

**Р. І. Сивак**

**РОЗРАХУНОК ТА  
КОНСТРУЮВАННЯ  
МЕТАЛООБРОБНОГО  
ОБЛАДНАННЯ**

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

**Р. І. Сивак**

# **РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУЮВАННЯ МЕТАЛООБРОБНОГО ОБЛАДНАННЯ**

*Електронний навчальний посібник*

Вінниця  
ВНТУ  
2026

УДК 621.9.06  
С34

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (Протокол № 5 від 27.11.2025 р.)

**Рецензенти:**

**Л. К. Поліщук**, д.т.н., проф., завідувач кафедри «Галузевого машинобудування», заслужений діяч науки і техніки України, ВНТУ

**А. А. Кашканов**, д.т.н., проф., професор кафедри «Автомобілі та транспортний менеджмент», ВНТУ

**В. М. Бандура**, д.т.н., проф., професор кафедри «Процеси і апарати харчових виробництв», Національний університет біоресурсів і природокористування України

**Сивак, Р. І.**

С34 Розрахунок та конструювання металообробного обладнання: навчальний посібник [Електронний ресурс] / Сивак Р. І. – Вінниця : ВНТУ, 2026. – (PDF, 121 с.)

У курсі «Розрахунок та конструювання металообробного обладнання» вивчаються основні методи розрахунку та конструювання верстата та його механізмів і деталей з умови забезпечення якісної та кількісної сторони процесу обробки. Ця умова означає, що міцність, жорсткість, зносостійкість, вібростійкість та інші характеристики деталей та елементів верстата, а також компонування, технічні та експлуатаційні показники верстата повинні забезпечити необхідні точність обробки та якість поверхні за високої продуктивності та економічності процесу.

**УДК 621.9.06**

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
Розділ 1 ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ ПОКАЗНИКИ ВЕРСТАТІВ .....	6
1.1 Розвиток конструкцій верстатів.....	6
1.2 Технічні показники верстатів .....	7
1.3 Компонування верстатів.....	9
1.4 Етапи проєктування і виготовлення нових верстатів.....	11
Розділ 2 АНАЛІЗ РОБОТОЗДАТНОСТІ ВЕРСТАТІВ .....	14
2.1 Модель для оцінення роботоздатності верстата .....	14
2.2 Початкові (статичні) показники якості верстата .....	17
2.3 Стійкість верстата до дії шкідливих процесів.....	25
Розділ 3 ПРИВОД ВЕРСТАТІВ.....	30
3.1 Структура привода із ступінчастим регулюванням .....	30
3.2 Графоаналітичний метод кінематичного розрахунку приводів із ступінчастим регулюванням .....	33
3.3 Приклад кінематичного розрахунку коробки швидкостей.....	37
3.4 Основні типи коробок швидкостей і подач .....	42
3.5 Особливості силових розрахунків коробок швидкостей і подач .....	46
Розділ 4 ШПИНДЕЛЬНІ ВУЗЛИ ВЕРСТАТІВ.....	51
4.1 Шпинделі верстатів.....	51
4.2 Підшипники кочення .....	54
4.3 Підшипники ковзання.....	59
4.4 Розрахунок шпиндельного вузла на жорсткість .....	64
Розділ 5 БАЗОВІ ДЕТАЛІ І МЕХАНІЗМИ .....	67
5.1 Сили, що діють на корпусні деталі верстатів.....	67
5.2 Станини верстатів .....	68
5.3 Напрявні верстатів.....	71
Розділ 6 МЕХАНІЗМИ ТА СИСТЕМИ ВЕРСТАТІВ.....	78
6.1 Механізми переміщення робочих органів верстата .....	78
6.2 Механізми та системи зміни швидкостей.....	82
6.3 Системи забезпечення точності обробки.....	93
6.4 Системи керування верстатом .....	101
Розділ 7 ЕКСПЛУАТАЦІЯ ВЕРСТАТІВ.....	111
7.1 Встановлення верстатів на фундаменти і опори.....	111
7.2 Перевірка і випробування верстатів.....	114
7.3 Ремонт і обслуговування верстатів .....	119
Література .....	113

## ВСТУП

У курсі «Розрахунок та конструювання металообробного обладнання» вивчаються основні методи розрахунку та конструювання обладнання, його механізмів і деталей з умови забезпечення якісної та кількісної сторони процесу обробки. Ця умова означає, що міцність, жорсткість, зносостійкість, вібростійкість та інші характеристики деталей та елементів верстата, а також компонування, технічні та експлуатаційні показники верстата мають забезпечити необхідні точність обробки та якість поверхні за високої продуктивності та економічності процесу. Викладено загальний методологічний підхід до розрахунку окремих деталей та механізмів; виходячи з вимог до даних цільових елементів і до верстата загалом; дано аналіз факторів, що визначають конструкцію верстата.

В посібнику розглянуто основні технічні показники сучасного металообробного верстата, які залежать від їх типу, але загалом можна виділити такі ключові параметри: робочий діапазон (габарити обробки); потужність та характеристики шпинделя; система подачі та точність; система управління (ЧПУ); інструментальна система; системи автоматизації та роботизації; жорсткість та вібростійкість конструкції; енергоспоживання та системи охолодження; рівень шуму; система видалення стружки; інтеграція в «розумне виробництво».

Подано аналіз роботоздатності сучасного металообробного верстата, або комплекс заходів, спрямованих на оцінення його технічного стану, надійності та відповідності заданим виробничим параметрам, до яких відносяться технічний стан вузлів та агрегатів; точність і стабільність обробки; надійність та довговічність; ефективність роботи; енергетичні й експлуатаційні параметри; автоматизація та інтелектуальні системи контролю; безпека і відповідність стандартам. Аналіз роботоздатності містить технічну діагностику, контроль точності, оцінення надійності та економічності експлуатації. Він дозволяє виявити приховані дефекти, спрогнозувати ресурс вузлів та оптимізувати режими роботи.

Розглянуто типи приводів залежно від призначення вузлів. Зокрема привод головного руху (шпиндельний привод); приводи подачі (осі X, Y, Z та додаткові); приводи допоміжних механізмів; приводи інструменту, що обертається (на револьверних головках, багатофункціональних верстатах). Ключовими тенденціями є перехід від гідравлічних та пневматичних приводів до електричних сервоприводів, що підвищує точність та енергоефективність; зростання застосування прямих приводів та лінійних двигунів; інтеграція датчиків навантаження та вібрації, що забезпечує адаптивне керування під навантаженням; використання енергозбережних приводів з рекуперацією енергії.

Подано основні типи шпиндельних вузлів як одного із ключових елементів металообробного верстата, що визначає його точність,

жорсткість, швидкість та ресурс роботи. У сучасних верстатах застосовуються різні типи шпиндельних вузлів, залежно від призначення, зокрема за конструкцією привода шпинделя; за системою опор (підшипників); за системою охолодження; за функціональністю. Поточні тенденції у розвитку шпиндельних вузлів полягають у застосуванні вбудованих датчиків вібрації, температури, навантаження для моніторингу стану; у використанні електродвигунів з постійними магнітами, що мають високу потужність та ККД; у мінімізації маси шпиндельного вузла для прискорення динаміки осей; в інтеграції в системи предиктивної діагностики (прогнозування зносу).

Сучасний верстат поєднує масивні базові деталі для жорсткості та точності й високотехнологічні механізми для автоматизації та контролю обробки. Тому в посібнику розглянуто базові деталі (несучі елементи конструкції); основні механізми; додаткові підсистеми, оскільки сучасний металообробний верстат – це складна мехатронна система, яка містить базові деталі (елементи конструкції) та механізми (вузли, що забезпечують рух та обробку).

Експлуатація сучасних металообробних верстатів (особливо з ЧПУ) потребує строгого дотримання правил, щоб забезпечити точність обробки, довговічність вузлів та безпеку персоналу. Тому в посібнику подано основні правила та принципи експлуатації металообробного обладнання.

## Розділ 1

### ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ ПОКАЗНИКИ ВЕРСТАТІВ

#### 1.1 Розвиток конструкцій верстатів

Для оцінення ступеня розвитку верстата розглянемо функції, які він виконує під час здійснення певного технологічного процесу. Виготовлення будь-якої деталі на верстаті складається з чотирьох основних етапів: встановлення програми (завдання), що містить технічні умови на об'єкт обробки; управління процесом (зміна і включення швидкостей, узгодження різних рухів), здійснення процесу обробки (сполучення необхідних зусиль і швидкостей заготовки та інструменту з необхідною точністю взаємного переміщення) і контроль процесу (оцінення відповідності технологічного процесу завданню та внесення необхідних поправок у хід процесу).

Етапи обробки та взаємодію між ними можна подати у вигляді блок-схеми (рис. 1.1). Розглянута схема містить зворотний зв'язок.

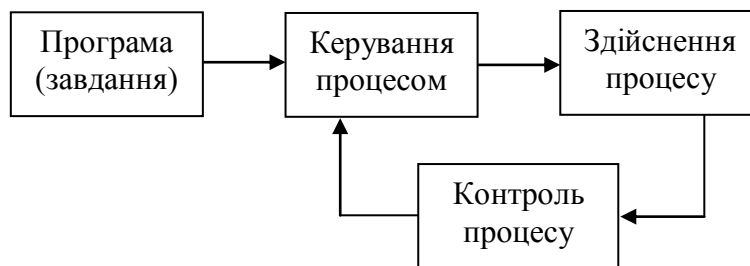


Рисунок 1.1 – Схема етапів обробки та взаємодія між ними

Розглянемо, як ця блок-схема реалізується практично залежно від рівня розвитку технологічної машини – верстата.

Здійснення будь-якого технологічного процесу, навіть якщо він виконується вручну, також відповідає наведеній блок-схемі, але всі функції виконує людина. У цьому випадку керує процесом мозок людини, здійснюють процес його руки та контролюють очі. Ці функції людини не змінюються й у тому випадку, коли його праця полегшується завдяки використанню робочого інструменту.

*Перша стадія* розвитку верстатів характеризується застосуванням таких механізмів, які полегшують працю робітника. Однак такі верстати не мають механізмів, які безпосередньо здійснюють технологічний процес виготовлення виробу. Ці верстати-знаряддя дійшли і до наших днів. Електродріль для свердління, верстати для ручного заточування інструменту, опилочні верстати та інші аналогічні машини, хоча і мають сучасний електропривод, але під час їх використання хід технологічного процесу повністю залежить від кваліфікації робітника.

*Друга стадія* розвитку верстатів спостерігається тоді, коли верстат перетворюється на «машину». Це пов'язано з виконанням верстатом

самого технологічного процесу без участі людини, коли спеціальні механізми здійснюють необхідні відносні рухи заготовки та інструмент. До верстатів-машин відноситься більшість універсальних верстатів токарних, фрезерних, розточувальних та ін.

*Третя стадія* розвитку верстатів – верстати-автомати, функції управління циклом яких здійснюються вже не робітником, а механізмами самого верстата. Одно- і багатошпиндельні токарні автомати, агрегатні свердлильно-розточувальні верстати, копіювально-фрезерні, шліфувальні та багато інших верстатів-автоматів широко застосовують у промисловості, забезпечуючи високу продуктивність праці.

Проте контроль технологічного процесу, як і раніше, здійснює людина. Наладчик спостерігає за роботою верстата. Він має періодично налагоджувати механізми і інструмент, замінювати інструмент, що зносився, регулювати його положення, виправляти невеликі неполадки у верстаті, контролювати якість продукції, що випускається. Зворотний зв'язок, необхідний для успішного виконання заданої програми, у звичайних верстатах-автоматах виконується людиною.

*Четверта стадія* розвитку верстатів характеризується повною реалізацією механізмами верстата блок-схеми технологічного процесу. Застосування спеціальних датчиків, які стежать за параметрами технологічного процесу, за механізмами, інструментом, заготовкою та навколишнім середовищем і вносять корективи в управління верстатом, дозволить створити новий тип верстатів – саморегульовані верстати-автомати. Такий верстат, на відміну від звичайного верстата-автомата, виконує всі функції управління ходом технологічного процесу, повністю звільняючи від участі у ньому людину.

## **1.2 Технічні показники верстатів**

Технічні показники верстата мають оцінити його якісні та кількісні параметри, можливу сферу застосування, дати характеристику основних особливостей верстата. До них насамперед належать такі показники.

*Технологічні можливості верстата.* Розміри і форма деталей та поверхонь, які можуть бути оброблені на верстаті, можливість встановлення необхідних режимів обробки (швидкостей, подач, навантажень), застосування верстата для обробки різних матеріалів є вихідною характеристикою під час вибору верстата для здійснення цього технологічного процесу. Можливості верстата з обробки деталей різної конфігурації залежать від його універсальності. Технологічні можливості верстата характеризуються як здатністю обробити на верстаті певні поверхні і деталі, так й точністю, з якою може бути здійснена ця обробка, і навіть продуктивністю верстата, досягнутою у заданих виробничих умовах.

*Точність верстата.* За точністю верстати ділять на класи:

Н – верстати нормальної точності – найпоширеніший клас верстатів, що забезпечує обробку деталей приблизно 7-го квалітету точності;

П – верстати підвищеної точності, виготовлені переважно на базі верстатів нормальної точності за вищих вимог до якості виробництва та якості базових деталей верстата (шпинделя та його опор, напрямних, ходового гвинта, станини);

В – верстати високої точності; висока точність обробки на цих верстатах забезпечується завдяки спеціальній конструкції окремих елементів, високій якості їх виготовлення та використанню верстатів у спеціальних умовах;

А – верстати особливо високої точності, виготовлені з більш жорсткими вимогами до основних механізмів та деталей, ніж для класу В;

С – верстати особливо точні, спеціальні майстер-верстати, які слугують для виготовлення деталей, що визначають точність прецизійних верстатів. На цих верстатах виготовляють такі деталі, як ділильні та еталонні колеса, вимірювальні гвинти та ін.

Співвідношення між величинами допусків у разі переходу від класу до класу більшості показників прийнято  $\phi=1,6$ .

*Продуктивність верстата.* Продуктивність зручніше підраховувати у штуках продукції, що випускається за одиницю часу. Вона залежить від часу, витраченого на процес різання, від тривалості допоміжних рухів циклу та простоїв верстата під час його ремонту та підналагодження. У сучасних високопродуктивних верстатах прагнуть застосовувати досконалі технологічні процеси, підвищувати режими обробки і скорочувати тривалість допоміжних рухів за рахунок автоматизації верстата. Підвищенню продуктивності сприяє створення багатоінструментних і багатошпиндельних верстатів, коли в такому верстаті здійснюється принцип концентрації операцій, тобто можливість одночасної обробки на верстаті різних поверхонь багатьма інструментами.

*Економічні та експлуатаційні показники верстата.* Зменшення вартості виготовлення та експлуатації верстата досягається спрощенням його конструкції, підвищенням її технологічності, широким застосуванням стандартних та уніфікованих механізмів і деталей, скороченням займаних площ, поліпшенням умов експлуатації та обслуговування, підвищенням коефіцієнта корисної дії верстата, зниженням металоємності.

Технологічний процес, для здійснення якого призначений верстат, має бути ефективним і враховувати останні досягнення технології.

Економічні, експлуатаційні та технічні характеристики верстата, а також безпека роботи на ньому тісно пов'язані з його конструктивними особливостями та методом компоновання.

### 1.3 Компонування верстата

Компонування верстата потрібно розглядати як доцільне розміщення елементів верстата відносно оброблюваної деталі (рис. 1.2). Осі координат верстата X; Y; Z, згідно з рекомендаціями, розташовують так, що вісь Z поєднується з віссю головного шпинделя (або паралельна їй), вісь X – завжди горизонтальна, а положення осі Y визначається за розташуванням двох інших в «правій» системі координат (правило правої руки).

Розглянемо чотири типові групи компоновок верстатів.

1. Вузол інструменту 1 розташований спереду або ззаду оброблюваної деталі (рис. 1.2, а). До цієї групи відносяться токарні, круглошліфовальні, зубофрезерні верстати для нарізування рейок та ін. Для них, незважаючи на різні конструкції, характерно горизонтальне розташування станини.

2. Вузол інструменту 1 розташований збоку деталі 2 (рис. 1.2, б). До цієї групи відносяться зубофрезерні, горизонтально-розточувальні, зубострогальні, горизонтально-протяжні та ін. Для цих верстатів характерним є компонування всіх основних елементів вздовж осі Y і відсутність виступаючих у напрямку X корпусних деталей. У них досягається хороший доступ до деталі та можливість створювати рамні конструкції.

3. Вузол інструменту 1 розташований над деталлю 2 (рис. 1.2, в). До цієї групи належить велика кількість типів верстатів: горизонтально- та вертикально-фрезерні, плоскошліфовальні, сверлильні, довбіжні, зубодовбіжні, координатно-розточувальні, хонінгувальні та ін. Верхнє розташування інструменту зручно з погляду простого доступу до деталі, її транспортування, зручності спостереження за процесом обробки. Для цих верстатів, незважаючи на різноманітність конструктивних форм, характерне вертикальне компонування по осі Z і відповідно вертикальна форма станин.

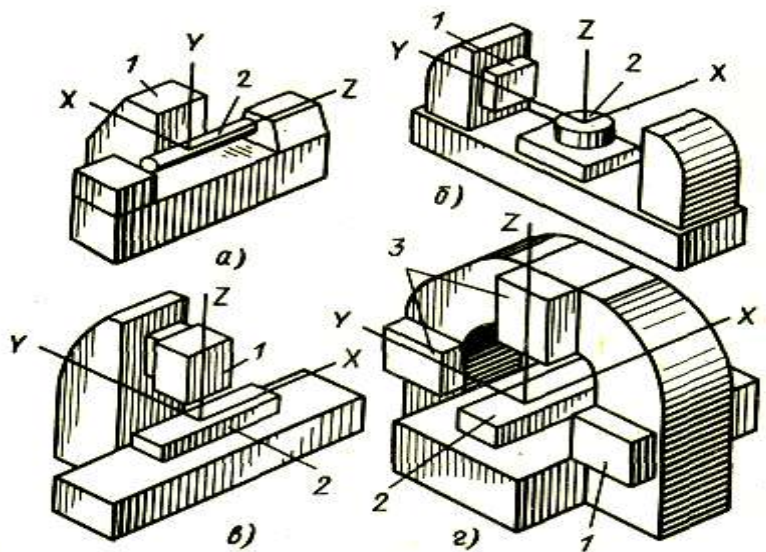


Рисунок 1.2 – Схеми компонування верстатів

4. Віялоподібне розташування вузлів інструменту 1 відносно деталі 2 (див. рис. 1.2, *з*). Для верстатів цієї групи характерна наявність кількох вузлів інструменту, які одночасно обробляють деталь з різних сторін. До них належать як карусельні, поздовжньо-стругальні, поздовжньо-фрезерні та деякі типи координатно-розточувальних верстатів. Для верстатів цього типу характерна наявність жорсткої рами (порталу), на якій укріплені вузли інструменту (стругальні супорти, фрезерні бабки та ін). Для менш потужних верстатів допускається і незамкнута рама, що складається зі стійки і траверси (хобота).

У верстатобудуванні зустрічаються й інші компоновання, але перелічені випадки є найбільш поширеними. Від раціонального компоновання верстата залежать багато його показників. Так, застосування вертикального компоновання замість горизонтального сприяє скороченню займаної площі на 30–40 %. Експлуатаційні характеристики – зручність обслуговування, безпека роботи на верстаті, швидкість та зручність регулювання, заміна та ремонт елементів верстата, хороше відведення стружки із зони різання – також залежать від компоновання верстата. Розташування робочої зони у просторі має враховувати зріст і положення робітника біля верстата. Робоча зона має бути легко доступною та доступною для огляду. Суттєвий вплив на компоновання верстата мають вимоги точності та величина переданих сил.

Верстат такого призначення може мати будь-яке компоновання з чотирьох основних типів (див. рис. 1.2), і, крім того, в межах цієї схеми завжди є різні варіанти залежно від характеру переміщення основних вузлів верстата (наприклад, переміщується стіл з деталлю або стійка з інструментом).

Для вибору раціонального компоновання формалізують їх основні види за допомогою введення символічних позначень, виявляють можливі варіанти, відкидають неприйнятні і вибирають найбільш доцільний варіант.

Так, в роботах [1–3] пропонується записувати структурну форму компоновання, в якій символами позначені нерухомий вузол (O) і рухливі (X, Y, Z, A, B, C) елементи. Запис починається з елемента верстата, що несе заготовку, і закінчується елементом, що несе інструмент. Так, для верстата вертикального компоновання (див. рис. 1.2, *в*) структурна формула має вигляд XOYZ (стіл з деталлю переміщається вздовж осі X, нижня частина вертикального стояка нерухома, сам стояк переміщається вздовж осі Y і вузол інструменту переміщається вздовж осі Z). Формула OXYZ означає компоновання, за якого стіл з деталлю нерухомий, а стояк переміщається вздовж осі X.

Всього можливі 24 варіанти – за кількістю перестановок символів у формулі XYZO. Ці варіанти можна зобразити у вигляді матриці повної множини, з якої відбирати варіанти підмножин.

## 1.4 Етапи проєктування та виготовлення нових верстатів

Основні етапи проєктування та виготовлення (стадії розробки) нових верстатів, як і будь-яких інших машин, регламентовані. Процес створення нового верстата є дуже складний і містить багато заходів для забезпечення етапів від технічного завдання на верстат до запуску його у серію. Він є результатом творчої праці великого колективу людей конструкторів, технологів, майстрів, робітників.

*Технічне завдання* обґрунтовує доцільність створення нового верстата і встановлює його основне призначення та технічні характеристики, вид виробництва, для якого призначений верстат. Новий верстат потрібно, щоб мав більш високі технічні показники порівняно з існуючими верстатами, забезпечував явні переваги у разі його застосування, наприклад підвищення точності і продуктивності верстата, зменшення займаної ним площі, простоту конструкції верстата, збільшення його універсальності і т. д. Для прийняття рішення про розробку проєкту на верстат велике значення має розрахункова лімітна вартість верстата.

Основне питання технічного завдання полягає у зазначенні та обґрунтуванні тих нових якостей, якими має володіти проєктований верстат. Для того щоб виявити переваги запропонованого варіанта, аналізують характеристики кращих верстатів цього типу. Вихідними даними для обґрунтування основних технічних показників верстата та уточнення його технологічного призначення є запропонований технологічний процес обробки та аналіз номенклатури оброблюваних деталей, вид виробництва (серійне, масове), вимога до точності та якості оброблюваних поверхонь.

*Технічна пропозиція* містить сукупність конструкторських документів, які обґрунтовують доцільність розробки документації на верстат, вона уточнює та розвиває технічне завдання. На цьому етапі вибирають остаточний варіант компоновання верстата, розробляють його кінематичну схему, а також принципові гідравлічну та електричну схеми. Розраховують загальні габаритні розміри та компоновання основних елементів верстата, встановлюють його остаточні технічні характеристики та проводять техніко-економічне обґрунтування доцільності його проєктування. Технічна пропозиція дає повне уявлення про вигляд і можливості верстата.

*Ескізний проєкт* містить принципові конструктивні рішення, що дають загальне уявлення про будову та принцип роботи верстата на підставі проєктних розрахунків та аналізу різних варіантів можливих рішень. Вихідними даними для розрахунків є параметри режимів обробки – величина швидкостей різання і подач, сили різання, що виникають під час здійснення заданих технологічних процесів. Величина і напрямок

різання надають вирішальний вплив на конструкцію верстата. Напрямок і величина сили різання  $P$  характеризується величиною її осьової, радіальної та тангенціальної складових:  $P_x$ ,  $P_y$  і  $P_z$ . Їх розрахунок і визначення розглядаються в курсі «Різання металів». Під час холостих ходів, коли не відбувається різання, долаються сили інерції переміщуваних вузлів і сили тертя, що виникають в напрямних і кінематичних парах. Ці сили також визначають розміри багатьох механізмів верстата.

Під час розробки конструкції верстата максимально використовують стандартні та уніфіковані деталі й механізми. Зазвичай проєктують гамму верстатів, подібних за конструкцією, але таких що мають змінене призначення, інші характеристики чи розміри.

*Технічний проєкт* містить остаточні технічні рішення, що дають повне уявлення про влаштування розроблюваного верстата. У ньому подано вихідні дані розробки робочої документації. На цій стадії приймають і розробляють остаточні технічні рішення та технічні вимоги, виконують загальні види верстата та схеми, роблять необхідні додаткові розрахунки. Технічний проєкт узгоджують та затверджують у встановленому порядку.

*Розробка робочої документації* – остання стадія проєктування містить розробку робочих креслень оригінальних деталей та технічних умов до них, за потреби коригують технічний проєкт. Робоча документація містить усі дані, необхідні для розробки відповідної технологічної документації. Це остання стадія проєктування, оскільки тепер є всі необхідні дані для виготовлення верстата. Далі йдуть етапи виготовлення та доведення нового верстата.

*Дослідний зразок* (або партія) виготовляють для того, щоб перевірити і випробувати конструкцію нового верстата і внести, за необхідності, виправлення, оскільки у процесі виготовлення та складання верстата і після його випробування можуть виявитися окремі конструктивні та технологічні недоліки. Дослідний зразок досліджують у заводській лабораторії випробування верстатів, де перевіряють точність, жорсткість, вібростійкість, ККД, шум, тепловиділення та інші параметри й характеристики верстата.

Верстат випробовують також під час обробки типових деталей за нормальних та підвищених режимів роботи. На цій стадії проводять економічні розрахунки, які мають оцінити ефективність, отриману внаслідок застосування нової моделі верстата. Конструкторські документи коригують за результатами державних, міжвідомчих, приймальних та інших видів випробувань дослідного зразка (дослідної партії) верстата.

*Установча серія* випускається перед серійним виробництвом верстата для того, щоб перевірити конструкцію у виробничих умовах, дослідити роботоздатність верстата в найбільш напружених умовах

експлуатації, виявити слабкі сторони конструкції та внести відповідні зміни. На цій стадії розробляють також основні документи верстата – його паспорт, посібник з експлуатації, технічні умови на його показники відповідно до стандартів.

*Серійне виробництво верстата* організують після виправлення конструкції на підставі проведених випробувань. Однак творча робота конструкторів на цьому не закінчується. Якими б не були всебічними випробування верстатів в лабораторії та в умовах дослідної експлуатації, за тривалої роботи верстата, як правило, виявляються нові обставини, що потребують подальшого вдосконалення конструкції. Тільки на основі постійного творчого зв'язку конструкторів і експлуатаційників можна створити високоякісні серійні зразки верстатів, що відповідають вимогам сучасного виробництва та задовольняють різноманітні запити різних галузей промисловості.

## Розділ 2

### АНАЛІЗ РОБОТОЗДАТНОСТІ ВЕРСТАТІВ

#### 2.1 Модель для оцінення роботоздатності верстата

Спроектований та виготовлений верстат потрібно, щоб мав роботоздатність в прийнятих умовах експлуатації. Роботоздатність будь-якого об'єкта – це такий його стан, за якого він здатний виконувати задані функції, а його параметри перебувають в межах, установлених нормативно-технічною документацією.

Для металорізального верстата його основними параметрами є встановлені технічні характеристики, і насамперед точність та продуктивність. Водночас необхідно, щоб верстат зберігав високі початкові параметри якості протягом усього періоду роботи. Під час експлуатації верстат піддається чисельним зовнішнім і внутрішнім впливам. Усі види енергії, і насамперед механічна та теплова, діючи на верстат та його механізми, викликають у ньому небажані процеси, створюють умови для погіршення його технічних характеристик.

Частина процесів, що відбуваються у верстаті і впливають на його технічні характеристики, може бути зворотна, оскільки вони тимчасово змінюють параметри деталей і всієї системи в певних межах, без тенденції прогресивного погіршення.

Найбільш характерний приклад зворотних процесів – деформації, що відбуваються під дією зовнішніх і внутрішніх сил. Незворотні процеси, наприклад зношення, корозія, призводять до поступового погіршення технічних характеристик верстата з часом.

На зміну показників якості верстата впливає швидкість процесів, які діють на його механізми. За величиною швидкості протікання ці процеси можна розбити на три категорії.

*Швидкоплинні процеси* мають періодичність зміни, що вимірюється частками секунди. Ці процеси закінчуються і виникають під час обробки кожної наступної деталі. До них належать вібрації, зміни сил тертя в рухомих з'єднаннях, коливання робочих навантажень та інші процеси, що впливають на взаємне положення інструменту та заготовки.

*Процеси середньої швидкості* протікають під час безперервної роботи машини, їх тривалість вимірюють у хвилинах чи годинах. Вони

призводять до монотонної зміни початкових параметрів машини. До цих процесів відносяться як зворотні (зміни температури верстата і навколишнього середовища, вологості середовища), так і незворотні процеси (зношення ріжучого інструменту, який протікає набагато інтенсивніше, ніж зношуються деталі і вузли верстата).

*Повільні процеси* протікають під час роботи верстата між його періодичними оглядами або ремонтами. Вони тривають дні та місяці. До таких процесів відносяться зношення основних механізмів машини перерозподіл внутрішніх напружень в деталях, повзучість металів, забруднення поверхонь тертя, корозія, сезонні зміни температури. Ці процеси також впливають на точність, ККД та інші параметри верстата, але зміни їх відбуваються дуже повільно.

Розглянемо схему втрати верстатом роботоздатності під час його експлуатації внаслідок дії зазначених категорій процесів (рис. 2.1).

Нехай  $X$  – один з вихідних параметрів верстата, що характеризують його точність – точність (похибка) установлення столу верстата в задане положення, точність здійснення траєкторії переміщення ріжучої кромки інструменту та ін. Цей параметр має знаходитися в межах допуску, встановленого технічними вимогами на верстат.

Верстат має початкові похибки виготовлення (геометрична і кінематична точність), має певну жорсткість, параметр  $X$  набуває деякого значення  $a_0$ , яке є статичною характеристикою якості нового верстата за цим параметром.

