

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:

«Розробка поворотного столу багатоопераційного верстата»

«Development of a rotary table for a multi-operation machine tool»

Виконавець: здобувач вищої освіти

3-мб курсу, групи ПМ-23мб-2,

ОПП «Прикладна механіка»

Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Смоляк Ігор Павлович

Керівник роботи: к.т.н., доц.

Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

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
Ігора СМОЛЯКА

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка поворотного столу багатоопераційного верстата

2. Керівник роботи: к.т.н., доц., Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

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

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є: розробка конструкції поворотного столу багатоопераційного верстата, що забезпечує необхідну точність позиціонування, жорсткість та надійність роботи при виконанні багатосторонньої обробки складних деталей.

Завдання:

- проаналізувати існуючі конструкції поворотних столів багатоопераційних верстатів та визначити їх переваги і недоліки;
- обґрунтовувати вибір конструктивної схеми поворотного столу відповідно до заданих технічних вимог;
- виконати силовий розрахунок основних вузлів поворотного столу;
- розробити конструкторську документацію на спроектований поворотний стіл;

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
РОЗДІЛ 1	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 2	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 3	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1	Вступ	Квітень 2026	Вик.
2	Огляд багатоопераційних верстатів	Квітень 2026	Вик.
3	Огляд поворотних столів	Травень 2026	Вик.
4	Розрахунок конструктивних елементів	Травень 2026	Вик.
5	Висновки	Червень 2026	Вик.
6	Графічна частина та оформлення	Червень 2026	Вик.

Дата видачі завдання « 13 » квітня 2026 р.

Керівник роботи _____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ
(підпис)

Завдання прийнято до виконання 13 » квітня 2026 р.

Здобувач _____ Ігор СМОЛЯК
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Ігор СМОЛЯК. Розробка поворотного столу багатоопераційного верстата. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «бакалавр»: спеціальності 131 Прикладна механіка / наук. кер. Іван ВАЛЯВСЬКИЙ; ЦНТУ, 2026. 43 с.

Графічна частина – 3 аркуші формату А1.

Метою роботи є: розробка конструкції поворотного столу багатоопераційного верстата, що забезпечує необхідну точність позиціонування, жорсткість та надійність роботи при виконанні багатосторонньої обробки складних деталей.

Для досягнення вказаної мети необхідно виконати наступні задачі: проаналізувати існуючі конструкції поворотних столів багатоопераційних верстатів та визначити їх переваги і недоліки; обґрунтовувати вибір конструктивної схеми поворотного столу відповідно до заданих технічних вимог; виконати силовий розрахунок основних вузлів поворотного столу; розробити конструкторську документацію на спроектований поворотний стіл.

Актуальність роботи. Розробка поворотного столу багатоопераційного верстату є актуальним інженерним завданням, рішення якого має важливе практичне значення для підвищення ефективності вітчизняного машинобудівного виробництва та розширення технологічних можливостей багатоопераційних верстатів.

Практичне значення: розроблена конструкція поворотного столу багатоопераційного верстата може бути впроваджена на машинобудівних підприємствах для забезпечення багатосторонньої обробки складних деталей в умовах серійного та масового виробництва.

Ключові слова: поворотний стіл, багатоопераційний верстат, заготовка, позиціонування інструменту, допоміжний час, складні деталі, розширення технологічних можливостей.

ABSTRACT

Ihor SMOLIAK. Development of a rotary table for a multi-operation machine tool. Qualification work for the educational degree "bachelor": specialty 131 Applied mechanics / Scientific supervisor Ivan VALIAVSKYI; CNTU, 2026. 43 p.

Graphic part –3 sheets of A1 format

The aim of the work is: to develop the design of a rotary table for a multi-operation machine tool capable of ensuring the required positioning accuracy, structural rigidity, and operational reliability during multi-sided machining of complex parts.

To achieve the stated objective, it is necessary to accomplish the following tasks: to analyze existing designs of rotary tables for multi-operation machine tools and determine their advantages and disadvantages; to substantiate the selection of the rotary table structural configuration in accordance with the specified technical requirements; to perform strength calculations of the main rotary table assemblies; and to develop the engineering documentation for the designed rotary table.

The relevance of the work lies in: The development of a rotary table for a multi-operation machine tool constitutes an important engineering task, the solution of which has significant practical importance for improving the efficiency of domestic mechanical engineering production and expanding the technological capabilities of multi-operation machine tools.

Practical significance: The developed rotary table design for the multi-operation machine tool may be implemented at mechanical engineering enterprises to ensure multi-sided machining of complex parts under conditions of batch and mass production.

Keywords: rotary table, multi-operation machine tool, workpiece, tool positioning, auxiliary time, complex parts, expansion of technological capabilities.

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

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

на тему:

«Розробка поворотного столу багатоопераційного верстата»

КРБ.ПМ.26.68.02.00.00

Виконавець: здобувач вищої освіти,
3-го року навчання, групи ПМ-23мб-2,
ОПП «Прикладна механіка»
Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Смоляк Ігор Павлович

Керівник роботи: к.т.н., доц.

Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

ЗМІСТ

ВСТУП	9
1. ОГЛЯД БАГАТООПЕРАЦІЙНИХ ВЕРСТАТІВ.....	10
1.1 Загальні відомості про багатопераційні верстати	10
1.2. Класифікація багатопераційних верстатів.....	10
1.2.1. Горизонтальні багатопераційні верстати	10
1.2.2. Вертикальні багатопераційні верстати	11
1.2.3. П'ятиосьові багатопераційні верстати	12
1.3. Основні вузли багатопераційного верстата.....	13
1.4. Галузі застосування	14
1.5. Порівняльна характеристика типів верстатів.....	14
1.6. Сучасні тенденції розвитку	15
2. ОГЛЯД ПОВОРОТНИХ СТОЛІВ	17
2.1. Загальні відомості.....	17
2. Класифікація за принципом дії.....	17
2.1. Механічні столи (черв'ячна передача).....	17
2.2. Столи з прямим приводом (DDR — Direct Drive Rotary)	18
2.3. Гідростатичні столи.....	19
2.3. Конструктивні вузли	19
2.4. Нахильно-поворотні столи (5-осьова обробка).....	21
2.4.1. Конфігурації.....	21
2.4.2. Функція RTCP / TCPM	22
2.5. Індексні столи (Hirth / Curvic).....	22
2.6. Порівняльні характеристики	23
2.7. Критерії вибору поворотного стола.....	24
2.7.1. Діаметр і вантажопідйомність планшайби.....	24
2.7.2. Момент утримання при різанні.....	24
2.7.3. Клас точності та призначення	24
2.8. Інтеграція з системами ЧПК	24

2.9. Типові помилки при виборі та експлуатації.....	25
2.9.1. Недооцінка моменту утримання	25
2.9.2. Ігнорування теплового розширення	26
2.9.3. Невідповідність інтерфейсу ЧПК	26
10.4. Зниження класу захисту	26
3. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ	27
3.1. Силловий розрахунок	27
3.2. Розрахунок черв'ячної передачі.....	29
3.3. Відстані між деталями передач.....	33
3.4. Розрахунок діаметрів валів	34
3.5. Вибір типу підшипників.....	35
3.6. Шпонкове з'єднання.....	37
3.7. Вибір сорту мастила	38
ВИСНОВКИ	40
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	41

ВСТУП

Сучасний розвиток машинобудівної галузі характеризується постійно зростаючими вимогами до продуктивності, точності та гнучкості технологічного обладнання. В умовах серійного та масового виробництва особливого значення набуває застосування багатьох операційних верстатів з числовим програмним керуванням (ЧПУ), які забезпечують високу продуктивність обробки при виконанні різноманітних технологічних операцій за однією інсталюваною заготовкою.

Багатоопераційні верстати широко використовувані в авіаційній, автомобільній, приладобудівній та інших галузях промисловості для обробки складних деталей. Одним із ключових вузлів багатоопераційного верстата є поворотний стіл, який забезпечує орієнтацію заготовки в просторі та її точне позиціонування відносно інструменту. Від технічного рівня поворотного столу залежить точність обробки, продуктивність верстата та якість поверхні деталей, що виготовляються.

