

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»

Зав. кафедри ММР

_____ к.т.н., доц.

Андрій ГРЕЧКА

Кваліфікаційна робота

за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:

«Проектування привода стола агрегатного верстата»

«Design of the table drive of an aggregate machine tool»

Виконавець: здобувач вищої освіти

3-мб курсу, групи ПМ-23мб-3,

ОПП «Прикладна механіка»

Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

_____ Коцарєв Руслан Юрійович

Керівник роботи: к.т.н., доц.

_____ Андрій ГРЕЧКА

Рецензент: к.т.н., доц.

_____ Любов ОЛІЙНІЧЕНКО

Центральноукраїнський національний технічний університет

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММР
Андрій ГРЕЧКА

«_____» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА
Руслана КОЦАРЄВА

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проектування привода стола агрегатного верстата

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

3. Строк подання роботи до захисту «15» червня 2026 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є: проектування привода стола агрегатного верстата, що дає можливість забезпечити технічні характеристики для виконання заданих технологічних операцій

Завдання:

- проаналізувати існуючі конструкції приводів столів агрегатних верстатів та визначити їх переваги і недоліки;
- обґрунтовувати вибір типу привода стола відповідно до заданих технічних вимог;
- розробити кінематичну схему привода стола;
- виконати кінематичний розрахунок привода та силовий розрахунок і перевірку міцності відповідних деталей привода;
- розробити конструкторську документацію на спроектований привід;
- розробити відповідну конструкторську документацію.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
РОЗДІЛ 1	Андрій ГРЕЧКА		
РОЗДІЛ 2	Андрій ГРЕЧКА		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1	Аналітичний огляд конструкції привода стола	Квітень 2026	Вик.
2	Конструювання та вибір параметрів привода стола	Травень 2026	Вик.
3	Рорзахунки, що підтверджують працездатність проектowanego вузла верстата	Травень 2026	Вик.
4	Висновки	Червень 2026	Вик.
5	Графічна частина та оформлення	Червень 2026	Вик.

Дата видачі завдання « 13 » квітня 2026 р.

Керівник роботи _____ Андрій ГРЕЧКА
(підпис)

Завдання прийнято до виконання 13 » квітня 2026 р.

Здобувач _____ Руслан КОЦАРСВ
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Руслан КОЦАРЄВ. Проектування приводу стола агрегатного верстата. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «бакалавр»: спеціальності 131 Прикладна механіка / наук. кер. Андрій ГРЕЧКА; ЦНТУ, 2026. 37 с.

Графічна частина – 3 аркуші формату А1.

Метою роботи є: проектування приводу стола агрегатного верстата, що дає можливість забезпечити технічні характеристики для виконання заданих технологічних операцій.

Для досягнення вказаної мети необхідно виконати наступні задачі: проаналізувати існуючі конструкції приводів столів агрегатних верстатів та визначити їх переваги і недоліки; обґрунтовувати вибір типу приводу стола відповідно до заданих технічних вимог; розробити кінематичну схему приводу стола; виконати кінематичний розрахунок приводу та силовий розрахунок і перевірку міцності відповідних деталей приводу; розробити конструкторську документацію на спроектований привід.

Актуальність роботи. Привід стола агрегатного верстата є одним із найвідповідальніших вузлів, який відповідає за проблеми з якістю обробки, продуктивність верстата та його надійність у цілому. Від правильного вибору типу приводу, його кінематичні і динамічні характеристики залежать від стабільності роботи всього технологічного комплексу. Тому проектування приводу стола є актуальним інженерним завданням, що вимагає комплексного підходу та правильного технічного розрахунку.

Практичне значення: запропонована кінематична схема приводу може служити основою для подальшого проектування аналогічних вузлів агрегатних верстатів різного технологічного призначення; виконані розрахунки та розроблена конструкторська документація можуть бути впроваджені на машинобудівних підприємствах з метою модернізації або створення нового технологічного обладнання.

Ключові слова: привід стола, агрегатний верстат, кінематична схема, динамічні характеристики, технологічний комплекс.

ABSTRACT

Ruslan KOTSARIEV. Design of the table drive of an aggregate machine tool. Qualification work for the educational degree "bachelor": specialty 131 Applied mechanics / Scientific supervisor Andrii HRECHKA; CNTU, 2026. 37 p.

Graphic part – 3 sheets of A1 format.

The aim of the work is: to design a table drive for an aggregate machine tool capable of ensuring the required technical characteristics for performing the specified technological operations.

To achieve the stated objective, it is necessary to accomplish the following tasks: to analyze existing designs of table drives for aggregate machine tools and evaluate their advantages and disadvantages; to substantiate the selection of the table drive type in accordance with the specified technical requirements; to develop the kinematic scheme of the table drive; to perform the kinematic analysis of the drive; to carry out force calculations and strength verification of the corresponding drive components; and to develop the engineering documentation for the designed drive system.

The relevance of the work lies in: the table drive of an aggregate machine tool is one of the most critical assemblies, directly affecting machining quality, machine productivity, and overall operational reliability. The stability of the entire technological system depends on the correct selection of the drive type and its kinematic and dynamic characteristics. Therefore, the design of a table drive constitutes an important engineering task requiring an integrated approach and comprehensive technical calculations.

Practical significance: The proposed kinematic scheme of the drive may serve as a basis for the further design of similar assemblies for aggregate machine tools of various technological applications. The completed calculations and developed engineering documentation may be implemented at mechanical engineering enterprises for the modernization of existing equipment or the development of new technological machinery.

Keywords: table drive, aggregate machine tool, kinematic scheme, dynamic characteristics, technological system.

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

на тему:

«Проектування привода стола агрегатного верстата»»

КРБ.ПМ.26.76.02.00.00

Виконавець: здобувач вищої освіти,
3-го року навчання, групи ПМ-23мб-3,
ОПП «Прикладна механіка»
Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Коцарєв Руслан Юрійович

Керівник роботи: к.т.н., доц.

Андрій ГРЕЧКА

ЗМІСТ

Вступ	8
1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДА СТОЛА	9
1.1. Існуючі конструкції	9
1.2. Кулькогвинтові і зубчасто-рейкові передачі приводів подач.	13
2. КОНСТРУЮВАННЯ ТА ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА СТОЛА.....	19
2.1. Розробка кінематичної схеми приводу.....	19
2.2. Вибір електродвигуна приводу.....	21
2.3. Розрахунок потужностей і моментів на валах приводу.....	22
2.4. Розрахунок параметрів зубчатих коліс.....	24
2.5. Перевірочний розрахунок зубчатої передачі приводу	26
2.6. Проектний розрахунок валів та вибір підшипників	31
2.7. Розрахунок підшипників	31
ВИСНОВКИ	34
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	35

ВСТУП

Сучасний розвиток машинобудування характеризується постійним підвищенням вимог до продуктивності, точності та надійності технологічного обладнання. Одним із ключових напрямків удосконалення виробничих процесів є застосування агрегатних верстатів, які забезпечують високу продуктивність обробки завдяки одночасному виконанню декількох технологічних операцій.

Агрегатні верстати широко застосовуються в умовах серійного та масового виробництва для обробки корпусних деталей, втратити суттєво скоротити час обробки, підвищити точність виготовлення виробів та втратити самовартість продукції. Важливою складовою агрегатного верстата є привід столу, який забезпечує переміщення заготовки між робочими позиціями та визначення точності базування деталей під час обробки.

Привід стола агрегатного верстата є одним із найвідповідальніших вузлів, який відповідає за проблеми з якістю обробки, продуктивність верстата та його надійність у цілому. Від правильного вибору типу приводу, його кінематичні і динамічні характеристики залежать від стабільності роботи всього технологічного комплексу. Тому проектування приводу стола є актуальним інженерним завданням, що вимагає комплексного підходу та правильного технічного розрахунку.

Метою роботи є проектування приводу стола агрегатного верстата, що дає можливість забезпечити технічні характеристики для виконання заданих технологічних операцій.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- проаналізувати існуючі конструкції приводів столів агрегатних верстатів та визначити їх переваги і недоліки;
- обґрунтовувати вибір типу приводу стола відповідно до заданих технічних вимог;
- розробити кінематичну схему приводу стола;
- виконати кінематичний розрахунок приводу та провести силовий розрахунок і перевірку міцності відповідних деталей приводу;
- розробити конструкторську документацію на спроектований привід.