Як тільки верстат почне працювати, швидкоплинні процеси, які є випадковими, призведуть до розсіювання значень параметра  $X=a_0$ . Поле розсіювання  $A_1$  може бути результатом дії різних факторів, наприклад розсіювання від вібрацій  $A_v$  і від неточності механізму налаштування верстата  $A_n$ .

За імовірнісного методу складання та нормального закону розподілу отримаємо

$$A_1 = \sqrt{A_v^2 + A_n^2}, \quad (2.1)$$

де  $A_v$  – розсіювання від вібрації;

$A_n$  – розсіювання неточності механізму налаштування верстату.

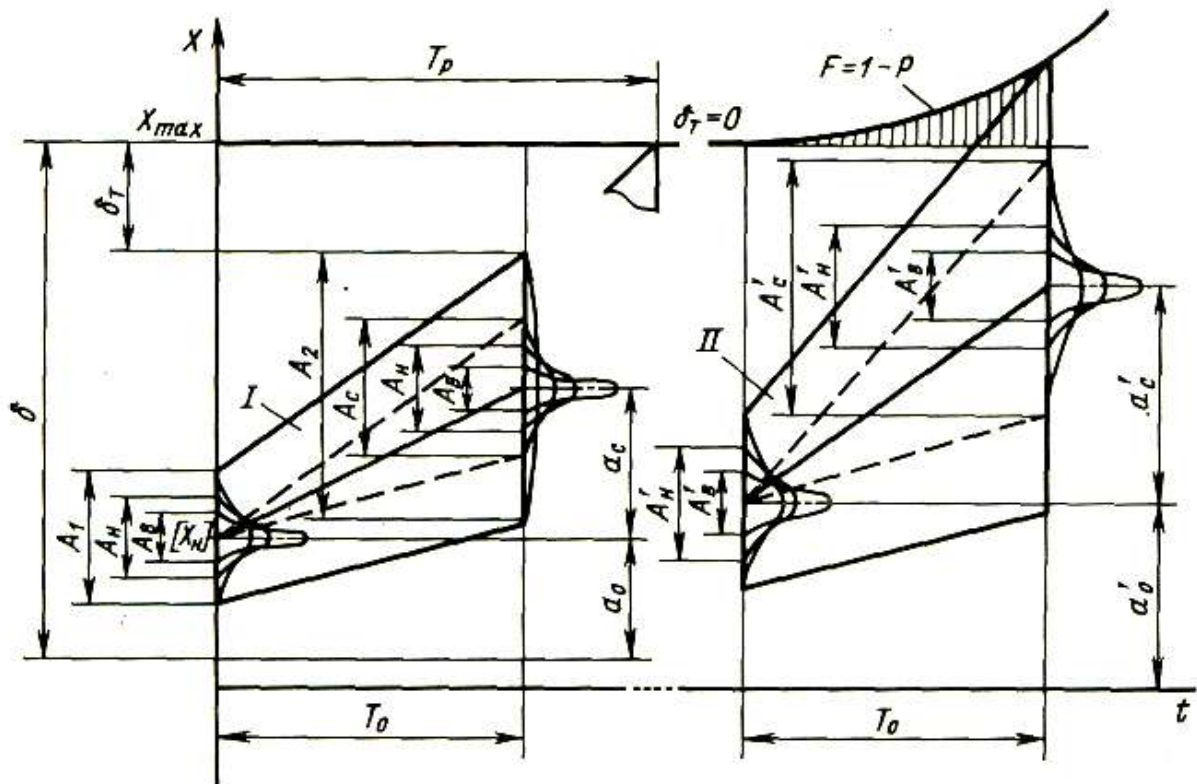


Рисунок 2.1 – Схема втрати верстатом роботоzдатності за точноістю обробки в процесі його експлуатації

Під час подальшої роботи верстата протягом деякого міжналагоджувального періоду  $T_0$  діятимуть процеси середньої швидкості, насамперед теплові деформації, які призведуть до подальшого погіршення початкової точності верстата. На схемі показано, що параметр  $X$  за період  $T_0$  зміниться на величину  $a_c$ . Однак цей процес є випадковим і має розсіювання, яке враховується значенням  $A_c$ . Тому наприкінці періоду  $T_0$  значення  $X$  характеризуватиметься розсіюванням щодо координати  $X=a_0+a_c$  із полем розсіювання:

$$A_2 = \sqrt{A_b^2 + A_n^2 + A_c^2}; \quad (2.2)$$

де  $A_c$  – випадкове розсіювання.

За цей період роботи стан верстата за параметром  $X$ , який характеризує його роботоzдатність, визначатиметься областю  $I$ , в межах якої будуть знаходитися всі значення параметра  $X$ . Оскільки  $X < \delta$ , верстат перебуває у роботоzдатному стані. Умова роботоzдатності за параметром  $X$

$$a_0 + a_c + 0,5\sqrt{A_b^2 + A_n^2 + A_c^2} < X_{max}; \quad (2.3)$$

де  $X_{max}$  – найбільше допустиме значення параметра.

Новий верстат потрібно, щоб мав запас роботоздатності, в цьому випадку за точністю, що може характеризуватись або значенням невитраченої частини допуску  $\delta_T$ , або коефіцієнтом

$$K_T = \frac{\delta}{\delta - \delta_T} = \frac{\delta}{a_0 + a_c + 0,5A_2} > 1; \quad (2.4)$$

Коефіцієнт резерву точності  $K_T$  показує, у скільки разів допустиме значення параметра  $X$  більше найбільш несприятливого з можливих за заданих умов роботи. Запас за параметром необхідний тому, що під час подальшої експлуатації буде проявлятися дія процесів, що повільно протікають, і насамперед зношування. Як результат – всі складові, що визначають розміри області, зростатимуть. Коли запас за параметром буде витрачено ( $\delta_T=0$  і  $K_T=1$ ), настане граничний стан верстата, після якого він втратить свою роботоздатність. Час до цього стану  $t=T_p$  буде ресурсом верстата за точністю. Вивчення процесу втрати верстатом роботоздатності, чисельною оцінкою його стану та методами підвищення його опору різним шкідливим процесам займається наука про надійність верстатів. Розглянута модель для оцінення роботоздатності верстата показує, які основні вимоги мають висуватися до його параметрів: 1) верстат потрібно, щоб мав високі початкові показники – геометричну точність, жорсткість, міцність; 2) необхідно, щоб верстат мав високий опір до виниклих процесів, тобто бути вібростійким, стійким до теплових деформацій, зносостійким.

## 2.2 Початкові (статичні) показники якості верстата

*Геометрична та кінематична точність верстатів.* Верстат насамперед має забезпечувати необхідну геометричну точність всіх його елементів. Внаслідок неточного розташування окремих механізмів і деталей верстата та неточності основних напрямних елементів відбувається порушення тих геометричних траєкторій, по яких переміщуються основні робочі органи верстата. Наприклад, через похибки підшипників шпинделя або овальності його шийок відбувається радіальне биття шпинделя, яке спотворює форму оброблюваної деталі в поперечному напрямку. Відхилення від прямолінійності напрямних ковзання призводить до спотворення траєкторії переміщення супортів і столів верстата, що також спотворює форму обробленої поверхні.

У нормах точності металорізальних верстатів зазначено допустимі відхилення (похибки) для різних типів верстатів та методи перевірки всіх основних елементів верстата.

Крім геометричної розрізняють кінематичну точність, яка потрібна для характеристики тих верстатів, в яких форма оброблюваної поверхні залежить від співвідношення швидкостей відносного переміщення інструменту і заготовки.

Великий вплив на точність обробки в координатно-розточувальних та інших верстатах надає точність вимірювальних та відлікових пристроїв, призначених для переміщення столу, супорта з деталлю або інструментальною головкою.

Геометрична та кінематична точність верстатів є необхідними, але не достатніми умовами для забезпечення високої якості верстата. Треба також враховувати опір його деталей дії зовнішніх і внутрішніх сил.

*Міцність верстатів.* Потрібно, щоб елементи та деталі верстатів мали таку міцність, щоб протягом усього періоду експлуатації не відбувалося їх поломок. Поломка – недопустимий вид виходу з ладу деталі – є наслідком неправильного розрахунку та підбору матеріалу або неприпустимих методів експлуатації. Поломки деталей через втому відбуваються у шпинделях і валах, зубчастих колесах і носять аварійний характер.

Статична міцність визначає розміри лише деяких деталей верстатів: кронштейнів, валів, що повільно обертаються, і зубчастих коліс, кріпильних гвинтів, деяких корпусних деталей. Розрахунок ведуть за формулами опору матеріалів, що прийняті в курсах деталей машин.

*Опір втомі* визначає розміри більшості деталей верстата, оскільки наявність змінних напружень характерна для деталей привода та виконавчих механізмів – валів, деталей багатьох механізмів, у яких напруження періодично змінюються. Деталі, працюючі в умовах змінного навантаження, можуть мати обмежений термін служби. Крива втоми, зображена в координатах  $\sigma_r$  – межа витривалості,  $N$  – число циклів навантаження (рис. 2.2, а), показує, що якщо напруження не перевищують  $\sigma_{r0}$  – тривалої межі витривалості, то деталь матиме теоретично необмежений термін служби.  $N_0$  – база випробувань, яка відповідає границі двох ділянок кривої втоми:  $I$  – тимчасової межі витривалості (обмежений термін служби деталей) та  $II$  – тривалої межі витривалості. Для сталей  $N_0=10^7$ . За будь-якого вищого значення межі витривалості  $\sigma_i$ , число циклів навантаження  $N_i$  скорочується.

Деталі верстатів розраховують, враховуючи тривалу межу витривалості, їх вихід з ладу через поломку від появи втомної тріщини є неприпустимим.

*Опір втомі поверхневих шарів деталей* визначає робоздатність зубчастих коліс, підшипників кочення, кулачків, роликів та інших деталей, що працюють в умовах контактного навантаження. Виниклі місцеві напруження підраховуються за формулами Герца, причому з геометричних параметрів основний вплив на величину напружень надають радіуси кривизни сполучених тіл. Так, під час початкового торкання тіл по лінії (зуби коліс, роликові підшипники та напрямні, кулачкові механізми та ін.) найбільше напруження, що виникає в зоні контакту, підраховують (за коефіцієнта Пуассона  $\mu=0,3$ ) за формулою

$$\sigma_{\max} = 0.418 \sqrt{\frac{QE}{b} \left( \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)}, \quad (2.5)$$

де  $Q$  – нормальне навантаження в зоні торкання;

$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$  – приведений модуль пружності матеріалів тіл, що

торкаються;

$b$  – ширина контакту;

$\rho_1, \rho_2$  – радіуси кривизни стиснених тіл, взяті зі своїм знаком (плюс для опуклих поверхонь, мінус для увігнутих).

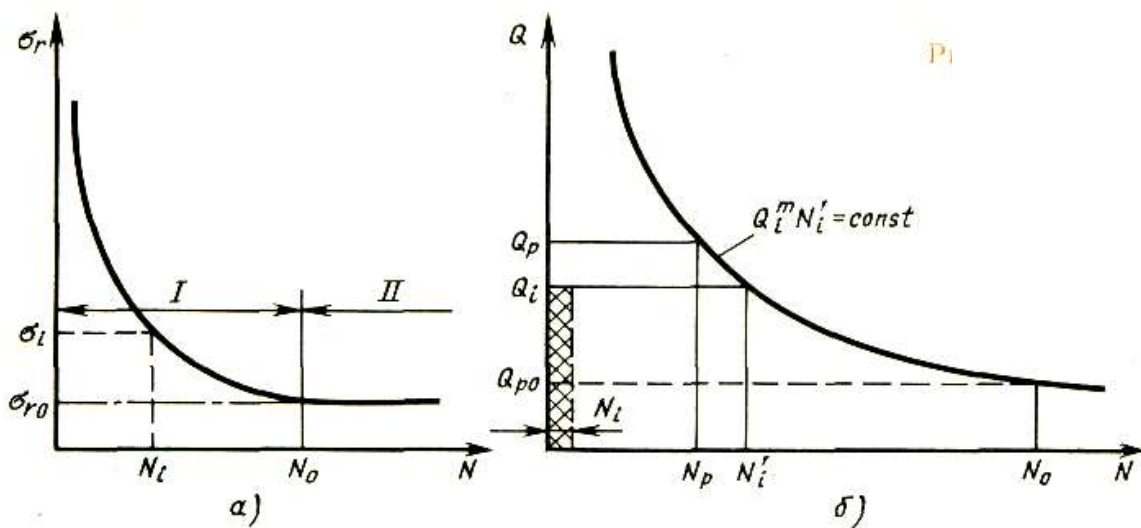


Рисунок 2.2 – Криві втоми

Для виготовлення деталей, робоздатність яких залежить від опору втоми поверхневих шарів, застосовують загартовані сталі, крива втоми яких не має прямолінійної ділянки (рис. 2.2, б), тому деталі завжди мають обмежений термін служби.

База випробувань  $N_0$  і відповідна їй межа витривалості носять умовний характер.

Для більшості верстатів характерна постійна зміна рівня навантажень, що діють на основні ланки верстата, оскільки технологічний процес та режими обробки не залишаються постійними. Тому під час розрахунків на міцність необхідно враховувати сумарний ефект опору втоми від дії різних за величиною та тривалістю навантажень.

Розглянемо найпростішу схему підсумовування напружень для кривої втоми, зображеної в координатах:  $Q$  – навантаження,  $N$  – число циклів навантаження (рис. 2.2, б). Підсумовування можна проводити, виходячи з оцінки частки довговічності, витраченої за такого навантаження. Якщо навантаження  $Q_i$ , діяло протягом  $N_i$  циклів, а  $N_i'$  –

число циклів, за якого відбувається руйнування від втоми, то відношення  $\frac{N_i}{N'_i}$  є часткою використаної деталлю довговічності, тому

$$\sum \frac{N_i}{N'_i} = 1. \quad (2.6)$$

Рівняння кривої втоми для ділянки тимчасової межі для більшості випадків має вигляд

$$N'_i Q_i^m = c = const, \quad (2.7)$$

де  $m$  – показник ступеня ( $m=3$  – для контактних напружень,  $m \approx 9$  – для згину). Підставляючи з рівняння (2.7) значення  $N'_i$  у формулу (2.4), отримаємо

$$\sum \frac{N_i Q_i^m}{c} = 1, \text{ або } \sum N_i Q_i^m = c \quad (2.8)$$

Задамося розрахунковим числом циклів  $N_p$ , яке деталь має пропрацювати за весь час експлуатації. Тоді можна визначити розрахункове навантаження  $Q_p$ , яке замінить дію різних навантажень рівноцінним.

Точка з координатами  $Q_p$ - $N_p$  також перебуває на кривій втоми, тому

$$N_p Q_p^m = c. \quad (2.9)$$

Прирівнюючи ліві частини рівнянь (2.8) та (2.9), отримаємо

$$Q_p = \sqrt[m]{\sum \left( \frac{N_i}{N_p} \right) Q_i^m}. \quad (2.10)$$

Знаючи це навантаження, можна визначити напруження, що виникли в деталі. Ці напруження потрібно порівнювати з тимчасовим опором втоми  $\sigma_r$ , який відповідає числу циклів  $N_p$ . Однак у довідниках наведено значення тривалої межі витривалості  $\sigma_{r0}$ , відповідні базовому числу циклів  $N_0$ , а не значення  $\sigma_r$ .

Замінімо навантаження  $Q_p$ , діюче протягом числа циклів  $N_p$ , еквівалентним йому за втомним ефектом навантаженням  $Q_{p0}$ , яке б діяло на базове число циклів  $N_0$ . Оскільки точки  $Q_p$ - $N_p$  і  $Q_{p0}$ - $N_0$  перебувають на одній кривій витривалості (див. рис. 2.2, б), то  $N_p Q_p^m = N_0 Q_{p0}^m$ . Звідки з урахуванням формули (2.8) отримаємо

$$Q_{p0} = Q_p \sqrt[m]{\frac{N_p}{N_0}} = \sqrt[m]{\sum \frac{N_i}{N_0} Q_i^m} \quad (2.11)$$

Під час розрахунку за формулою (2.11) потрібно оцінити типові види навантаження деталі та тривалість роботи на них.

Для універсальних верстатів вихідним матеріалом можуть стати статистичні дані щодо завантаження верстата, який працює в певних умовах експлуатації [4–6].

Під час визначення розмірів деталі під дією навантаження  $Q_{p0}$  необхідно використовувати значення тривалої межі витривалості, хоча насправді деталь працює в зоні тимчасової межі витривалості і має обмежений термін служби  $T$ . Термін служби визначається розрахунковим числом циклів  $N_p$ . Цей термін служби має бути такий, щоб деталь не виходила з ладу протягом заданого періоду експлуатації верстата.

*Статична жорсткість верстатів.* Деформації елементів верстата, що виникають під дією сили різання, призводять до зміни відносного положення інструменту та оброблюваної деталі, тобто до втрати верстатом точності. У багатьох випадках ці деформації відіграють вирішальну роль у загальному балансі точності верстата. Жорсткістю вузла називається його здатність чинити опір появі пружних деформацій

$$j = \frac{P}{\delta}, \quad (2.12)$$

де  $P$  – сила, Н;

$\delta$  – віджимання, мкм.

Застосовуються два основні способи вимірювання та підрахунку жорсткості вузлів – коли деформація вимірюється в напрямку дії сили, і коли деформація вимірюється у тому напрямі, який має найбільший вплив на точність обробки і не збігається з напрямком дії сили. Можна вказати такі основні джерела деформації вузлів та елементів верстата, які подано на рис. 2.3.

*Деформація тіла деталі  $\delta_1$*  (рис. 2.3, а) – шпинделя, станини, деталей супорта і т. д., яка може бути підрахована з необхідним ступенем точності за формулами опору матеріалів. Складність розрахунку у ряді випадків виникає через складність конструктивних форм деталей (наприклад, станини) або невизначеність характеру закріплення (опори шпинделя).

*Контактна деформація* (початковий дотик деталей відбувається по лінії або в точці) характерна для підшипників кочення, кулачкових механізмів, що направляють кочення та ін. Величину контактної деформації  $\delta_2$  (рис. 2.3, б) можна визначити за формулами Беляєва. Контактна деформація часто відіграє більшу роль, ніж деформація тіла деталі.

*Деформація стиків* – напрямних ковзання і нерухомих сполучень відбувається внаслідок деформації тих нерівностей, які властиві будь-якій реальній поверхні і залежить від методу її обробки. Дослідження жорсткості верстатів свідчать про те, що для супорта токарного верстата деформація його деталей становить всього 0,1–0,2 % від загальної деформації. Головну роль цьому випадку відіграють деформації стиків. Під час контактування невеликих ділянок поверхонь на деформацію стику  $\delta_3$

(рис. 2.3, в) впливає переважно шорсткість поверхні, оскільки в дотик входить велика кількість мікровиступів кожної деталі. Дослідження показали, що між питомим тиском та деформаціями зазвичай існує ступенева залежність

$$\delta = kp^m. \quad (2.13)$$

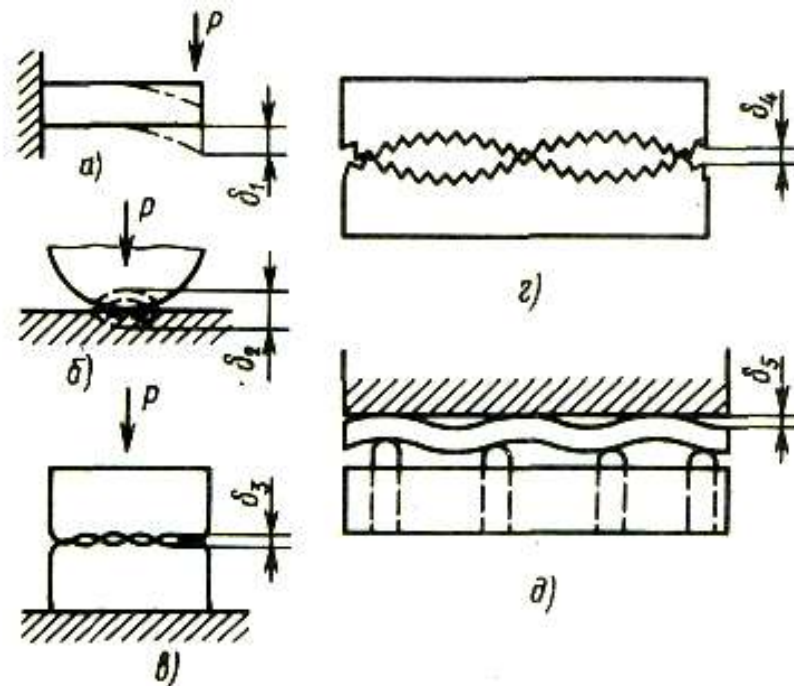


Рисунок 2.3 – Джерела статичних деформацій елементів верстата

Значення коефіцієнта та показника ступеня  $m$  залежать від методу обробки поверхні і для діапазону питомих тисків  $p=104\text{--}50 \text{ Н/см}^2$  за виміру  $\delta$  (в мкм) мають такі значення: для грубо шаблених поверхонь  $k=0,54\text{--}0,65$ ,  $m=0,5$ ; за звичайного шаблення  $k=0,254\text{--}0,3$ ;  $m=0,5$ ; у випадку фінішного стругання та шліфування  $k=0,15\text{--}0,2$ , **так має бути?**  $m=0,44\text{--}0,5$ .

Вимірювання жорсткості стиків різних елементів верстата показує, що зі збільшенням розміру дотичних поверхонь їх деформація  $\delta_4$  зростає (рис. 2.3, з). Це пов'язано з впливом хвилястості поверхонь, що призводить до виникнення плям контакту і, отже, до концентрації великих питомих тисків у цих зонах.

*Деформація планок  $\delta_4$*  (рис. 2.3, д). Планки, клини та інші регулювальні елементи, виконані у вигляді тонких тіл, мають підвищену деформацію (до 3 разів) порівняно зі звичайними стиками. Часто під час дії навантажень відбуваються ніби «розпрямлення» планки і деформація її тіла. Таким чином, жорсткість всього вузла верстата залежить від різних за характером деформацій його елементів, і достовірні дані будуть отримані під час експериментального оцінення жорсткості.

Для вимірювання жорсткості використовують спеціальні прилади, які складаються з динамометра для створення та вимірювання сил, що

діють на вузол, та приладів, що реєструють деформації (індикатори, датчики).

Схему установки для вимірювання статичної жорсткості елементів верстата, наприклад для системи шпиндель – стіл, показано на рис. 2.4, а). Навантажувальний пристрій складається з електродвигуна 1, редуктора 2 і датчика сил 3, що дає сигнал про величину створюваної сили. Пристрій закріплюють на столі верстата, а його динамометрична частина з датчиком сил 3 упирається в шпиндель. Тому між верстатом і шпинделем створюється сила  $P$ , яка деформує систему шпиндель – стіл. Величину сили встановлюють, включаючи електродвигун 1 переносного 7 або стаціонарного 8 пультів управління. Якщо датчик переміщень 4 встановлений на столі, а його наконечник упирається в шпиндель, то вимірюють взаємне переміщення столу відносно шпинделя  $Y$ , тобто може бути визначена жорсткість всієї системи. У випадку використання високочутливого датчика переміщень, наприклад ємнісного, встановлюють спеціальний механізм мікроподачі 5 в початкове положення.

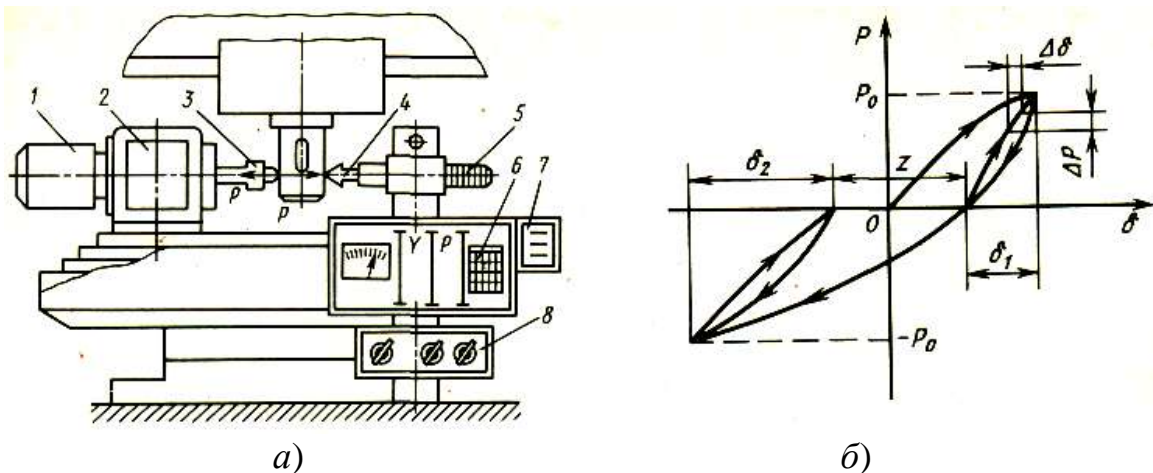


Рисунок 2.4 – Схема устаткування для вимірювання статичної жорсткості вузлів верстата (а), крива жорсткості (б)

В електронному вимірювальному блоці 6 реєструються значення сил та відповідних їм переміщень. Можливе безпосереднє отримання на екрані осцилографа кривої жорсткості. Якщо датчик переміщень 4 встановити на нерухомому стояку незалежно від верстата і вперти його наконечник в шпиндель або стіл верстата, можна виміряти їх жорсткість. Застосовують також такі методи навантаження, за яких напрям сили  $P$  збігається з напрямом сили різання і збігається з напрямом вимірюваних деформацій.

Жорсткість визначають як відношення сили, що діє на елемент верстата, до величини його відтискання, викликаного цією силою. Результат випробувань – зазвичай будують криву жорсткості в координатах навантаження–деформація (рис. 2.4, б).

Під час навантаження до вибраного значення сили (наприклад,  $P_0$ ) і наступного розвантаження (до  $P_0=0$ ) вузол верстата (наприклад, супорт) не повертається у вихідне положення, якщо в сполученнях були зазори, які

виявилися односторонньо вибраними. За наступних навантажень криві навантаження і розвантаження не збігаються, утворюючи петлю гістерезису, площа якої характеризує роботу сил тертя в стиках.

Крива жорсткості в загальному випадку не є прямою, тобто жорсткість змінна і характеризується для кожної ділянки тангенсом кута нахилу кривої. Загальну жорсткість характеризує відношення

$$j_1 = \frac{\pm P_0}{\delta_1}, \quad (2.14)$$

де  $\pm P_0$  – найбільше навантаження в прямому та зворотному напрямку;

$\delta_1$  – пружне відтискання.

За навантаження у зворотному напрямку отримаємо аналогічну картину, проте жорсткість може мати й інше значення:  $j_2 < j_1$ , оскільки  $\delta_2 > \delta_1$  через наявність податливих клинів і планок.

Відрізок  $z$  характеризує сумарні зазори, його називають розривом характеристики.

Жорсткість основних елементів верстатів може мати значення від  $10^4$  (супорти) до  $3 \cdot 10^5$  (шпинделі) Н/мм. Жорсткість станин, приведена до переміщення інструменту, дуже велика і виражається сотнями Н/мм. Жорсткість змінюється у разі зміни навантаження. Тому можна говорити про миттєву жорсткість:

$$j_i = \frac{\Delta P}{\Delta \delta},$$

де  $\Delta P$  і  $\Delta \delta$  – прирощення навантаження і відповідна зміна відтискання.

Для оцінення тієї частки деформації, яка припадає на окремі елементи верстата, та виявлення слабких ланок будують графік балансу жорсткості верстата, коли всі деформації відносять до взаємного переміщення інструменту та заготовки.

Заходи щодо підвищення жорсткості верстатів пов'язані зі створенням таких конструкцій, які б могли сприймати великі сили обробки за малої деформації елементів верстатів. До таких заходів відносять підвищення якості поверхні сполучень та якості складання; зменшення числа стиків та довжини кінематичних ланцюгів; підвищення жорсткості слабких ланок (клинів, важелів, цанг та інших); створення рамних конструкцій верстата; застосування попереднього навантаження у сполученнях; раціональний розподіл навантажень.

Деформація елементів верстата відбивається насамперед на точності обробки. Для визначення допустимих значень деформацій необхідно розраховувати похибки обробки, що вони викликають. Врахування деформацій самої оброблюваної деталі та пристосувань розглядається в курсі «Технологія машинобудування».

Залежно від конструкції верстата та методу обробки недостатня жорсткість елементів верстата може по-різному впливати на точність обробки. В одних випадках деформації, що виникають, безпосередньо

спотворюють розміри і форму оброблюваної деталі, в інших – цей вплив можна значно зменшити або майже виключити підналагодження верстата. Часто відбувається перерозподіл сил, які діють у процесі обробки, що в багатьох випадках призводить до зміни положення механізму і, отже, виникнення таких похибок обробки, які важко усунути підналагодженням.

Наприклад, за обточування деталі в центрах токарного верстата ила різання прикладена біля задньої бабки. Під час обточування деталей різець наближається до передньої бабки верстата, і складова, що діє на шпиндель, зростає. Як результат – будуть змінюватися деформації шпинделя, передньої та задньої бабок верстата, а отже, і положення деталі, що обробляється.

### 2.3 Стійкість верстата до дії шкідливих процесів

*Вібростійкість (динамічна якість) верстата.* Виникнення в верстатах швидкопротікаючих коливальних процесів (вібрацій) негативно позначається на точності та якості поверхні оброблюваних деталей, а також нерідко зменшує довговічність верстата і знижує його технологічні можливості. Тому підвищення показників динамічної якості верстатів дуже актуальне. Явища вібрацій верстатів складні й різноманітні.