Поворотний стіл є одним із найвідповідальніших вузлів багатьох операційних верстатів, після чого змінюється можливість обробки заготовки з кількох сторінок без її переустановлення. Це суттєво скорочує допоміжний час, завершуючи точність внутрішнього розташування оброблених поверхонь та розширює технологічні можливості верстата. Тому розробка поворотного столу багатоопераційного верстату є актуальним інженерним завданням, що вимагає комплексного підходу та застосування сучасних методів проектування.

Метою роботи є розробка конструкції поворотного столу багатоопераційного верстата, що забезпечує необхідну точність позиціонування, жорсткість та надійність роботи при виконанні багатосторонньої обробки складних деталей.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- проаналізувати існуючі конструкції поворотних столів багатоопераційних верстатів та визначити їх переваги і недоліки;
- обґрунтовувати вибір конструктивної схеми поворотного столу відповідно до заданих технічних вимог;
- виконати силовий розрахунок основних вузлів поворотного столу;
- розробити конструкторську документацію на спроектований поворотний стіл

1. ОГЛЯД БАГАТООПЕРАЦІЙНИХ ВЕРСТАТІВ

1.1 Загальні відомості про багатоопераційні верстати

Багатоопераційні верстати (обробні центри) — це металорізальне обладнання з числовим програмним керуванням (ЧПУ), яке поєднує можливості кількох різних верстатів в одному агрегаті. Вони здатні виконувати фрезерування, свердлення, розточування, нарізання різьби та інші операції механічної обробки без переустановлення заготовки.

Головною відмінністю багатоопераційного верстата від звичайного верстата з ЧПУ є наявність автоматичної зміни інструменту (АЗІ) та магазину інструментів, що дозволяє виконувати різноманітні операції в рамках однієї програми. Це суттєво скорочує допоміжний час та підвищує продуктивність обробки [1, 2, 3]

Основні переваги багатоопераційних верстатів:

- висока продуктивність завдяки суміщенню операцій
- висока точність обробки внаслідок єдиного базування заготовки
- скорочення допоміжного часу при автоматичній зміні інструменту
- можливість обробки складних просторових поверхонь
- гнучкість виробництва та швидке переналагодження
- зменшення потреби у висококваліфікованих операторах

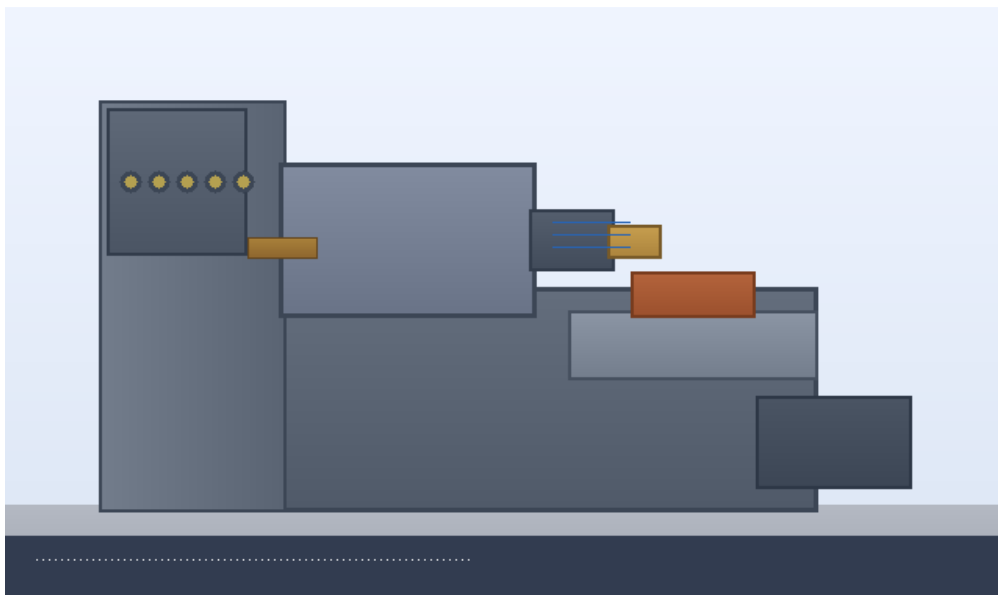
1.2. Класифікація багатоопераційних верстатів

1.2.1. Горизонтальні багатоопераційні верстати

Багатоопераційні верстати класифікують за різними ознаками: розташуванням шпинделя, кількістю осей координат, призначенням, розмірами оброблюваних деталей та типом виробництва.

Горизонтальні обробні центри (ГОЦ) мають горизонтальне розташування осі шпинделя (Рис. 1.1) Вони забезпечують зручний відвід стружки під дією сили тяжіння та широко застосовуються для обробки корпусних деталей.

Горизонтальні верстати, як правило, оснащуються поворотними столами, що дозволяє обробляти деталь з кількох сторін без переустановлення



*Рис. 1.1. Горизонтальний багатоопераційний верстат (обробний центр):
1 – станина; 2 – колона; 3 – шпиндельна бабка; 4 – магазин інструментів; 5 –
поворотний стіл із заготовкою; 6 – конвеєр стружки*

.

Типові технічні характеристики горизонтальних обробних центрів:

- ємність магазину інструментів: 30–120 і більше інструментів
- час зміни інструменту: 1–4 секунди
- точність позиціонування: 3–8 мкм
- частота обертання шпинделя: до 15 000–20 000 об/хв
-

1.2.2. Вертикальні багатоопераційні верстати

Вертикальні обробні центри (ВОЦ) мають вертикальне розташування осі шпинделя та є найбільш поширеним типом багатоопераційних верстатів (Рис. 1.2.) Вони відрізняються більш компактними розмірами, меншою вартістю та широкою сферою застосування. Вертикальні центри ефективні при обробці плоских деталей, плит, кронштейнів та корпусів

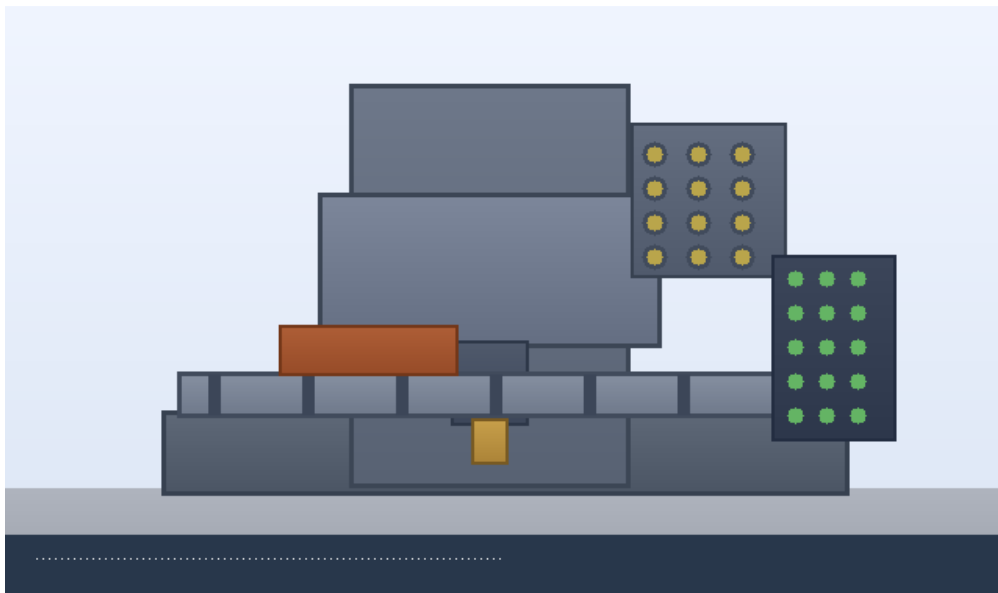


Рис. 1.2. Вертикальний обробний центр: 1 – станина; 2 – колона; 3 – шпиндельна бабка з вертикальним шпинделем; 4 – магазин інструментів; 5 – хрестовий стіл; 6 – пульт керування ЧПУ

Переваги вертикальних обробних центрів:

- компактність та менша площа встановлення
- нижча вартість порівняно з горизонтальними аналогами
- зручний доступ до зони обробки для оператора
- широкий вибір моделей різних розмірів

1.2.3. П'ятиосьові багатоопераційні верстати

П'ятиосьові обробні центри дозволяють виконувати обробку складних просторових поверхонь за одне встановлення заготовки завдяки додатковим осям обертання (осі А, В або С). Такі верстати (Рис. 1.3.) широко застосовуються в авіаційній, аерокосмічній промисловості та при виробництві медичних імплантів і прес-форм.