1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДА СТОЛА

1.1. Існуючі конструкції

Агрегатні верстати з ЧПУ. При різноманітті типів і модифікацій спеціалізованого устаткування найбільш ефективним є його побудова з уніфікованих елементів.

Агрегатно-модульний метод побудови забезпечує:

- побудова верстата, найбільшою мірою пристосованого для виготовлення деталей задані конфігурації і розміру (це відноситься до числа і виду координат, їхньому взаємному розташуванню, значенням переміщень по цих координатах і т.п.);
- скорочення термінів проектування;
- зниження вартості виготовлення внаслідок серійного виготовлення уніфікованих елементів на спеціалізованих заводах;
- можливість побудови верстатів силами заводів-споживачів (з уніфікованих елементів, що поставляються спеціалізованими заводами);
- збільшення надійності роботи верстатів і спрощення їхньої експлуатації в зв'язку з застосуванням апробованих конструкцій уніфікованих елементів.

В умовах багатомоделного дрібносерійного виробництва, де потрібно часта зміна технологічного процесу обробки, основною умовою ефективної роботи верстатів є можливість їхнього швидкого переналагодження на виготовлення різних деталей. Конструкції традиційних уніфікованих елементів і побудованих з них агрегатних верстатів не забезпечують такої можливості.

Задача створення швидкопереналагоджуваного технологічного устаткування зважається на базі нового покоління уніфікованих елементів верстатів.

Основною особливістю уніфікованих елементів нового покоління є те, що керувати їхньою роботою можна від пристроїв ЧПУ, що і забезпечує швидке автоматичне переналагодження верстатів, зібраних з цих елементів, на виготовлення різних деталей.

Для забезпечення керування від пристрою ЧПУ елементи оснащені електроприводами, охопленими зворотним зв'язком по положенню рухливих елементів.

Уніфіковані елементи, керовані від пристрою ЧПУ, призначені для побудови агрегатних верстатів.

Стійки зі шпиндельними бабками (рис. 1.4, а). Шпиндельні бабки 1 забезпечують автоматичне кріплення інструментальних оправок і повідомляють різальному інструменту задану частоту обертання з необхідним крутним моментом. Бабки мають два діапазони частоти обертання шпинделя, зміна якої в кожному з них здійснюється за допомогою двозонного регулювання електродвигуна постійного струму привода шпинделя від тиристорного перетворювача. Кругове положення шпинделя контролюється датчиком зворотного зв'язку БСКТ. Затиск інструментальних оправок виконується за допомогою набору тарілчастих пружин, розтискання – гідравлічний. Шпиндельні бабки (потужність привода шпинделі 11 кВт) переміщуються по стійках 2 рамні конструкції у вертикальному напрямку на напрямних кочення (танкетках) за допомогою кулькогвинтових пар. Привод вертикального переміщення здійснюється від електродвигуна постійного струму з тиристорним керуванням частотою обертання. Положення шпиндельної бабки на стійці контролюється лінійним індуктосином. На верхній площині стійки встановлений гідроциліндр, шток якого з'єднаний зі шпиндельною бабкою, забезпечуючи розвантаження бабки при її переміщенні. Змазування напрямних дозоване, імпульсне.

Столи прямолінійного переміщення трьох типів: двокоординатний – хрестовий (рис. 1.4, а) і однокоординатний – поздовжній (рис. 1.4, б) і поперечний (рис. 1.4, г). Вони забезпечують прямолінійне переміщення стійки зі шпиндельною бабкою або по одній, або по двох взаємно перпендикулярних координатах у горизонтальній площині [1, 2, 3]

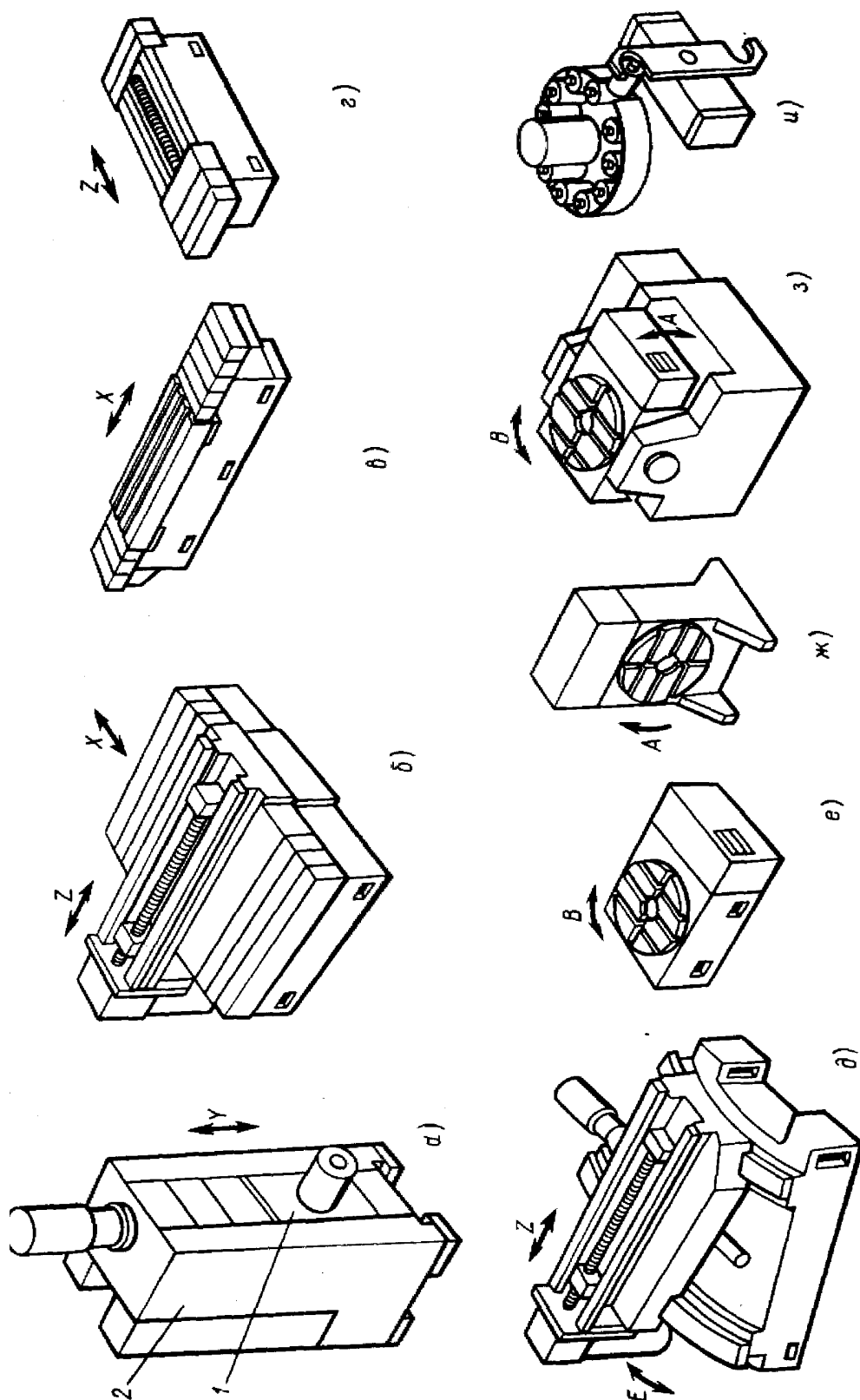


Рис. 1.4. Уніфіковані елементи, керовані від пристроїв ЧПУ

Конструкція елементів, привод і вимірювальні пристрої контролю положення, що забезпечують координатні переміщення, аналогічні конструкції

відповідних елементів, що забезпечують переміщення шпиндельної бабки по стійці.