Розглянемо основні причини, що викликають коливання в верстатах, і відповідно види коливальних процесів (рис. 2.5).

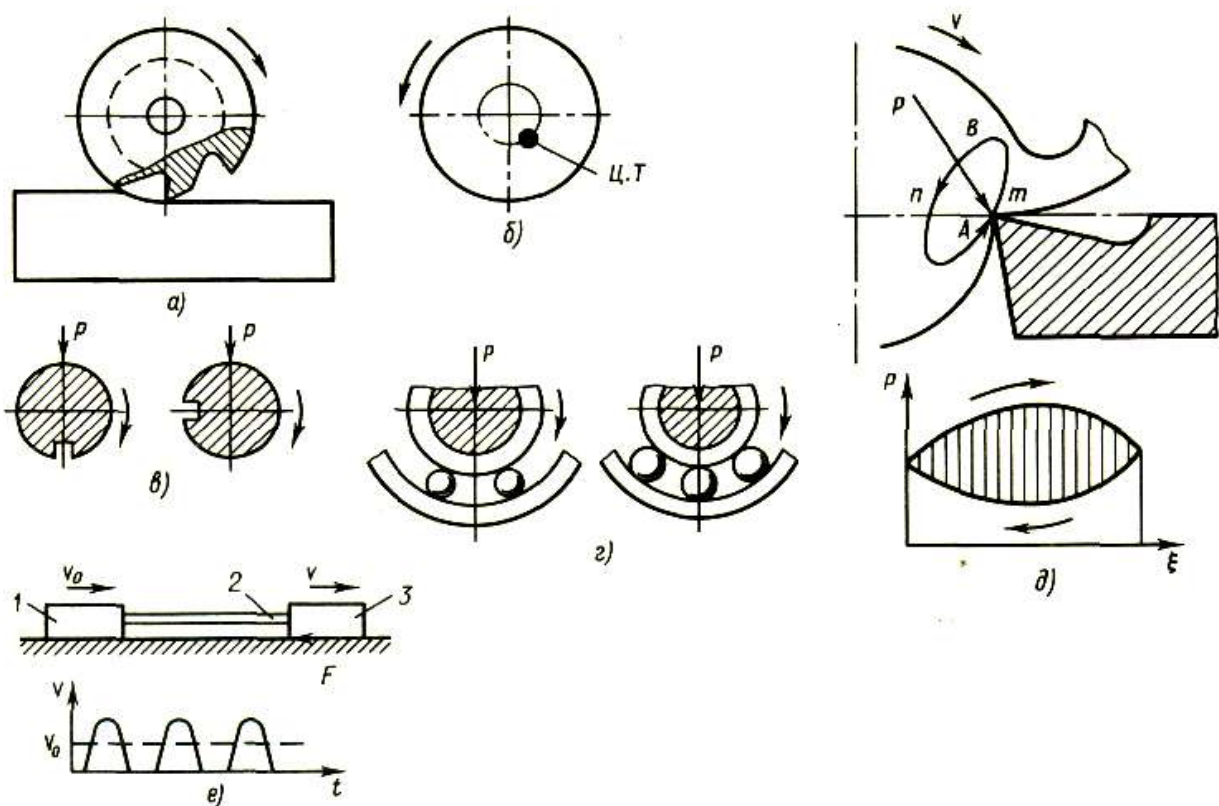


Рисунок 2.5 – Види коливань у верстатах

Вимушені коливання відбуваються під дією зовнішньої періодичної збурювальної сили, що виникла, наприклад, через переривчастість процесу різання (рис. 2.5, *a*), дисбалансу деталей, що обертаються (ротора, електродвигуна, шпинделя з заготовкою), (рис. 2.5, *b*), помилок в передачах, особливо зубчастих, коли вхід в зачеплення кожного зуба супроводжується ударом. Коливання можуть передаватися також ззовні від інших верстатів або машин.

Інтенсивність коливань, викликаних збурювальною силою, залежить не лише від її величини, а й від ступеня збігу її частоти із частотою власних коливань деталей верстата, тобто від явища резонансу. Оскільки кожен верстат має велику кількість деталей, можливі більш інтенсивні коливання тих чи інших елементів з різними частотами залежно від їх потрапляння в зону резонансу.

Усунення причин, що викликають коливання, пов'язане насамперед із зменшенням величин збурювальних сил (балансування деталей, підвищення точності передач), а також з підвищенням жорсткості верстатів.

Параметричні коливання виникають за наявності будь-якого змінного параметра, що створює ефект, аналогічний дії змінної сили. Зазвичай таким параметром є змінна жорсткість деталі чи механізму. Наприклад, наявність шпонкової канавки на валу (рис. 2.5, *в*) або змінна жорсткість підшипників кочення (рис. 2.5, *г*) призведе до того, що під час обертання вала у разі постійної зовнішньої сили  $P$  прогини вала будуть періодично змінюватися. Коливання, що виникають через змінну жорсткість, за своїм характером і методами боротьби з ними близькі до вимушених.

Автоколивання під час різання виявляються найбільш характерною формою коливальних процесів у верстатах. Автоколивання (незатухаючі, самопідтримуючі коливання) характеризуються тим, що сили, які підтримують коливання системи, виникають у самому процесі коливань. Існує ціла низка теорій, що пояснюють походження сил, що підтримують автоколивальний процес. Так, згідно з так званою теорією координатного зв'язку, траєкторія руху різця відносно заготовки має форму еліпса (рис. 2.5, *д*). На ділянці руху різця  $BnA$  сила різання  $P$  здійснює позитивну роботу, оскільки її напрямок майже збігається з напрямком руху різця, а на шляху  $AmB$  – від'ємну роботу. Оскільки на шляху  $BnA$  сила різання в середньому більша, ніж на шляху  $AmB$ , через більшу глибину різання, то протягом одного повного циклу коливання ця сила здійснить деяку позитивну роботу, що підтримує коливальний процес. Ця робота характеризується площею діаграми сили різання  $P$  – переміщення різання  $\varepsilon$  (рис. 2.5, *д*). Якщо система верстата стійка, то фазовий зсув між коливаннями різця в радіальному та тангенціальному напрямках такий, що рух вершини різця по еліпсу відбуватиметься в напрямку, зворотному показаному на рис. 2.5, *д*). У цьому випадку сили

різання будуть надавати демпфувальну дію на коливання, і площа еліпса буде характеризувати величину енергії, що розсіюється.

Описана роль зміни товщини зрізу у збудженні автоколивань доповнюється ефектом запізнення зміни сили різання за зміни товщини зрізу.

Автоколивання виникають зазвичай з частотою, близькою до частоти власних коливань деталей. Тому у верстатах спостерігаються високочастотні коливання, що відповідають частоті власних коливань різця ( $f=2000\dots6000$  Гц), коливання середньої частоти, відповідні частоті власних коливань шпинделя ( $f=200\dots300$  Гц) та низькочастотні коливання супортної групи ( $f=80\dots150$  Гц) або оброблюваної деталі.

Фрикційні автоколивання, причина яких полягає у змінності сил тертя в напрямних елементах, можуть виникати під час переміщення столів, супортів та інших елементів верстата. Однією з причин виникнення фрикційних автоколивань є те, що сила тертя спокою  $F_0$  більша за силу тертя руху  $F$ , і залежить від тривалості нерухомого контакту. Ці явища сприяють виникненню релаксаційних (переривчастих) автоколивань під час повільних переміщень елементів верстата (рис. 2.5, *e*). За малої рівномірної швидкості переміщення  $v_0$  провідної ланки 1 відбуватиметься деформація передавального механізму (ланки 2) і рух веденої ланки 3 почнеться лише тоді, коли буде подолана сила опору  $F_0$ . Як тільки почнеться рух, сила тертя різко зменшиться, оскільки  $F < F_0$ , і ведена ланка під дією потенційної енергії стисненої ланки 2 отримає переміщення зі змінною швидкістю  $V$  і зупиниться. Далі цикли стрибків повторюватимуться в часі  $t$ . У разі змішаного тертя виникнення фрикційних автоколивань можна пояснити, якщо розглянути рух елемента верстата, що має не менше двох ступенів вільності. Для створення верстатів високої динамічної якості необхідно розглянути динамічну систему всього верстата і виявити основні фактори, що впливають на інтенсивність коливальних процесів.

*Теплостійкість верстата.* Теплові деформації верстатів є найбільш характерним процесом середньої швидкості, який призводить до порушення початкового положення елементів верстата і знижує точність обробки. Так, наприклад, спостереження за положенням шпинделя токарного верстата показали, що у випадку роботи верстата протягом декількох годин (3–7 год) відбувається поступове зміщення шпинделя через нагрівання передньої частини шпиндельної бабки. Зміщення сягає 20–120 мкм і потім припиняється, оскільки встановлюється певний теплообмін. Після вимкнення верстата відбувається поступове повернення шпинделя в колишне положення.

Найбільший вплив на точність обробки мають теплові деформації точних механізмів та корпусних деталей. Основними джерелами тепловиділення в верстатах, що призводять до появи нерівномірних теплових полів, є процес різання, тертя в механізмах верстата,

гідросистеми, електротехнічні системи (особливо двигуни). Крім того, необхідно враховувати вплив зовнішніх джерел тепла та коливання температури навколишнього середовища.

У часі  $t$  теплові деформації  $\delta$  протікають зазвичай за експоненціальним законом

$$\delta = c(1 - e^{-at}), \quad (2.15)$$

де  $c$ ,  $a$  – коефіцієнти, що залежать від конструкції і матеріалу. З часом значення теплових деформацій стабілізується (теоретично за умови  $t \rightarrow \infty$  значення  $\delta \rightarrow c$ ), проте період їх інтенсивного прояву займає, як правило, кілька годин. Результати дослідження теплових деформацій вертикально-фрезерного верстата з ЧПУ показано на рис. 2.6. Нерівномірне нагрівання конструкції призводить до теплових деформацій (на рис. 2.6, *a*) показано ізотерми і значення надлишкових температур стінок стояка і шпindelної бабки верстата). Шпindel через термосиметричність конструкції змінює своє положення в площині, що характеризується зміщеннями  $\Delta y$  і  $\Delta z$  переднього кінця шпинделя та поворотом його осі на кут  $\Delta \alpha$ . У цьому випадку зміщення є результатом двох процесів, що протікають у часі з неоднаковою інтенсивністю – теплових деформацій шпindelної бабки і колони верстата, яка може згинатися і вперед, і назад. Тому сумарна деформація  $\Delta$  (рис. 2.6, *b*) може підлягати не тільки експоненціальному закону (крива 2), але мати більш складну залежність з наявністю максимуму (криві 1, 5), мінімуму (крива 4), може збільшуватись у часі  $t$  з різною інтенсивністю (крива 3) і у низці випадків можлива зміна напрямку деформації (криві 4, 5). Однак у всіх випадках через 3-5 години роботи верстата відбувається стабілізація його теплових деформацій.

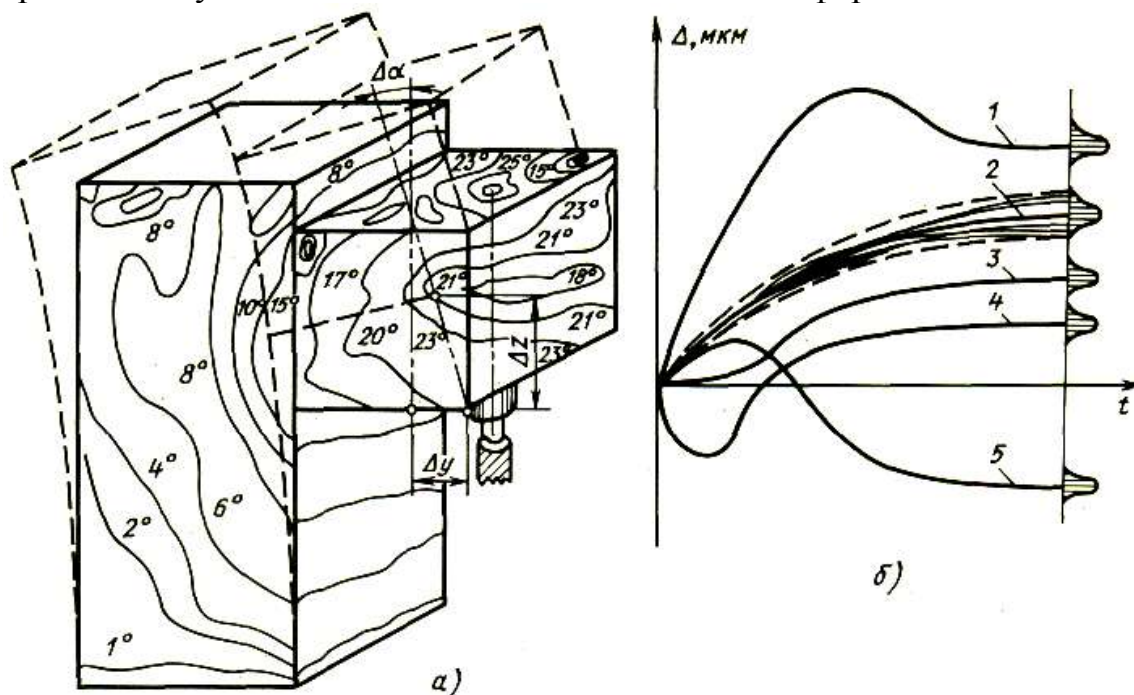


Рисунок 2.6 – Теплові деформації і температурні поля вертикально-фрезерного верстата

Потрібно мати на увазі, що теплові деформації, як і інші процеси, що змінюють початковий стан верстата, проявляються як випадкові функції (крива 2).

Вплив теплових деформацій верстатів на точність обробки може бути знижено такими основними способами: зменшенням теплоутворення та збільшенням тепловіддачі; розташуванням джерел тепла (наприклад, гідростанцій) поза верстатом; вирівнюванням температурного поля станин і стояків штучним підігрівом більш холодних стінок; запровадженням температурних компенсаторів; створенням цехів з постійною температурою (термоконстантних); створенням автоматичних систем із зворотним зв'язком, що відновлюють координати верстата за рахунок спеціального підігріву або охолодження окремих частин корпусних деталей.

*Зносостійкість верстата.* Для верстатів, як і для багатьох інших машин, основним з процесів, що повільно протікають, є зношування. Зношування – це результат процесу поступової зміни розмірів деталі по її поверхні під час тертя.

У випадку зношування двох сполучених деталей на їх поверхнях виникають складні процеси, зумовлені мікрорізнанням, пластичним деформуванням, втомними явищами, окислювальними процесами, температурними впливами тощо. Крім зношування для поверхонь деталей верстатів характерні такі види руйнування як зминання, втома поверхневих шарів. Зношуванню піддаються багато сполучень верстатів — напрямні, ходові гвинти, диски фрикційних муфт, шпindelльні опори та ін. Основні методи боротьби зі зношуванням: застосування зносостійких матеріалів, мастила поверхонь, запобігання забруднення поверхонь, вибір раціональних конструктивних форм, сполучень, компенсація зношування та ін. Змащення поверхонь верстатів, що труться, є одним з основних методів підвищення їх довговічності та збільшення ККД верстата, а також зменшення шуму та вібрацій.

Більшість сполучень верстатів працює в умовах неповного змащування, коли між поверхнями виникає граничне тертя (товщина шару мастила порядку 0,1 мкм) або напіврідинне тертя. У цьому випадку зношування поверхонь значно менше, ніж за відсутності мастила, але повністю усунути зношування не можна, оскільки може виникати безпосередній контакт тіл, що труться.

Під час розрахунку та конструювання верстата необхідно забезпечити як його високі початкові показники: міцність, точність, жорсткість, так і опір шкідливим процесам, що діють на верстат в процесі його експлуатації, тобто високі вібро-, тепло- і зносостійкість.

## Розділ 3

### ПРИВОД ВЕРСТАТІВ

#### 3.1 Структура привода із ступінчастим регулюванням

Привод верстата надає інструменту та заготовці необхідні швидкості і передає сили, необхідні для здійснення заданого технологічного процесу. Привод верстата складається з коробки швидкостей, що здійснює головний рух, коробок подач і привода допоміжних і настановних переміщень.

Коробки швидкостей і подач необхідно, щоб мали ланки налаштування для отримання різних режимів обробки в заданому діапазоні. Регулювання швидкостей і подач може бути ступінчастим або безступінчастим. Безступінчасте регулювання – це регулювання, коли в заданому діапазоні можна встановити будь-яку швидкість або подачу. Застосування гідравлічних методів безступінчастого регулювання, як правило, доцільніше для поступального привода. Механічні варіатори швидкостей зазвичай складні і не завжди забезпечують передачу необхідної потужності та високий ККД.

У станкобудуванні все ширше застосовують регульовані електродвигуни постійного струму з великим діапазоном регулювання. Однак частіше застосовують асинхронні електродвигуни з однією або декількома (двома або трьома) швидкостями. У цьому випадку застосовують ступінчасте регулювання, яке дає можливість встановити лише певні частоти обертання в заданому діапазоні, і тому швидкість різання або подача не завжди можуть бути встановлені точно.

Передачі зі ступінчастим регулюванням зазвичай компактні і прості, мають високий ККД. Кінематичні можливості привода можна оцінити діапазоном регулювання, який показує співвідношення максимальних та мінімальних частот обертання шпинделя  $n$  або подач  $s$ :

$$D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}, D_1 = \frac{s_{\max}}{s_{\min}}, \quad (3.1)$$

де  $n_{\max}$ ,  $n_{\min}$ ,  $s_{\max}$ ,  $s_{\min}$  – максимальні і мінімальні частоти обертання шпинделя або подач.

Значення  $D$  вибирається залежно від розмірів оброблюваних деталей і застосовуваних режимів різання.

Під час головного обертального руху частота обертання шпинделя пов'язана зі швидкістю різання  $v$  (м/хв), діаметром оброблюваної деталі  $d$  (мм):

$$n_{ш} = \frac{1000v}{\pi d}; \quad (3.2)$$

де  $v$  – швидкість різання, м/хв

$d$  – діаметр оброблюваної деталі, мм.

Для сучасних універсальних верстатів діапазони регулювання головного руху перебувають у межах 10–200.

У разі ступінчастого регулювання в діапазоні  $n_{\min}$ - $n_{\max}$  має бути забезпечений ряд швидкостей  $n_1; n_2; \dots n_z$ . Число частот обертання  $z$  у сучасних коробках швидкостей зазвичай  $z=18\dots36$ , а число подач значно вище.

У коробках швидкостей і подач, коли не потрібно забезпечення точного передатного відношення, найбільш доцільно застосовувати геометричний ряд частот обертання [7–9].

Основні залежності геометричного ряду (геометричної прогресії) зі знаменником  $\varphi$ : члени ряду  $n_1; n_2=n_1\varphi, \dots, n_k=n_{k-1}\varphi=n_1\varphi^{k-1}$ ; максимальна частота обертання  $n_z=n_1\varphi^{z-1}$ ; діапазон регулювання  $D = \frac{n_z}{n_1} = \varphi^{z-1}$ ;

знаменник геометричного ряду  $\varphi = \sqrt[z-1]{D}$ ; число швидкостей

$$z = \frac{\lg D}{\lg \varphi} + 1. \quad (3.3)$$

Для геометричного ряду за цього  $\varphi$  є постійним перепад швидкостей

$$A: A = \frac{n_{i+1} - n_i}{n_{i+1}} = \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right) 100\% = \text{const}. \quad \text{Перепад швидкостей показує}$$

можливий відсоток втрати швидкості різання відносно необхідної через застосування ступінчастого регулювання. Геометричний ряд зручний не тільки тим, що забезпечує постійний перепад швидкостей, а й тим, що на його основі можна проєктувати складні коробки швидкостей і подач, що складаються з проміжних двовалових передач, також побудованих за геометричним рядом.

У приводів зі ступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя, числа подвійних ходів і подачі побудовані за геометричним рядом, а їх значення та знаменник прогресії стандартизовані, що значно полегшує проєктування приводів.

В основу вибору стандартних значень знаменника геометричної прогресії  $\varphi_{\text{ст}}$  покладено такі три основні принципи.

1. Принцип отримання різних рядів з основного ряду із знаменником  $\varphi_{\min}$ . Якщо вибрано ряд з деяким найменшим значенням  $\varphi = \varphi_{\min}$ , то всі інші ряди виходять з цього основного ряду, якщо брати його члени через один.

2. Принцип удесятиріччя. Якщо у стандартному ряді частот обертання є член  $n_1$ , то необхідно, щоб через  $x$  ступенів зустрівся член  $n_{x+1}=10n_1$ . Ця умова дозволить побудувати таблиці стандартних частот обертання в межах  $1\dots10$  об/хв і, помножуючи їх на 10, 100 і т. д, отримати частоти обертання інших меж. З поставленої умови

$$\frac{n_{x+1}}{n_1} = 10, \text{ але } n_{x+1} = n_1 \varphi_x$$

тому

$$\phi = \sqrt[x]{10}. \quad (3.4)$$

3. Принцип подвоєння. Якщо у стандартному ряду є член  $n_1$ ; то необхідно, щоб через  $y$  ступенів зустрівся член  $n_{y+1}=2n_1$ . Цей принцип зручний як для побудови таблиць, так і у разі застосування в коробках швидкостей двошвидкісних (а іноді і багатошвидкісних) електродвигунів із відношенням синхронних частот обертання, що дорівнює 2.

Аналогічно попередньому випадку отримаємо

$$\phi = \sqrt[y]{2}. \quad (3.5)$$

Оскільки бажано, щоб обидва останні принципи дотримувалися одночасно,

то  $\phi = \sqrt[x]{10} = \sqrt[y]{2}$  або  $\frac{1}{x} \lg 10 = \frac{1}{y} \lg 2$ , звідки  $y = x \cdot \lg 2 = x \cdot 0.30103 \approx 0.3x$ . Для

стандартного знаменника вихідного ряду прийнято  $x=40$   $y=12$ , тобто  $\phi_{\min} = 1.06 = \sqrt[40]{10} = \sqrt[12]{2}$ . Знаменники інших рядів отримують з  $\phi_{\min}$  піднесенням його до степеня  $n$ . Стандартні знаменники геометричних рядів наведено у табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Стандартні знаменники рядів і їх параметри у разі ступінчастого регулювання

$\phi_{ст}$	$n$	$x$	$y$	$A$ 100 %
1.06	1	40	12	5
1.12	2	20	6	10
1.26 1.25	4	10	3	20
(1.41) 1.4	6	(6.66)	2	30
1.58≈1.6	8	5	(1.5)	40
(1.78)	10	4	(1.2)	45
(2)	12	(3.33)	1	50

Позначення.  $n$  – показник степеня у формулі  $\phi_{ст}=(1,06)^n$ ;  $x, y$  – показники степеня у формулах (3.4), (3.5);  $A$  – перепад швидкостей.

Примітка. Стандартні знаменники можна округлити відповідно до значень 1,25; 1,4; 1,6, в дужки взято знаменники, що не задовольняють перший принцип, застосування яких менш бажано; принцип удесятирення і подвоєння не задовольняють ті ряди, у яких  $x$  і  $y$  не є цілими числами;  $\phi=1,06$  – має допоміжне значення, у верстатах практично не застосовується;  $\phi=1,12$  – застосовують у автоматах і важких верстатах, де необхідне більш точне налаштування на заданий режим;  $\phi=1,26$  і 1,41 – найбільш часто застосовувані знаменники для рядів універсальних верстатів (токарних, фрезерних, розточувальних тощо);  $\phi=1,58$  і 1,78 застосовують у верстатах, де допоміжний час великий і тому немає необхідності точно встановлювати режим обробки;  $\phi=2$  має допоміжне значення під час розрахунку проміжних передач, його застосування приведе до можливості лише наближеного налаштування на заданий режим ( $A=50$  %).

У верстатобудуванні стандартизовані також частоти обертання. Оскільки ряди частот обертання доцільно починати з  $n_1 = 1$  об/хв, всі інші

значення частот обертання кратні знаменнику прогресії  $\varphi$ , оскільки будь-якого  $k$ -го члена  $n_k = n_1 \varphi^{k-1} = \varphi^{k-1}$ . У верстатобудуванні прийнято, що вибрана частота обертання має відхилитися від стандартної більш як  $\pm 10(\varphi - 1) \%$ .

### 3.2 Графоаналітичний метод кінематичного розрахунку приводів із ступінчастим регулюванням

Для полегшення кінематичних розрахунків складних коробок швидкостей і подач застосовують графоаналітичний метод, який полягає у графічному зображенні частот обертання та передавальних відношень у вигляді так званих графіків частот обертання та структурних сіток.

Передатним відношенням  $U$  називається відношення частот обертання веденого вала до ведучого:  $U = \frac{n_{\text{вед}}}{n_0}$ . За умови  $U > 1$  передача

буде прискорювальною; а за  $U < 1$  – сповільнювальною. Якщо ведучий вал має деяку постійну частоту обертання  $n_0 = \text{const}$ , а частоти обертання веденого вала становлять геометричний ряд зі знаменником  $\varphi$ , то

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{n_2}{n_3} = \dots = \frac{n_{z-1}}{n_z} = \frac{U_1}{U_2} = \frac{U_2}{U_3} = \dots = \frac{U_{z-1}}{U_z} = \frac{1}{\varphi}.$$

Цей вираз показує, що якщо частоти обертання веденого вала становлять геометричну прогресію зі знаменником  $\varphi$ , то передатні відношення, необхідні для отримання цих частот обертання, також становитимуть геометричний ряд із тим самим знаменником.

Для зручності розрахунків передавальні відношення передач вибираються такими, що дорівнюють або кратними значенням стандартних знаменників

$$U = \varphi^k,$$

де  $k$  – ціле число.

Наприклад,  $U = 1,06; 1,41; 2; 2,51$  і т. д.

Графік частот обертання для коробки швидкостей, що складається з двох проміжних двовалових передач, які забезпечують  $z = 3 \times 2 = 6$  швидкостей, показано на рис. 3.1.

В процесі зображення графіків частот обертання прийнято таке:

1) кожному валу коробки швидкостей відповідає своя шкала частот обертання, де точками відзначають число частот обертання цього вала; 2) частоти обертання на кожній шкалі зображають у логарифмічному масштабі, тому геометричний ряд частот обертання зображають у вигляді точок, розташованих на однаковій відстані: точки, розташовані правіше, відповідають вищим частотам обертання; відстань між сусідніми

частотами обертання дорівнює  $\varphi$ , оскільки  $\varphi = \frac{n_{k+1}}{n_k}$ , а в логарифмічній шкалі ділення замінюють відніманням; 3) передатні відношення

зображають лініями, що з'єднують точки відповідних частот обертання сусідніх валів.

Нахил лінії характеризує величину передатного відношення: вправо – прискорення ( $U > 1$ ) і вліво – сповільнення ( $U < 1$ ). Паралельні лінії означають однакове передатне відношення.

За графіком частот обертання легко простежити, як виходить необхідний геометричний ряд на шпинделі. Від електродвигуна йде передача  $U_0$ , що дає уповільнення валу II. Далі блок із трьох шестерень надає три різні частоти обертання валу 3. З графіка видно, що передавальні відношення, що забезпечують ці три швидкості, будуть:  $U_1 = 1$ ;  $U_2 = \frac{1}{\varphi}$ ;

$$U_3 = \frac{1}{\varphi^2}.$$

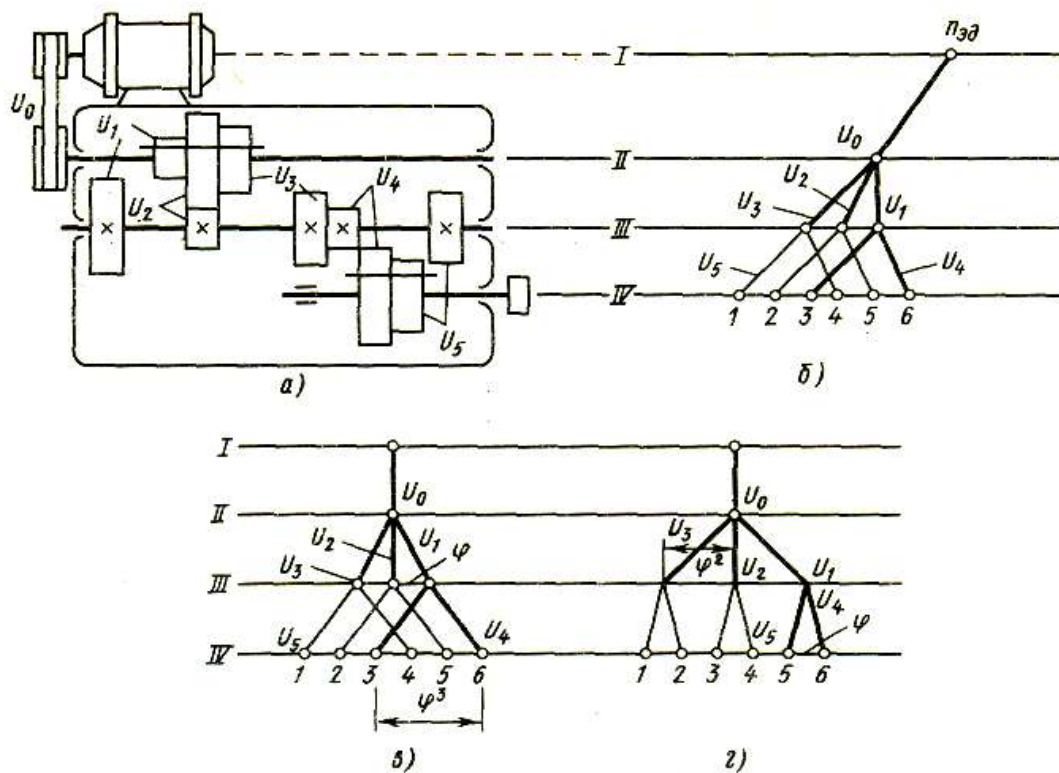


Рисунок 3.1 – Схема коробки швидкостей (а), що складається з двох проміжних двовалових передач, що забезпечують  $z=3 \times 2=6$  швидкостей, графік частот обертання (б), варіанти структурних сіток (в, г)

Передача від вала III до вала IV коробки швидкостей здійснюється двома парами шестерень з передатними відношеннями  $U_4$  і  $U_5$ . На графіку  $U_4 = \varphi$  – прискорювальна передача. Ця передача може бути включена за будь-якої частоти обертання вала III, що позначено на графіку паралельними лініями. Шпиндель отримує частоти обертання  $n_4$ ,  $n_5$  і  $n_6$ ,

разом з якими три інші частоти обертання  $n_1$ ,  $n_2$  і  $n_3$  мають становити геометричний ряд. Як видно з графіка, для цього необхідно, щоб  $U_5 = \frac{1}{\varphi^2}$ .