Особливості п'ятиосьових верстатів:

- обробка деталей з 5 сторін за одне встановлення
- висока точність складних просторових поверхонь
- скорочення кількості установів та похибок базування

- можливість обробки похилих отворів та складних контурів
- застосування у виробництві лопаток турбін, корпусів редукторів, прес-форм

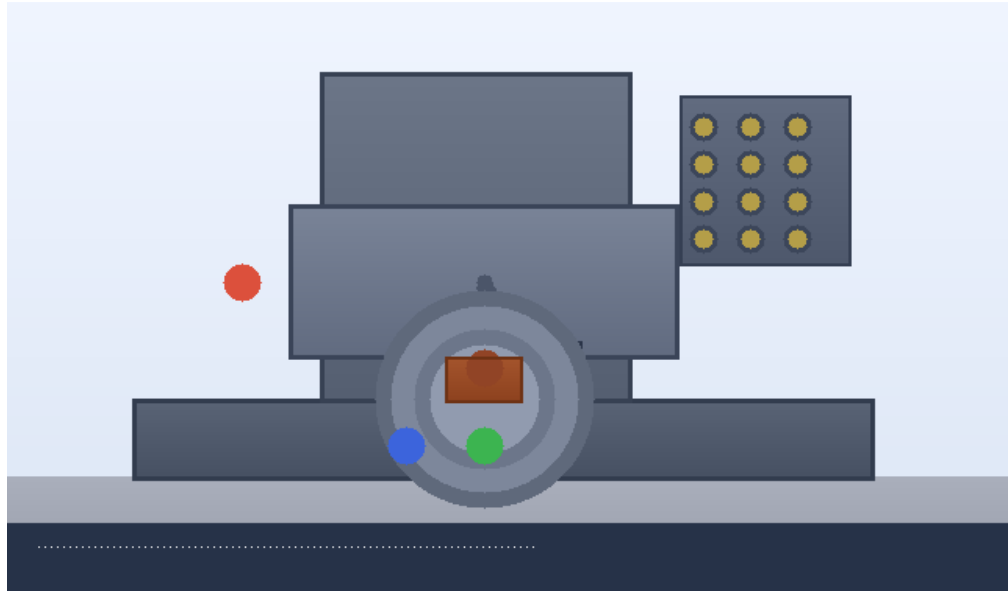


Рис. 1.3. П'ятиосьовий обробний центр: 1 – колона; 2 – шпиндельна бабка з нахилиючою головою (вісь А); 3 – магазин інструментів; 4 – поворотно-нахилиючий стіл (осі В та С); 5 – заготовка складної форми

1.3. Основні вузли багатоопераційного верстата

Конструкція сучасного багатоопераційного верстата включає такі основні вузли та системи:

- Станина та базові елементи — несуча конструкція верстата, що забезпечує жорсткість та точність взаємного розташування вузлів
- Шпиндельна бабка — вузол, що включає шпиндель із системою приводу обертання та забезпечує головний рух різання
- Система подачі — приводи та напрямні переміщення по осях X, Y, Z (а також А, В, С для багатоосьових верстатів)
- Магазин інструментів — пристрій для зберігання набору інструментів з ємністю від 16 до 240 і більше позицій
- Маніпулятор автоматичної зміни інструменту (АЗІ) — забезпечує автоматичну зміну інструменту за командою ЧПУ

- Система ЧПУ — комп'ютерна система керування верстатом, що реалізує задану програму обробки
- Система охолодження та мащення — подача мастильно-охолоджувальної рідини (МОР) до зони різання
- Система видалення стружки — транспортер або конвеєр для відведення стружки із зони обробки [4, 5, 6]

1.4. Галузі застосування

Багатоопераційні верстати знайшли широке застосування в різних галузях промисловості завдяки своїй універсальності, точності та продуктивності:

- Авіаційна та аерокосмічна промисловість — виготовлення лопаток турбін, корпусів двигунів, конструктивних елементів із титанових та алюмінієвих сплавів
- Автомобільна промисловість — обробка корпусів двигунів, коробок передач, блоків циліндрів у великосерійному виробництві
- Медична промисловість — виготовлення імплантів, протезів та хірургічного інструменту з вимогами до надвисокої точності
- Енергетичне машинобудування — виготовлення деталей насосів, компресорів, турбін та генераторів
- Приладобудування — обробка точних корпусних деталей, кронштейнів та плат
- Виробництво прес-форм та штампів — виготовлення складних формоутворюючих поверхонь

1.5. Порівняльна характеристика типів верстатів

У таблиці 1 наведено порівняльну характеристику основних типів багатоопераційних верстатів за ключовими технічними показниками.

Порівняльна характеристика типів багатоопераційних верстатів

Характеристика	Горизонтальний	Вертикальний	П'ятиосьовий
Кількість осей	3–4	3–4	5
Ємність магазину	30–120 інструм.	16–60 інструм.	24–120 інструм.
Точність, мкм	3–8	5–10	2–5
Продуктивність	Висока	Середня	Дуже висока
Вартість	Середня	Низька	Висока
Типові деталі	Корпусні	Плоскі, плити	Складні просторові

1.6. Сучасні тенденції розвитку

Розвиток багатоопераційних верстатів визначається такими провідними тенденціями:

- Підвищення швидкостей обробки — сучасні верстати досягають частоти обертання шпинделя 30 000–60 000 об/хв завдяки застосуванню електрошпинделів
- Інтеграція адитивних технологій — поява гібридних верстатів, що поєднують фрезерування зі зварюванням або лазерним наплавленням
- Розширення можливостей ЧПУ — застосування штучного інтелекту для оптимізації режимів різання та прогнозування зносу інструменту
- Промисловий Інтернет речей (IIoT) — дистанційний моніторинг стану верстата та збір даних про процес обробки
- Підвищення енергоефективності — застосування рекуперації енергії при гальмуванні осей подачі
- Розширення можливостей автоматизації — інтеграція верстатів з промисловими роботами для повністю автоматизованого виробництва

Отже, багатоопераційні верстати є основою сучасного гнучкого автоматизованого виробництва. Їх застосування дозволяє суттєво підвищити продуктивність праці, покращити якість виготовлення деталей та знизити

собівартість продукції. Вибір типу верстата визначається характером оброблюваних деталей, вимогами до точності, обсягом виробництва та економічними міркуваннями [7, 8, 9]

Подальший розвиток багатоопераційних верстатів буде спрямований на підвищення точності та продуктивності обробки, розширення технологічних можливостей, інтеграцію з цифровими системами управління виробництвом (MES, ERP) та забезпечення повної автоматизації виробничих процесів.

2. ОГЛЯД ПОВОРОТНИХ СТОЛІВ

2.1. Загальні відомості

Поворотний стіл (rotary table) — один із ключових вузлів сучасного багатоопераційного верстата (обробного центру), що забезпечує керований поворот або безперервне обертання заготовки навколо однієї або двох осей. Залежно від конфігурації верстата поворотний стіл реалізує четверту (вісь В або С) або п'яту вісь (А+С, В+С) у системі координат верстата.

Застосування поворотних столів дає змогу: виконувати обробку деталей складної геометрії з одного установаження, скорочувати кількість перезакріплень і накопичену похибку базування, підвищувати продуктивність при обробці корпусних деталей, лопаток турбін, прес-форм, кріплення авіаційної техніки, медичних імплантів та інших виробів машинобудування.

2. Класифікація за принципом дії

2.1. Механічні столи (черв'ячна передача)

Черв'ячна передача є найпоширенішим приводом поворотних столів у широкому діапазоні типорозмірів. Черв'як, що обертається серводвигуном, приводить у рух черв'ячне колесо, яке є одночасно ведучим елементом планшайби. Передаточне відношення зазвичай становить від 1:72 до 1:180, що забезпечує самогальмування передачі у статичному положенні (Рис. 2.1.)