Стіл хрестово-поворотний двокоординатний (рис. 1.4, д) забезпечує прямолінійне переміщення стійки зі шпиндельною бабкою паралельно осі шпинделя і розворот стійки щодо центра столу кругового руху верстата. Механізми прямолінійного переміщення столу виконані так само, як і в столах прямолінійного переміщення. Напрямними кругового руху є опора ковзання (торцева напрямна) і опора кочення (радіальна напрямна). Привод кругового руху здійснюється від електродвигуна постійного струму за допомогою кулькогвинтової пари, що може розвертатися в горизонтальній площині. Контроль положення рухомих елементів столу виконується круговим індуктосином. Кругова координата споряджена гідравлічним затиском.

Столи кругового руху (двох типів) з горизонтальною (рис. 1.4, е) і вертикальною (рис. 1.4, ж) віссю обертання планшайби забезпечують поворот оброблюваної заготовки на заданий кут з необхідною кутовою швидкістю.

Поворот планшайби виконується на напрямних кочення. Привод повороту планшайби здійснюється від електродвигуна постійного струму з тиристорним керуванням частотою обертання. Положення планшайби контролюється круговим індуктосином. Столи споряджені гідрозатиском планшайби (за допомогою фрикційних дисків) і колекторами підведення гідроживлення через центр столу.

Стіл похило-поворотний (рис. 1.4, з) складається з двох вузлів: столу кругового руху і вузла нахилу столу кругового руху щодо горизонтальної осі, що забезпечує поворот оброблюваної заготовки навколо двох просторових осей. Нахил столу кругового руху виконується на опорах кочення за допомогою черв'ячної передачі від електродвигуна постійного струму з тиристорним керуванням швидкістю нахилу. Положення столу кругового руху (кут нахилу) контролюється круговим індуктосином. Вузол нахилу споряджений гідравлічним затиском [4, 5, 6]

Механізм автоматичної зміни інструментів (рис. 1.4, и) забезпечує збереження певного числа інструментальних налагоджень (в інструментальному магазині), їхнє транспортування в зону зміни і перевантаження механізмом зміни в шпиндель верстата і назад.

Інструментальний магазин – дискового типу, з кількістю гнізд, рівним 30, з поворотним гніздом у позиції перевантаження. Перевантаження інструментальних оправок з магазину в шпиндель і назад виконуються грейфером. Висування і поворот грейфера здійснюється від двох гідроциліндрів.

Пристрій пошуку інструментів – кодове. Кодові ознаки виконані на інструментальних оправках.

1.2. Кулькогвинтові і зубчасто-рейкові передачі приводів подач.

Для забезпечення динамічної стійкості привода подач, що стежить, верстатів із ЧПУ, високої точності відпрацьовування переміщень, що задаються числовою програмою, а також надійності і стабільності роботи привода розроблені і впроваджені конструкції різних пристроїв, призначених для забезпечення гарантованих зазорів у кінематичних ланцюгах, у тому числі й у редукторах верстатів із ЧПУ.

Найбільш навантажені елементи гвинта наступні: робоча різьбова поверхня СП70х10 мм, опорна поверхня гвинта діаметром 50 мм під посадку підшипників, кріпильна поверхня з різьбою М48х1,5 мм.

Тому що точність переміщення залежить від точності виготовлення гвинта кулькової пари і профілю його різьби, відхилення геометричної форми різьби СП70х10 мм не повинні перевищувати 0,015 мм на всій довжині. Помилка кроку повинна бути не більше $\pm 0,006$ мм у межах одного кроку, накопичена помилка на довжині 300 мм повинна складати не більш 0,018 мм і на всій довжині винта не більш 0,04 мм. На рис. 1.7, б показаний профіль різьби в нормальному перетині з кулькою діаметром 7 мм. Допуск биття профілю різьби СП70х10 мм і поверхні діаметром 50 мм щодо бази А повинен бути 0,02

мм. Овальність і конусоподібність поверхонь діаметром 50 мм не повинна перевищувати 0,008 мм на всій довжині гвинта. Гвинт виготовляють зі сталі 40ХНМА. Різьбову частину термічно обробляють струмами високої частоти до одержання твердості HRC 57-59 і шліфують профільним шліфувальним колом відповідно профілю западини різьби; іншу частину гвинта також термічно обробляють до одержання твердості HRC 24-28. Відзначені технічні вимоги передбачені для усунення зазору і биття різьбової частини щодо опор [7, 8, 9]

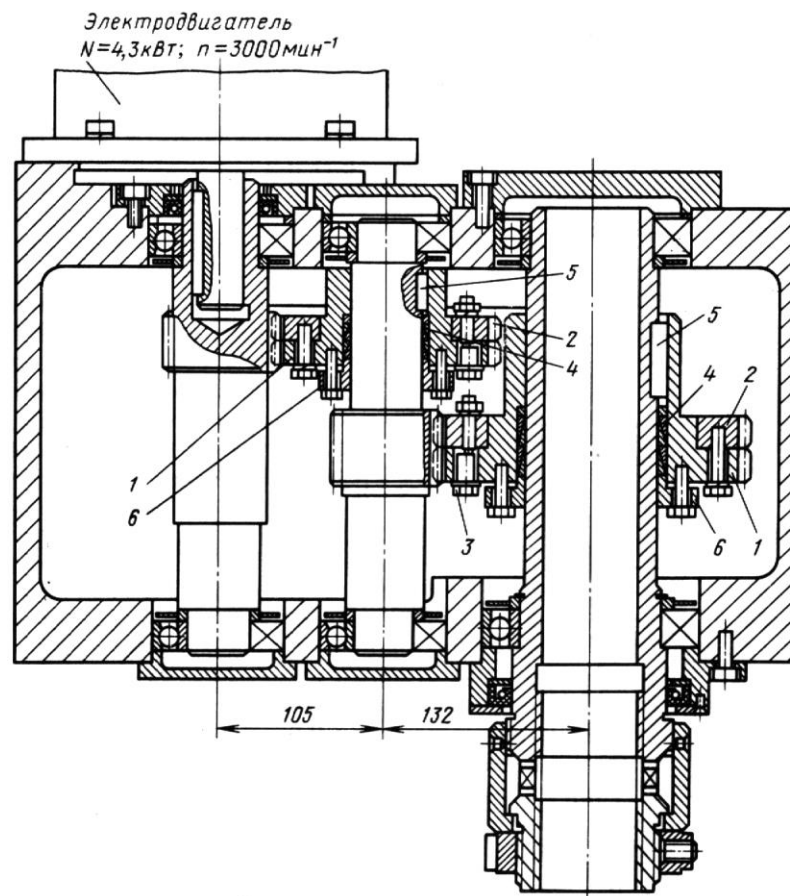


Рис. 1.8. Коробка подач верстата 2ФП-242В

Принцип усунення зазорів у зубчастих передачах можна простежити на прикладі конструкції коробки подач верстата 2ФП-242В (рис. 1.8). У зубчастих колесах I із прямим зубом зазор усувають за допомогою розрізних зубчастих коліс і шляхом зсуву рухомої половини 2 щодо основний 1 ексцентриковим болтом 3. Для беззазорного кріплення зубчастих коліс на валах застосовують конічні затяжні кільця 4 замість шліцьових валів. У навантажених передачах зубчасті колеса додатково ставлять на шпонку 5 і підтискають втулкою 6.

Застосовують також посадку розрізних коліс 2 (рис. 1.9) на конусний вал 1 з конусністю 1:15. Така зубчаста передача складніше у виготовленні, однак зручна при ремонті.

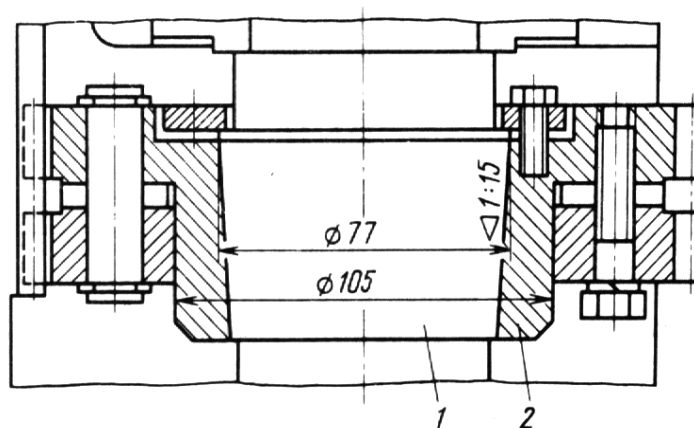


Рис. 1.9. Установка розрізних зубчастих коліс на конусний вал

Зубчато-рейкові передачі. Конструкція зубчато-рейкового привода подач верстата 2ФП-231 з автоматичним усуненням зазорів наведена на рис. 1.10. Редуктор привода складається з корпусу 7, що зміцнюють на порталах верстата. Привод подовжніх подач здійснюється від високомоментного електродвигуна постійного струму через пару конічних шестірень і пару циліндричних шестірень на розподільний що компенсує (плаваючий) вал 1 (через шестірню 7).