Для отримання необхідного геометричного ряду частот обертання на шпинделі може бути здійснено кілька варіантів графіків частот обертання з різними передатними відношеннями проміжних пар зубчастих коліс. Конструктор має вибрати найкращий варіант, який відповідає меншим габаритним розмірам і більш сприятливим кінематичним та динамічним характеристикам. Для цього спочатку будують структурну сітку. Структурна сітка відрізняється від графіка частот обертання тим, що вона завжди симетрична.

По структурній сітці (див. рис. 3.1, в) можна встановити тільки співвідношення між передатними числами, але не їх величину:  $U_1:U_2:U_3=\varphi$  і  $U_4:U_5=\varphi^3$ . Структурна сітка, яка дає менш повні кінематичні характеристики коробки швидкостей, потрібна для того, щоб спочатку вибрати структурний варіант, а потім переходити до побудови графіків частот обертання. Так, на рис. 3.1, г) для тієї ж коробки швидкостей зображено інший варіант структурної сітки, що також забезпечує геометричний ряд частот обертання на шпинделі.

Для побудови структурних сіток потрібно користуватися такими правилами.

1. Число структурних варіантів  $p$  дорівнює числу перестановок проміжних двовалових передач  $n$ , що входять в коробку швидкостей, тобто  $p=nt$ . Наприклад, за умови  $z=3 \cdot 2=6$ ,  $n=2$  і  $p=2$ ; ці два варіанти і показано на рис. 3.1, а за  $z=3 \cdot 2 \cdot 2=12$ ,  $n=3$ , тобто  $p=6$ ,

2. Для побудови структурних варіантів необхідно всі проміжні передачі розділити на групи I, II, III і т. д.

Промені групи I в структурній сітці розходяться на величину  $\varphi$ , промені групи II розходяться на  $\varphi$  в степені числа променів першої передачі  $z_I$ , промені групи III розходяться на  $\varphi$  в степені  $(z_I z_{II})$ , де  $z_{II}$  — число променів у другій передачі, і т. д.

Для наочності це можна виразити таблицею 3.2.

Таблиця 3.2 – Параметри структурних варіантів

Параметр	Група			
	I	II	III	IV
Число променів в групі	$z_I$	$z_{II}$	$z_{III}$	$z_{IV}$
Розходження променів	$\varphi$	$\varphi^{z_I}$	$\varphi^{z_I z_{II}}$	$\varphi^{z_I z_{II} z_{III}}$

Для пояснення цього правила розглянемо побудову структурних варіантів для коробки швидкостей з  $z=3 \cdot 2 \cdot 2=12$ . Шість структурних варіантів будуть відповідати різним випадкам, коли проміжним двоваловим передачам (рис. 3.2) послідовно надають номери груп I-III.

Для коробок швидкостей верстатів, де відбувається зменшення частот обертання від ведучого (приводного) вала до веденого (шпинделя), найчастіше кращим є перший варіант (з віялоподібним графіком). У разі застосування цього варіанта в області високих частот обертання працює більша кількість передач, оскільки головна редукція здійснюється на останньому ступені. Швидкі зубчасті колеса мають менші розміри, оскільки за такої потужності вони будуть передавати менші крутні моменти. Тому віялоподібний варіант буде відповідати компактнішій коробці швидкостей. Крім того, невеликі передавальні відношення в області високих частот обертання забезпечують кращі умови для роботи зубчастих передач. З тих самих міркувань під час вибору порядку розташування множильних передач доцільніше спочатку мати більшу частоту обертання. Так, варіант  $z=12=3 \cdot 2 \cdot 2$  кращий, ніж  $z=12=2 \cdot 2 \cdot 3$ .

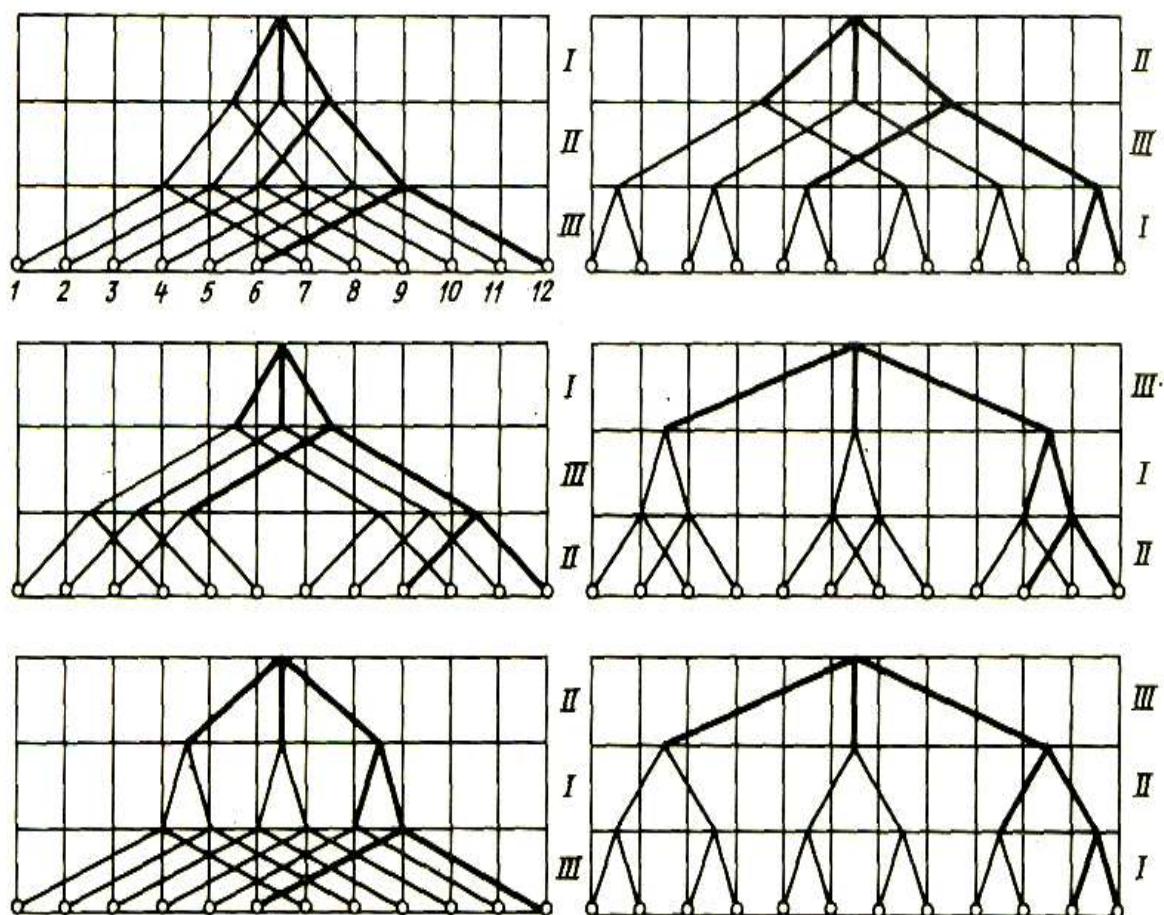


Рисунок 3.2 – Структурні варіанти для передачі частот обертання для варіанта  $z=3 \cdot 2 \cdot 2=12$

### 3.3 Приклад кінематичного розрахунку коробки швидкостей

Як приклад застосування графоаналітичного методу проведено кінематичний розрахунок коробки швидкостей за такими вихідними даними: число швидкостей шпинделя  $z = 16$ ; знаменник ряду  $\varphi = 1,26$ ; мінімальна частота обертання шпинделя  $n_1 = 20$  об/хв; частота обертання електродвигуна  $n_{ед} = 960$  об/хв.

*1-й етап – побудова структурної сітки.*

Як було показано, найкращим варіантом буде  $z=4 \cdot 2 \cdot 2$  з віялоподібною структурою (рис. 3.3, а). Зі структурної сітки отримуємо такі співвідношення для передавальних чисел:

$$\begin{aligned}U_1:U_2:U_3:U_4 &= \varphi = 1,26; \\U_5:U_6 &= \varphi^4 = 1,26^4 = 2.5; \\U_7:U_8 &= \varphi^8 = 1,26^8 = 6.25.\end{aligned}\tag{3.6}$$

*2-й етап – побудова графіка частот обертання.*

Для побудови графіка необхідно у кожному із співвідношень (3.6) вибрати одне передаточне число, тоді можна буде визначити і всі інші значення.

$U$  вибирають так, щоб його значення не виходили за допустимі межі ( $\frac{1}{4} \leq U \leq 2$ ).

Найбільшу розбіжність мають промені  $U_8$  та  $U_7$ .

Якщо взяти  $U_7=1$ , то  $U_8 = \frac{1}{6.25}$ , що неприпустимо. Тому виберемо  $U_7 = \varphi^2 = 1,58$ , тоді  $U_8 = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{4}$ . (Прийнятні також значення  $U_7 = \varphi^3 = 2$  і  $U_8 = \frac{1}{\varphi^5} = \frac{1}{3.16}$ ).

Для передачі з  $U_5$  і  $U_6$  можна взяти  $U_5=1$ , тоді  $U_6 = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{2.5}$  перебуває в допустимих межах, причому є запас редуції, але для того, щоб ведучі передачі знаходилися в області великих частот обертання, можна взяти

$$U_5 = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1.26}, \text{ тоді } U_6 = \frac{1}{\varphi^5} = \frac{1}{3.16}.$$

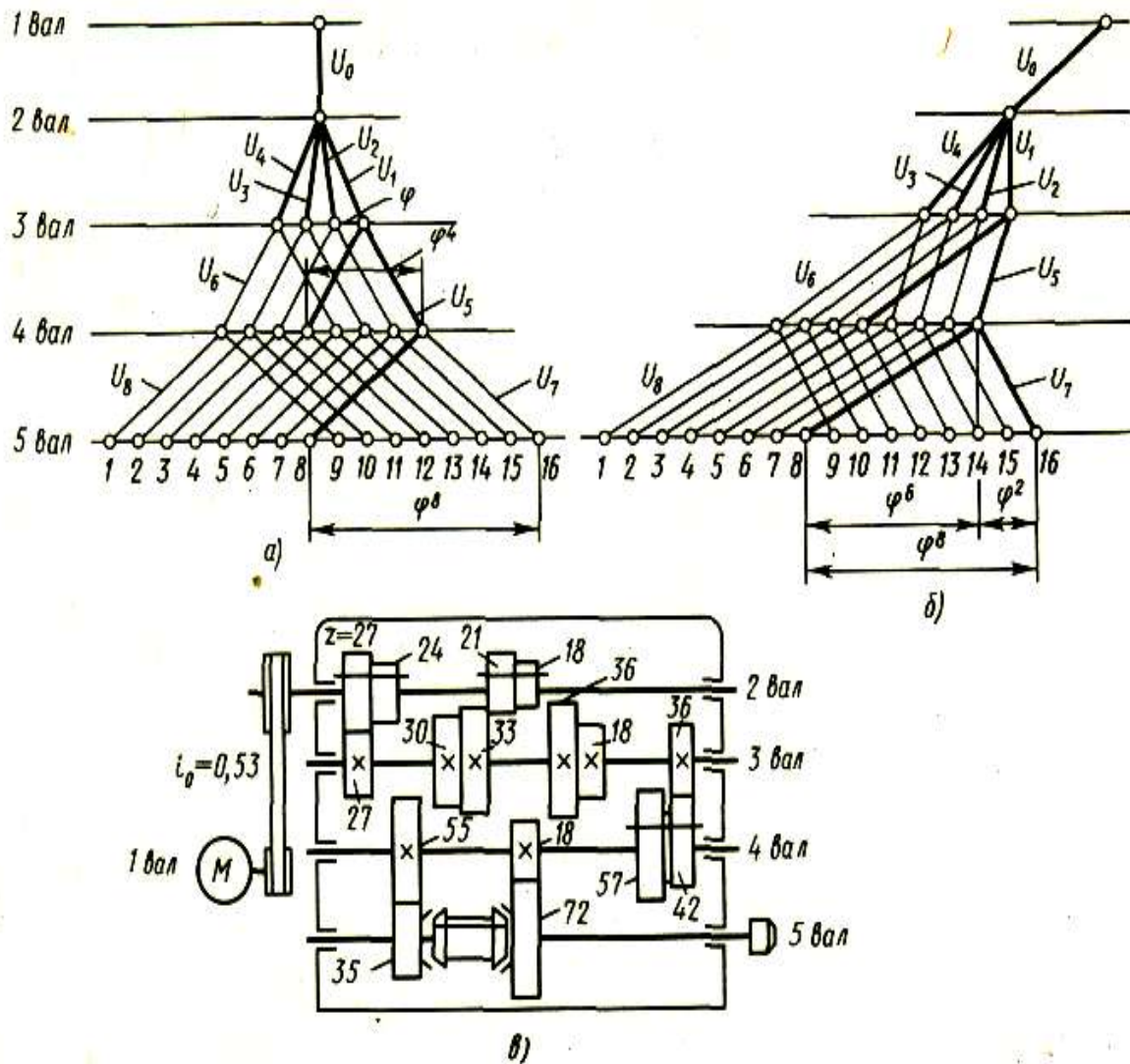


Рисунок 3.3 – Кінематичний розрахунок коробки швидкостей

Для першої двовалової передачі можна взяти  $U_1=1$ . тоді

$$U_2 = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1.26}; U_3 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1.58} \text{ і } U_4 = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{2}.$$

Відповідно до цих передатних відношень на рис. 3.3, б) побудовано графік частот обертання. Частота обертання приводного (2) вала відповідає  $n = 500$  об/хв шпинделя. Тому передатне відношення ремінної передачі електродвигуна до приводного вала коробки  $U_0 = \frac{500}{960} = \frac{1}{1.9}$ .

3-й етап – визначення чисел зубів зубчастих коліс. Під час визначення чисел зубів необхідно не тільки отримати задане передатне відношення  $U = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2}$ , а й забезпечити постійну суму зубів у межах двовалової передачі:  $\Sigma z = z_1 + z_2 = \text{const}$ .

Таблиця 3.3 – Вибір числа зубів передачі за заданого передаточного відношення

u	$\Sigma z$														
	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64
1.00	25		26		27		28		29		30		31		32
1.06							27		28		29		30		31
1.12		24		25		26		27		28		29		30	
1.19	23					25		26		27		28		29	
1.26	22		23		24		25		26		27		28		29
1.33		22		23			24		25		26		27		28
1.41		21		22		23		24		25		26		27	
1.50	20		21		22		23		24		25		26		27
1.58			20		21		22		23		24		25		26
1.68		19			20		21		22		23		24		25
1.78	18			19			20		21		22		23		24
1.88			18			19		20		21		22		23	
2.00		17			18			19		20		21		22	
2.11	16			17			18		19		20		21		22
2.24			16			17		18		19		20		21	
2.37		15			16			17		18		19		20	
2.51				15			16		17		18		19		20
2.66		14				15		16		17		18		19	
2.82							15		16		17		18		19
2.99			13				14		15		16		17		18

u	$\Sigma z$														
	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79
1.00		33		34		35		36		37		38		39	
1.06		32		33		34		35		36		37		38	
1.12		31		32		33		34		35		36		37	
1.19		30		31		32		33		34		35		36	
1.26	29	29		30		31		32		33		34		35	
1.33	28			29		30		31		32		33		34	
1.41	27		28	28		29		30	30		31		32		33
1.50	26		27	28		28		29	29		30		31		32
1.58	25		26			27		28	28		29		30		31
1.68			25		26	26		27	27		28		29		30
1.78			24		25	25		26			27		28		29
1.88		23	23		24			25			26		27		28
2.00		22			23			24			25		26		27
2.11	21	21		22	22		23	23		24	24		25		26
2.24	20			21			22	22		23	23		24		25
2.37			20	20			21			22	22		23		24
2.51		19	19			20	20		21	21			22		23
2.66		18			19	19			20	20			21		22
2.82	17			18	18			19	19			20	20		21
2.99			17	17			18	18			19	19			20
3.16		16	16			17	17				18	18			19
3.35					16	16				17	17			18	18
3.55									16	16				17	17
3.76								15	15			16	16		17

U	$\Sigma z$														
	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94
1,00	40		41		42		43		44		45		46		47
1,06	39		40	40	41		42	42	43	43	44	44	45	45	46
1,12	38	38	39		40			41		42		43	43	44	44
1,19		37	38		39		39	40	40	41	41		42		43
1,26		36	37	37			38	39	39		40	40	41	41	
1,33	34	35	35		36		37	37	38	38		39		40	40
1,41	33	34			35	35		36		37	37	38	38		39
1,50	32		33	33		34		35	35		36		37	37	38
1,58	31		32	32		33	33		34		35	35		36	
1,68	30	30		31		32	32		33	33		34		35	35
1,78	29	29		30	30		31			32		33	33		34
1,88	28	28		29	29		30	30	31	31			32	32	
2,00		27			28		29	29		30	30		31	31	
2,11		26			27			28	28		29	29		30	30
2,24		25			26	26		27	27		28	28		29	29
2,37		24			25	25		26	26			27	27		28
2,51	23	23			24	24		25	25			26	26		27
2,66	22	22			23	23		24	24			25	25		
2,82	21	21			22			23	23			24	24		
2,99	20			21	21			22	22			23	23		
3,16	19			20	20			21	21			22	22		
3,35			19	19			20	20	20			21	21		
3,55		18	18	18			19	19			20	20	20		
3,76	17	17				18	18				19	19			
3,98	16	16			17	17				18	18	18			19

U	$\Sigma z$													
	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108
1,00		48	49	49	50	50	51	51	52	52	53	53	54	54
1,06	46	47	47		48		49		50		51		52	
1,12	45	45	46	46	47	47		48		49		50		51
1,19		44	44	45	45	46	46		47		48		49	49
1,26	42		43		44	44	45	46		46		47	47	48
1,33	41	41		42		43	43	44	44		45		46	46
1,41		40	40		41		42	42	43	43		44	44	45
1,50	38		39	39	40	40		41	41	42	42		43	43
1,58	37	37		38	38	39	39		40	40	41	41		42
1,68		36	36		37	37	38	38		39	39		40	40
1,78	34		35	35		36	36	37	37		38	38		39
1,88	33	33		34	34	35	35		36	36		37	37	
2,00	32	32		33	33		34	34		35	35		36	36
2,11		31	31		32	39		33	33		34	34		35
2,24			30	30		31	31		32	32		33	33	33
2,37	28		29	29			30	30		31	31		32	32
2,51	27			28	28		29	29			30	30		31
2,66	26	26		27	27			28	28		29	29		29

U	$\Sigma z$													
	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108
2,82	25	25			26	26		27	27	27		28	28	28
2,99	24	24			25	25			26	26	25		27	27
3,16	23	23			24	24	24		25	25	24		26	26
3,35	22	22			23	23	23			24	23			25
3,55	21	21			22	22	22			23	22	23		24
3,76	20	20			21	21	21			22	21	22		23
3,98	19	19			20	20	20		21	21	20	21		22

Розв'язуючи систему рівнянь:

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = \Sigma z \\ \frac{z_1}{z_2} = U \end{cases}, \quad (3.7)$$

отримаємо  $z_1 = \frac{U\Sigma z}{U+1}$  і  $z_2 = \frac{\Sigma z}{U+1}$ .

За цими формулами, задаючись  $\Sigma z$  і знаючи необхідні значення  $U$ , можна визначити числа зубів зубчастих коліс. Однак передавальні числа  $\epsilon$ , як правило, дробовими, і тому  $z_1$  і  $z_2$  також виходять дробовими. Під час їх округлення до цілих отримаємо відхилення від заданих значень  $U$ , які можуть вийти за допустимі межі. Крім того, мінімальне число зубів силових зубчастих коліс коробок швидкостей зазвичай має бути не менше  $z_{min} = 18...20$ .

Для полегшення розрахунків наведено  $\Sigma z$  в табл. 3.3 із зазначенням чисел зубів меншого зубчастого колеса. Порожні клітини означають, що за заданого  $\Sigma z$  передатне відношення не може бути витримане в необхідних межах  $\pm 10(\phi-1) \%$ . Для визначення чисел зубів за табл. 3.3 знаходимо таке значення  $\Sigma z$  для кожної проміжної двовалової передачі, яке забезпечує необхідні значення і має  $z_{min} \geq 18$ . Результати зводимо у табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Приклад визначення числа зубів зубчастих передач коробки швидкостей (рис. 3.3)

Параметр	$U_1=1$	$U_2 = \frac{1}{1.26}$	$U_3 = \frac{1}{1.58}$	$U_4 = \frac{1}{2}$	$U_5 = \frac{1}{1.26}$	$U_6 = \frac{1}{3.16}$	$U_7=1,58$	$U_8 = \frac{1}{4}$
$z_1:z_2$	27:27	24:30	21:33	18:36	33:42	18:57	55:35	18:72
$\Sigma z$		54			75		90	

Ці числа зубів позначено на схемі коробки швидкостей (див. рис. 3.3, в). Потрібно звернути увагу, що з уповільнювальних передач спочатку йде шестерня з меншим числом зубів, а з прискорювальних – з більшим.

Далі роблять силові розрахунки елементів коробок швидкостей, визначення модуля зубчастих передач, вибір підшипників, розрахунок діаметрів валів, розмірів муфт і т. д. та остаточне конструктивне оформлення коробки швидкостей. Вказівки щодо силових розрахунків розглянуто нижче.

### 3.4 Основні типи коробок швидкостей та подач

Конструктивне оформлення та розташування коробок швидкостей і подач на верстаті дуже різноманітне. У токарних, шліфувальних та інших верстатах корпус коробки швидкостей (подач) або нерухомо закріплений на станині, або може переміщатися по напрямних. У деяких верстатах (наприклад, розточувальних) весь привод об'єднаний конструктивно в одному корпусі. З кінематичного погляду, можна виділити такі характерні типи коробок швидкостей та подач.

*Коробки швидкостей та подач, побудовані на основі розмножувальних передач.* Привод багатьох коробок швидкостей та подач має структуру, побудовану за тими класичними принципами, які викладено вище. Прикладом конструктивного оформлення таких коробок швидкостей може бути розгортка привода шпинделя для широкоуніверсального фрезерного верстата мод. 6P82Ш (рис. 3.4), що забезпечує  $z = 3 \cdot 3 \cdot 2 = 18$  швидкостей з  $\phi = 1,26$  і частотами обертання шпинделя  $n = 91,5 \dots 1600$  об/хв. Однак у випадку великого діапазону регулювання можуть зустрітися труднощі, оскільки за віялоподібної структури розходження променів останньої передачі настільки велике, що не може бути забезпечено однією парою зубчастих коліс у разі перебування передатного відношення  $U$  в допустимих межах. Наприклад, у токарному верстаті 1Д63 коробка швидкостей  $\phi = 1,26$  має проміжні передачі, які могли б забезпечити  $z = 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 = 24$  швидкості. Але за віялоподібного варіанта структурної сітки останні промені мають розходитися на  $\phi^{2 \cdot 3 \cdot 2} = \phi^{12} = 16$ .

Це означає, що коли під час уповільнення  $U = \frac{1}{4}$ , то під час прискорення  $U=4$ , а це може бути здійснено однією парою коліс. Тому потрібно або ввести додаткову пару і, отже, ускладнити коробку, або зменшити передатне відношення і, отже, втратити кілька швидкостей. У верстаті мод. 1Д63 було прийнято другий варіант: на останньому ступені розходження променів взято  $\phi^6 = 4$  замість 16, внаслідок чого коробка має  $z = 18$  швидкостей і шість швидкостей переक्रиваються.

*Передачі із складовою структурою.* Для збільшення діапазону регулювання складних коробок швидкостей доцільно застосовувати спеціальні структурні варіанти. Складовою структурою передач називається така, яка складається з двох або кількох гілок, кожна з яких побудована на базі звичайної розмножувальної структури. У приводі, що складається з двох гілок з числами швидкостей відповідно  $z_1$  і  $z_2$ . Загальна кількість швидкостей коробки зі складовою структурою (рис. 3.5, а)

$$z = z_1 + z_2. \quad (3.8)$$

Зазвичай у складових ланцюгів є загальна частина (рис. 3.5, б), яка має  $z_0$  швидкостей, тобто  $z_1 = z_0 z'$  і  $z_2 = z_0 z''$ , тоді  $z = z_0 (z' + z'')$ , якщо  $z_2 = z_0$  (тобто  $z'' = 1$ ), то

$$z = z_0(1 + z'). \quad (3.9)$$

В останньому випадку (рис. 3.5, в) структура  $z_0$  слугує для отримання всіх швидкостей і називається основною.

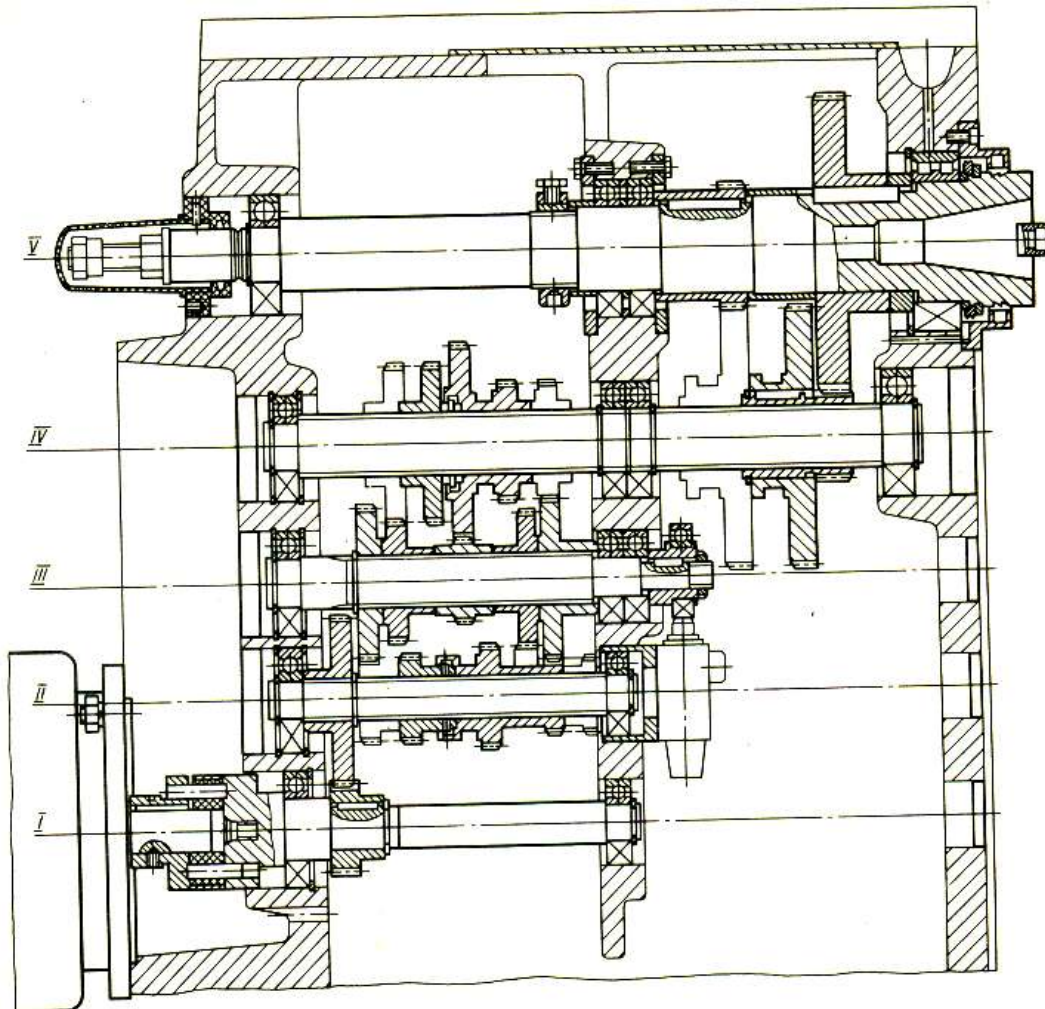


Рисунок 3.4 – Коробка швидкостей широкоуніверсального фрезерного верстата

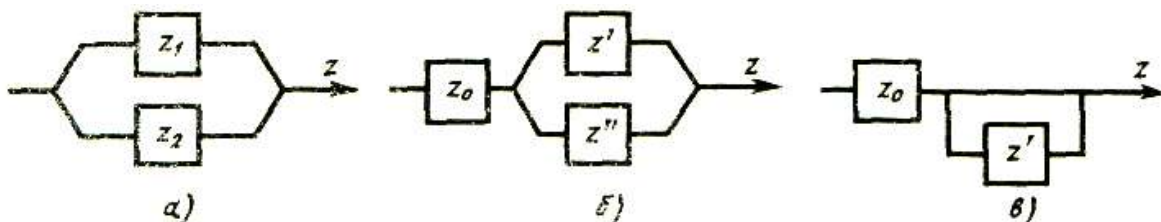


Рисунок 3.5 – Побудова привода із складеною структурою

Складові структури дозволяють не тільки розширити діапазон регулювання коробки швидкостей, а й підвищити її ККД, оскільки вищі

частоти обертання шпинделя можна забезпечити більш коротким кінематичним ланцюгом.