Рис. 2.1. Класифікація поворотних столів за принципом дії

Технічні характеристики:

- Точність позиціонування: $\pm 3\text{--}10$ кутових секунд
- Повторюваність: $\pm 2\text{--}5$ кутових секунд
- Діаметр планшайби: 100–2500 мм і більше
- Максимальний момент утримання: до 30 000 Н·м
- Матеріал черв'ячного колеса: бронза БрАЖ9-4, БрОФ10-1

Основним недоліком є люфт у черв'ячній парі, який накопичується в процесі зносу. Сучасні системи ЧПК компенсують цей люфт програмно (backlash compensation), однак при реверсуванні залишається мертвий хід порядку 2–8 кутових секунд. Знос черв'ячного колеса вимагає заміни через 15 000–30 000 годин роботи [10, 11, 12]

2.2. Столи з прямим приводом (DDR — Direct Drive Rotary)

У столах з прямим приводом синхронний торцевий (безредукторний) електродвигун вмонтований безпосередньо в корпус стола, а ротор двигуна є одночасно опорним валом планшайби. Між двигуном і планшайбою відсутні будь-які механічні передачі — обертання передається безпосередньо.

Переваги прямого приводу:

- Відсутність люфту та механічного гістерезису
- Висока динаміка — прискорення до 300 рад/с²
- Максимальна частота обертання 150–200 об/хв
- Точність позиціонування $\pm 0,5\text{--}3$ кутових секунди
- Мінімальне технічне обслуговування (немає зношуваних передач)

Обмоткою статора виділяється значна теплова потужність, тому всі сучасні DD-столи мають систему рідинного охолодження статора. Датчик зворотного зв'язку — оптичний або магнітний енкодер із роздільною здатністю 20–26 млн відліків на оберт.

2.3. Гідростатичні столи

У гідростатичному поворотному столі опорна поверхня планшайби не контактує безпосередньо з нерухомим корпусом — між ними підтримується постійна плівка масла під тиском 50–150 бар від зовнішньої гідростанції. Мастило подається через кишень-мастильніці, рівномірно розподілені по периметру опори.

Гідростатика забезпечує абсолютно нульовий механічний знос опорних поверхонь, оскільки металевий контакт виключений у всіх режимах роботи. Жорсткість такого з'єднання є найвищою серед усіх типів столів і залежить від тиску масла та площі кишень. Демпфірування вібрацій — ще одна перевага масляної плівки: вона поглинає ударне навантаження при переривистому різанні.

- Застосування: важке торцеве фрезерування, точіння великих заготовок, корпуси турбін
- Максимальний момент різання: до 20 000–50 000 Н·м
- Вимоги: гідростанція з тиском 100–150 бар, тонка фільтрація масла (3–5 мкм)

2.3. Конструктивні вузли

Конструкція будь-якого поворотного стола, незалежно від принципу дії, включає кілька основних функціональних вузлів, від якості яких залежать точність, жорсткість і ресурс всього агрегату [13, 14]

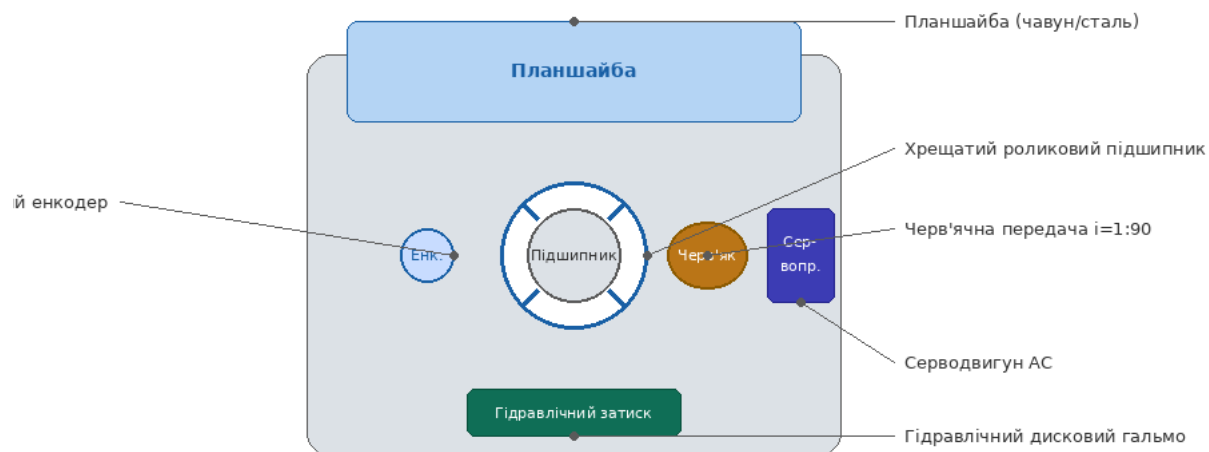


Рис. 2.2. Поперечний переріз черв'ячного поворотного стола (конструктивна схема)

Вузол	Призначення	Типові виконання
Опорний підшипник	Сприйняття радіальних, осьових та перекидальних навантажень	Хрещатий роликовий; дворядний конічний; гідростатика
Привід обертання	Позиціонування та безперервне обертання планшайби	Черв'як; DDR-мотор; планетарна передача
Система затиску	Блокування планшайби у заданій позиції	Гідравлічний дисковий гальмо; пружинно-гідравлічний
Датчик кута (енкодер)	Вимірювання кутового положення (зворотний зв'язок)	Оптичний: до 26 млн відл./об; магнітний
Центральний отвір	Підведення охолодження, гідравліки до заготовки або затиску	Діаметр Ø40–Ø200 мм; ротаційний розподільник
Корпус / основа	Забезпечення жорсткості конструкції, базування на столі	Сірий чавун СЧ25; ВЧ50; зварна сталь Ст.3
Захист ущільнення	Запобігання потраплянню СОЖ і стружки у привід	Лабіринтові; контактні; повітряна завіса

2.4. Нахильно-поворотні столи (5-осьова обробка)

Нахильно-поворотний стіл (tilting rotary table, трунніон) поєднує в одному агрегаті дві керовані осі: вісь нахилу (А або В) і вісь обертання (С). Ця конструкція є стандартним рішенням для 5-осьових обробних центрів і дозволяє виконувати складну просторову обробку з одного установлення без будь-яких перебазувань.

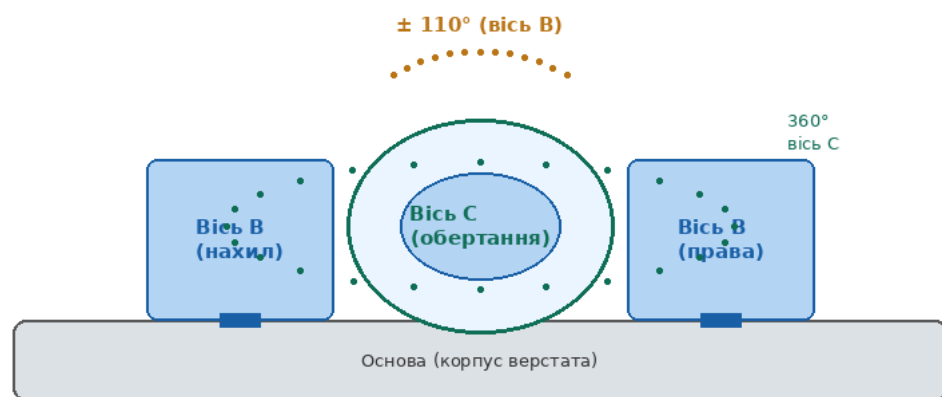


Рис. 2.3. Кінематична схема нахильно-поворотного стола: вісь В (нахил $\pm 110^\circ$) та вісь С (обертання 360°)

2.4.1. Конфігурації

Вилкоподібна (fork / trunnion) конфігурація: планшайба розміщена між двома опорами вилки. Забезпечує симетричне навантаження осі нахилу, що підвищує жорсткість. Типовий діаметр планшайби 250–500 мм. Застосовується на верстатах серії Hermle С-серія, DMG DMU 50/70/85.

Роздільно-осьова конфігурація (tilting + rotary, L-подібна): вісь нахилу і вісь обертання є окремими вузлами, з'єднаними між собою. Дозволяє монтувати більші планшайби (до 800 мм), але жорсткість дещо нижча через консольне навантаження.