На валу насаджені дві косозубі шестірні 8 і 9 з кутом нахилу зуба 45° , з різним (лівим і правої) напрямком зубів. Від цього вала обертання передається двом кінематичним ланцюгам 9, 5 6, 4 і 8, 11, 10, 12 через вали IV і II на ведучі вали V і III, шестірні 3 і 2, зчеплені з рейкою (на малюнку не показана), що кріпиться до передньої стінки станини.

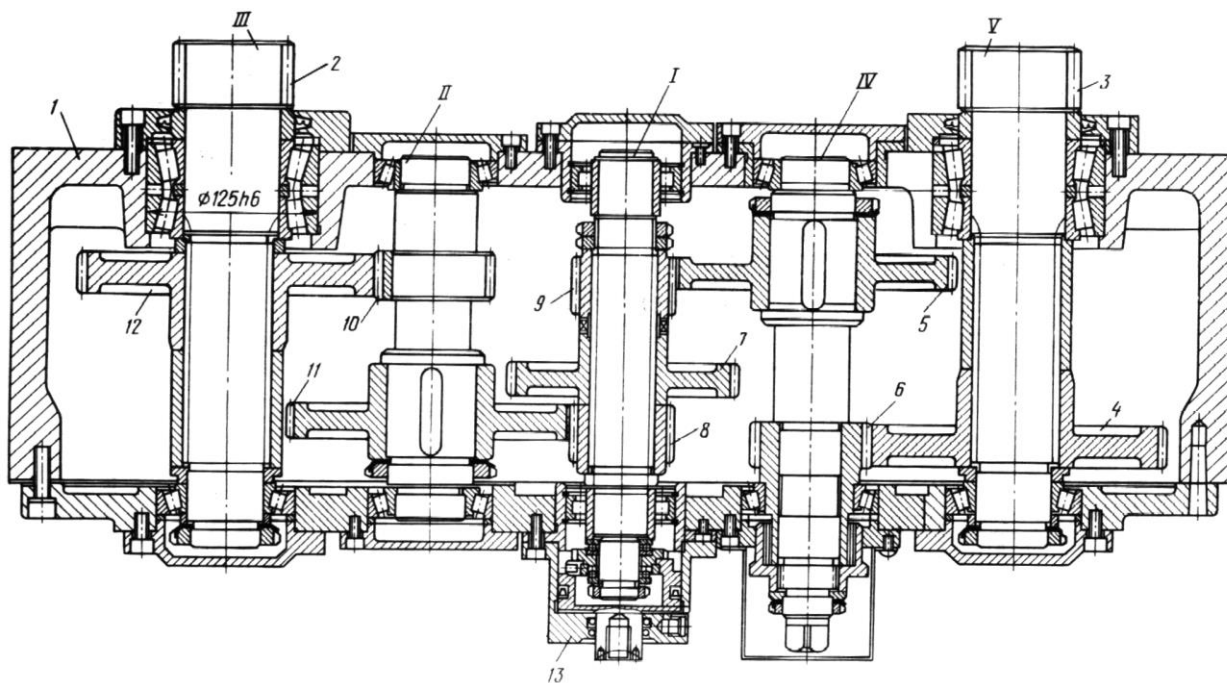


Рис. 1.10. Зубчаторейковий привод подач з автоматичним усуненням зазору

При прикладенні осьового навантаження до вала, що компенсує, відбувається взаємний «розворот» згаданих кінематичних ланцюгів у різні боки, включаючи вихідні вали V і III із шестірнями 3 і 2.

Таким чином, відбувається силове усунення зазорів і створюється попередній натяг у зубчастих передачах, включаючи зачеплення вихідних шестірень з рейкою. Попередній натяг створюється пневмоциліндром 13, змонтованим на передній кришці привода [10, 11, 12]

Гвинторейкова кулькова передача являє собою короткий кульковий ходовий гвинт, що у результаті обертання переміщається по довгій черв'ячній рейці. Гвинторейкова передача призначена для привода подач у верстатах з великою довжиною ходу. Черв'ячну рейку зміцнюють уздовж станини. Гвинторейкові передачі характеризуються високим ККД. Для нормальної роботи гвинторейкової передачі необхідно забезпечити, щоб допуск площинності і конусності складав 0,005–0,008 мм на всій довжині ходу.

Кульковий гвинторейковий привод подач (рис. 1.11) складається з редуктора з високомоментним електродвигуном А постійного струму.

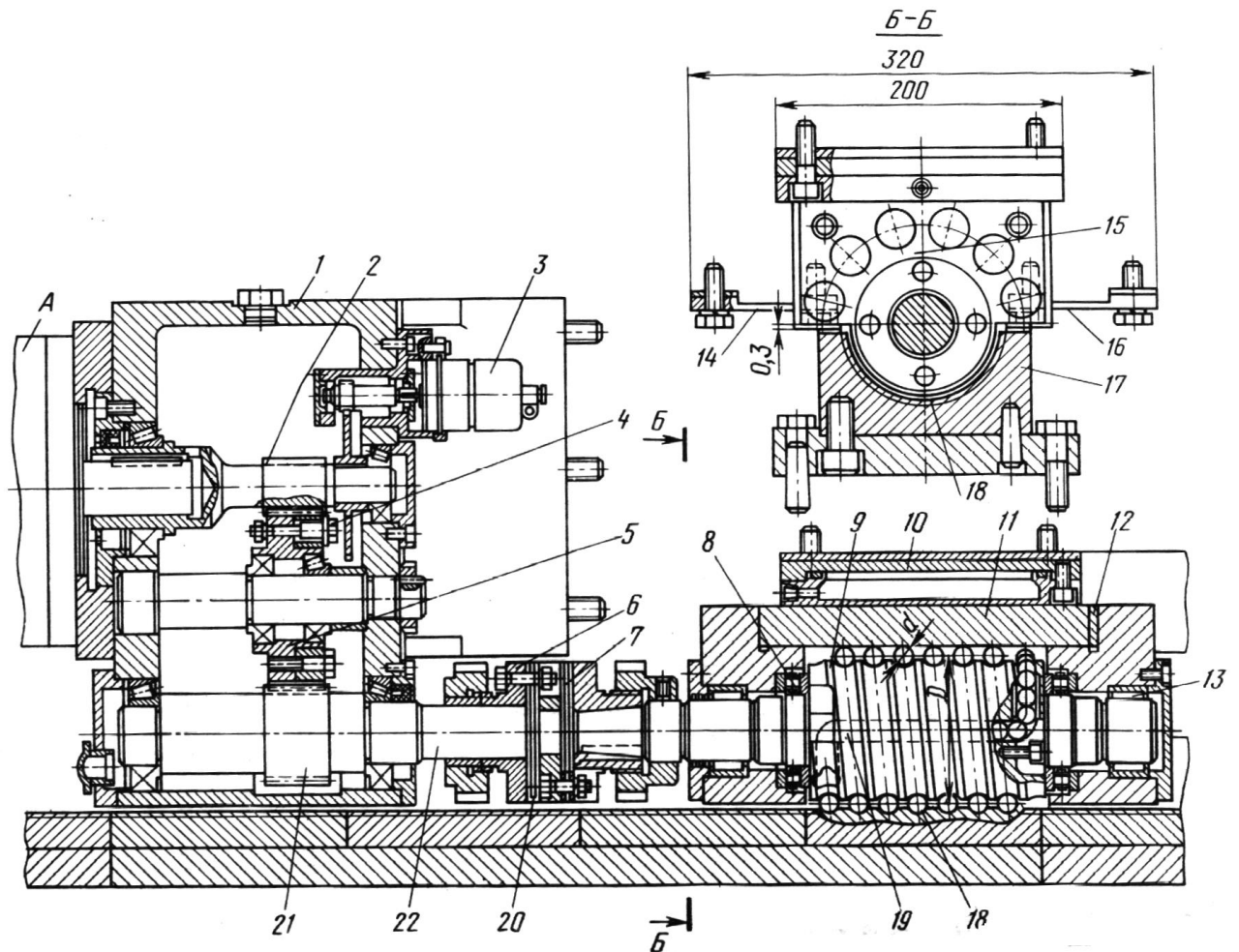


Рис. 1.11. Кульковий гвинторейковий привод подач

Редуктор має одну пару зубчастих коліс 2, 21 з передатним відношенням 1:2 і паразитне зубчасте колесо 5 для того, щоб можна було збільшити міжцентрова відстань.