*Коробки швидкостей із перебором* (рис. 3.6, а). Найбільш простим різновидом коробок швидкостей зі складовою структурою є передачі з переборами, в яких одна швидкість ведучого вала збігається зі швидкістю веденого, а інша передається двома парами зубчастих коліс.

З вала 2 редуктора, що працює від електродвигуна 1, ведучий вал перебору 3 отримує  $z_0$  різних швидкостей, які або безпосередньо передаються на шпиндель 5 за включеної кулачкової муфти ( $U_1$ ), або через дві пари коліс перебору 4 ( $U_2$ ). На рис. 3.6, б) показано графік частот обертання, з якого видно, що рух може минути вал IV. Передатне відношення перебору

$$U_n = U_1 U_2 = \frac{1}{\varphi^{z_0}}, \quad (3.10)$$

де  $z_0$  – число швидкостей ведучого вала перебору. Застосовують також подвійні перебори, у яких одну з пар перебору замінено подвійним блоком зубчастих коліс.

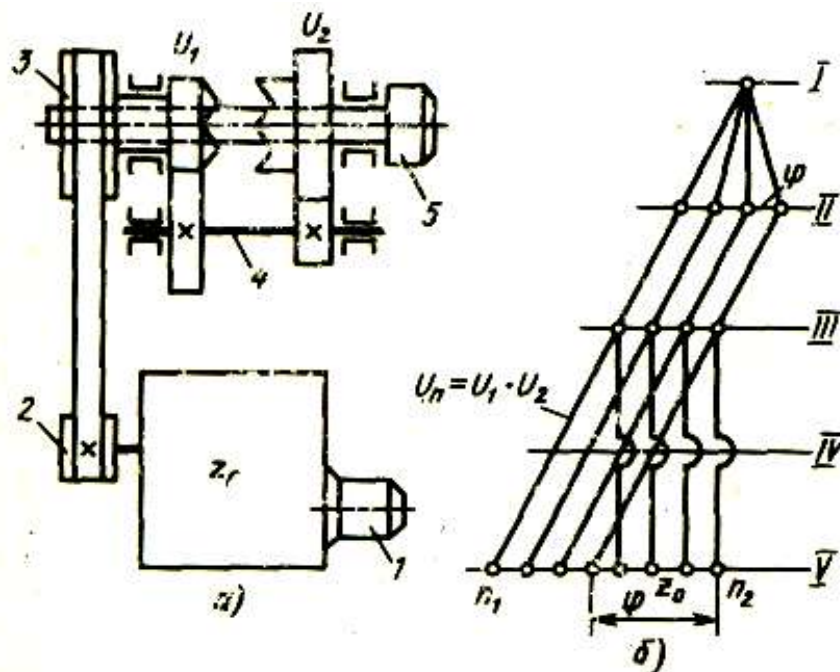


Рисунок 3.6 – Схема коробки швидкостей з перебором

*Привод із багатошвидкісними електродвигунами.* Застосування у приводі багатошвидкісних електродвигунів спрощує конструкцію коробки швидкостей, полегшує включення швидкостей. Щоб за ступінчастого регулювання отримати на шпинделі геометричний ряд частот обертання, швидкості електродвигуна також мають розташовуватися за законами геометричного ряду. Різні частоти обертання асинхронних електродвигунів виходять шляхом перемикання полюсів і, як правило, дають геометричний

ряд з  $\varphi=2$  для двошвидкісних електродвигунів (3000/1500 об/хв або 1500/750 об/хв). Тому необхідно вибрати такий структурний варіант, в якому розбіжність променів, що характеризують швидкості електродвигунів, дорівнює двійці ( $\varphi^k=2$ ). Залежно від заданого  $\varphi$  знаходять  $k$ .

Приклад. Необхідно спроектувати коробку на  $z = 12$  з  $\varphi = 1,26$  і двошвидкісним електродвигуном  $n_{\text{ед}} = 3000/1500$  об/хв. Шість швидкостей отримуємо за рахунок коробки з пересувними блоками коліс і дві – перемиканням швидкостей електродвигуна:  $z = 2 \times 3 \times 2 = 12$ . Звичайна віялоподібна структура тут не підходить, тому що в цьому випадку швидкості електродвигунів мали б мати співвідношення  $\varphi = 1,26$ . Спочатку промені розходяться на  $\varphi = (1,26)^3 \approx 2$ , що задовольняє варіант  $2 \times 3 \times 2$  (II, I, III). В цьому випадку не буде збігу швидкостей на окремих щаблях.

*Автоматичні коробки швидкостей* (рис. 3.7). Легкість управління та включення будь-якої швидкості на ходу досягається застосуванням автоматичних коробок швидкостей, в яких використано електромагнітні муфти. Часто автоматична коробка швидкостей здійснює лише частину перемикань; коробки встановлюють у поєднанні з перебором або частиною привода зі звичайними методами перемикання швидкостей. У сучасних верстатах прагнуть поєднувати автоматичну коробку швидкостей з тиристорним електродвигуном.

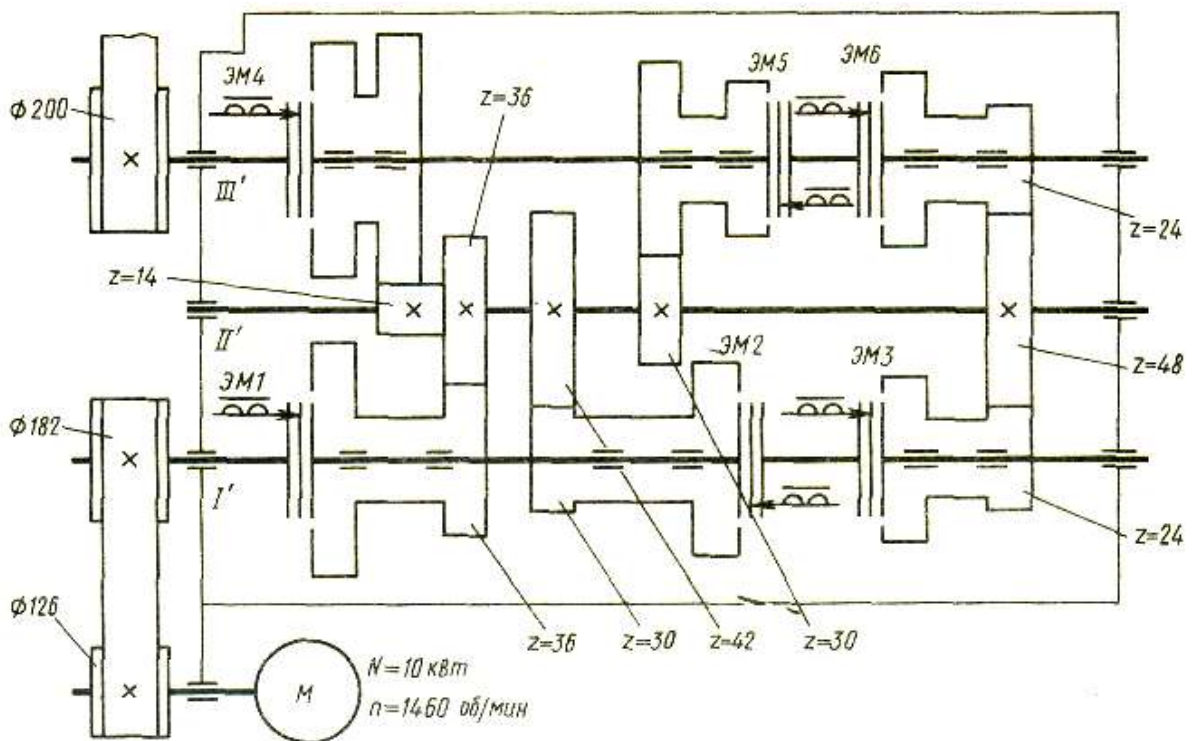


Рисунок 3.7 – Схема автоматичної коробки швидкостей

На відміну від коробок швидкостей коробки подач у багатьох випадках мають забезпечити як необхідні режими обробки, так і заданий ряд передатних відношень, який залежить від схеми обробки (наприклад, при нарізанні різьблень). Для коробок подач характерні також низькі швидкості і невеликі передані крутні моменти. Тому в коробках подач застосовують також механізми, які забезпечують широкий ряд передатних відношень, але через низький ККД, малу жорсткість, можливості передавати тільки невеликі швидкості, як правило, не можуть бути застосовані в швидкохідних і навантажених коробках швидкостей. До таких передач належать конус з накидною шестернею, передачі типу Меандр [10–12] та ін. У випадку використання передач з пересувними блоками зубчастих коліс для забезпечення точного передатного відношення часто застосовують коригування зубів.

Приклад. Передатні відношення  $U_1=1,2$  та  $U_2=1,5$  можна здійснити двома парами коліс з числами зубів  $\frac{24}{20}$  ( $\Sigma z = 44$ ) та  $\frac{27}{18}$  ( $\Sigma z = 45$ ). Але шестерню з  $z = 24$  нарізають, наприклад, на заготовці, що відповідає шестерні з  $z = 25$ , щоб міжцентрові відстані цих пар були однакові. Модуль коригованого колеса збільшиться на  $\frac{25 - 24}{25} 100 = 4 \%$ .

*Передачі з безступінчастим регулюванням.* Для безступінчастого регулювання в коробках швидкостей і подач зазвичай застосовують електродвигуни з регульованою частотою обертання, які поєднуються зі ступінчастою коробкою передач, що розширює діапазон регулювання верстата.

За безступінчастого регулювання неможливо знайти забезпечені точні передавальні відношення. Фрикційні варіатори з безступінчастим регулюванням використовують у коробках подач з невеликими крутними моментами і низькими частотами обертання. Для безступінчастого регулювання в коробках швидкостей, де потрібна передача з постійною потужністю, найбільш доцільним є застосування комбінованого привода, що складається з електродвигуна постійного струму з діапазоном регулювання  $D_{ed}=3...4$  і автоматичної коробки передач на дві–три швидкості. Це забезпечує отримання будь-якої швидкості в усьому діапазоні регулювання, розбитому на піддіапазони, всередині яких регулювання здійснюється електродвигуном.

### **3.5 Особливості силових розрахунків коробок швидкостей та подач**

Вибір розрахункових сил. Для розрахунку деталей, валів, підшипників, муфт необхідно насамперед визначити діючі на них сили. Для коробок швидкостей зовнішніми силами є сили різання  $P$ , прикладені

до деталі або інструменту, закріпленого в шпинделі, і сили на приводному шківі  $Q$  або на роторі електродвигуна. Під час роботи верстата крутний момент на приводному шківі  $M'_{кр}$  врівноважується крутним моментом від сил різання  $M_{кр}$  і моментами тертя в кінематичних парах  $M_{тр}$ :

$$M'_{кр} = U_0 M_{кр} + \sum_{k=1}^n M_{тр} U_k \quad (3.11)$$

або  $M_{тр}$ .

$$M'_{кр} = \frac{M_{кр}}{\eta} U_0,$$

де  $U_0$  – загальне передатне відношення коробки швидкостей;

$U_k$  – передатне відношення від заданої пари до шпинделя;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії коробки швидкостей.

Крутний момент від сил різання

$$M_{кр} = P_z \frac{d}{2}. \quad (3.12)$$

Цей момент визначає ефективну потужність різання

$$N_{ef} = 2\pi M_{кр} n, \quad (3.13)$$

де  $P_z$  – тангенціальна складова сили різання;

$d$  – діаметр оброблюваної деталі;

$n$  – частота обертання шпинделя.

Привод подач, призначений для переміщення супортів, столів, шпиндельних головок, долає складову сили різання  $P_x$  і сили тертя, що виникають у напрямних елемента верстата, що переміщується. У деяких випадках необхідно враховувати також сили інерції:

$$Q = P_x + f \sum R_i + ma, \quad (3.14)$$

де  $Q$  – сила тяги в коробці подач;

$P_x$  – складова сили різання в напрямку подачі;

$R_i$  – реакції в напрямних;

$f$  – коефіцієнт тертя в напрямних;

$ma$  – маса і прискорення елемента, що переміщується.

Реакції в напрямних виникають під дією сил різання і ваги частин, що переміщуються (стіл з деталлю, супорт). Їх визначають із розрахункової схеми сил, що діють на супорт. Внутрішні сили та реакції в підшипниках, що виникають у приводі, є похідними зовнішніх сил і утворюють для кожного елемента систему сил, що слугують для його розрахунку. Розрахунок сил різання проводиться за залежностями теорії різання металів або визначається на підставі експериментальних даних.

*Регулювання з постійною потужністю та з постійним моментом.*

Під час обробки на верстаті деталей різних розмірів швидкість різання  $v$  і сила різання  $P$  у першому наближенні не пов'язані з діаметром оброблюваної деталі, оскільки ці параметри визначаються

характеристиками процесу різання. Тому в процесі регулювання швидкостей шпинделя має дотримуватися умова  $Pv = \text{const}$ .

Це означає, що передана потужність під час включення різних чисел оборотів шпинделя має бути однаковою. Тому бажано (хоча і не завжди можливо), щоб коробки швидкостей забезпечували в заданому діапазоні регулювання передачу постійної потужності під час включення будь-якої частоти обертання веденої ланки (шпинделя). Якщо  $N = \text{const}$ , то за  $n_1 = n_{\min}$  отримаємо максимальний крутний момент  $M_{\max}$ . У випадку великого діапазону регулювання  $D$  визначення крутного моменту за мінімальною частотою обертання шпинделя призведе до збільшення габаритних розмірів привода, оскільки розміри зубчастих передач та інших деталей безпосередньо залежать від  $M_{\text{кр}}$ . Тому для визначення крутних моментів у коробках швидкостей універсальних верстатів вибирають розрахункову частоту обертання  $n_p > n_{\min}$ . Зазвичай на 1/3 або 1/4 нижніх частот обертання допускають передачу з  $M_{\text{кр}} = \text{const}$ . У цьому діапазоні частот обертання обробку ведуть із заниженими режимами (силами) різання, які обмежені міцністю або довговічністю деталей привода. На решті діапазону регулювання здійснюється з  $N = \text{const}$ . Наприклад, якщо привод має  $z = 24$ , можна прийняти за розрахункову частоту обертання  $n_p = n_8 = n_1 \phi^7$ .

Під час обробки деталей різних розмірів величина подачі і передатне відношення коробки подач, як правило, не пов'язані з розміром (діаметром) оброблюваної деталі. Тому тут проводиться регулювання з постійним крутним моментом  $M_{\text{кр}} = \text{const}$ .

*Коефіцієнт корисної дії привода.* ККД привода верстата є його важливою технічною характеристикою, оскільки визначає ту частку енергії, яка витрачається на корисну роботу, тобто безпосередньо на процес різання.

Для обробки деталі необхідна потужність  $N_e$  (ефективна потужність різання)

$$N_e = \frac{P_z v}{60 \cdot 10^3} + \frac{P_x s}{60 \cdot 10^6}, \quad (3.15)$$

де  $P_z$  – тангенціальна складова сили різання, Н;

$P_x$  – осьова складова різання (за подачею), Н;

$v$  – швидкість різання, м/хв;

$s$  – подача, мм/хв.

Потужність, що витрачається на подачу столів і супортів, зазвичай невелика і в разі передачі руху від загального електродвигуна витрати потужності в ланцюгу подач можуть бути оцінені в універсальних верстатах 2...3%. Повна потужність  $N$ , яка витрачається на процес обробки, буде більшою, ніж  $N_e$ , оскільки у приводі долаються різні шкідливі опори, насамперед тертя. Якщо потужність, що йде на подолання тертя,  $N_T$ , то

$$N = N_e + N_T, \quad (3.16)$$

де  $N_T$  – потужність, що йде на додання тертя.

ККД привода верстата  $\eta$  вказує, яка частка всієї потужності витрачається на процес різання:

$$\eta = \frac{N_{ef}}{N_{ef} + N_T} = \frac{N_{ef}}{N}. \quad (3.17)$$

Для коробок швидкостей ККД зазвичай перебуває у межах

$$\eta=0,75\dots0,85.$$

Як відомо з механіки, за послідовної передачі потужності через ряд кінематичних пар загальний ККД передачі може бути отриманий як добуток ККД окремих пар:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_n. \quad (3.18)$$

Тому, маючи схему привода верстата і знаючи значення ККД для зубчастих передач, підшипників та інших пар тертя, можна орієнтовно підрахувати значення ККД привода. Такий метод підрахунку ККД дасть задовільні результати лише за певних умов.

По-перше, ККД привода залежить від величини корисного навантаження. Якщо  $N_e = 0$ , то й  $\eta = 0$ , оскільки ніякої корисної роботи не відбувається. Із зростанням  $N_e$  значення ККД наближається до свого стабільного значення. Тому підрахунок ККД привода як провадження ККД окремих передач має проводитися для випадку передачі повної потужності, а ККД окремих пар має бути отриманий для того самого діапазону потужностей. По-друге, істотний вплив на значення ККД надають швидкості передач. Якщо у певних межах підвищення швидкості збільшує корисну потужність, що передається, і ККД привода зростає, то за значного підвищення швидкостей збільшуються втрати на тертя. У багатьох випадках високі швидкості можуть призвести до підвищених ударів у передачах (зубчастих, ланцюгових), до видавлювання мастила, до вібрацій та підвищених деформацій передач і т. д. Тому ККД пар і привода змінюється, і він може бути визначений або експериментально, або на основі емпіричних формул.

Підвищення ККД привода досягається у разі поліпшення змащування передач за рахунок застосування точніших передач і якісного їх монтажу. Велике значення має також така структура привода, за якої скорочуються кінематичні ланцюги, що передають рух, і відключаються ланцюги та механізми, що не беруть участі у передачі цієї швидкості.

*Особливості розрахунку елементів і механізмів коробок швидкостей та подач.* Розрахунок валів, підшипників, зубчастих передач та окремих елементів коробок швидкостей та подач проводиться методами, відомими з курсів «Деталі машин» та «Опір матеріалів» з урахуванням характеру діючих сил. Специфічним є облік окремих коефіцієнтів, що визначають умови роботи верстата, введення обмежень за швидкостями та

навантаженнями, що відображають досвід експлуатації верстатів, а також облік динамічних навантажень.

Для розрахунку вала та його підшипників визначаються проєкції всіх діючих сил у двох взаємно перпендикулярних площинах. Вали зазвичай розглядають як балки на шарнірних опорах, що відповідає найбільш типовому випадку для валів коробок швидкостей, коли в кожній опорі встановлено один підшипник кочення. Якщо на валу розташовано декілька зубчастих коліс, що по чергово працюють, то необхідно з'ясувати, в якому випадку мають місце найбільші навантаження на опори і найбільший згинальний момент на валу. Для цього іноді доводиться виконувати розрахунок за кількох включень. Певну специфіку має розрахунок зубчастих передач. Від їх габаритних розмірів та якості виконання багато в чому залежать розміри та експлуатаційні характеристики всього привода. Основними причинами виходу з ладу зубчастих коліс верстатів є втома поверхневих шарів зубів, їх зношування, зминання торців зубів зубчастих коліс, що перемикаються, і рідше – поломка зубів від втоми або перевантажень.

Для розрахунку зубчастих коліс на міцність застосовують стандартні методи, які передбачають розрахунок на контактний опір втомі активних поверхонь зубів і на опір втомі зубів під час згинання. Діаметр зубчастих коліс у більшості випадків визначається в коробках швидкостей контактними напруженнями, тобто опором втомі поверхневих шарів, а в коробках подач – опір втомі під час згинання. Специфіка розрахунку порівняно з прийнятими в курсі деталей машин полягає в тому, що кількість зубів  $z$  відома з кінематичного розрахунку. Тому визначається

модуль  $m$ , а не міжцентрова відстань  $A = \frac{z_1 + z_2}{2} m$ . Отримані значення

модуля округляють до стандартних значень, прийнятих у вестатобудуванні:  $m = 1; 1.5; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16$  мм.

Максимальна окружна швидкість зубчастих коліс, як правило, не має перевищувати 16–18 м/с. Оскільки навколишні швидкості коліс залежать від частоти обертання і діаметра, для швидких передач доцільно застосовувати зубчасті колеса з високим значенням допустимих напружень (цементовані, загартовані) з тим, щоб вони мали мінімальні розміри. За підвищення точності зубчастих передач істотно знижуються динамічні навантаження.

## Розділ 4

### ШПИНДЕЛЬНІ ВУЗЛИ ВЕРСТАТІВ

#### 4.1 Шпинделі верстатів

Шпиндель – одна з найбільш відповідальних деталей верстата. Він є останньою ланкою коробки швидкостей, що несе заготовку або інструмент. Від нього багато в чому залежить точність обробки. Це змушує висувати до шпинделя додаткові вимоги. Розрахунок та конструктивне оформлення шпинделів має свою специфіку порівняно зі звичайними валами. На конструкцію шпинделя впливають вимоги жорсткості і точності його обертання, що визначає його розміри, розташування і вид опор, а також вид привода, метод кріплення патрона (передні кінці шпинделя стандартизовані), наявність отвору в шпинделі для можливості обробляти прутковий матеріал і ін.

Вибір типу передачі на шпиндель (зубчаста або пасова) залежить насамперед від частоти обертання і від величини сили, що передається. Зубчаста передача більш проста і компактна та передає значні крутні моменти. Однак через помилки кроку вона не зможе забезпечити високу якість обробки на прецизійних верстатах, а у верстатах зі змінними силами різання зменшується плавність обертання шпинделя і зростають динамічні навантаження в деталях коробки швидкостей. Тому передача обертання шпинделю зубчастими колесами застосовується зазвичай для частоти обертання до 2000–3000 об/хв.

Однак вимоги до розмірів призводять до того, що зубчасті передачі застосовують і для більш високих значень частот. Це можливо у випадку підвищених вимог точності до зубчастих коліс, їх опор і до монтажу передач. Наприклад, у багатошпиндельному токарному автоматі 1Б216-6К найбільша частота обертання шпинделів, що приводяться зубчастою передачею, дорівнює 5000 об/хв.

У випадку застосування пасової передачі виходить деяке збільшення розмірів і ускладнення конструкції, оскільки шків потрібно встановлювати на самостійні опори, щоб розвантажити шпиндель. Однак у цьому випадку забезпечуються плавність обертання шпинделя і висока якість обробки. Для верстатів з переривчастим різанням застосування пасової передачі знижує максимальні значення обертових моментів через податливість пасової передачі і можливість миттєвого проковзування. Нерівномірність обертання шпинделя за динамічних навантажень буде тим більшою, чим менша жорсткість пасової передачі.

Пасовий привод може забезпечувати частоту обертання шпинделя до 6000 об/хв і вище, коли колові швидкості паса сягають 60...100 м/с. Для привода швидкісних шпинделів, наприклад, внутрішньошліфувальних верстатів, часто застосовуються високочастотні асинхронні

електрошпинделі з короткозамкненим ротором на 200–800 Гц, що несуть шліфувальний круг.

Шпинделі розраховують на жорсткість. Для важконавантажених шпинделів здійснюють перевірний розрахунок на міцність. Під час розрахунку на жорсткість шпиндель замінюють балкою на опорах, причому тип опори вибирають залежно від типу підшипника (рис. 4.1).

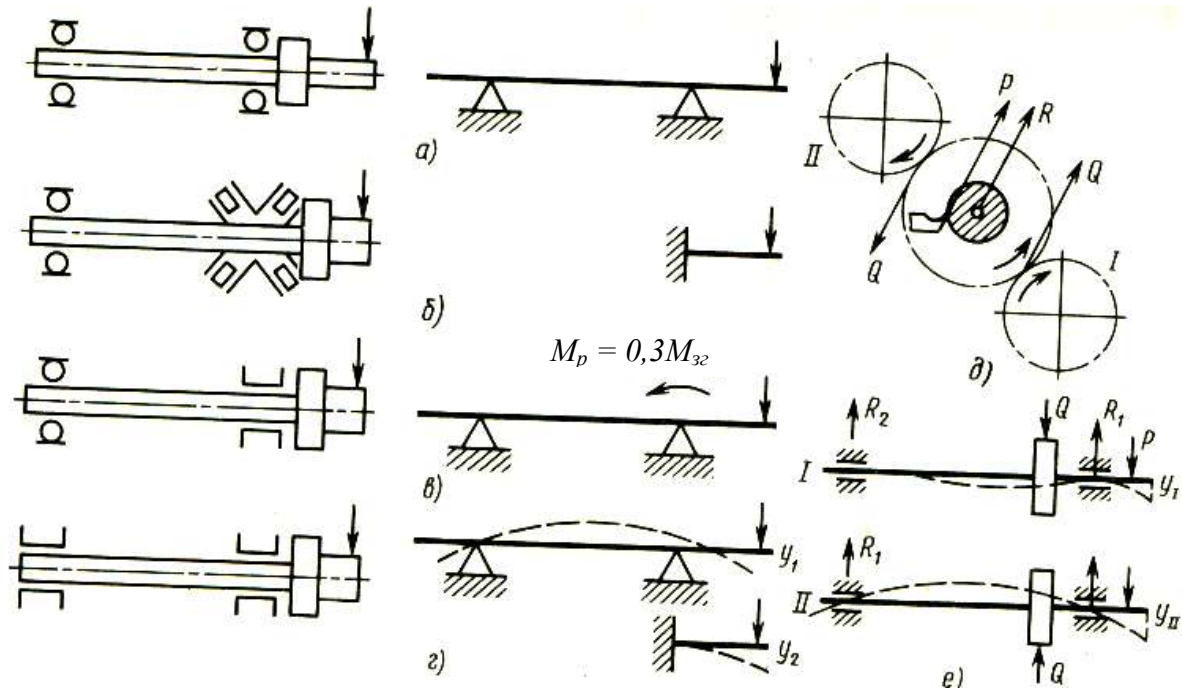


Рисунок 4.1 – Розрахункові схеми шпинделів

У випадку двох кулькових підшипників кочення розрахункова схема набуває вигляду балки на ножових опорах (рис. 4.1, а). Якщо в передній опорі два підшипники кочення або один роликовий, то можна вважати, що шпиндель у цьому перерізі не має повороту (рис. 4.1, б). Якщо в передній опорі застосовано підшипник ковзання (рис. 4.1, в), він створює певний реактивний момент  $M_p$ , який приблизно дорівнює 0,3–0,35 від  $M_{32}$  у передній опорі. У разі двох підшипників ковзання (рис. 4.1, г) потрібно спочатку визначити прогин  $y_1$  за деформації шпинделя в межах радіального зазору підшипників, розглядаючи його як балку на двох ножових опорах. Якщо сила викликає велику деформацію, то необхідно підрахувати прогин  $y_2$  кінця шпинделя від тієї складової сили, яка деформує його як консольну балку з закладенням в передній опорі. Сумарний прогин  $y = (y_1 + y_2)$ . До прогину шпинделя потрібно додати його деформацію на пружних опорах, розглядаючи у цьому випадку шпиндель як жорстке тіло. Під час визначення прогину шпинделя для наближених розрахунків допустимо вибирати середній момент інерції за основною ділянкою шпинделя або визначати його за розрахунковим середнім діаметром:

$$d_{cp} = \frac{\sum d_i l_i}{L} \quad (4.1)$$

де  $d_i, l_i$  – діаметри і довжина ділянок шпинделя;  
 $L$  – загальна довжина шпинделя.

Для шпинделів з різкими переходами перетинів у випадку уточнених розрахунків потрібно будувати пружну лінію шпинделя, як ступінчастого вала зі своїм моментом інерції перерізу на кожній ділянці чи застосовувати метод початкових параметрів. Характер навантаження на шпиндель враховується коефіцієнтом  $K$ , на який множать значення колової сили:  $K = 1$  у разі спокійної роботи (токарні, свердлильні, шліфувальні верстати),  $K = 1,25$  за значних коливань навантаження (фрезерні, зубофрезерні верстати) і  $K = 1,4$  – зубодовбіжні, стругальні верстати).

Допустиму величину прогину визначають, виходячи з точності обробки на верстаті. У наближених розрахунках допустимий прогин шпинделя вибирають, виходячи з досвіду експлуатації верстатів. Можна брати його таким, що дорівнює  $1/3$  від допустимого биття шпинделя. Часто допустимий прогин кінця шпинделя підраховують за формулою

$$y_{\text{доп}} = (0,0001 \dots 0,0002)l$$

де  $l$  – відстань між опорами шпинделя, а максимально допустимий кут повороту кінця шпинделя –  $\theta_{\text{max}} = 0,001$  рад.

На величину деформації шпинделя і реакцію в опорах впливає положення приводного зубчастого колеса, що передає обертання на шпиндель (див. рис. 4.1,  $d, e$ ).

У схемі I результуюча сила  $R$ , що визначає величини реакцій  $R_1$  і  $R_2$  в передній і задній опорах, дорівнює сумі сили різання  $P$  і навантаження  $Q$  на зубчасте колесо. У схемі II  $R = P - Q$ . Схема II вигідніша у випадках, коли необхідно зменшити реакцію у передній опорі (див. рис. 4.1,  $a$ ). Схема I прийнятніша, якщо потрібен мінімальний прогин шпинделя, оскільки у цьому випадку  $y_I < y_{II}$ . Тому схему I частіше застосовують у точних верстатах, а схему II – у верстатах для чорнової обробки. Як опори шпинделів застосовують прецизійні підшипники кочення і підшипники ковзання з рідинним тертям. До опор шпинделів висувають такі основні вимоги.

1. Необхідна висока точність обертання. Биття шпинделя верстатів нормальної точності перебувають в межах 0,01–0,03 мм, а для прецизійних верстатів досягає кількох мікрометрів. Цю точність можуть забезпечити підшипники кочення і ковзання. Однак в останньому випадку за зміни навантаження швидкості вісь обертання шпинделя буде зміщуватися, оскільки змінюється товщина мастильної плівки.