2.4.2. Функція RTCP / TCPM

Режим RTCP (Rotary Tool Center Point) або TCPM (Tool Center Point Management) автоматично компенсує зміщення центру інструменту при повороті осей В та С. Без RTCP при нахилі столу вісь ЧПК повинна паралельно рухатись уздовж X/Y/Z для збереження положення точки контакту — це вимагає складної постпроцесорної обробки. RTCP виконує цю компенсацію апаратно/програмно в реальному часі.

2.5. Індексні столи (Hirth / Curvic)

Індексний стіл (Рис. 2.4.) реалізує дискретне позиціонування заготовки через кутові кроки визначеної величини (найчастіше 1° або 5°). Фіксація в позиції здійснюється через зачеплення торцевих зубців — зубці Hirth або спряжена муфта Curvic (Gleason).

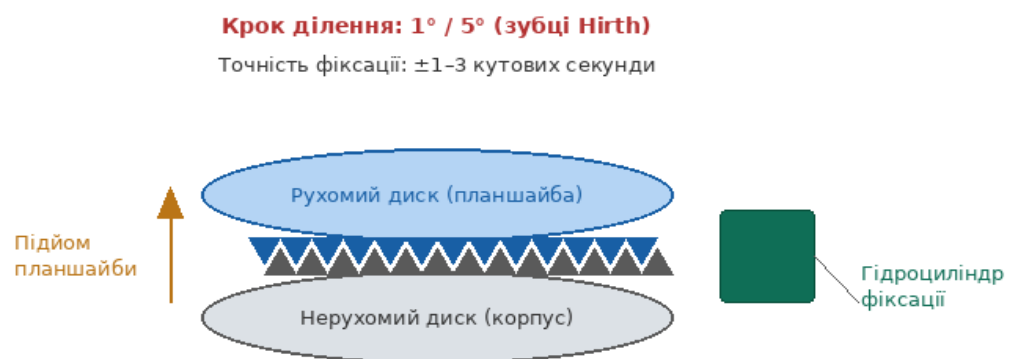


Рис. 2.4. Принцип роботи індексного стола з зубцями Hirth: підйом планшайби → поворот → опускання і фіксація

Цикл індексування включає три фази: підйом рухомого диска гідроциліндром (стиснення пружини), повільний поворот на заданий кут

серводвигуном, опускання і притискання зубців з зусиллям від 20 до 200 кН залежно від типорозміру. Час повного циклу — 0,5–3 секунди.

Жорсткість зубчастого зачеплення Hirth є надзвичайно високою — після фіксації з'єднання фактично є монолітним. Момент утримання: від 5 000 до 200 000 Н·м для промислових столів важкого типу. Точність відтворення: ± 1 –3 кутових секунди незалежно від зносу зубців.

- Типове застосування: горизонтальні обробні центри, паллетозмінні системи (FMS/ГВС)
- Переваги: не потребує постійного гідравлічного тиску для утримання (пружинний притиск)
- Обмеження: неможлива обробка з довільним кутовим положенням (тільки кратні 1° або 5°)

2.6. Порівняльні характеристики

На діаграмі нижче показано порівняльний профіль трьох основних типів поворотних столів за п'ятьма ключовими критеріями (Рис. 2.5.) Значення нормалізовані до діапазону 0–1 відносно кращого показника в кожній категорії.

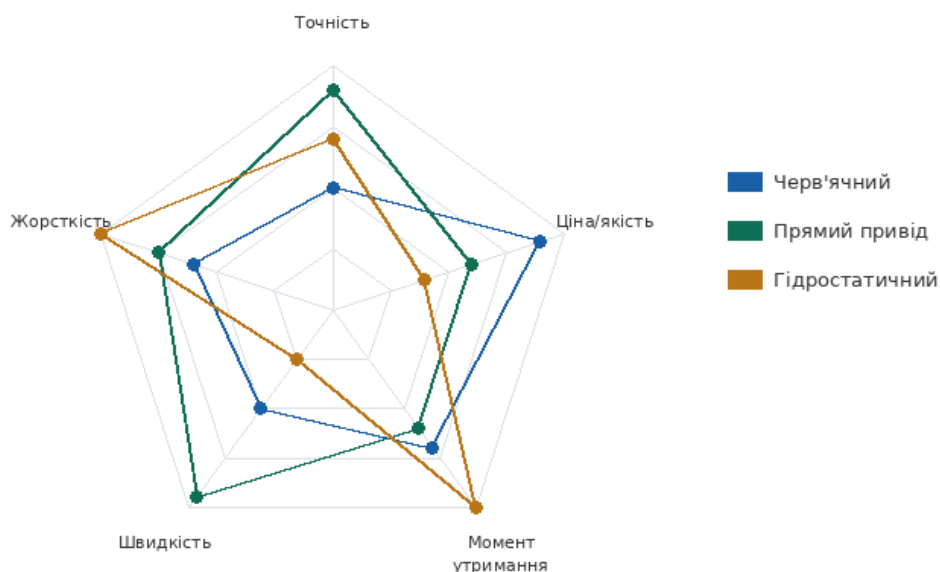


Рис. 2.5. Порівняльна характеристика типів поворотних столів (нормалізована шкала)

2.7. Критерії вибору поворотного стола

2.7.1. Діаметр і вантажопідйомність планшайби

Діаметр планшайби визначається максимальними габаритами оброблюваних деталей і схемою кріплення оснащення. Мінімально необхідний діаметр — 1,2–1,5 від максимального поперечного розміру деталі. Вантажопідйомність вибирається з коефіцієнтом запасу 2–3 від маси деталі з оснащенням.

2.7.2. Момент утримання при різанні

Розрахункова схема: момент різання $M_{різ} = P_z \times R$, де P_z — тангенціальна складова сили різання, R — відстань від осі стола до зони різання. Момент утримання стола має перевищувати $M_{різ}$ не менше ніж у 2,5 рази. Гідравлічний затискач забезпечує стабільне утримання навіть при ударному навантаженні.

2.7.3. Клас точності та призначення

- Чорнова і напівчистова обробка: достатня точність $\pm 8\text{--}10''$, черв'ячний привід
- Чистова обробка і контурна 5D: необхідна $\pm 2\text{--}5''$, DDR або гідростатика
- Аерокосмос, медтехніка: $\pm 0,5\text{--}2''$, DDR з оптичним енкодером класу А
- Серійне виробництво з ГВС: індексний стіл, крок 1° , висока продуктивність

2.8. Інтеграція з системами ЧПК

Поворотний стіл підключається до ЧПК верстата як 4-та або 5-та вісь. Сучасні системи управління — FANUC 31i/35i/0i-F, Siemens SINUMERIK 840D sl, Mitsubishi M800/M80 — забезпечують повну синхронізацію поворотної осі з лінійними осями X, Y, Z.

Функція ЧПК	Призначення	Підтримка
RTCP / TCPM	Компенсація положення центру інструменту при 5D обробці	FANUC, Siemens, Mitsubishi, Heidenhain
Синхронний рух	Одночасне управління 4–5 осями для контурної обробки	Всі сучасні системи ЧПК
Нарізання гвинтових канавок	Синхронізація осі C і осі Z для гвинтових траєкторій	FANUC, Siemens 840D
Температурна компенсація	Корекція теплового розширення шпинделя та осей	FANUC 31i, Siemens 840D sl
Backlash compensation	Програмна компенсація люфту черв'ячної передачі	Всі системи ЧПК
Моніторинг навантаження	Контроль крутного моменту для захисту від перевантаження	FANUC PMC, Siemens Safety

Інтерфейс зв'язку між ЧПК і енкодером стола: аналоговий ± 10 В (застарілий), цифровий FANUC Serial Encoder (α i, β i), SSI (Synchronous Serial Interface), EnDat 2.2 (Heidenhain), DRIVE-CLiQ (Siemens Sinamics). Цифровий інтерфейс забезпечує передачу абсолютного положення без початкового референсування при кожному вмиканні.