Зазор гвинторейкової передачі усувають шляхом розвороту розрізного зубчастого колеса 5 болтом-ексцентриком 4. Як пристрій зворотного зв'язку застосований обертовий трансформатор 3 з ціною обороту фази 2 мм. Короткий кульковий ходовий гвинт 9 обертається в жорстких опорах. Радіальні сили сприймаються голчастими підшипниками 13, осьові – упорними роликовими підшипниками 8. Осьовий попередній натяг здійснюється завдяки компенсаторному кільцю 12. У тілі гвинта є канал повернення кульок 19. Корпус 15 з опорами гвинта кріпиться до рухомої каретки через дві гнучкі планки 14 і 16, що мають збільшену жорсткість у подовжньому напрямку і

дають можливість корпусу з ходовим гвинтом переміщатися в поперечному напрямку (до черв'ячної рейки 17).

Його переміщення створюється від гідроциліндра 10 мембранного типу і необхідно для попереднього натягу в парі ходовий гвинт – черв'ячна рейка. Одна частина кульок упирається в різбову поверхню 18 рейки 17 під кутом 45° з одного боку, а інша частина кульок – під кутом 45° із протилежного боку. Таким розташуванням кульок досягається відсутність зазорів і оптимальна жорсткість привода.

Середній виток ходового гвинта в порівнянні з іншими витками має збільшений крок на 0,34 мм при основному кроці різьби 20 мм.

Ходовий гвинт 9 з вихідним валом 22 редуктора з'єднується через пластинчасту муфту 6–20–7. Кульки в нижній (на малюнку) половині гвинта контактують з черв'ячною рейкою, у той час як кульки у верхній половині гвинта контактують із внутрішньою поверхнею півкільця 11 корпуса 15.

Черв'ячну рейку збирають у блоки на спеціальній плиті (платформі), дотримуючись малого допуску на крок різьби [13, 14, 15, 16]

2. КОНСТРУЮВАННЯ ТА ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА СТОЛА

2.1. Розробка кінематичної схеми приводу

Привід подачі верстата служить для переміщення його столу на робочій подачі та для надання йому прискорених рухів. Діапазон робочих подач складає 1-5000 мм/хв, тому для зміни величини подачі застосовуємо регульований електродвигун постійного струму.

Кінематична схема коробки подач представлена на рис. 2.1.

При робочій подачі обертання від електродвигуна М (вал І) передається через зубчасті колеса 30:64 до валу V, далі через 17:64 до валу V та через передачу 26:64 до валу І₁, від якого рух передається по двом паралельним кінематичним ланцюгам, кожен з яких містить передачі 34:34 та 28:28, до зубчастої рейки, встановленої на столі верстата.

Рівняння кінематичного ланцюга має вигляд:

$$1 \text{ об.ел.} = \frac{30}{64} \cdot \frac{17}{64} \cdot \frac{26}{64} \cdot \frac{34}{34} \cdot \frac{28}{28} \cdot 24 \cdot 3 \cdot \pi \text{ мм},$$

Або

$$1 \text{ об.ел.} = 11,44 \text{ мм.}$$

Для цього випадку передатне відношення між валом двигуна та рейковим зубчатим колесом складає:

$$u = \frac{30}{64} \cdot \frac{17}{64} \cdot \frac{26}{64} = 0.051.$$

Передатне число складає

$$i = \frac{1}{u} = 19.61$$

У випадку прискореного руху вал І безпосередньо з'єднується із валом І₁, тоді рівняння кінематичного ланцюга має вигляд:

$$1 \text{ об.ел.} = \frac{34}{34} \cdot \frac{28}{28} \cdot 24 \cdot 3 \cdot \pi \text{ мм},$$

або

$$1 \text{ об.ел.} = 226.2 \text{ мм.}$$

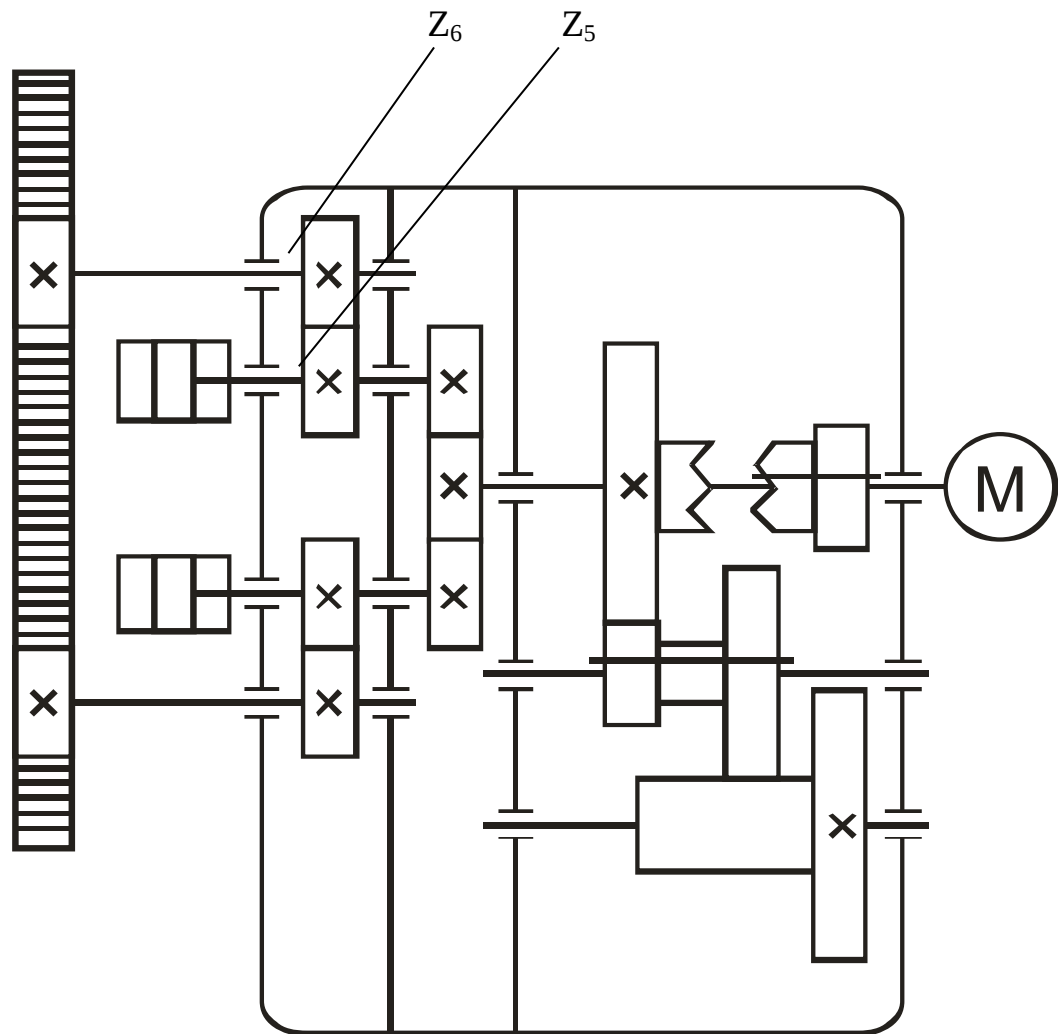


Рис. 2.1. Кінематична схема коробки подач верстата

Визначаємо частоти обертання електродвигуна, необхідні для забезпечення номінального діапазону подач.