2. Опори шпинделів мають бути довговічні. Підшипники кочення мають обмежений термін служби, що залежить від частоти обертання шпинделя і від навантаження. Підшипники ковзання зношуються тільки в

період пуску, зупинення або реверсу верстата, і тому у разі рідких включень верстата можуть працювати тривалий час без ремонту.

3. Вібростійкість опор – важлива умова для роботи високооборотних шпинделів. Сучасні прецизійні підшипники кочення відповідають вимогам вібростійкості. Підшипники ковзання мають здатність гасити коливання за рахунок демпфувальної дії мастильного шару.

4. Для універсальних верстатів необхідно, щоб підшипники працювали однаково надійно у всьому діапазоні застосовуваних швидкостей та навантажень. У цьому відношенні незаперечну перевагу мають підшипники кочення.

5. Експлуатаційними перевагами (легкість заміни, менший догляд і под.) також мають підшипники кочення, внаслідок чого вони і отримали найбільше поширення. Для тих верстатів, де має місце постійний режим роботи, де рідкі періоди пуску верстата і потрібно висока вібростійкість шпинделя, з успіхом застосовуються підшипники ковзання. До таких верстатів насамперед відносяться шліфувальні верстати, що займають все більше місця у загальному парку верстатів.

#### 4.2 Підшипники кочення

Для шпинделів верстатів практично застосовують усі основні типи підшипників кочення: кулькові радіальні і радіально-упорні, роликові з конічними та циліндричними роликами, а також спеціальні конструкції. Останні відрізняються від звичайних не лише підвищеною точністю, вантажопідйомністю та швидкохідністю, а й конструктивними особливостями. До таких підшипників відноситься дворядний підшипник з циліндричними роликами. Подвійний ряд точних роликів та їх шахове розташування підвищує вантажопідйомність підшипника. Точність обертання шпинделів у таких підшипниках може бути забезпечена в межах кількох мікрометрів.

За даними робіт [13–15] як характеристики роботоздатності шпиндельних опор кочення можна взяти такі показники:

$$K_1 = \frac{N}{D}, \text{ Вт} \cdot \text{мм}^{-1}; K_2 = 10^{-5} D n_{\max}, \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}; K_3 = \frac{N}{d}, \text{ Вт} \cdot \text{мм}^{-1}; K_4 = 10^{-5} d n_{\max}, \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$$

де  $N$  – потужність привода;

$n_{\max}$  – найбільша частота обертання шпинделя;

$D$  – максимальний діаметр оброблюваної деталі;

$d$  – діаметр шпинделя в передній опорі.

Тут показники  $K_1$  і  $K_3$  характеризують середню навантаженість шпиндельних вузлів верстата, а  $K_2$  і  $K_4$  – їх швидкохідність.

Розвиток конструкцій шпиндельних вузлів характеризується зростанням зазначених показників. Це пов'язано із застосуванням

спеціальних типів підшипників кочення, основні з яких показано на рис. 4.2.

Шарикопідшипник упорно-радіальний дворядний з кутом контакту  $60^\circ$  (рис. 4.2, а) призначений для сприйняття осьового навантаження. Його встановлюють поряд з дворядним роликотподшипником з короткими циліндричними роликами. Параметр швидкохідності  $d_m n_{max} = (4 \dots 5) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$ , що в 2...2,5 рази більше, ніж у звичайних упорних шарикопідшипників; тут

$$d_m = (D_3 + d_0)^{0.5},$$

де  $D_3$  – зовнішній діаметр підшипника;

$d_0$  – діаметр отвору підшипника.

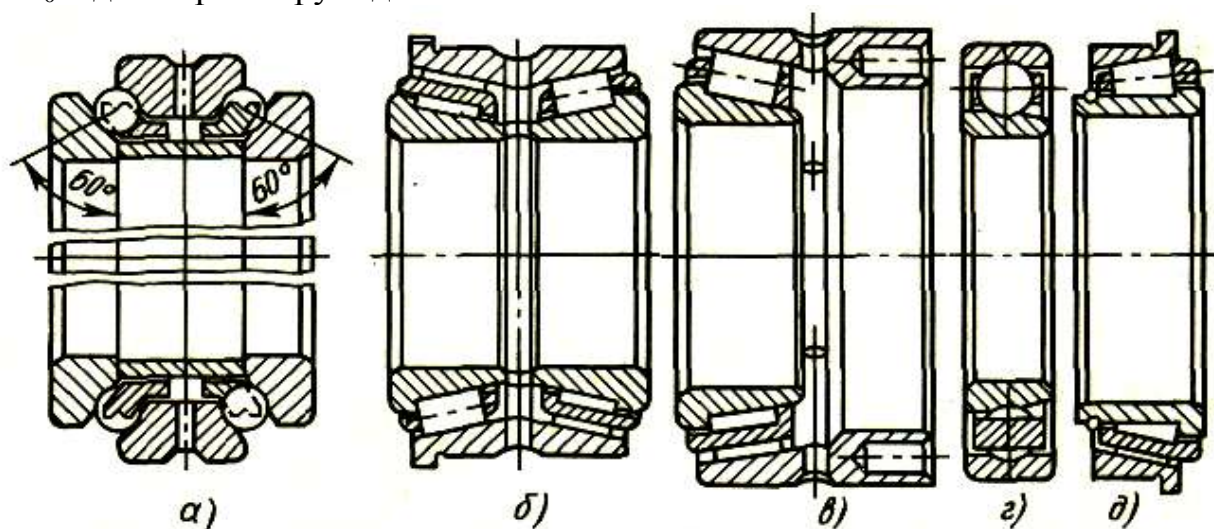


Рисунок 4.2 – Спеціальні підшипники кочення для шпинделів

Роликотподшипники конічні однорядні і дворядні з буртом на зовнішньому кільці (рис. 4.2, б), д) призначені для сприйняття радіального та осьового навантажень. Їх встановлюють, як правило, у передній опорі шпинделя;  $d_m n_{max} = (3,9 \dots 4,2) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$ . Роликотподшипник конічний однорядний з широким зовнішнім кільцем (рис. 4.2, в) встановлюють в задню опору шпинделя. Параметр швидкохідності має те саме значення, що у підшипників, показаних на рис. 4.2, б), д).

Особливо швидкохідний радіально-упорний шарикопідшипник в універсальному виконанні (рис. 4.2, з) призначений для сприйняття радіального та осьового навантажень. Підшипники збирають у комплекти (два, три чи чотири підшипники).

Для забезпечення високої точності обертання, шпинделі встановлюють у підшипниках підвищених класів точності: високий (5 кл.), прецизійний (4 кл.), надпрецизійний (2 кл.).

На рис. 4.3, а) – е) подано схеми шпиндельних вузлів, в яких використано спеціальні підшипники. Шпиндельні вузли, наведені на рис. 4.3 а), призначені для середніх і важких токарних, фрезерних, фрезерно-розточувальних і шліфувальних верстатів; їх використовують у

разі роботи на високих швидкостях з помірним і великим навантаженням. Вузли на рис. 4.3, б) застосовують для випуску великими серіями і для **так?** важких токарних верстатів; їх використовують під час роботи на помірних швидкостях з великим навантаженням. Шпиндельні опори, подані на рис. 4.3, в), призначені для випуску великими серіями для **так?** легких та середніх токарних, фрезерних та шліфувальних верстатів, а опори, показані на рис. 4.3, з) для легких і середніх токарних, фрезерних, шліфувальних і фрезерно-розточувальних верстатів; їх використовують під час роботи на високих швидкостях. Шпиндельні вузли (рис. 4.3, д) призначені для легких шліфувальних, оздоблювально-розточувальних та агрегатних верстатів, а вузли на рис. 4.3, е) – для середніх та важких шліфувальних верстатів. Характеристики швидкохідності цих вузлів за умови ефективних систем мастила (інжекційної, масляним туманом) перебувають в межах  $K = 2,5 \dots 6 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$ .

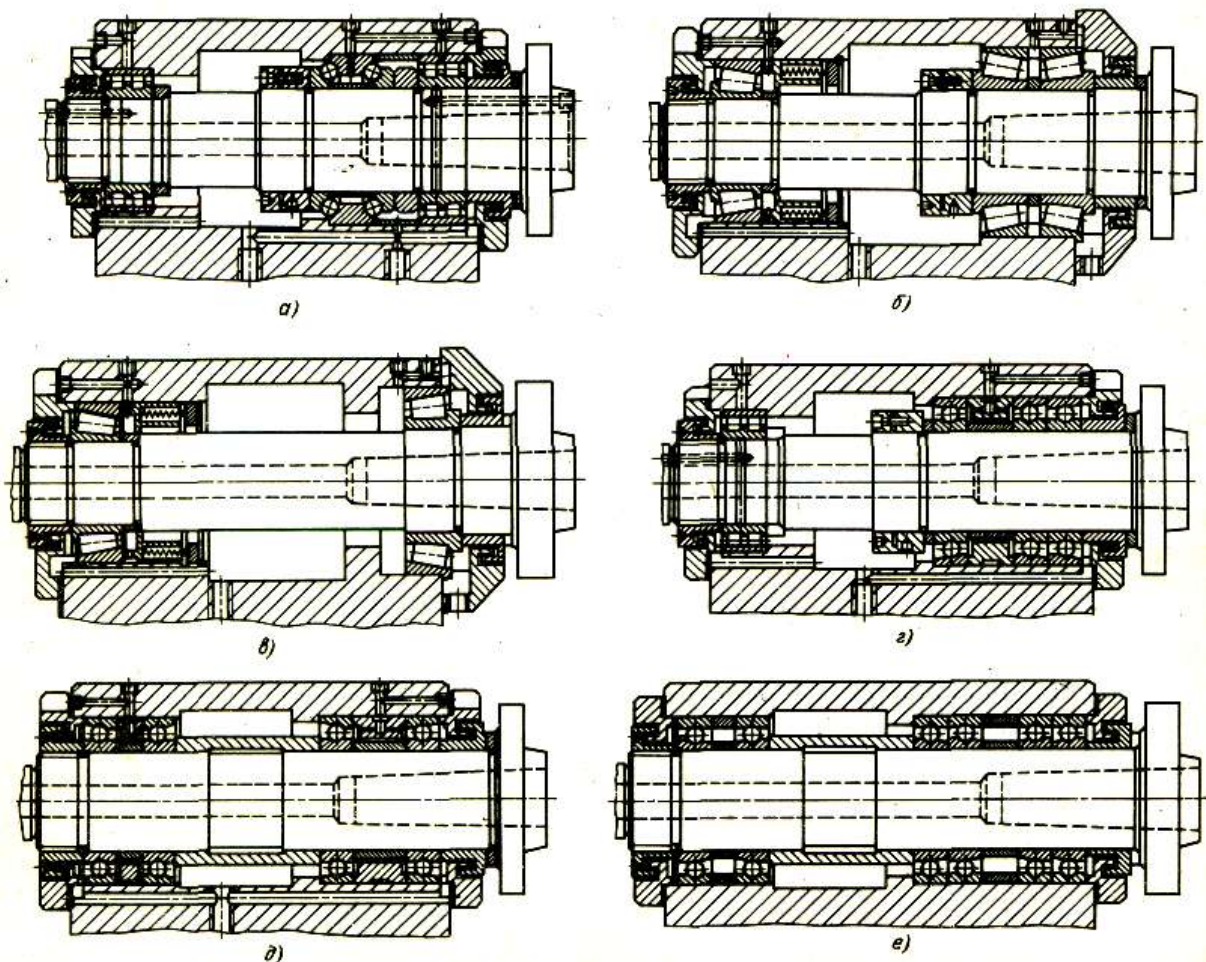


Рисунок 4.3 – Типові схеми шпиндельних вузлів

Потрібно сказати, що розподіл на області застосування шпиндельних вузлів різних типів умовний, оскільки на швидкохідність і несучу здатність шпиндельних вузлів крім швидкохідності та вантажопідйомності їх підшипників істотно впливає комплекс інших конструктивних і технологічних параметрів.

Для підвищення жорсткості шпindelних опор і усунення зазорів між окремими тілами кочення та кільцями застосовують попередній натяг підшипників кочення, тобто постійне додаткове навантаження  $P_n$ . Хоча довговічність підшипника у цьому випадку дещо знижується, оскільки на нього діє сумарне навантаження, що дорівнює робочому і попередньому натягу  $P = P_0 + P_n$ , але більш висока точність шпindelного вузла, що отримується, є великою перевагою цього методу.

Існують різні способи створення попереднього натягу. Вони залежать від типу підшипників та конструкції опор. Наприклад, у радіальних шарикопідшипниках осьове зміщення зовнішніх або внутрішніх кілець один відносно одного створює попередню деформацію в підшипниках. Це досягається встановленням розпирних втулок або кілець неоднакової довжини, або за допомогою спеціальних пружин, які забезпечують збереження сили попереднього натягу і в процесі зношування підшипників. У випадку застосування підшипників з циліндричними роликками попередній натяг створюють деформацією внутрішнього кільця підшипника, яке має конусну розточку, і за допомогою гайки встановлюється на конічну шийку шпindelя.

Натяг або зазор шпindelних підшипників кочення регулюють зазвичай спеціальними пристроями на складеному вузлі шпindelя поза верстатом або на верстаті. Від ретельності та точності регулювання суттєво залежить роботоздатність шпindelного вузла.

Проте необхідно пам'ятати, що зазори чи натяги, отримані на шпindelному вузлі (холодному), змінюються у міру його роботи (нагріву) з допомогою теплових деформацій системи. Тому остаточне регулювання шпindelних підшипників проводять після періоду роботи (обкатки) шпindelного вузла за досягнення заданого рівня температури в зоні підшипників.

Під час роботи шпindelного вузла передня опора шпindelя сприймає основні навантаження і перебуває ближче до місця обробки. Тому в передній опорі розміщують більш точні підшипники, часто здвоєні (для збільшення жорсткості). Точність передніх підшипників зазвичай на клас вища, ніж задніх. У тому випадку, коли осьові навантаження сприймаються передньою опорою, задня опора виконується плаваючою, тобто не закріпленою в осьовому напрямку. В процесі проектування підшипникових вузлів необхідно звертати увагу на ущільнення підшипників, що захищають їх від забруднення і запобігають витіканню мастила. У шпindelях верстатів більш доцільно застосовувати лабіринтні ущільнення, які не мають тертьових поверхонь і можуть працювати на високих швидкостях обертання.

Підшипники кочення втрачають свою роботоздатність переважно внаслідок втоми поверхневих шарів доріжок і тіл кочення, хоча можуть відбуватися поломки сепараторів, зношування і зминання доріжок кочення. Підшипники кочення розраховують на довговічність, оцінюючи

кількість оборотів  $L$ , яку витримає підшипник за розрахунковий термін служби:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^a, \quad (4.2)$$

де  $P$  – еквівалентне (розрахункове) навантаження;

$C$  – динамічна вантажопідємність даного типорозміру підшипника, взята із каталога;

$a = 3$  – для кулькових підшипників;

$a = 3,33$  – для роликкових підшипників.

Під час визначення розрахункових навантажень, що діють на опору, потрібно враховувати змінність роботи шпинделя верстата, оскільки робота відбувається на різних частотах обертання та навантаженнях. Крім того, потрібно враховувати, що шпиндель, який несе інструмент або заготовку, піддається додатковим динамічним навантаженням, що виникають у процесі різання. Це враховується коефіцієнтом динамічності  $K_D$ ; для токарних, свердлильних та шліфувальних верстатів  $K_D = 1,5$  та для фрезерних верстатів  $K_D = 2$ .

Сила попереднього натягу підшипників  $A_n$  збільшує осьове навантаження  $A$ , яке стає  $A + A_n$ . Мінімальне значення попереднього натягу має визначатися з умови, щоб після прикладення до шпинделя корисного навантаження в підшипнику не утворився зазор. Із цієї умови

$$A_n > 1,58R \operatorname{tg} \beta \pm 0,5A,$$

де  $R$  – зовнішнє радіальне навантаження;

$A$  – зовнішнє осьове навантаження (плюс – воно ослабляє натяг, мінус – якщо збільшує його)

$\beta$  – кут контакту тіл кочення з кільцем.

Довговічність підшипника, розрахована за каталожними значеннями  $C$ , відповідає 90 %-й ймовірності його безвідмовної роботи. Однак для шпиндельних підшипників необхідно забезпечити більш надійну роботу, щоб відмова шпиндельного вузла не сталася в період між плановими ремонтами верстата. Під час розрахунку нового значення динамічної вантажопідійомності  $C_\alpha$  можна використовувати коефіцієнт  $K_\alpha$  (рис. 4.4), вважаючи  $C_\alpha = K_\alpha C$ . Наприклад, якщо потрібно, щоб шарикопідшипник безвідмовно працював з ймовірністю 99 % (тобто  $\alpha = 1$  %), то за графіком отримуємо  $K_\alpha = 0,62$ , і термін служби підшипника має бути зменшений за формулою (4.2) в  $\left( \frac{1}{0,62} \right)^3 = 2,6$  разів. Потрібно також враховувати, що до втрати підшипником роботоздатності за витривалістю його зношування або деформація можуть призвести до зменшення точності обертання. Величина биття шпинделя зазвичай лінійно зростає з часом (хоча зміна, як правило, незначна), і ця залежність може бути отримана експериментально.

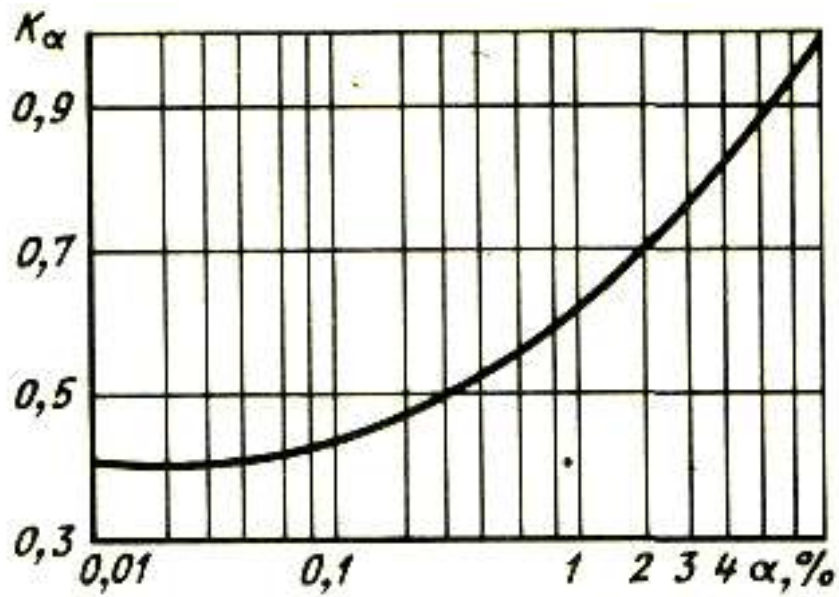


Рисунок 4.4 – Графік зміни коефіцієнта  $K_\alpha$  для розрахунку довговічності підшипників кочення з умови їх підвищеної надійності

### 4.3 Підшипники ковзання

Для надійної роботи шпindelного підшипника ковзання необхідно, щоб несучий масляний шар, який розділяє шийку шпindelя і підшипника, мав необхідні товщину та жорсткість у всьому діапазоні швидкостей і навантажень.

У разі зносу і за сильної зміни режиму роботи верстата має бути передбачена можливість регулювання зазору між шийкою шпindelя і підшипником. Бажано, щоб під час регулювання не було спотворення форми підшипника, оскільки це може вплинути на умови рідинного тертя і точність обертання шпindelя. Крім того, підшипник має самовстановлюватися за деформації шпindelя, щоб не було кромкових тисків, а положення осі шпindelя не ставало ексцентричним відносно осі підшипника. Ці умови не задовольняють, як правило, звичайні конструкції підшипників ковзання, і тому для шпindelних вузлів широко застосовують спеціальні підшипники рідинного тертя. У цих підшипниках створюють кілька клинових зазорів, щоб змусити гідродинамічні сили діяти на шпindel у різних напрямках і тим самим фіксувати його в центральному положенні. Для можливості самовстановлення застосовують підшипники, що складаються з окремих сегментів. На рис. 4.5 показано шпindel плоскошліфувального верстата особливо високої точності мод. ЗБ721, що обертається на трисегментних підшипниках з частотою обертання  $n = 2205$  об/хв.

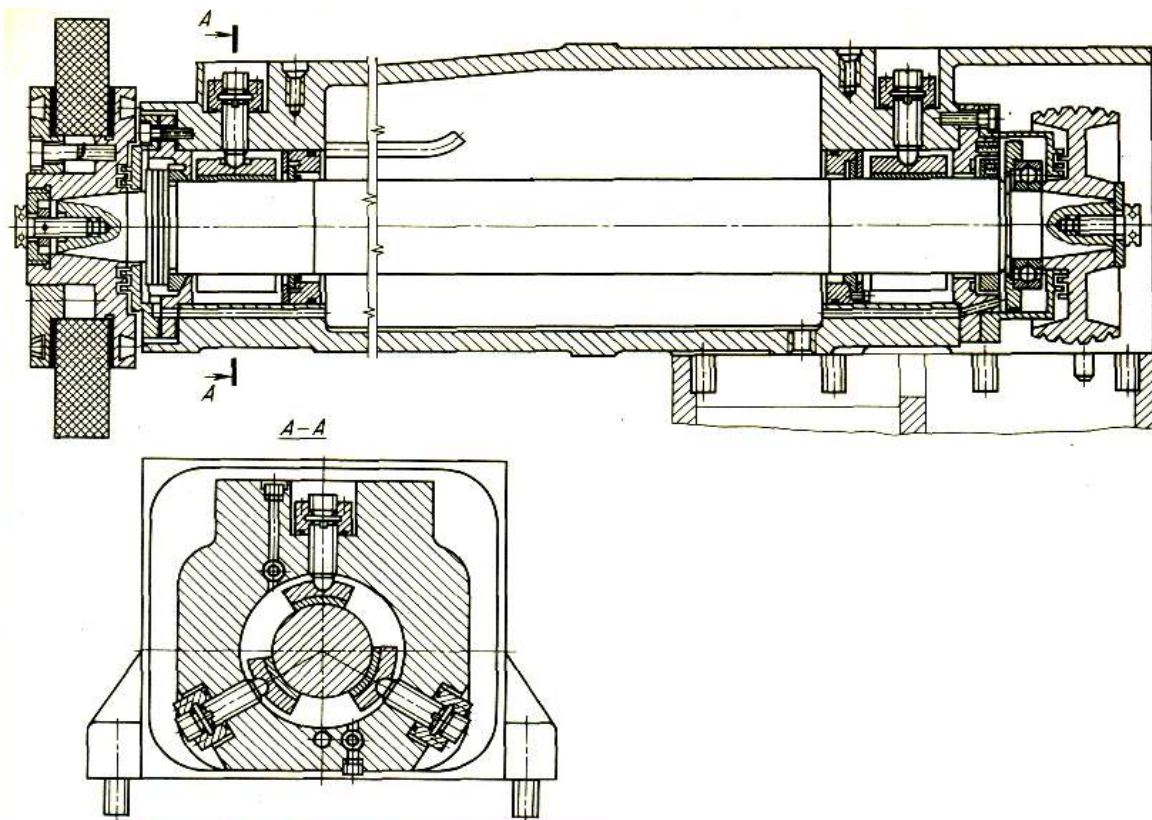


Рисунок 4.5 – Шпиндель плоскошліфувального верстата

Сегменти спираються на сферичні головки регульованих штирів і тому можуть встановлюватися в тангенціальному напрямку для утворення мастильного клину і в осьовому напрямку по твірній шийки шпинделя. Така конструкція добре себе зарекомендувала з погляду стабільності положення осі шпинделя в підшипнику та надійного забезпечення рідинного тертя. Вкладиші підшипників знаходяться у мастильній ванні. Ретельно відфільтроване мастило подають у кожен підшипник під тиском. Для точної фіксації шпинделя в осьовому напрямку біля його переднього кінця є бурт, який притискається до бронзового кільця, що самовстановлюється. Притиск здійснюється пружинами, що діють на зовнішнє кільце радіально-упорного шарикопідшипника, посаженого на задньому кінці шпинделя.

Все більше застосування у верстатах знаходять гідростатичні підшипники ковзання, коли тиск в масляному шарі створюється спеціальним насосом високого тиску. У цьому випадку під час реверсу та зупинення шпинделя, а також за будь-яких низьких частот обертання забезпечується рідинне тертя. Термін служби може бути необмежено великим. Недоліками гідростатичних підшипників є велика витрата мастила та необхідність мати спеціальну систему для подачі мастила під тиском. Особливість конструкції гідростатичних підшипників полягає в застосуванні спеціальних кишень, мастило до яких дроселюється через тонкі капілярні трубки.

Шпиндельний вузол токарно-гвинторізного верстата особливо високої точності мод. 16Б20А показано на рис. 4.6. Верстат призначений для остаточної обробки різних деталей для нарізування високоточних різей. Діапазон частот обертання шпинделя  $n = 12 \dots 3000$  об/хв, регулювання часток обертання безступінчасте, відхилення від круглості оброблених деталей до 0,6 мкм. Мастило підводять у кишені кожного з підшипників, причому на торцях передньої втулки виконані гідростатичні підп'ятники з кільцевими канавками. Діаметральний зазор між шийкою шпинделя і підшипником дорівнює 60 мкм.

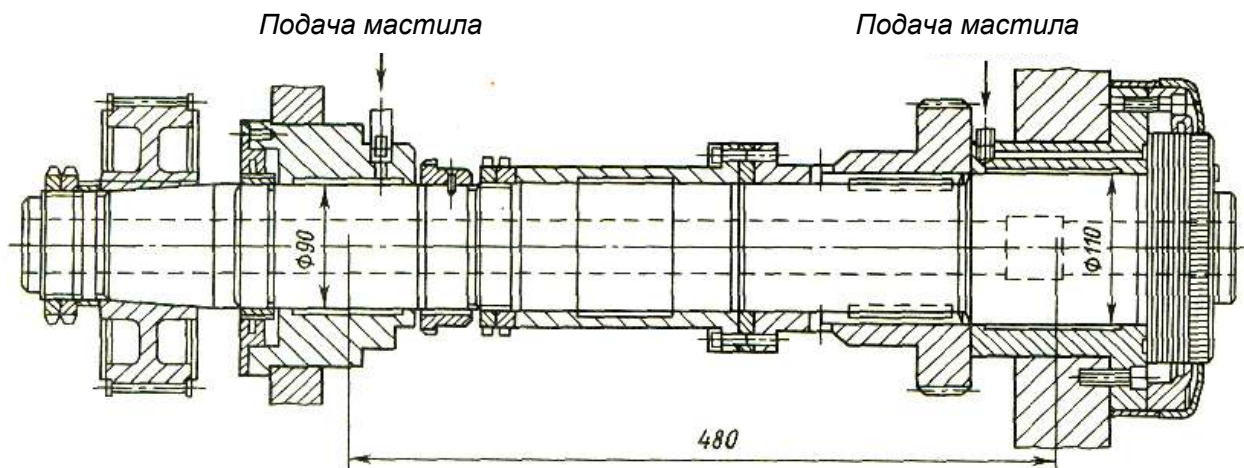


Рисунок 4.6 – Шпиндель токарно-гвинторізного верстата

Великий інтерес становить застосування підшипників з газовим мастилом (аеродинамічних і аеростатичних підшипників). Мала в'язкість повітря забезпечує невеликий момент тертя і відповідно мале тепловиділення, тому не потрібно спеціальних пристроїв для відведення тепла, крім вентиляції. Температура та тиск повітря практично не впливають на його в'язкість, що забезпечує стабільність роботи підшипника.

Шпинделі на аеродинамічних опорах застосовуються для частоти обертання до 300 000 об/хв. Вони мають бути виконані з високою точністю і забезпечувати в перший період роботи піддув для створення аеростатичної подушки.

Шпиндельний вузол на аеростатичних опорах, призначений для шліфування зовнішніх кілець приладових шарикопідшипників, наведено на рис. 4.7. Два прецизійні підшипники і два підп'ятники виконано з бронзи і приклеєно до корпусу епоксидним клеєм. По каналах до підшипників і підп'ятників під тиском подається стиснене повітря, яке підводиться через чотири отвори діаметром 0,33 мм до підп'ятників, а до підшипників – через радіальні живильні щілини шириною 22 мм і глибиною 15–20 мкм. Для утворення щілин підшипники виконано

складеними з трьох кілець. Діаметральний зазор між шийкою шпинделя і підшипником становить 50–55 мкм.

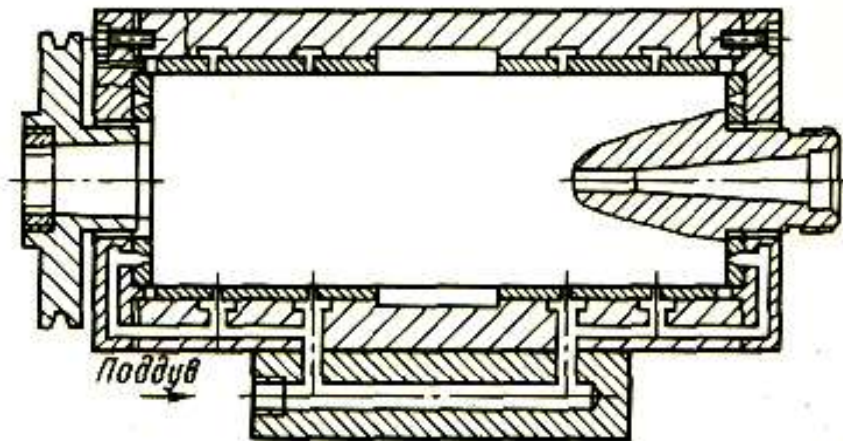


Рисунок 4.7 – Шпиндельний вузол шліфувального верстата

Підшипники ковзання шпинделів з масляним мастилом розраховують на рідинне тертя так, щоб між шийкою вала і підшипником не було безпосереднього дотику поверхонь і їх розділяв шар мастила. Попередній вибір розмірів гідродинамічного підшипника, його довжини  $l$  і діаметра  $D$  проводять зазвичай за характеристикою  $p\nu$ , де  $p$  – умовний діаметральний тиск на підшипник,  $\nu$  – колова швидкість. Для шпинделів верстатів із середніми частотами обертання і за  $p \leq 300 \text{ Н/см}^2$  вибирають  $p\nu = 100 \dots 150 \text{ Н/см}^2 \cdot (\text{м/с})$ . Уточнений розрахунок ґрунтується на гідродинамічній теорії рідинного тертя. Відповідно до цієї теорії, положення вала в підшипнику та мінімальна товщина масляного шару  $h_{min}$  залежать від безрозмірної характеристики режиму:

$$\lambda = \frac{\omega\mu}{p}, \quad (4.3)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість вала,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\mu$  – динамічна в'язкість мастила,  $\text{Н} \cdot \text{с/м}^2$ ;

$p$  – питомий тиск,  $\text{Н/м}^2$ .