2.9. Типові помилки при виборі та експлуатації

2.9.1. Недооцінка моменту утримання

Найчастіша помилка — вибір стола за точністю позиціонування без перевірки моменту затиску. При важкому фрезеруванні навіть заблокований стіл може повернутися, якщо момент різання перевищує момент утримання гальма. Рекомендація: розраховувати $M_{різ}$ для найважчого режиму і вибрати стіл з запасом 2,5–3×

2.9.2. Ігнорування теплового розширення

Корпус DD-мотора або черв'ячна передача нагріваються в процесі роботи, що вносить температурну похибку позиціонування 2–15 мкм/°C залежно від конструкції. Рішення: активна стабілізація температури охолоджуючою рідиною, або увімкнення температурної компенсації в параметрах ЧПК.

2.9.3. Невідповідність інтерфейсу ЧПК

Перед замовленням стола необхідно перевірити: версію ПЗ ЧПК та підтримуваний протокол енкодера, наявність вільного осьового модуля підсилювача (drive axis module), сумісність параметрів осі (CMR/DMR, тип зворотного зв'язку, номінальний струм мотора).

10.4. Зниження класу захисту

Верстати з рясним застосуванням СОЖ і дрібнодисперсною стружкою вимагають IP67 для корпусу стола і не менше IP54–IP65 для енкодера. Стандартний IP54 у важких умовах призводить до корозії опорних поверхонь і виходу датчика з ладу протягом 1–2 років [15, 16]

3. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

3.1. Силовий розрахунок

Потужність на валах.

$$N_{el} = 1,1 \text{ кВт};$$

$$\eta_{n.n.} = 0,99 - \text{ККД пари підшипників};$$

$$\eta_{з.п.} = 0,97 - \text{ККД зубчатої передачі};$$

$$N_I = N_{el} \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{n.n.} = 1,1 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 1,056 \text{ кВт};$$

$$N_{II} = N_I \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{n.n.} = 1,056 \cdot 0,8 \cdot 0,99 = 0,836 \text{ кВт};$$

Число обертів електродвигуна – $n_{дв} = 500 \text{ об/хв}$

Крутні моменти на валах.

Попередньо визначені крутні моменти на кожному валу:

$$M_{кр.ел} = 9750 \cdot \frac{N_{дв}}{n_{дв}}.$$

$$M_{кр.ел} = 9750 \cdot \frac{1,1}{500} = 21,45 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{крI} = M_{кр.ел} \cdot \frac{n_{ел}}{n_1} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 21,45 \cdot \frac{500}{250} \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 40,77 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{крII} = 40,77 \cdot \frac{1}{62,5} \cdot 0,8 \cdot 0,99 = 2018,11 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Розрахунок циліндричних зубчастих передач.

Попередній розрахунок модулів зубчатих коліс.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot M}{Y_H \cdot Z \cdot \psi \cdot [\sigma_H]}}$$

де M – крутний момент, $\text{Н} \cdot \text{мм}$;

Z – кількість зубців колеса;

Y_H – коефіцієнт форми зуба;

ψ – коефіцієнт ширини зубчатих вінців ($\psi = 6 \dots 10$). Приймаємо $\psi = 8$;

$[\sigma_H]$ – допустиме напруження згину, *МПа*.

Матеріалом для більшості зубчатих коліс попередньо приймаємо сталь 45 по ГОСТ 1050 – 71, термообробка поліпшена $[\sigma_H] = 370$ *МПа* [1].

$$m_{I-II} = \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot 40,77}{0,379 \cdot 8 \cdot 52 \cdot 370}} = 1,118 \text{ мм};$$

Корегую значення модулів за стандартним рядом значень модулів:

$$m_{I-II} = 1,5 \text{ мм};$$

Визначаємо розміри зубчатих коліс, в *мм*.

Ділильний діаметр: $d = m \cdot Z$;

Ділильний діаметр вершин: $d_a = d + 2 \cdot m$;

Ділильний діаметр впадин: $d_f = d - 2,5 \cdot m$.

$$Z_1 = 52 : d = m \cdot Z_1 = 1,5 \cdot 52 = 78 \text{ мм}; d_a = d + 2 \cdot m = 78 + 2 \cdot 1,5 = 81 \text{ мм};$$

$$d_f = d - 2,5 \cdot m = 78 - 2,5 \cdot 1,5 = 74,25.$$

$$Z_2 = 104 : d = m \cdot Z_2 = 1,5 \cdot 104 = 156 \text{ мм}; d_a = d + 2 \cdot m = 156 + 2 \cdot 1,5 = 159 \text{ мм};$$

$$d_f = d - 2,5 \cdot m = 156 - 2,5 \cdot 1,5 = 152,25 \text{ мм}.$$

Міжосьова відстань валів.

Між валами I і II:

$$a_{\omega 1} = 0,5 \cdot m \cdot \sum Z = 0,5 \cdot 1,5 \cdot 156 = 117 \text{ мм};$$

Ширина зубчастих коліс.

$$b_{I-II} = \psi \cdot a_w = 0,5 \cdot 117 = 58,5 \approx 60 \text{ мм},$$

де ψ – коефіцієнт ширини зубчатих коліс;

a_w – міжосьова відстань.

Перевірка зубців коліс по напруженням згину.

$$G_{f_2} = \frac{K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{F2} \cdot F_{te}}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma]_{F2}$$

$$G_{f_2} = \frac{1 \cdot 1.42 \cdot 1.09 \cdot 1 \cdot 3.61 \cdot 0.58}{60 \cdot 1} = 0.05 \approx 500 \text{ МПа}$$

500 ≤ 1260 МПа перевірка виконується.

Перевірка зубців коліс по контактним напруженням.

$$G_H = \frac{K_H}{a_w \cdot u} \cdot \sqrt{\frac{(u \pm 1)^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot M_{kr}}{b_2}} \leq [\sigma]_w$$

$$G_H = \frac{3,2 \cdot 10^5}{117 \cdot 3} \cdot \sqrt{\frac{(3 \pm 1)^3 \cdot 1 \cdot 1,56 \cdot 1,09 \cdot 40,77}{60}} = 1763,87 \text{ МПа}$$

1763,87 ≤ 2000 МПа умова виконується.

3.2. Розрахунок черв'ячної передачі.

Матеріали черв'яка і колеса.

Для черв'яка застосовують ті ж марки сталей, що і для зубчатих коліс. Термообработку -- поліпшення з твердістю <НВ 350 - використовують для передач малих потужностей (до 1 кВт) і порівняно малої продовженості роботи.

Оскільки вибір матеріалу для колеса зв'язаний з швидкістю ковзання, то попередньо визначають по формулі, приведених в табл. 2.12.(6.ст.20)

Матеріал черв'яка – сталь 40ХН

Матеріал колеса – СЧ18

Міжосьова відстань.

$$a_w = 6100 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{\beta} \cdot T_{HE}}{[\sigma]_H^2}}$$

$$a_w = 6100 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,7 \cdot 16,63}{900^2}} = 148 \approx 160 \text{ мм.}$$

Де $[\sigma]_H$ – в Па; при змінному режимі $K_\beta = 0,7$; T_{HE} – еквівалентний момент на колесі.

$$T_{HE} = K_{HD} \cdot T_2$$

$$T_{HE} = 0,5 \cdot 33,27 = 16,63 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Основні параметри передачі.

Число зубців колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u$$

$$z_2 = 1 \cdot 62,5 = 62,5 \approx 63$$

Попереднє значення модуля передачі:

$$m = (1,4 \dots 1,7) \cdot \frac{a_w}{z_2}$$

$$m = 1,6 \cdot \frac{160}{63} = 4 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт діаметра черв'яка:

$$q = \frac{2 \cdot a_w}{m} - z_2$$

$$q = \frac{2 \cdot 160}{4} - 63 = 17$$

Приймаємо $q = 20$

Коефіцієнт зміщення:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (z_2 + q)$$

$$x = \frac{160}{4} - 0,5 \cdot (63 + 20) = -1,5$$

Якщо по розрахунку коефіцієнт зміщення $|x| > 1,0$ то міняють модуль, міжосьову відстань, кількість зубців.

Розміри черв'яка і колеса.