Мінімальній подачі 5 мм/хв відповідає частота обертання

$$n_{\min} = \frac{5}{11,44} = 0.44 \text{ об/хв.}$$

Максимальній подачі 10000 мм/хв відповідає частота

$$n_{\max} = \frac{10000}{11,44} = 880 \text{ об/хв.}$$

2.2. Вибір електродвигуна приводу

Визначаємо коефіцієнт корисної дії одного кінематичного ланцюга до валу двигуна

$$\eta = \eta_z^5 \cdot \eta_{\text{пш}}^5,$$

де η_z = ККД зубчатої передачі, $\eta_z = 0,94$;

$\eta_{\text{пш}}$ – ККД пари підшипників; $\eta_{\text{пш}} = 0,99$;

$$\eta = 0,94^5 \cdot 0,99^5 = 0,69.$$

Визначаємо коефіцієнт корисної дії між валом двигуна і розподільчим валом

$$\eta = \eta_z^3 \cdot \eta_{\text{пш}}^3,$$

$$\eta = 0,94^3 \cdot 0,99^3 = 0,81.$$

Визначаємо максимальний момент на валу двигуна, який приймаємо з умови розмикання кінематичного ланцюга при силі тяги на рейковому колесі, яка перевищує максимальну розрахункову силу тяги:

$$M_{\text{д max}} = \frac{K \cdot T_{\max} \cdot r_p}{\eta \cdot i},$$

де $K = 1,2$ – коефіцієнт запасу попереднього натягу;

$T_{\max} = 5000 \text{ Н}$ – максимальна сила тяги на рейці;

$r_p = 0.039 \text{ м}$ – радіус рейкового зубчатого колеса;

$\eta = 0,69$ – коефіцієнт корисної дії одного кінематичного ланцюга

до валу двигуна;

i – передатне число між валом двигуна та рейковим зубчастим колесом.

$$M_{д\max} = \frac{1,2 \cdot 5000 \cdot 0,039}{0,69 \cdot 19,61} = 17,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

З розрахунку максимального моменту електродвигуна обираємо електродвигун постійного струму мод. 2ПБВ100L, технічні характеристики якого наведено нижче.

Номінальний момент	11 Н·м
Максимальний момент	100 Н·м
Максимальна частота обертання	2000 об/хв

Діаграму роботи електродвигуна мод. 2ПБВ100L наведено на рис. 2.2.

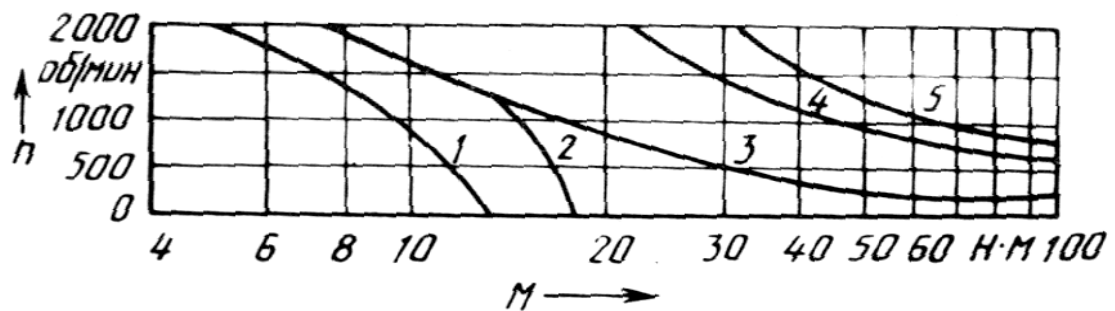


Рис. 2.2. Діаграма роботи електродвигуна мод. 2ПБВ100L

З діаграми визначаємо, що обраний електродвигун задовольняє вимогам роботи за тривало допустимим моментом у режимі S1 при частотах обертання від $n_{\min}$ до $n_{\max}$.

2.3. Розрахунок потужностей і моментів на валах приводу

Розраховуємо потужності на валах приводу при максимальному навантаженні.

Потужність першого валу розраховується за формулою

$$N_I = \frac{M \cdot n}{9550};$$

$$N_I = \frac{17,2 \cdot 880}{9550} = 1,58 \text{ кВт};$$

$$N_V = N_I \cdot \eta_3 \cdot \eta_{\text{III}} = 1,58 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 1,47 \text{ кВт};$$

$$N_{IV} = N_V \cdot \eta_3 \cdot \eta_{\text{III}} = 1,47 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 1,37 \text{ кВт};$$

$$N_{I_I} = N_{IV} \cdot \eta_3 \cdot \eta_{\text{III}} = 1,37 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 1,27 \text{ кВт};$$

$$N_{II} = N_{I_I} \cdot \eta_3 \cdot \eta_{\text{III}} = 1,27 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 1,18 \text{ кВт};$$

$$N_{III} = N_{II} \cdot \eta_3 \cdot \eta_{\text{III}} = 1,18 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 1,09 \text{ кВт};$$

Розраховуємо частоти обертання валів приводу при максимальній величині подачі

$$n_I = 880 \text{ об/хв},$$

$$n_V = 880 \frac{30}{64} = 412,5 \text{ об/хв},$$

$$n_{IV} = 412,5 \frac{17}{64} = 109,6 \text{ об/хв},$$

$$n_{I_I} = 109,6 \frac{26}{64} = 44,5 \text{ об/хв},$$

$$n_{II} = n_{III} = 44,5 \text{ об/хв}.$$

Потужність на вихідному валі приводу розраховуємо за формулою

$$N_{\text{вих}} = \frac{V \cdot P}{60 \cdot 1000},$$

$$N_{\text{вих}} = \frac{10000 \cdot 5000}{60 \cdot 1000} = 833 \text{ Вт}$$

Моменти на валах розраховуємо за формулою:

$$M = \frac{9550 N}{n}.$$

$$M_I = 17,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_V = \frac{9550 \cdot 1,47}{412,5} = 34,03 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{IV} = \frac{9550 \cdot 1,37}{109,6} = 119,35 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{I_I} = \frac{9550 \cdot 1,27}{44,5} = 272,6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{II} = \frac{9550 \cdot 1,18}{44,5} = 253,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{III} = \frac{9550 \cdot 1,09}{44,5} = 233,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2.4. Розрахунок параметрів зубчатих коліс

Розраховуємо зубчасту передачу між валами I_I та II, оскільки вона несе найбільше навантаження.

Матеріал зубчатої передачі - сталь 40Х.

Термообробка – загартування і середній відпуск. HRC₃ 45-55.

Передатне відношення дорівнює $u = 1$.

Крутний момент в передачі $T = 272,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Допустимі контактні напруження

Межу контактної витривалості розраховуємо за формулою

$$[\sigma_H] = 18 \text{ HRC}_3 + 150 = 18 \cdot 50 + 150 = 1050 \text{ МПа}$$

Визначаємо міжосьову відстань передачі з умови контактної витривалості поверхні зубів.

$$a = K_a (U + 1) \times \sqrt[3]{\frac{T \times K_{H\beta}}{U \Psi_{\sigma a} [\sigma_H]^2}} = 49 \times (1 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{272 \times 10^3 \times 1,05}{1,47 \times 0,5 \times 1050^2}} = 78,7 \text{ мм};$$

де $K_a = 49 (\text{Н/мм}^2)$ - допоміжний коефіцієнт для прямозубих сталевих зубчатих коліс. [18, ст7]

$U=1$ – передаточне число розраховуємої передачі ;

$K_{H\beta}=1,05$ – коефіцієнт концентрації навантаження ;

$\psi_{ba}=0,5$ – коефіцієнт ширини зубчастою вінця. [18,ст. 7].

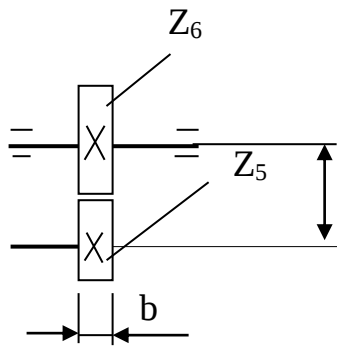
Приймаємо $a = 85$ мм згідно ряду $K_a 40$ ГОСТ 6636-69.

