eta_{III} = \eta_I \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{п.к.}^2 \cdot \eta_M = 0.956 \cdot 0.99 \cdot 0.9952 \cdot 0.99 = 0.913$ - ККД ланцюга привода від електродвигуна до шпинделя.

Передана потужність для кожного вала в кінематичному ланцюзі горизонтального шпинделя складе:

$$P_I = P \cdot \eta_I = 5.5 \cdot 0.956 = 5.26 \text{ кВт};$$

$$P_{II} = P \cdot \eta_{II} = 5.5 \cdot 0.937 = 5.15 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = P \cdot \eta_{III} = 5.5 \cdot 0.913 = 5.02 \text{ кВт};$$

3) Визначення крутний моментів на кожному валу від двигуна до шпинделя

$$T_{эд.} = \frac{9550 \cdot P}{n_{эд.}} = \frac{9550 \cdot 5.5}{1000} = 52,53 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_I = \frac{9550 \cdot P \cdot \eta_I}{n_I} = \frac{9550 \cdot 5.5}{784} \cdot 0.956 = 64,02 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{II} = \frac{9550 \cdot P \cdot \eta_{II}}{n_{II}} = \frac{9550 \cdot 5,5}{392} \cdot 0.937 = 125,49 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{шп} = \frac{9550 \cdot P \cdot \eta_{шп}}{n_{шп}} = \frac{9550 \cdot 5.5}{392} \cdot 0.913 = 122,38 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Результати розрахунку зводимо в таблицю 4.3.

Таблиця 4.3

Результати розрахунку

№ пп	Розрахунковий параметр	Номер вала		
		I	II	Шпиндель
1	Розрахункова частота обертання, хв ⁻¹	784	392	392
2	ККД привода від електродвигуна до шпинделя <i>i</i> , (<i>i</i> = I, II, шпиндель)	0,956	0,936	0,913
3	Номінальна потужність, кВт	5,26	5,15	5,02
4	Розрахунковий крутний момент, Н·м	64,02	125,49	122,38

ВИСНОВОК

На базі проведених досліджень конструкцій оброблювального центру ОЦ200 були отримані наступні результати:

1. Виконано аналітичний огляд робіт в області проектування сучасних багатоопераційних верстатів зі ЧПУ свердлильно-фрезерно-розточувального типу. Виявлено основні переваги такого автоматизованого встаткування. Відзначено проблеми, пов'язані з комплексними проектними розрахунками з використанням розвинених математичних методів моделювання. Зроблено вибір основного програмного продукту для досліджень - САПР «АРМ WinMachine», що розроблений у науково-технічному центрі «АІМ WinMachine».

2. Проведено класифікації компонувань обробних центрів, виявлені критерії вибору раціонального варіанта, побудовані структурні формули компонувань, як засіб ідентифікації й аналізу різних варіантів проектного встаткування.

3. Здійснено кінематичний розрахунок привода головного руху оброблюваного центра ОЦ200. Виявлено діапазони зміни режимів різання для обробки широкої гами матеріалів від високоміцних сталей до легких сплавів. Для останніх призначені високі швидкості різання (частота обертання досягає 8000 хв^{-1}). Як двигун обраний електродвигун постійного струму з тиристорним регулюванням моделі 4ПФ 112МУХЛ4 серії 4ПФ 112МУХЛ4. Побудовано графіка частот обертання привода головного руху.

4. Виконано комплексні проектні розрахунки й дослідження основних агрегатів обробного центра ОЦ200, що включають:

- розрахунок і моделювання зубчастої пасової передачі, що забезпечує плавну передачу руху від двигуна до КС із високим КПД. У модулі АРМ Studio

					БР ГМ-17да			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Лимарь			ВИСНОВОК	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Кроль					118	
Реценз.						СНУ ім. В. Даля		
Н. Контр.								
Утверд.		Соколов						

побудована твердотільна 3D - модель шків з зубчастою пасовою передачею й визначений пружно-деформований стан методом кінцевих елементів. Намічено зони концентрації напруг і дані рекомендації з удосконалення технології зубонарізування й конструкції зуборізного інструмента;

- проектний і перевірочний розрахунок вихідного вала КС і використані можливості модуля APM Shaft для комплексного аналізу конструкції вала. Представлено епюри поперечних сил, що згинають і крутять моментів, еквівалентних напруг і коефіцієнтів запасу по сталостній міцності. Крім того виконаний розрахунок на твердість - визначені параметри прогинів, кутів повороту перетинів і кутів закручування. На основі такої системної інформації, з урахуванням граничних характеристик міцності й твердості зроблена вивід про працездатність досліджуваної конструкції вала.