Діапазон роботи підшипника визначається значеннями:  $\lambda=0$  (за  $\omega=0$ , або  $p=\infty$ ), коли вал у підшипнику і  $h_{min}=0$ ;  $\lambda=\infty$  (за  $\omega=\infty$  або  $p=0$ ), коли вал займає центральне положення у підшипнику і  $h_{min} = \frac{\Delta}{2}$ , де  $\Delta = D-d$  – діаметральний зазор між шпинделем та підшипником. Гідродинамічна теорія дозволяє знайти значення  $h_{min}$  у функції  $\lambda$  та інших параметрах. Щоб не виник металевий контакт між шийкою шпинделя і підшипником, необхідно виконання умови

$$h_{min} > \delta_n + \delta_u + y, \quad (4.4)$$

де  $\delta_n$ ,  $\delta_u$  – найбільше значення мікронерівності поверхні підшипника і шпинделя;

$y$  – найбільший прогин шийки шпинделя в підшипнику.

Якщо залежність (4.4) не дотримується і, отже, є небезпека порушення рідинного тертя, необхідно зменшити зазор  $\Delta$  або збільшити в'язкість мастила; покращити якість оброблених поверхонь, збільшити жорсткість шпинделя; збільшити розміри підшипника з тим, щоб зменшився тиск  $p$ .

Чим більша частота обертання шпинделя, тим менша небезпека порушення рідинного тертя, і тому високооборотні шпинделі надійно працюють в умовах гідродинамічного мастила. Однак у разі зростання частоти обертання шпинделя збільшується коефіцієнт рідинного тертя і відповідно зростає тепловиділення. У цьому випадку необхідний тепловий розрахунок підшипника, який полягає в порівнянні величин тепловиділення та тепловідведення шляхом розв'язання рівняння теплового балансу.

Кількість відведеного тепла за нормальної температури мастила (60–70 °С) має бути більше кількості виділеного. В іншому випадку підвищення температури призведе до спаду в'язкості мастила, порушення рідинного тертя і виходу з ладу шпиндельного вузла. Кількість виділеного в масляному шарі тепла (Дж/с) може бути підраховано за формулою

$$Q_1 = Pvf, \quad (4.5)$$

де  $P$  – навантаження, Н;

$v$  – швидкість шийки вала, м/с;

$f = 0,02 \dots 0,002$  – коефіцієнт рідинного тертя.

Кількість відведеного тепла  $Q_2$  залежить від конструкції опор і корпусу, властивостей мастила, параметрів підшипника, методу охолодження опори і може бути визначена експериментально або підрахована за наближеними формулами [16–18]. Під час роботи підшипника має дотримуватися умова  $Q_2 \geq Q_1$ . В процесі розрахунку гідростатичних підшипників зазвичай визначають їх навантажувальну здатність  $P$  (Н), яка залежить від тиску мастила, що створюється насосом  $p_n$  (МПа), і ефективної площі підшипника (без площі кишень)  $F_{ef}$ :

$$P' = C_p p_n F_{ef}. \quad (4.6)$$

Коефіцієнт  $C_p$  є функцією відносного зміщення  $\varepsilon = \frac{2e}{\Delta}$  (ексцентриситет) вала в підшипнику, де  $e$  – абсолютний ексцентриситет;  $\Delta$  – діаметральний зазор.

Зазвичай  $0 \leq \varepsilon \leq 0,35$  і для попередніх розрахунків можна взяти  $C_p = 1,5\varepsilon$ ,  $F_{ef} = 0,5D^2$ , внаслідок чого формула (4.6) набуде вигляду

$$P = 1,5 \frac{e}{\Delta} D^2 p_n. \quad (4.7)$$

Жорсткість гідростатичного підшипника, тобто опір стиску масляного шару

$$j = \frac{P}{e} = \frac{1,5D^2 p_n}{\Delta}. \quad (4.8)$$

З формули видно основні шляхи підвищення жорсткості гідростатичної опори.

Гідростатичні підшипники рекомендується застосовувати як для шпинделів особливо точних верстатів, так і для важконавантажених верстатів з низькими частотами обертання шпинделя, де ускладнено утворення масляного шару за рахунок гідродинамічного ефекту [19–22]. Зазвичай роблять чотири кишені, довжина підшипника дорівнює його діаметру і  $\frac{\Delta}{D} = 0.0006 \dots 0.00065$ , що забезпечує високу жорсткість та стійкість руху за колових швидкостей до 15 м/с.

#### 4.4 Розрахунок шпиндельного вузла на жорсткість

Під час розрахунків шпиндельного вузла на жорсткість необхідно враховувати складність форми шпинделя, податливість його опор, різний характер зовнішніх навантажень, можливість застосування третьої опори. Оскільки такий розрахунок містить велику кількість обчислень, доцільно застосування ЕОМ. Розглянемо методику розрахунку у загальному вигляді. Розрахункову схему вузла можна подати балкою (довжиною  $l$ ) на податливих чи жорстких опорах (рис. 4.8). Початок координат вибирають на крайній лівій опорі шпинделя. У загальному випадку шпиндель навантажений зосередженими силами  $P$  і моментами  $M$  з координатами  $x_P$  і  $x_M$  та розподіленими навантаженнями  $Q$  на ділянці  $x_0-x_Q$ . Позначимо податливість опори  $C$ , координати опор  $x_R$ , реакцію опор  $R$ . Ступінь шпинделя з моментом інерції  $J_i$  розташовано на ділянці  $x_i-x_{i-1}$ . Число навантажень, опор та шаблів не обмежується. У перерізі з координатою  $x$  балка має прогин  $y(x)$ , кут повороту  $D_y(x)$  і внутрішню силу  $H(x)$ , згинальний момент  $W(x)$ . На початку координат параметри характеризуються початковими значеннями:  $y(0)$ ,  $D_y(0)$ ,  $W(0)$ ,  $H(0)$ . Задача полягає у побудові пружної лінії шпинделя (у визначенні прогину його кінця). Основу розрахунку становить метод початкових параметрів, згідно з яким балку постійного перерізу з моментом інерції  $J_1$ , можна замінити балкою з моментом інерції  $J_0 = A_1 J_1$  і змінити водночас всі навантаження в  $A_1$  разів. Пружні лінії цих балок повністю ідентичні. Цю обставину можна використовувати для приведення шпинделя як ступінчастої балки (рис. 4.9, а) до балки постійного перерізу (рис. 4.9, з). Розділимо ступінчасту балку на три частини, як показано на рис. 4.9, б). Для того щоб кожна з частин перебувала у рівновазі в перетинах, необхідно докласти внутрішніх сил  $F_1$  і  $F_2$  і моментів  $W_1$  і  $W_2$ . У випадку заміни ступінчастої балки балкою постійного перерізу (рис. 4.9, в) необхідно відповідні внутрішні і зовнішні сили помножити на коефіцієнти

$$A_1 = \frac{J_0}{J_1} \text{ і } A_2 = \frac{J_0}{J_2},$$

де  $J_1, J_2$  – моменти інерції перетворюваних перетинів. Остаточно у разі з'єднання частин отримуємо балку постійного перерізу з моментом інерції  $J_0$  з наведеним зовнішнім навантаженням, з додатковими силами і моментами  $W_{di}$ , прикладеними в перетинах переходу від ділянки до ділянки початкової балки. Рівняння пружної лінії має вигляд

$$\begin{aligned}
 y(x) = & y(0) + D_y(0)x - W(0)\frac{x^2}{2EJ} - H(0)\frac{x^3}{6EJ} - \sum \frac{M(x-x_M)^2}{2EJ} A_i - \\
 & - \sum \frac{P(x-x_P)^3}{6EJ} A_i - \sum \frac{Q(x-x_0)^4}{24EJ} A_i + \sum \frac{Q(x-x_Q)^4}{24EJ} A_i - \\
 & - \sum \frac{R(x-x_R)^3}{6EJ} A_i - \sum \frac{W_{di}(x-x_i)^2}{2EJ} - \sum \frac{F_i(x-x_i)^3}{6EJ}.
 \end{aligned} \quad (4.9)$$

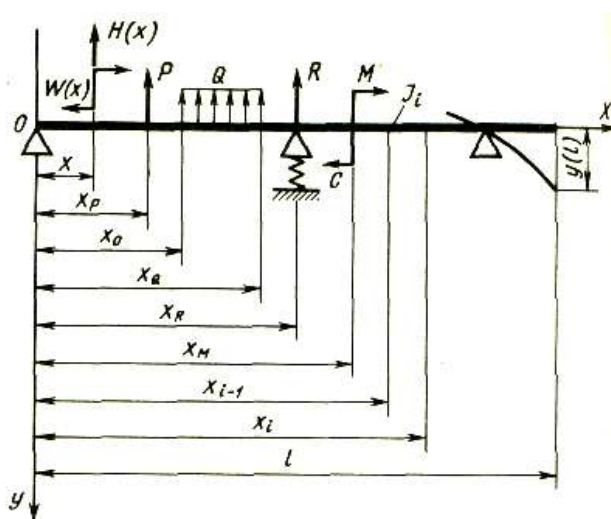


Рисунок 4.8 – Розрахункова схема шпindelного вузла

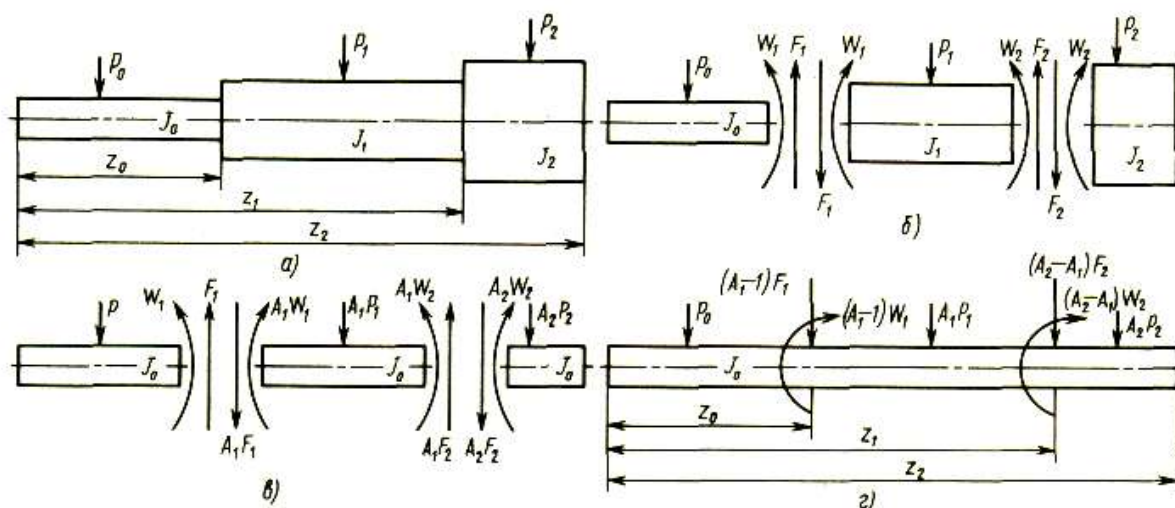


Рисунок 4.9 – Схема розрахунку шпindelя методом початкових параметрів

Для силових факторів  $W_0(x_i)$  та  $F(x_i)$  можна записати рівняння:

$$W_{\delta i} = (A_i - A_{i-1}) \left[ W(0) + H(0)x_i + \sum M + \sum P(x_i - x_p) \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \sum Q(x_i - x_0)^2 - \frac{1}{2} \sum Q(x_i - x_Q) + \sum R(x_i - x_R) \right] , \quad (4.10)$$

$$F_i = (A_i - A_{i-1}) [H(0) + \sum P + \sum Q(x_i - x_0) - \sum Q(x_i - x_Q) + \sum R]. \quad (4.11)$$

Інші характеристики перерізу балки з координатою  $x$ , наприклад  $D_y(x)$ , визначають аналогічним чином.

Таким чином, розрахунок шпинделя зводиться до оцінення навантажень ступінчастої балки і далі до розрахунку балки постійного перерізу, як такий можна взяти переріз шпинделя на першому ступені.

До складу кожного з рівнянь входять члени, що залежать від заданих початкових параметрів та навантажень. Ці члени підсумовуються, утворюючи вільний член рівняння. Під час складання системи рівнянь утворюється матриця коефіцієнтів при невідомих і матриця вільних членів. Отримане значення прогину шпинделя порівнюють з допустимим за умовою точності обробки. Потрібно пам'ятати, що в одночасному врахуванні жорсткості опор і жорсткості тіла шпинделя є оптимальне співвідношення між відстанню  $x_R$  між опорами і довжиною шпинделя  $l$ . Воно визначається з умови мінімального прогину кінця шпинделя.

## Розділ 5

### БАЗОВІ ДЕТАЛІ І МЕХАНІЗМИ

#### 5.1 Сили, що діють на корпусні деталі верстатів

Базові елементи, що визначають компонування верстата, складаються насамперед з корпусних деталей, як то станина, стояки, поперечки та інші деталі, що утворюють контур верстата і бази для взаємного розташування його елементів. До них відносяться також корпуси коробок швидкостей і подач, задні бабки, супорти, столи, планшайби верстатів, які, сприймаючи сили під час обробки, передають їх на станину та стояки. Рухомі корпусні вузли переміщуються по напрямних ковзання і кочення, від яких багато в чому залежить точність верстата. Під час розрахунку та аналізуванню роботоздатності базових вузлів та їх напрямних необхідно насамперед оцінити сили, що діють на основні елементи верстата. Для цього розробляють розрахункову схему, яка має дати можливість визначити напружений стан верстата. Як приклад на рис. 5.1, а) показано сили, що діють на корпусні елементи токарного верстата. Сили різання  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$  діють на передню та задню бабки та на супорт.

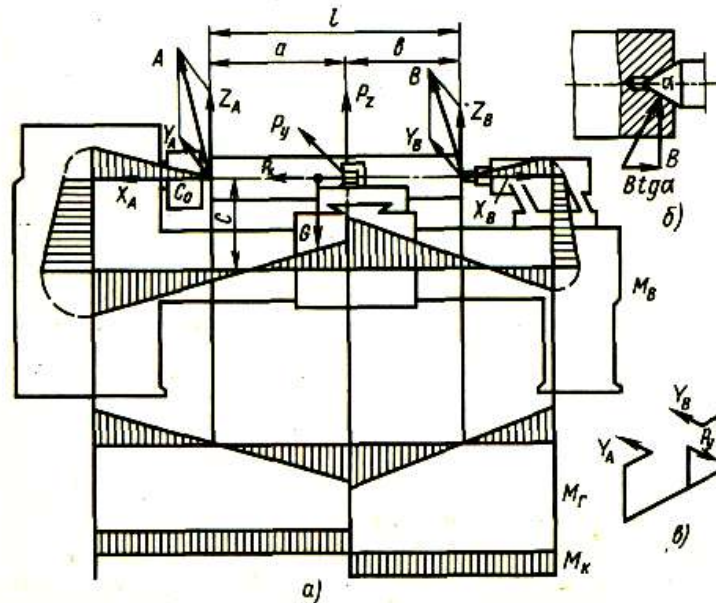


Рисунок 5.1 – Сили, що діють на корпусні елементи токарного верстата

Під час обточування в центрах сили, що діють на передній і задній центр, будуть змінюватися.

Складові у площині, перпендикулярній осі, деталі будуть на передній опорі

$$Z_A = P_z \frac{b}{l} - \frac{G}{2}; Y_A = P_y \frac{b}{l} + P_x \frac{d}{2l}; A = \sqrt{Z_A^2 + Y_A^2} \quad (5.1)$$

на задній опорі

$$Z_B = P_z \frac{a}{l} - \frac{G}{2}; Y_B = P_y \frac{a}{l} - P_x \frac{d}{2l}; B = \sqrt{Z_B^2 + Y_B^2}, \quad (5.2)$$

де  $G$  – вага деталі,

$d$  – діаметр деталі.

Осьова сила  $X_A$ , що діє на передню бабку, складається зі складової сили різання  $P_x$ , з осьової складової повної реакції на центрі (рис. 5.1, б), що дорівнює  $Atg\alpha$ , і з сили попередньої затяжки  $C_0 \approx 0,25P_x$ ;

$$X_A = P_x + Atg\alpha + C_0. \quad (5.3)$$

Осьова сила  $X_B$ , що діє на задню бабку, змінюється в процесі різання, оскільки сила  $P_x$  розвантажує задній центр, зменшуючи силу  $C_0$ . Для розрахунку можна взяти максимально можливе значення осьової сили

$$X_B = Btg\alpha + C_0. \quad (5.4)$$

Сили різання, що діють на супорт, передаються на станину і створюють відносно її осі згинальні та крутні моменти. У вертикальній площині станини прикладено зовнішній момент  $M = P_x C$ , оскільки сила  $P_x$  паралельна осі станини. Максимальний крутний момент  $M_K = P_y C$ . На рис. 5.1, а) показано епюри згинальних моментів у вертикальній  $M_B$  і горизонтальній  $M_T$  площинах і епюра крутних моментів  $M_K$ , що діють на основні вузли верстата. Схему сил, що створюють  $M_K$ , показано на рис. 5.1, в). Отримані навантаження є вихідними для розрахунку базових вузлів та механізмів верстата.

## 5.2 Станини верстатів

Станина є однією з найбільш відповідальних деталей верстата, яка визначає багато його експлуатаційних якостей. Необхідно, щоб станина мала високу жорсткість, вібростійкість, технологічність конструкції, а також мінімально можливу масу. На станині розташовані напрямні прямолінійного чи кругового руху. Станини сучасних верстатів дуже різноманітні за конструктивними формами і є складною корпусною деталлю. Станини можуть бути горизонтальними та вертикальними (стояки). Горизонтальні станини важких верстатів встановлюють безпосередньо на фундамент по всій опорній поверхні. Станини легких верстатів встановлюють на ніжки чи невелику опорну поверхню основи. Форма станин зазвичай наближається до коробчастої з внутрішніми стінками і перегородками, які необхідні для підвищення жорсткості й утворення окремих порожнин та відсіків.

На рис. 5.2 показано типові профілі поперечних перетинів станин і стояків. Замкнений профіль 1, особливо посиленний ребрами 2, має більшу жорсткість, ніж напіввідкритий 3 або, тим паче, відкриті 4–6. Замкнений профіль частіше застосовують для стояків фрезерних, розточувальних, свердлильних та інших верстатів, коли не потрібні спеціальні пристрої для

відведення стружки. Для горизонтальних станин більш характерний відкритий профіль 4 коли дві стінки з'єднані ребрами тієї чи іншої конфігурації. Для посилення стінок їх у ряді випадків виконують подвійними (профіль 5). Для відведення через вікна задньої стінки стружки часто в станині роблять похилу стінку (профіль 6). Частина контуру станини в цьому випадку стає напіввідкритою і має підвищену жорсткість.

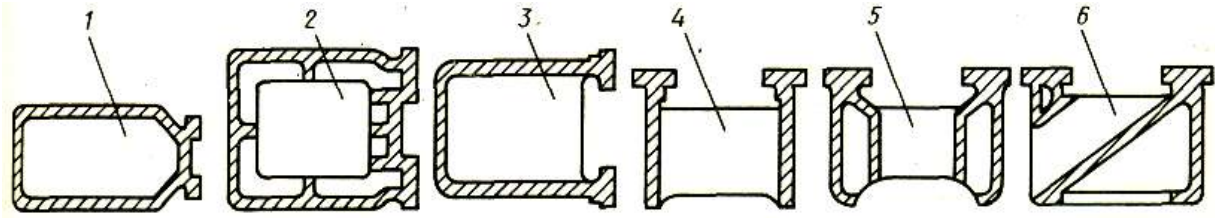


Рисунок 5.2 – Профілі поперечних перетинів станин

Для відкритих профілів підвищення їхньої жорсткості досягається застосуванням ребер, що з'єднують стінки станини. Зазвичай застосовують прямокутні (рис. 5.3, а), діагональні (рис. 5.3, в) та П-подібні (рис. 5.3, б) ребра. Станини зазвичай відливають із якісного сірого чавуну і рідко виконують звареними зі сталі. Литі станини мають більшу здатність гасити коливання через високий коефіцієнт внутрішнього тертя. Для важких верстатів іноді роблять станини із залізобетону, які добре сприймають вібрації і менше піддані тепловим деформаціям. Основним критерієм для оцінення роботоздатності станини є її жорсткість. Через складність конструктивних форм розрахунок станини виконується зазвичай з використанням наближених методів та експериментальних даних.

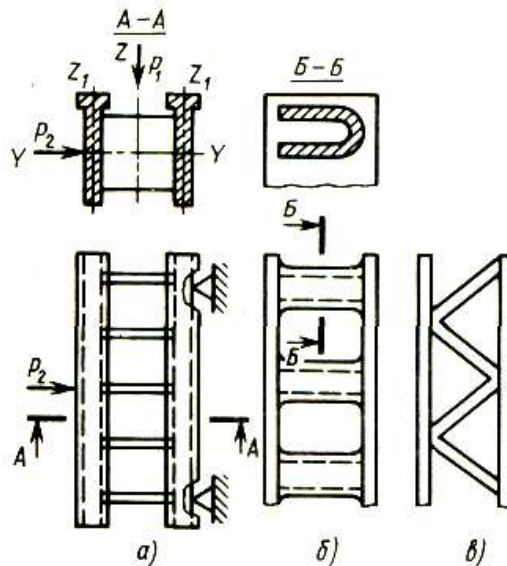


Рисунок 5.3 – Форми ребер станин

Прості горизонтальні станини подають як двоопорні балки з розрахунковою довжиною  $l_p$  (рис. 5.4, а), вертикальні станини (стояки) замінюються консольними балками або відкритими рамами (рис. 5.4, б) з розрахунковою довжиною  $l_{p2}$ ,  $l_{p3}$  частини, що деформується. Для

портальних станин розрахунковою схемою буде жорстка статично невизначена рама (рис. 5.4, в) з розрахунковими розмірами  $l_{p4}$ ,  $l_{p5}$ .

Розрахунок деформації станини під дією зовнішніх сил є найскладнішою задачею. У загальному випадку станина піддається вигину у двох площинах та крученню (див. рис. 5.1). У разі замкнутого профілю поперечного перерізу деформації можна розрахувати звичайними методами, відомими з «Опору матеріалів».

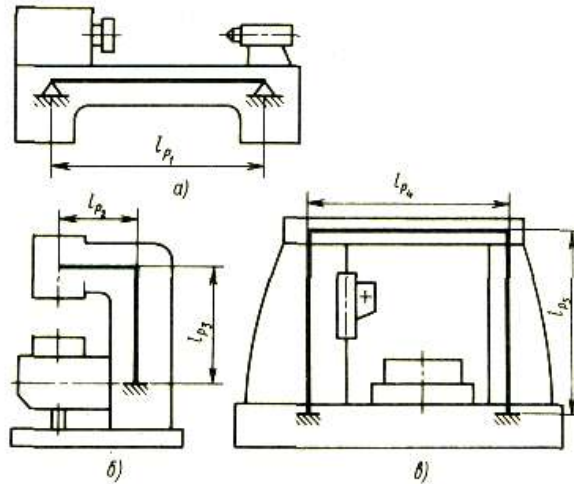


Рисунок 5.4 – Розрахункові схеми станин

Під час розрахунку деформацій станин незамкнутого профілю необхідно враховувати вплив ребер, що з'єднують стінки станини. Як показали експериментальні дослідження, ребра не мають суттєвого впливу у разі вигину станини у вертикальній площині (рис. 5.3), і під час визначення деформації можна розраховувати момент інерції перерізу  $J_y$  відносно нейтральної осі  $Y-Y$ . Для збільшення жорсткості у вертикальній площині потрібно робити приливи (ребра) на внутрішній стінці станини або подвійні стінки. За вигину в горизонтальній площині ребра надають істотний вплив на жорсткість. Розрахунковий момент інерції  $J_p$  може бути в першому наближенні отриманий на підставі експериментально отриманого коефіцієнта  $K_{3z}$ , що оцінює жорсткість ребер під час роботи на вигин:

$$J_p = K_{3z} J_z,$$

де  $J_z$  – момент інерції відносно осі  $Z$ , що відповідає абсолютно жорстким ребрам. Можна взяти для прямокутних ребер  $K_{3z} = 0,1 \dots 0,2$ , для П-подібних ребер  $K_{3z} = 0,3 \dots 0,45$  та для діагональних ребер  $K_{3z} = 0,4 \dots 0,5$ . З цих даних, отриманих для станин токарних верстатів, видно істотний вплив типу ребер на жорсткість станини під час згинання.

Для розрахунку на кручення замкнутих профілів станини можна користуватися такою формулою для тонкостінних профілів:

$$\varphi = \frac{M_{\kappa} l_p}{4GF^2} \sum \frac{l_i}{\delta_i}, \quad (5.5)$$

де  $\varphi$  – кут закручування;

$l_p$  – розрахункова довжина станини;  
 $G$  – модуль пружності другого роду;  
 $M_k$  – крутний момент;  
 $F$  – площа, обмежена середньою лінією стінок;  
 $l_i$  – довжина ділянки контуру;  
 $\delta_i$  – товщина ділянки контуру.

Незамкнені профілі мають значно нижчу жорсткість на кручення, ніж замкнуті.

Деформація станини має становити лише частину допустимих деформацій, віднесених до інструменту (не більше 5–10 %), оскільки головну роль відіграє жорсткість супорта або столу. Наприклад, для токарних верстатів потрібно підрахувати сумарне переміщення різця  $f_r$  в радіальному напрямку внаслідок деформації станини

$$f_2 = f_r + \varphi H, \quad (5.6)$$

де  $f_r$  – деформація станини від вигину в горизонтальній площині під різцем;

$\varphi$  – кут закручування станини в перетині під різцем;  
 $H$  – відстань від осі станини до лінії центрів верстата.

Під час спрощених розрахунків станин можна замість деформацій визначати найбільші напруження, які не мають перевищувати 1000 – 12000 Н/см<sup>2</sup>. Такі низькі значення напружень диктуються умовою тривалого збереження точності станин і опосередковано враховують умову жорсткості. До станини кріплять нерухомі корпусні деталі – стояки, корпуси коробок швидкостей, які спільно з підтримувальними деталями (поперечки, перекладини, хоботи і под.) утворюють основний контур верстата. Рухливі корпусні деталі становлять основу тих елементів верстатів, які призначені для закріплення і робочого переміщення оброблюваної деталі (столи фрезерних, стругальних, розточних, шліфувальних верстатів, планшайби карусельних, зубофрезерних верстатів) або для установа і робочого переміщення револьверних, зубофрезерних верстатів, повзуни поперечно-стругальних і довбальних верстатів).

Всі ці елементи мають напрямні прямолінійного або кругового рухів, які відіграють велику роль у забезпеченні точності та довговічності верстата.

### 5.3 Напрямні верстатів

У верстатах застосовуються напрямні ковзання і кочення як для прямолінійного, так і для кругового переміщення. Конструктивні форми напрямних ковзання дуже різноманітні. Якщо поверхні ковзання утворюють охоплюваний профіль (рис. 5.5, *a*), то на них погано утримується мастило, і тому такі напрямні частіше застосовують за повільних переміщень по них супортів або столів. Їх перевага – простіше

виготовлення, а також те, що на них не утримується стружка. Охоплювальні напрямні (рис. 5.5, б) більш придатні для високих швидкостей ковзання, оскільки добре утримують мастило. Однак напрямні необхідно надійно захищати від потрапляння стружки та від забруднення.

Прямокутні напрямні прості у виготовленні, але погано утримують мастило і легше засмічуються. Їх застосовують для повільних переміщень, наприклад, силових головок агрегатних верстатів. Трикутні (призматичні) напрямні застосовують за симетричного навантаження та малих швидкостей переміщення. V-подібні напрямні придатні для великих швидкостей, наприклад для столів стругальних верстатів. Направні у вигляді ластівчиного хвоста зручні тим, що достатньо чотирьох площин ковзання, щоб сприймати навантаження у всіх напрямках, включно й перекидні моменти. Однак вони складні у виготовленні, мають недостатню жорсткість, застосовуються зазвичай для малих швидкостей переміщення і середніх вимог до точності. Комбіновані напрямні є поєднанням плоскої та трикутної (або призматичної) напрямних (рис. 5.5, в). Для обертання планшайб і столів верстатів застосовують плоскі, конічні і V-подібні напрямні ковзання.