Визначаємо модуль передачі:

$$m=(0.01\dots0.1)a ;$$

$$m=0.03a=0.03\cdot85=2,5\text{мм.}$$

Згідно СТ СЭВ310-75 приймаємо $m=2,5$ мм.



a – міжцентрова відстань.

b – ширина вінця.

$Z_3 Z_4$ – кількість зубів.

Рис. 2.4. Основні параметри зубчастої передачі.

Визначаємо сумарне число зубів:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \times a}{m} = \frac{2 \times 85}{2.5} = 68;$$

Число зубів шестерні:

$$Z_5 = \frac{Z_{\Sigma}}{U + 1} = \frac{68}{1 + 1} = 34;$$

Приймаємо $Z_5=34$.

Число зубів колеса:

$$Z_6 = Z_{\Sigma} - Z_5 = 68 - 34 = 34.$$

Визначаємо основні розміри зубчатих коліс:

– ділильні діаметри $d=mz$

$$d_3 = mz_3 = 2,5 \cdot 34 = 85 \text{ мм};$$

$$d_4 = mz_4 = 2,5 \cdot 34 = 85 \text{ мм};$$

– діаметри вершини зубів:

$$d_a = m \times (Z + 2);$$

$$d_{a5} = m \times (Z_5 + 2) = 2,5 \times (34 + 2) = 90 \text{ мм};$$

$$d_{a6} = m \times (Z_6 + 2) = 2,5 \times (34 + 2) = 90 \text{ мм};$$

– діаметри западини зубів:

$$d_f = m(Z - 2,5);$$

$$d_{f5} = m(Z_5 - 2,5) = 2,5 \times (34 - 2,5) = 78,75 \text{ мм};$$

$$d_{f6} = m(Z_6 - 2,5) = 2,5 \times (34 - 2,5) = 78,75 \text{ мм};$$

Ширина вінців зубчатих коліс:

$$b = \Psi_{\text{вa}} \times a;$$

де $\Psi_{\text{вa}} = 0,5$ – коефіцієнт ширини зубчатих коліс [18, ст. 7].

$$b = 0,35 \cdot 85 = 30 \text{ мм}.$$

Приймаємо $b = 30$ мм ГОСТ 6636-69.

Вичислимо окружну швидкість передачі:

$$V = \omega_1 \frac{d_5}{2} = \frac{44,5 \cdot 3,14}{30} \times \frac{85 \times 10^{-3}}{2} = 0,2 \text{ м/с};$$

2.5. Перевірочний розрахунок зубчатої передачі приводу

Перевірочні розрахунки зубчатих передач проводяться по напруженням згину і контактним напруженням [].

Матеріал зубчатої передачі - сталь 40Х.

Термообробка – загартування і середній відпуск. HRC, 45-55.

Передатне відношення дорівнює $u = 1$.

Числа зубів колеса $z = 34$.

Число зубів шестерні $z = 34$.

Крутний момент в передачі $T = 272,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Межу контактної витривалості розраховуємо за формулою

$$\sigma_{Hlimb} = 18 \text{ HRC}_3 + 150 = 18 \cdot 50 + 150 = 1050 \text{ МПа}.$$

Допустимі контактні напруження дорівнюють

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} Z_R \cdot K_{HL} \cdot K_{HX}$$

де $K_{HL} = 1,8 \div 2,2$ – коефіцієнт довговічності;

$S_H = 1,1 \div 1,2$ – коефіцієнт безпеки;

Z_R – враховує вплив шорсткості поверхонь;

Z_V – враховує кругову швидкість;

K_{HL} – враховує вплив змазки;

K_{HX} – враховує розмір колеса.

В загальному машинобудуванні

$$Z_R \cdot Z_V \cdot K_{HL} \cdot K_{HX} = 0,9.$$

Тоді

$$\sigma_{HP} = \frac{1050}{1,2} \cdot 0,9 \cdot 2 = 1575 \text{ МПа}.$$

Розрахунок допустимих напружень згину

Межі витривалості зубців при згині

$$\sigma_{Flimb}^0 = 500 \text{ МПа для сталі 40Х при } \text{HRC}_3 \approx 500 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження згину дорівнює

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}^0}{S_F} \cdot K_{FY} \cdot K_{Fd} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} \cdot Y_S \cdot X_{YF}$$

де K_{FY} – враховує вплив шліфування зубців;

K_{Fd} – враховує зміцнення зуба колеса;

K_{FC} – враховує реверсивне навантаження;

Для загального машинобудування

$$K_{FY} \cdot K_{Fd} \cdot K_{FC} \approx 1,0$$

K_{FL} – коефіцієнт довговічності.

Для коліс з нешліфованою перехідною поверхнею $K_{FL} = 1,63$ при $HB > 350$.

S_F – коефіцієнт безпеки

$$S_F = S_F' \cdot S_F''.$$

Для штамповок і поковок $S_F' = 1,0$.

$S_F'' = 1,75$ при коефіцієнті шорсткості 99%.

Y_S – враховує шорсткість перехідної поверхні, $Y_S = 1,0$

X_{YF} – враховує вплив розмірів зубчатого колеса. При $d_\omega < 400$ мм

$$X_{YF} = 1,0$$

$$\sigma_{FP} = \frac{500}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,63 = 465 \text{ МПа.}$$

Перевірочний розрахунок зубчастої передачі по напруженням згину.

Попередження злому від напружень втоми гарантується з заданим ступенем ймовірності при зіставленні розрахункового напруження на перехідній поверхні зуба σ_F МПа з допустимим напруженням σ_{FP} з умови:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_F \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot y_F}{b_\omega \cdot d_\omega \cdot m} \leq \sigma_{FP},$$

де $K_{F\alpha} = 1,0$ – для прямозубих коліс;

$K_{FV} = 1,12$ – швидкісний коефіцієнт.

при $n < 2000 \text{ хв}^{-1}$ $K_{FV} = 1,25$, $K_{F\beta} = 1,3$ при консольному розташуванні

зубчатих коліс і твердості $HB > 350$;

$y_F = 4,2$ – коефіцієнт форми зуба, який залежить від числа зубців зубчатого колеса;

$d_\omega = m \cdot z$ – діаметр ділильного кола;

де $z = 25$ – кількість зубців колеса;

b_ω – ширина колеса.

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 272,6 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 4,2}{30 \cdot 85 \cdot 2,5} < 465 \text{ МПа},$$

$$461 \text{ МПа} < 465 \text{ МПа}.$$

Умова виконується.

Перевірочний розрахунок по контактним напруженням

Умова міцності

$$\sigma_H = \frac{6135 \cdot Z_H \cdot Z_\xi}{a_\omega} \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot (u \pm 1)^3}{b_\omega \cdot u}} \leq \sigma_{HP}$$

де Z_H – коефіцієнт, що враховує форму спряженої поверхні зуба в полюсі зчеплення. Для циліндричних коліс з кутом зчеплення

$$\alpha_\omega = 20^\circ \quad Z_H = 1,77;$$

Z_ξ – коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження, яке виникає в зчепленні при розрахунку на контактну витривалість поверхонь зубців. Для прямозубих коліс $Z_\xi = 1,0$

K_{HV} – швидкісний коефіцієнт. $K_{HV} = 1,1$ при $n < 2000 \text{ хв}^{-1}$;

u – передаточне число, завжди $u \geq 1$. Знак (+) при зовнішньому зчепленні, знак (-) при внутрішньому зчепленні.

$a_\omega = 85 \text{ мм}$ – міжцентрова відстань;

$$\sigma_H = \frac{6135 \cdot 1,77 \cdot 1,0}{85} \cdot \sqrt{\frac{272,6 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot (1+1)^3}{30 \cdot 1}} = 1251 \text{ МПа} < 1575 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується.

Таким чином, зубчасті колеса працездатні по напруженням згину і контактним напруженням.

Сили, які діють в зчепленні, дорівнюють

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d_\omega}, \text{ Н},$$

де d_ω – діаметр зубчатого колеса.