Ділильний діаметр черв'яка:

$$d_1 = q \cdot m$$

$$d_1 = 20 \cdot 4 = 80 \text{ мм}$$

діаметр вершин витков:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$$
$$d_{a1} = 80 + 2 \cdot 4 = 88 \text{ мм}$$

діаметр впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$$
$$d_{f1} = 80 - 2,4 \cdot 4 = 70,4 \text{ мм}$$

Довжину b_1 нарізаної частини черв'яка знаходимо по табл. 2.13.[6.ст. 22]

$$b_1 = 57,12 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр окружності колеса:

$$d_2 = z_2 \cdot m$$
$$d_2 = 63 \cdot 4 = 252 \text{ мм.}$$

Діаметр окружності вершин зубців:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (1 + x) \cdot m$$
$$d_{a2} = 252 + 2 \cdot (1 + 1,5) \cdot 4 = 256 \text{ мм.}$$

Найбільший діаметр колеса:

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6 \cdot m / (z_1 + 2)$$
$$d_{aM2} = 256 + 6 \cdot 4 / (1 + 2) = 264 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x)$$
$$d_{f2} = 252 - 2 \cdot 4 \cdot (1,2 - (-1,5)) = 230,4 \text{ мм.}$$

Ширина вінця колеса:

$$b_2 = \psi_a \cdot a_w$$
$$b_2 = 0,355 \cdot 160 = 56,8 \text{ мм.}$$

Перевірочний розрахунок передачі на міцність.

Визначаємо швидкість ковзання в зачепленні:

$$v_s = v_1 / \cos \gamma$$

де $v_1 = \pi \cdot n_1 \cdot d_1 / 60$ (v_1 -- окружна швидкість на черв'яку, м/с; $n_1 = n_2 \cdot u$, об/хв; d_1 – в м), γ – кут підйому лінії витка (табл. 2.14.) [6.ст. 22].

$$n_1 = 4 \cdot 62,5 = 250$$

$$v_1 = \pi \cdot 250 \cdot 0,08 / 60 = 1,046$$

$$v_s = 1,046 / \cos 2,52 = 1,047$$

Визначаємо розрахункове напруження:

$$\sigma_H = \frac{4,8 \cdot 10^5}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{K_\beta \cdot K_v \cdot T_{HE2}}{d_{w1}}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_H = \frac{4,8 \cdot 10^5}{252} \cdot \sqrt{\frac{0,7 \cdot 1,05 \cdot 16,63}{68}} = 342 \text{ МПа}$$

ККД передачі.

Коефіцієнт корисної дії передачі:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho)}$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 3,36}{\operatorname{tg}(3,36 + 2,20)} = 0,60\%$$

Основні геометричні розміри черв'ячного колеса визначені в розрахунку.

Частіше за все черв'ячне колесо виготовляють складеним: центр - з сірого чавуну або із сталі, зубчастий вінець - з бронзи. З'єднання вінця з центром повинне забезпечувати передачу великого поворотного моменту, що обертає, і порівняно невеликої осьової сили. Конструкція черв'ячного колеса і спосіб з'єднання вінця з центром залежать від об'єму випуску. При одиничному і дрібносерійному виробництві) коли річний об'єм випуску менше 50 шт., і невеликих розмірах коліс ($d_{aM2} < 400$ мм) зубчаті вінці з'єднані з центром посадки з натягом. При постійному напрямку обертання черв'ячного колеса по зовнішній поверхні центру передбачено буртик, на який направляють осьову силу. З'єднання вінця з центром можна виконати без буртика, а посадки вибирати по методиці, викладеній в даній методиці. При цьому встановлювати гвинти в стик зубчастого вінця і центру не потрібно.

При більших розмірах коліс ($d_{aM2} > 400$ мм) кріплення вінця до центру можна здійснювати болтами, встановленими без зазору. В цьому випадку вінець

попередньо центрують по діаметру D ; спряження центруючих поверхонь виконують по перехідній посадці. При кінцевого положення зубчастого вінця визначають сполученням його отворів із стрижнями болтів, встановлених без зазору. У цій конструкції необхідно передбачити надійне стопорення гайки від самовикручування.

Черв'ячні колеса обертаються з невеликою швидкістю i , як правило, не вимагають балансування, тому неробочі поверхні обода, диска, ступиці колеса залишають необробленими і роблять конусними з великими радіусами заокруглень. Гострі краї на торцях вінця притупляють фасками

де m - модуль зчеплення з округленням до стандартної величини. Розміри інших основних конструктивних елементів приймають по співвідношеннях:

$$S_o = (1,2...1,3) S; C = (1,2...1,3) S_o; h \approx 0,15b_2; t \approx 0,8h.$$

Інші конструктивні елементи черв'ячних коліс слід приймати такими ж, як для циліндричних зубчатих коліс (див. § 5.1[6.ст. 41]).

При серійному виробництві (річний об'єм випуску більше 100 шт.) економічно вигідно застосовувати наплавлений вінець: знижуються вимоги в точності обробки дотичних поверхонь вінця і центру, не потрібні преси для їх з'єднання, не потрібно кріплення гвинтами. Чавунний або сталевий центр нагрітий до 700 ... 800 градусів по Цельсію, закладають в металеву форму, підігрівають її до 150...200 градусів по Цельсію і заливають розплавленою бронзою. При застиганні між центром і вінцем виникає натяг, викликаний осадкою тверднучого рідкого металу вінця.

3.3. Відстані між деталями передач.

Щоб поверхні колес, що обертаються, не зачіпали за внутрішні поверхні стінок корпусу, між ними залишають зазор «а», який визначають по формулі:

$$a = \sqrt[3]{L} + 4 \text{ мм.}$$

де L - найбільша відстань між зовнішніми поверхнями деталей передач, мм.

Обчислене значення «а» закругляють у більшу сторону до цілого числа.

$$a = \sqrt[3]{900} + 4 = 13,65 \approx 14 \text{ мм.}$$

Відстань « b_o » між дном корпусу і поверхнею коліс або черв'яка для всіх типів редукторів і коробок передач приймають:

$$b_o \geq 4 \cdot a$$

$$b_o = 4 \cdot 14 = 56 \text{ мм.}$$

3.4. Розрахунок діаметрів валів

Після визначення міжосьових відстаней, розмірів коліс і черв'яків приступають до розробки конструкції стола. Першим етапом конструювання являється розробка ескізного проекту. При ескізному проекту визначають розташування деталей передач, орієнтуючі діаметри ступіней валів, вибирають типи підшипників.

Діаметри різних ділянок валів визначають по формулах:

-- для швидкохідного вала:

$$d \geq (7...8) \sqrt[3]{T_B}$$

$$d \geq (7...8) \sqrt[3]{40,77} = 24...27,53 \text{ мм.}$$

$$d_{II} \geq d + 2t$$

$$d_{\Pi} \geq 27 + 2 * 2,2 = 39,4 \approx 40 \text{ мм.}$$

$$d_{\text{БП}} \geq d_{\Pi} + 3r$$

$$d_{\text{БП}} \geq 40 + 3 * 2 = 46 \text{ мм.}$$

-- для тихохідного вала:

$$d \geq (5...6) \sqrt[3]{T_T}$$

$$d \geq (5...6) \sqrt[3]{33,27} = 16,08...19,29 \text{ мм.}$$

$$d_{\Pi} \geq d + 2t$$

$$d_{\Pi} \geq 18 + 2 * 2 = 22 \text{ мм.}$$

$$d_{\text{БП}} \geq d_{\Pi} + 3r$$

$$d_{\text{БП}} \geq 22 + 3 * 1,6 = 26,8 \approx 27 \text{ мм.}$$

Вичислене значення діаметрів округлюють в більшу сторону до стандартних.

Висоту буртика t , координату фаски підшипника r і розмір фаски f приймають в залежності від діаметра d посадочної поверхні.

3.5. Вибір типу підшипників

Для опор валів черв'ячних коліс використовують роликові підшипники, а для опор черв'яка — конічні роликові підшипники. Початково приймаємо підшипники легкої серії.

Конструювання підшипників

Підібрати підшипники кочення для фіксуючої опори валу загального призначення. Частота обертання вала=250 об/хв. необхідна довговічність підшипників $L_{10h} = 6300$ г. Діаметр посадочних поверхонь валу $d = 40$ мм. Максимально доводіючі сили: $F_{r1max} = 0,0960$ Н, $F_{r2max} = 0,264$ Н. Режим навантаження -- $K_e = 0,5$.