У результаті проведених досліджень і моделювання конструкції обробного центра досягається підвищення якості прийнятих проектних рішень і різке скорочення строків проектування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Машиностроение: Энциклопедия: В 40 тт: Раздел IV: Расчет и конструирование машин: т. IV-7: Metallорежущие станки и деревообрабатывающее оборудование/ Аверьянов О.И., Черпаков Б.И., Адоян Г.Р. – М.: Машиностроение, 2002. – 864 с.
2. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник-учебник в 3-х т. Т.1. Проектирование станков/А.С.Проников и др.- М: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994.- 444с.
3. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник-учебник в 3-х т. Т.3. Проектирование станочных систем/А.С.Проников и др.- М: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 2000.- 584с.
4. Проектирование и расчет металлорежущих станков на ЭВМ: Учебное пособие для вузов/О.В. Таратынов, О.И. Аверьянов, В.В. Клепиков и др. – М.:МГИУ,2002. – 384 с.
5. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин.-М.: АПМ, 2005. – 472 с.
6. Аверьянов О.И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ. – М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.
7. Аверьянова И.О., Скворцова С.А. Кинематика металлорежущих станков: Учебное пособие/ Под ред. Таратынова О.В.– М.: Изд-во МГИУ, 2007. – 92 с.
8. Инструмент для станков с ЧПУ, многоцелевых станков и ГПС/ И.Л. Федюшин, Я.А. Музыкант, А.И. Мещеряков и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
9. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2/ Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова, -М.: Машиностроение, 1986. – 496 с.
10. Детали и механизмы металлорежущих станков/ Под ред. Д.Н. Решетова.

					БР ГМ – 17да		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Література		
Разраб.		Лимарь					
Провер.		Кроть					
Реценз.							
Н. Контр.							
Утверд.		Соколов					
					Лит.	Лист	Листов
					120		
					СНУ ім. В. Даля		

- T2. – М.: Машиностроение, 1972.-520 с.
11. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.
 12. Бушуев В.В. Основы конструирования станков.-М.:Станкин,1992. – 520 с.
 13. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов/Под ред. В.Э.Пуша. – М.: Машиностроение.- 1986.- 586 с.
 14. Ли К. Основы САПР (CAD/CAM/CAE). – СПб.: Питер, 2004. – 580 с.
 15. Шелофаст В.В. Шелофаст Вад. В. Проектирование приводов вращения в среде АРМ WinMachine. – САПР и графика № 11, 2006. - с. 27-34.
 16. Замрий А.А. Практический учебный курс CAD/CAE АРМ WinMachine. Учебно-методическое пособие. – М.: Изд-во АПМ, 2007.– 144 с
 17. Шелофаст В.В., Чугунова Т.Б. Основы проектирования машин. Примеры решения задач. – М.: Изд-во АПМ, 2004. – 240 с.
 18. ОСТ 38.05.227 – 81. Передачи зубчатым ремнем. Методы расчета. М.: Изд-во стандартов, 1982.- 22 с.
 19. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов: Справочник/ В.И. Мяченков, В.П. Мальцев, В.П. Майборода и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 520 с.
 20. Валы и оси / С. В. Серенсен, М. Б. Громан, В. П. Кагаев, Р. М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1991. – 319 с.
 21. Решетов Д. Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
 22. Модуль проектирования валов АРМ Shaft. Руководство пользователя. – М.: Изд-во «АПМ», 2005. – 21 с.
 23. Шевченко С. В. Детали машин. Расчёты, конструирование, задачи: Учебное пособие. – К.: Кондор, 2008. - 492 с.
 24. Пуш А.В. Шпиндельные узлы. Качество и надежность.- М.: Машиностроение, 1992. -288 с.
 25. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.
 26. Попов В.И., Локтев В.И. Динамика станков, Киев: Техника.- 1975.-136 с.