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 272,6}{85} = 6414 \text{ Н}.$$

Радіальна сила

$$F_r = 0,4 \cdot F_t = 0,4 \cdot 6414 = 2565 \text{ Н}.$$

Рівнодіюча радіальної і окружної сили дорівнює

$$P = 6414^2 + 2565^2 = 6907 \text{ Н}.$$

Розраховуємо зусилля у гвинтозубій циліндричній передачі з кутом 45° .

Передаваний момент у передачі дорівнює $M_{II} = 253,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Тангенціальна складова дорівнює

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d_\omega}, \text{ Н},$$

де $d_\omega = 28 \cdot 3 = 84 \text{ мм}$ – діаметр зубчатого колеса.

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 253,2}{84} = 6028 \text{ Н}.$$

Осьова сила $F_o = F_t = 6028 \text{ Н}$.

Радіальна сила

$$F_r = 0,4 \cdot F_t = 0,4 \cdot 6028 = 2411 \text{ Н}.$$

Розрахуємо зусилля в зубчато-рейковій передачі.

Тангенціальна складова дорівнює

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d_\omega}, \text{ Н},$$

де $d_\omega = 24 \cdot 3 = 72 \text{ мм}$ – діаметр зубчатого колеса.

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 2339}{72} = 6497 \text{ Н.}$$

Радіальна сила

$$F_r = 0,4 \cdot F_t = 0,4 \cdot 6497 = 2599 \text{ Н.}$$

2.6. Проектний розрахунок валів та вибір підшипників

Розрахуємо діаметр вихідного валу

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_{кр}}{0,2[\tau]}};$$

де: $[\tau]$ – допустимі напруження при крутінні

$$[\tau]_1 = 25 \text{ Н/мм}^2 [17, \text{ст.4}].$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{253,2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 2,5}} = 34 \text{ мм};$$

Приймаємо $d_1 = 35 \text{ мм}$,

Згідно розрахованому діаметру валу приймаємо радіально-упорні підшипники 5-204, ГОСТ 8338-75.

2.7. Розрахунок підшипників

Проведемо перевірочний розрахунок підшипників вихідного валу, для якого визначені реакції опор.

У опорі А (рис. 2.4) встановлено радіальний кульковий підшипник 60208, у опорі В – 60206.

Динамічна вантажопідйомність підшипників складає:

для 60206 19500 Н;

для 60208 32000 Н.

Розрахуємо величини реакцій опор валу.

Для опори А

$$R_{AY} = 3136 \text{ Н};$$

$$R_{AZ} = 3754 \text{ Н}.$$

Для опори В

$$R_{BY} = 2948 \text{ Н};$$

$$R_{BZ} = 3285 \text{ Н}.$$

Визначаємо сумарні результуючі величини реакцій опор за формулою

$$R = \sqrt{R_Y^2 + R_Z^2}.$$

$$R_A = \sqrt{3136^2 + 3754^2} = 4891 \text{ Н}.$$

$$R_B = \sqrt{2948^2 + 3285^2} = 4413 \text{ Н}.$$

Розраховуємо довговічність радіального підшипника 60208 передньої опори вихідного валу

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n_{\text{шп}}} \left(\frac{C}{R_A K_\sigma K_K K_T} \right)^3,$$

де $n_{\text{шп}} = 880$ об/хв – частота обертання шпинделя;

$K_\sigma = 1,1$ – коефіцієнт безпеки;

$K_K = 1,0$ – кінематичний коефіцієнт для випадку, коли зовнішнє кільце нерухоме, а внутрішнє обертається;

$K_T = 1,0$ – температурний коефіцієнт;

$C = 32000$ Н – табличне значення динамічної вантажопідйомності підшипника.

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 880} \left(\frac{32000}{4891 \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,0} \right)^3 = 5983 \cdot 10^6 \text{ год}.$$

В задній опорі вихідного валу встановлено радіальний кульковий підшипник 60206, динамічна вантажопідйомність якого складає 19500 Н []. Його довговічність дорівнює

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 880} \left(\frac{19500}{4413 \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,0} \right)^3 = 4639 \cdot 10^6 \text{ год.}$$

Необхідна величина довговічності складає 4500 год. Довговічність обраних підшипників достатня.

ВИСНОВКИ

В роботі виконано проектування приводу стола агрегатного верстата, що дає можливість забезпечити технічні характеристики для виконання заданих технологічних операцій.

Для досягнення поставленої мети було вирішено наступні задачі:

- проаналізовано існуючі конструкції приводів столів агрегатних верстатів та визначено їх переваги і недоліки;
- обґрунтовувано вибір типу приводу стола відповідно до заданих технічних вимог;
- розроблено кінематичну схему приводу стола;
- виконано кінематичний розрахунок приводу та проведено силовий розрахунок і перевірку міцності відповідних деталей приводу;
- розроблено конструкторську документацію на спроектований привід.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Модульно-параметричний принцип розробки проектів шестеренних гідравлічних машин. / Апаракін А.Р. // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - Вип. 7 (38). – С. 51-58.
2. Валявський, І. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою : навч. посіб. / І. А. Валявський, О. В. Лисенко, І. А. Лисенко ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - 281 с.
3. Shcherbyna K. Kinematics of cutting process while honing holes with a hone with variable geometry of sticks / K. Shcherbyna, A. Hrechka, V. Mazhara, T. Diachenko//Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ, 2020. – Вип.50. – С.159-164
4. Щербина К.К. Експериментальне дослідження деформації пружно-гвинтового хона / К.К. Щербина, М.М. Підгаєцький, В.А. Мажара, А.І. Гречка, Т.В. Дяченко // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки: зб. наук. пр. – Кропивницький : ЦНТУ, 2022. – Вип. 5 (36). – Ч. 2. – С. 31-38.
5. Апаракін А.Р. Синтез схем навантаження силових елементів кулькогвинтового гідропідсилювача з аксіальною структурою приводу / А.Р. Апаракін, П.М. Єрьомін, В.А. Мажара // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. – Кропивницький: ЦНТУ, 2024. – Вип. 9 (40). - Ч. II. – С. 23-31.
6. Мажара В.А. Система автоматизованого проектування технологічного оснащення / В.А. Мажара, К.К. Щербина, А.М. Артюхов, С.А. Тененика, І.С. Шестаков // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024. – Вип. 54. – С. 12-23.
7. Кириченко А. М. Аналіз кінематики верстата з двохкоординатним механізмом паралельної структури "біпод" / А. М. Кириченко, Л. В. Ленченко,

- С. М. Заїка // Вісник Тернопільського державного технічного університету. - Тернопіль : ТДТУ, 2008. - № 2. - С. 74-81
8. Кириченко А. М. Дослідження кінематики трьохкоординатного верстата з комбінованою структурою / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, Л. В. Ленченко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. - Кіровоград : КНТУ, 2008. - Вип. 20. - С. 97-103.
9. Кириченко А. М. Визначення силових характеристик приводів обладнання з механізмами паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. - Кременчук : КДПУ, 2008. - Вип. 5 (52), ч. 2. - С. 50-53.
10. Заїка С. М. Точність верстатів із плоскими механізмами паралельної структури / С. М. Заїка, А. М. Кириченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки". - Суми : СумДУ, 2010. - № 4. - С. 19-23.
11. Кириченко А. М. Особливі положення плоских механізмів паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, А. М. Федот'єв // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. - Кременчук : КДУ, 2010. - Вип. 5 (64), ч. 1. - С. 94-99.
12. Щербина К. Динамічний аналіз кульково-клинового хону в зоні малих переміщень / Щербина К., Мажара В., Торчілов Д., Заїка С., Масляніков В. // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2024. - №3 (337). - С.250-254.
13. Щербина К., Мажара В., Торчілов Д., Заїка А., Масляніков В. Дослідження повздовжньої сталості пружно-гвинтового хону з гвинтовими канавками // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2025. - №2 (349). - С.493-499.
14. Щербина К., Заїка А., Заїка С., Мажара В., Скібінський Я. Управління точністю нарізання черв'ячних коліс збірними черв'ячними фрезами з поділенням

на дві частини профілем інструментальної рейки // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2025. - №2 (349). - С.364-370.

15. Заїка, С., Заїка, А., Лисенко, О., & Скібінський, Я. (2025). Підвищення ефективності обробки отворів корпусних деталей із чавуну деформуючим протягуванням. Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences, 357(5.1), 167-174.