Знаходимо еквівалентні навантаження:

$$F_r = K_e \cdot F_{r1max} = 0,5 \cdot 0,0960 = 0,048 \text{ Н};$$

$$F_A = K_e \cdot F_{r2max} = 0,5 \cdot 0,264 = 0,132 \text{ Н};$$

1. Заздалегідь приймаємо конічний роликпідшипник легкої серії 7206 з кутом контакту.

2. Для цих підшипників знаходимо, що $C_r = 29800$ Н, $C_{or} = 22300$ Н.

3. Підшипниковий вузол фіксуючої опори утворюють один конічний роликпідшипник навантажений силами:

$$C_{r\Sigma} = 1,625 \cdot C_r$$

$$C_{r\Sigma} = 1,625 \cdot 29800 = 48425 \text{ Н}.$$

$$C_{or\Sigma} = 2 \cdot C_{or}$$

$$C_{or\Sigma} = 2 \cdot 22300 = 44600 \text{ Н}.$$

4. Відношення $F_a / C_{or\Sigma} = 0,132 / 44600 = 0,00000591$. Із табл. 7.1[6.ст. 83] виписуємо $e = 0,30$.

5. Відношення $F_a / VF_r = 0,132 / (1 \cdot 0,048) = 2,75$, що більше $e = 0,30$. Із табл. 7.1[ст. 83] виписуємо $X = 0,74$, $Y = 2,94$.

6. Еквівалентне динамічне радіальне навантаження

$$P_e = (V \cdot X \cdot Fr + Y \cdot F_a) \cdot K_o \cdot K_m$$

Приймаємо $K_T = 1$ (температура роботи підшипника менше 100°C), $K_B = 1,3$ (див. табл. 7.3, п. 3)[6.ст. 84].

$$P_e = (1 \cdot 0,74 \cdot 0,048 + 2,94 \cdot 0,132) \cdot 1,3 \cdot 1 = 0,5506 \text{ Н}$$

7. Потрібна динамічна вантажопідйомність:

$$C_{TP} = P_e \cdot \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot n \cdot 60}{10^5}}$$

$$C_{TP} = 0,5506 \cdot \sqrt[3]{\frac{6300 \cdot 250 \cdot 60}{10^6}} = 2,5079 \text{ Н}$$

Так як $C_{TP} < C_{r\Sigma}$ ($2,5079 < 29575$) то цей підшипник підходить.

Визначаємо базову довговічність вибраного конічний роликпідшипник легкої серії 7206:

$$L_{10} = \left(\frac{C_{r\Sigma}}{P_e}\right)^3$$

$$L_{10} = \left(\frac{48425}{0,5506}\right)^{3,33} = 29127 \text{ млн. об.}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot 29127}{60 \cdot 250} = 19418 \text{ год.}$$

Оскільки базова довговічність більше необхідної ($19418 > 6300$), то підшипник підходить.

3.6. Шпонкове з'єднання

Розрахунок I вала.

Вибираємо розміри шпонкових з'єднань [4]:

- Для $d = 40 \text{ мм}$ переріз шпонки $b \times h = 8 \times 7 \text{ мм}^2$.
- Глибина пазу: валу $t_1 = 4 \text{ мм}$, ступиці $t_2 = 3,3 \text{ мм}$.
- Довжина шпонки: $l = 35 \text{ мм}$.

- Позначення шпонки: 8×7×35 ГОСТ 10748 – 79.

Розрахунок шпонки проводимо на зминання.

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot M_{KP}}{d \cdot h \cdot (l - b)} \leq [\sigma_{3M}], [4].$$

$[\sigma_{3M}] = 80 \div 130 \text{ МПа}$, приймаємо $[\sigma_{3M}] = 100 \text{ МПа}$,

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot 40,77 \cdot 10^3}{40 \cdot 7 \cdot (35 - 8)} = 10,78 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа} = [\sigma_{3M}].$$

Перевірка виконується.

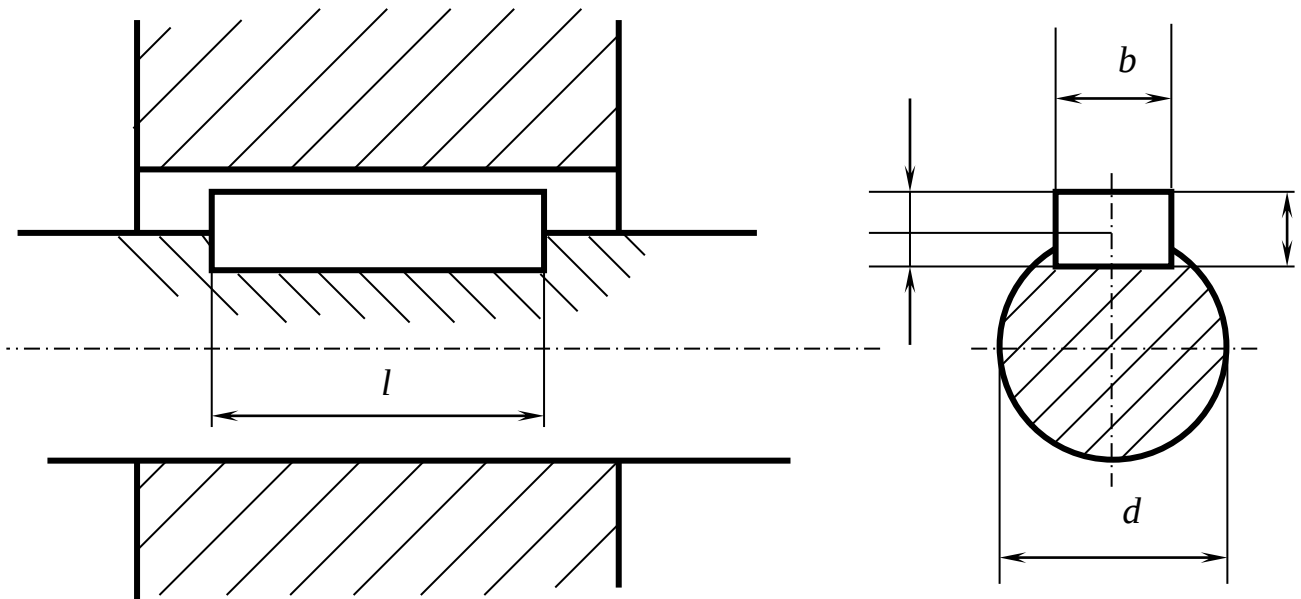


Рис. 4. Розрахункова схема шпонкового з'єднання.

3.7. Вибір сорту мастила

Змащування зубчастого зачеплення проводять зануренням зубчастого колеса у мастило, котре заливається в середину корпуса до необхідного рівня, котре контролюється індикатором рівня. Рівень залитого мастила забезпечує занурення колеса приблизно на 10...12мм. Об'єм мастильної

ванни V визначаємо із розрахунків $0,25\delta m^3$ мастила на 1кВт передаючої потужності:

$$V = 0,25 \times 5 = 1,25\delta m^3.$$

По табл.10.8 [I] встановлюємо в'язкість мастила при контактних напруженнях:

$$\sigma_H = 334,2 MPa;$$

та швидкості:

$$V = 3 m/c;$$

рекомендована в'язкість мастила повинна приблизно дорівнювати:

$$28 \times 10^{-6} m/c.$$

По табл.10.10 [I] приймаємо мастило індустріальне И30А ГОСТ 20799-75. Камери підшипників заповнюємо пластичним змащувальним матеріалом УТ-1 табл.9.14 [I] періодично доповнюючи його шприцем через прес-маслянки.

ВИСНОВКИ

В роботі виконано розробку конструкції поворотного столу багатоопераційного верстата, що забезпечує необхідну точність позиціонування, жорсткість та надійність роботи при виконанні багатосторонньої обробки складних деталей.

Для досягнення поставленої було виконано наступні задачі:

- проаналізовано існуючі конструкції поворотних столів багатоопераційних верстатів та визначено їх переваги і недоліки;
- обґрунтовано вибір конструктивної схеми поворотного столу відповідно до заданих технічних вимог;
- виконано силовий розрахунок основних вузлів поворотного столу;
- розроблено конструкторську документацію на спроектований поворотний стіл;

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. Федотьев // 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.