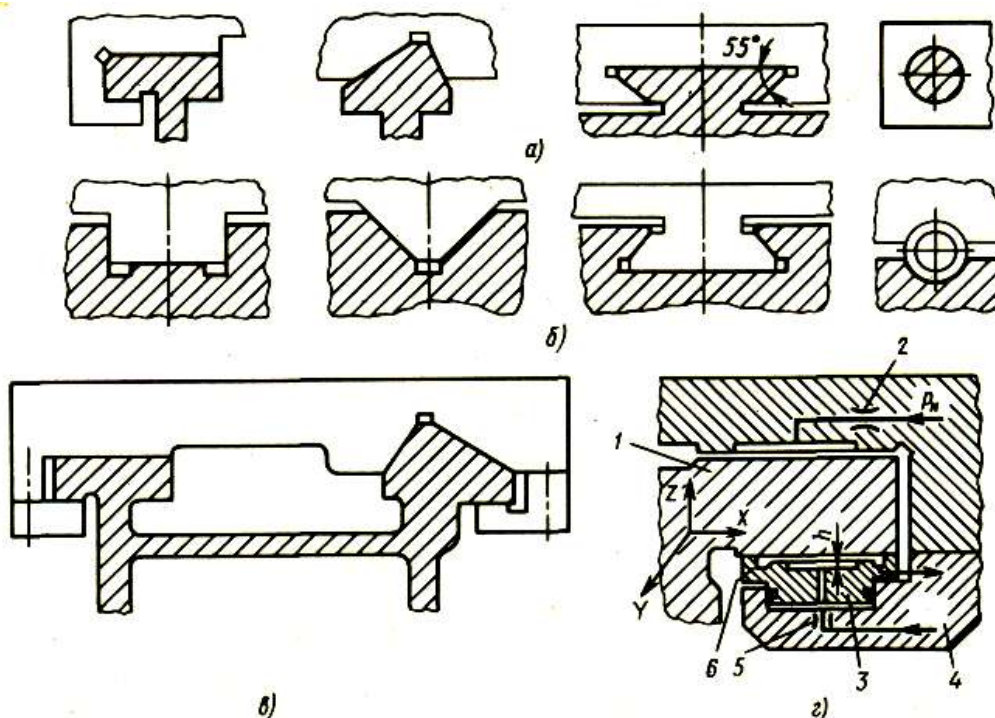


Рисунок 5.5 – Основні типи профілів напрямних ковзання

Для змащення напрямних, що сприяє значному збільшенню їх довговічності, застосовують різноманітні методи. Для розподілу мастила по всій поверхні тертя на напрямних виконують спеціальні мастильні канавки. Гідростатичне змащування напрямних ковзання може забезпечити рідинне тертя у всьому діапазоні швидкостей та навантажень. Для уникнення «випливання» столу або супорта на напрямних станини застосовують замкнуті гідростатичні напрямні з подачею мастила на

основну і нижню грань, що сприймає перекидальний момент. У замкнених гідростатичних напрямних 1 нижня опора 3 виконана плаваючою, вона встановлена на планці рухомого вузла 4 (рис. 5.5, з). Мастило під тиском  $p_n$  через відповідні дроселі 2 і 5 подають на верхні та нижні поверхні напрямних. Плаваюча опора може переміщатися в напрямку осі  $Z$  і повертатися відносно осей  $X$  і  $Y$ , що забезпечує можливість регулювати значення зазору  $h$ . Застосовують також метод, коли один з буртиків 6 плаваючої опори постійно контактує з напрямною 1 станини. Напрямні такого типу довго зберігають точність, нечутливі до деформацій станини і змін напрямку руху столу. Їх доцільно використовувати для важких верстатів.

Коефіцієнт тертя аеростатичних напрямних дуже малий – до 0,0005, зазор у напрямних 2–4 мкм, а жорсткість більше 100 Н/мк. Чим менший об'єм підведеної кишені (канавки), тим стійкіше аеростатичні опори. Основний критерій роботоздатності напрямних – їх зносостійкість. Вони мають довго зберігати початкову точність. На зносостійкість напрямних діє багато різних факторів, головними з яких є матеріал напрямних та їх термообробка, тиски та їх розподіл по гранях і по довжині напрямних, умови роботи (мастило, забруднення та ін), характер переміщення супорта або столу. Напрямні зазвичай працюють в умовах малих та середніх швидкостей ковзання (до 1,5 м/с) з невеликим тиском (до 1 МПа).

Для розрахунку напрямних ковзання необхідно знати характер епюри тисків між гранями напрямних. Якщо в напрямній діє сила (реакція)  $A$ , яка зміщена від середини на величину  $x_A$ , то за лінійної епюри тисків значення найбільшого  $p_1$ , і найменшого  $p_2$  тисків можна підрахувати за формулами

$$p_1 = \frac{A}{al_0} \left( 1 + 6 \frac{x_A}{l_0} \right), \quad p_2 = \frac{A}{al_0} \left( 1 - 6 \frac{x_A}{l_0} \right), \quad (5.7)$$

де  $a$  – ширина,

$l_0$  – довжина напрямних.

У загальному вигляді епюр тиск має вигляд трапеції. За  $x_A = 0$ , тобто у разі прикладання сили в центрі напрямних,  $p_1 = p_2 = \frac{A}{al_0} = p_{cp} = const$ ,

тобто отримаємо прямокутну епюру. За  $x_A = \frac{1}{6}l_0$   $p_2 = 0$  і  $p_1 = 2p_{cp}$  – епюра

тисків трикутна. За  $x_A > \frac{l_0}{6}$  отримаємо неповний дотик по довжині напрямних (розкриття стику), що є вельми небажаним. Таким чином, величина ексцентриситету сили  $A$  впливає на характер епюри тисків.

Під час переміщення супорта (або стола) по напрямних станини на нього діють сили різання ( $P_x, P_y, P_z$ ), сила тяги  $Q$ , що переміщує супорт, і сила ваги супорта  $G$ . Внаслідок дій цих зовнішніх сил у напрямних виникають реакції, які визначають епюру тисків у кожній напрямній.

Розглянемо методику визначення питомих тисків у напрямних з прикладу напрямних токарного верстата (рис. 5.6). Осі координат збігаються з напрямом відповідних складових сил різання, а початок координат вибрано в точці перетину реакцій на трикутній напрямній, а по довжині – в середині напрямних. Проектуючи всі сили на осі і беручи суму моментів відносно осей, напишемо рівняння статyki:

$$\left. \begin{aligned} \sum X &= -P_x + Q_x - (A + B + C)f = 0; \\ \sum Y &= B \sin \beta - A \sin \alpha - P_y = 0; \\ \sum Z &= B \cos \beta + A \cos \alpha + C - P_z - G - Q_z = 0; \\ \sum M_x &= P_y z_p + C y_c - P_z y_p - G y_G = 0; \\ \sum M_y &= P_x z_p + Q_x z_Q - P_z x_p - Q_z x_Q - G x_G + A x_A \cos \alpha + B x_B \cos \beta + C x_C = 0; \\ \sum M_z &= -P_y x_p - A x_A \sin \alpha + P_x y_p + B x_B \sin \beta + C f y_C = 0, \end{aligned} \right\} (5.8)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя,  $f = 0,1-0,2$  за малих швидкостей переміщення (токарні, фрезерні верстати),  $f = 0,05-0,08$  за великих швидкостей переміщення і якісного мастила (стругальні, шліфувальні верстати).

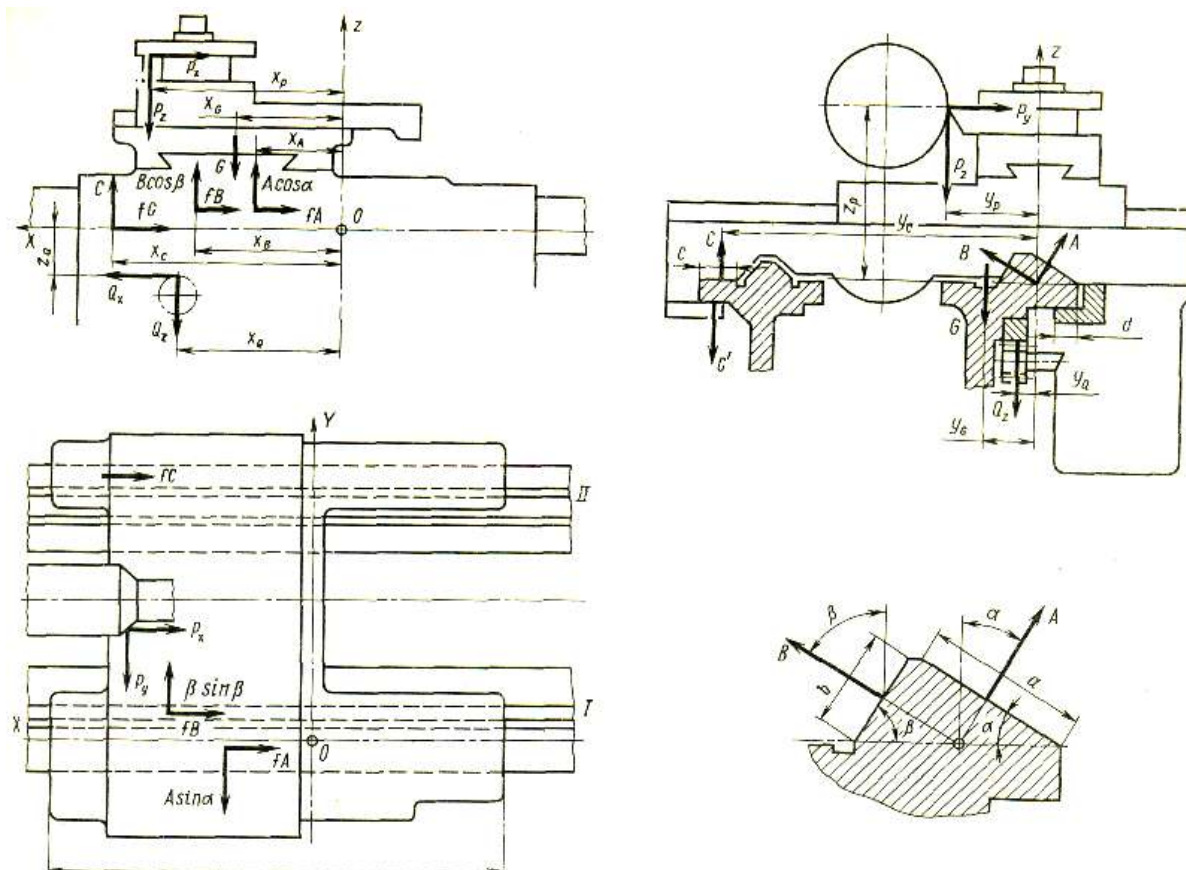


Рисунок 5.6 – Схема для розрахунку сил, що діють в напрямних супорта

Під час записі рівнянь (5.8) координати докладання сил позначені через  $x, y, z$  з індексом відповідної сили. Невідомими в цій системі є реакції у напрямних  $A, B$  та  $C$ ; сила тяги  $Q$  і координати прикладання реакцій  $x_A, x_B, x_C$ . Тому є сім невідомих і задача є статично невизначеною. Усі сили можуть бути визначені з перших чотирьох рівнянь, тому що в них не

входять шукані координати, і, отже, можна визначити середні питомі тиски  $p_{cp}$  на всіх трьох гранях. У деяких випадках у разі наближених розрахунків цим можна обмежитися. Однак для визначення максимальних тисків і, головне, характеру епюри (чи є розкриття стику) необхідно повне вирішення статистично невизначеної задачі і визначення координат  $x_A$ ,  $x_B$  і  $x_C$ . Додаткове рівняння може бути одержано, якщо встановити розподіл зовнішніх перекидальних моментів  $M_y^B$  між напрямними.

П'яте рівняння в системі (5.8) можна подати як таке, що складається з моменту зовнішніх сил  $M_y^B$  (перекидальний момент) і реактивних моментів, що діють у напрямних:

$$M_y^B = -(P_x z_p - P_z x_p + Q_z z_Q - Q_z x_Q - G x_G). \quad (5.9)$$

Оскільки  $M_y^B$  – відома величина, це рівняння набуде вигляду

$$M_y^B = Ax_A \cos \alpha + Bx_B \cos \beta + Cx_C. \quad (5.10)$$

Щоб отримати додаткове рівняння, необхідно встановити, як цей момент розподіляється між передньою і задньою напрямними з урахуванням деформацій супорта (стола) або напрямних. Для цього момент  $M_y^B$  розбивається на два перекидальних моменти:

$$M_y^B = M_y^I + M_y^{II},$$

де

$$M_y^I = Ax_A \cos \alpha + Bx_B \cos \beta; \quad (5.11)$$

$$M_y^{II} = Cx_C$$

Якщо відоме співвідношення між  $M_y^I$  і  $M_y^{II}$ , то задача стає статично визначеною. Для досить жорстких напрямних, навантажених відносно рівномірно, можна вважати, що момент розподіляється між напрямними I і C пропорційно їх ширині, тобто

$$\frac{M_y^I}{M_y^{II}} = \frac{l}{C}, \quad (5.12)$$

або

$$\left. \begin{aligned} M_y^I &= M_y^B \frac{l}{l+C} \\ M_y^{II} &= M_y^B \frac{C}{C+l} \end{aligned} \right\} \quad (5.13)$$

Під час розрахунку трикутної напрямної визначають її приведену ширину  $e = a \cos^2 \alpha + b \cos^2 \beta$ .

Після розв'язання рівнянь (5.8) і (5.11) визначається характер епюри тисків і значення максимальних тисків  $p_1 = p_{max}$ , які не мають перевищувати допустимих. Допустимі значення  $p_{max}$  отримані з практики роботи верстатів і відповідають умовам тривалої роботи напрямних за нормальних умов експлуатації.

Для чавунних напрямних  $p_{max} = 250\text{--}300 \text{ Н/см}^2$  за малих швидкостей ковзання (подачі) та до  $80 \text{ Н/см}^2$  за великих швидкостей ковзання (швидкості різання). Для шліфувальних верстатів, робота яких відбувається в несприятливих умовах з погляду абразивного зношування,  $p_{max} = 5\text{--}8 \text{ Н/см}^2$ . Для важких верстатів ці значення знижуються вдвічі, оскільки ремонт напрямних цих верстатів дуже складний. У випадку розрахунку за середнім питомим тиском допустимі значення  $p_{max}$  знижуються в 2 рази.

Такий розрахунок дозволяє оцінити умови, в яких працюють напрямні, з погляду розподілу та величини питомих тисків. Цим побічно враховується зношування, яке залежить і від питомого тиску. Велике значення має розрахунок напрямних ковзання на зношування. Для цього розрахунку також необхідно знати рівняння епюри тисків.

У верстатах знаходять застосування також напрямні кочення, де тертя ковзання замінюється тертям кочення кульок чи роликів по загартованих напрямних (планках) станини і столу чи супорта. Характерним є застосування напрямних кочення в координатно-розточувальних, шліфувальних, копіювальних, карусельних та інших верстатах. Водночас має місце значне зменшення сил тертя (коефіцієнт тертя спокою для напрямних кочення в 20 разів менше, ніж для напрямних ковзання), виключення переривчастого руху, викликаного у випадку ковзання ефектом прилипання і зменшення зношення сполучення.

Найбільш поширені варіанти напрямних кочення показано на рис. 5.7: а) – кулькові; б) – роликові комбіновані; в) – роликові призматичні. Оскільки під час руху столу здійснюється кочення кульок або роликів по напрямній станини, вони проходять лише половину тієї відстані, на яку переміщується стіл верстата. Це змушує робити довжину сепаратора з тілами кочення коротше довжини столу на половину його ходу. Якщо необхідно забезпечити більше переміщення столу, кульки подаються в спеціальні жолобки, в яких вони переміщуються в зворотному напрямку, безперервно циркулюючи по замкнутому контуру, перебуваючи у верхній частині в ненавантаженому стані. Направні кочення для планшайб виконуються у вигляді звичайних або спеціально виконаних підшипників кочення. Направні кочення, як правило, розраховують за формулами для контактних напружень і деформацій з теорії Герца-Беляєва.

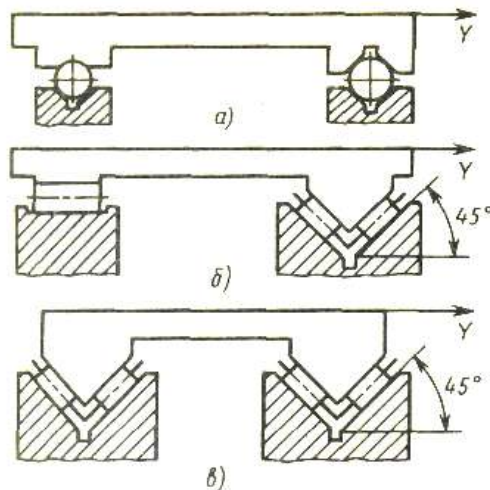


Рисунок 5.7 – Направні кочення стола

Під час роботи напрямних кочення бажано створити умови для більш тривалої їх роботи з малим зношуванням (зминанням) і великим терміном служби до настання втоми поверхневих шарів у тіл кочення. Тому допустимі напруження, що вибираються за загальними правилами, занижуються і становлять, наприклад, для роликів напрямних точних верстатів (координатно-розточувальних, шліфувальних) 100–150 МПа.

З погляду контактної жорсткості напрямні ковзання і кулькові напрямні кочення приблизно рівноцінні. Але на жорсткість напрямних кочення сильний вплив чинить попередній натяг. Направні кочення дозволяють здійснювати малі настановні переміщення з високою точністю. За досить високої жорсткості привода (вище 30–40 Н/мкм) похибка установлення характеризується величинами порядку 0,1–0,2 мкм. У разі малої жорсткості привода точність установлення знижується.

Для підвищення довговічності напрямних всіх типів і зменшення впливу їх зношування на точність обробки застосовують різноманітні методи, і насамперед такі: використання зносостійких матеріалів (легованих термооброблених сталей і чавунів); мастило напрямних; компенсацію зношування (застосування регульованих планок та клинів для напрямних ковзання); застосування захисних пристроїв від попадання пилу та стружки (щитки, ущільнення); вибір раціональних конструктивних форм та розмірів.

## Розділ 6

### МЕХАНІЗМИ ТА СИСТЕМИ ВЕРСТАТІВ

#### 6.1 Механізми переміщення робочих органів верстата

Для привода тих робочих органів верстата, які мають забезпечити складний закон руху, застосовуються багатоланкові шарнірні, кулісні та кулачкові механізми. Вони здійснюють зворотно-поступальний рух без застосування реверсивних механізмів. Багатоланкові шарнірні механізми застосовуються рідко, оскільки важко отримувати і змінювати необхідний закон руху веденої ланки, а велика кількість зчленувань зменшує жорсткість механізму. Кулісні механізми, які забезпечують плавність руху і велику швидкість під час зворотного холостого ходу, застосовують, наприклад, у поперечно-стругальних верстатах для привода повзуна. Кулачкові механізми широко застосовують для привода супортів у верстатах-автоматах. Більшість робочих органів верстата переміщається зворотно-поступально з постійною швидкістю робочого руху  $v$ . Оскільки ведений вал привода має обертальний рух, необхідно мати механізми, що перетворюють його на зворотно-поступальний рух. Найбільш поширеними механізмами для цієї мети є ходовий гвинт-гайка та рейка з рейковою шестернею. Передачу гвинт-гайка застосовують для повільних точних переміщень як останню ланку ланцюга привода столів і супортів багатьох верстатів. Можливість виконання цієї пари з високою точністю і велике передатне відношення дозволяють використовувати гвинтову пару також і для відліку величини переміщень. Типові конструкції ходових гвинтів показано на рис. 6.1. Зазвичай застосовують пару ковзання (рис. 6.1, *a*) з трапецеїдальним профілем різі з кутом  $30^\circ$ , який більш технологічний і допускає застосування роз'ємних маточних гайок. Для високоточних ходових гвинтів застосовують також прямокутне різьблення. Пару гвинт-гайка розраховують за допустимим тиском  $p_{дон}$  у витках, оскільки має бути забезпечена висока зносостійкість пари. Значення  $p_{дон}$  вибирають у межах 2–3 МПа для точних ходових гвинтів та 5–12 МПа для звичайних випадків. Вищі значення допустимих питомих тисків відносяться до бронзових гайок.

Міцність ходових гвинтів зазвичай не визначає його розмірів, проте довгі ходові гвинти мають бути перевірені на стійкість щодо поздовжнього вигину. Для точних ходових гвинтів розраховують помилки в переміщенні, що виникають внаслідок деформації гвинта.

У разі дії на гвинт осьової сили  $Q$  і крутного моменту  $M_k$  він розтягується (або стискається) і скручується. Як результат – за деякого числа обертів гвинта гайка переміститься на довжину, що відрізняється від розрахункової  $l$  на величину деформації цієї ділянки гвинта  $\Delta$ .

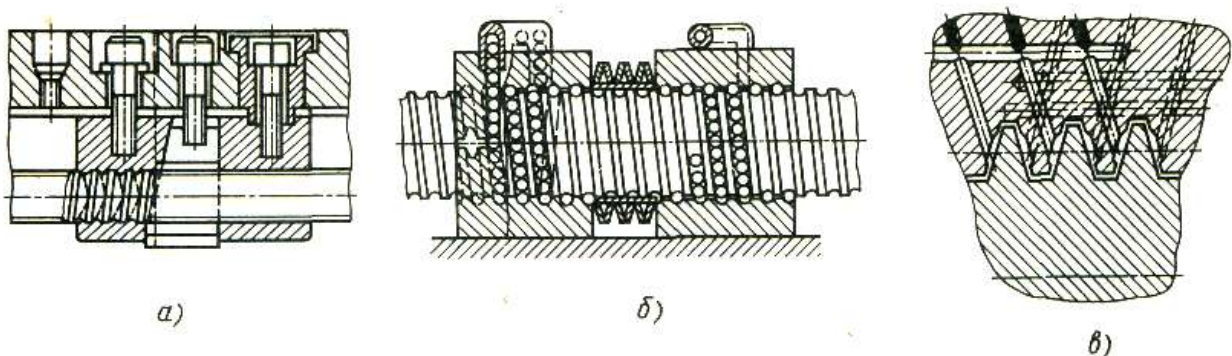
Під час визначення помилки  $\Delta_k$ , викликаной деформацією кручення, можна вважати, що ця помилка в стільки разів менша за крок гвинта, у скільки разів кут закручування  $\varphi$  менше кута  $2\pi$  радіан, тобто  $\Delta_k = t \frac{\varphi}{2\pi}$ . Найбільша помилка переміщення, викликана деформацією кручення і розтягування (стиснення)

$$\Delta = \frac{Ql}{EF} + \frac{M_k l}{GJ_p} \frac{t}{2\pi}, \quad (6.1)$$

де  $E, G$  – модулі пружності 1-го та 2-го роду;

$F, J_p$  – площа поперечного перерізу і полярний момент інерції перерізу гвинта;

$l, t$  – довжина переміщення і крок гвинта.



а) – ковзання; б) – кочення; в) – гідростатичного тертя

Рисунок 6.1 – Гвинтові пари верстата

Застосування звичайних конструкцій ходових гвинтів у приводі точних переміщень столів з частими змінами напрямку рухів не завжди забезпечує необхідну точність через зазори в парі. Крім того, втрати на тертя у гвинтовій парі достатньо великі. Тому в верстатах з програмним управлінням і в прецизійних верстатах, де вимоги точності мають першорядне значення, набула поширення кулькова пара кочення (рис. 6.1, б). Кульки котяться канавками ходового гвинта і гайки. Для забезпечення чистого кочення кульки постійно циркулюють, потрапляючи під час руху гвинта в спеціальний жолоб, який направляє їх до іншого кінця гайки. Розрахунок кулькової передачі гвинт–гайка ведуть з умови контактної міцності тіл кочення (за формулами Герца). Допустиме напруження за твердості контактних поверхонь HRC 60 порядку  $(2,5-3) \cdot 10^3$  МПа. Під час розрахунків потрібно враховувати, що співвідношення радіусів кульки і канавки зазвичай дорівнює 0,96, що забезпечує досить високий ККД передачі. У передачі кочення створюють попередній натяг, який підвищує точність і жорсткість передачі, але збільшує навантаження в механізмі. Його створюють за допомогою пружини (рис. 6.1, б) або за рахунок застосування кульок більшого розміру, ніж номінальний. Для розрахунку осьової деформації  $\delta_n$  (мкм) за натягу та збільшення для цієї мети

номінального діаметра кульки на  $M$  (мкм) можна користуватися наближеними формулами

$$\delta_n = 1,33\sqrt[3]{\frac{P_n^2}{d}}; \Delta d = 0,45\sqrt[3]{\frac{P_n^2}{d}}, \quad (6.2)$$

де  $P_n$  – нормальна сила попереднього натягу, Н,  
 $d$  – діаметр кульки, мм.

Для переміщення вузлів важких верстатів застосовують гідростатичні передачі гвинт–гайка (див. рис. 6.1, в). Між витками передачі створюється мастильний шар. Цим виключається зношування пари, і ККД передачі підвищується до 0,98–0,99. Жорсткість мастильного шару за певних умов може перевищити контактну жорсткість звичайної передачі. Під час заміни дроселів гідравлічними регуляторами жорсткість шару можна підвищити більш ніж у 5 разів. Гідростатична передача гвинт–гайка фактично є беззazorною, оскільки тиск існує з обох сторін витків. Передача забезпечує високу рівномірність руху.

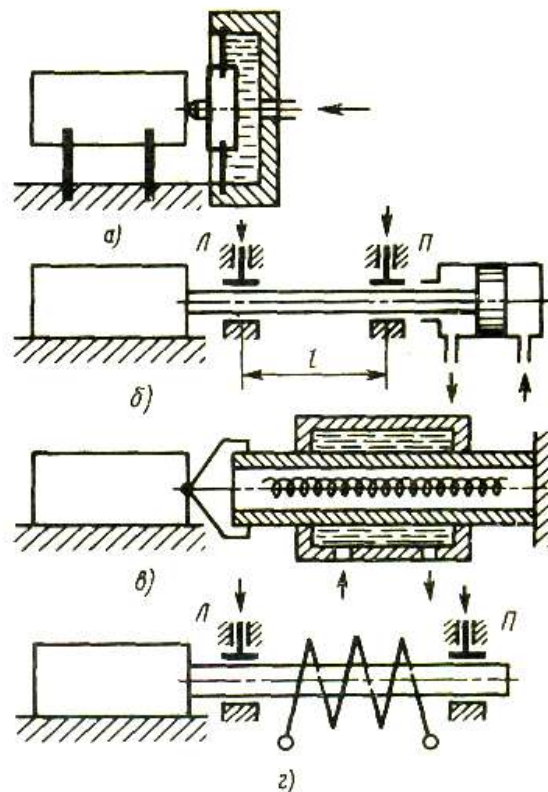
Як модифікації звичайної гвинтової передачі у верстатах застосовують механізм у вигляді короткого гвинта (черв'яка) і довгої гайки (рейки).

Характерною для металорізальних верстатів групою механізмів є пристрої для малих переміщень (мікроподач) під час фінішної обробки. Ці механізми можуть забезпечити дуже малі подачі або імпульсні переміщення (до десятих часток мікрометра), завдяки чому досягається висока якість обробленої поверхні і точність обробки. Крім звичайних механізмів, пристосованих для цих цілей, застосовують спеціальні конструкції, основані на використанні деформації передавальних ланок (у верстатах шліфувальної групи).

На рис. 6.2 наведено типові схеми приводів малих переміщень. Переміщення пружносилового привода (рис. 6.2, а) відбуваються завдяки деформації пружної ланки (наприклад, плоских пружин) або, іноді, самого корпусу механізму. Сила на виконавчій ланці з боку привода може бути створена різними способами, наприклад, гідроциліндром з мембраною. Цей метод забезпечує переміщення лише на невелику величину. Якщо потрібно збільшити хід механізму, в системі подачі використовують пружний стрижень (рис. 6.2, б), який по чергово затискають спеціальними затискачами  $L$  і  $P$  (лівий і правий). У разі включення затискача  $L$  стрижень стискається від гідроциліндра, після чого включається затискач  $P$ , а  $L$  звільняється. Як результат – стрижень відновлює свою довжину  $l$  і відбувається переміщення веденої ланки на величину  $\Delta l$ , що залежить від його довжини, перерізу і сили, створюваної гідроциліндром. Послідовне включення затискачів  $L$  і  $P$  забезпечує імпульсне переміщення веденої ланки.

У термодинамічному приводі (рис. 6.2, в) використано теплове розширення стрижня, пов'язаного з веденою ланкою і нерухомою частиною верстата. Усередині стрижня (трубки) розташовано нагрівальний елемент (після переміщення його необхідно охолодити). Тут можливе переміщення на невелику величину з великою точністю та жорсткістю. Недолік привода – його інерційність і необхідність теплоізоляції та охолодження.

Величезними перевагами володіє магнітострикційний привод (рис. 6.2, г), в конструкції якого використано ефект зміни довжини стрижня з феромагнітного матеріалу під дією магнітного поля. Зазвичай застосовують конструкцію із затискачами, аналогічно описаній вище. Привод має малу інерційність, більшу жорсткість, стабільність роботи. Його використовують як у приводах малих переміщень, так і в системах автоматичного налагодження, наприклад для компенсації зношування ріжучого інструменту.



а), б) – пружно-силовий; в) – термодинамічний; г) – магнітострикційний  
 Рисунок 6.2 – Механізми малих переміщень

Для безперервного кругового переміщення (обертання або повороту на деякий кут) в ділільному та інших кінематичних ланцюгах, де потрібна висока точність передачі, як останню ланку зазвичай застосовують прецизійну черв'ячну пару. У цьому випадку використовують її важливу властивість – самогальмування. Ця пара затримує поширення коливань у системі привода.

## 6.2 Механізми та системи зміни швидкостей

Для здійснення цього технологічного процесу протягом кожного циклу обробки потрібна зміна швидкостей робочих органів верстата, зміна величини та напрямку швидкості, вмикання та вимикання руху з подальшим гальмуванням. Одним з найбільш поширених способів зміни швидкостей у приводах верстатів є застосування пересувних блоків зубчастих коліс. У цьому випадку досягаються простота конструкції, високий ККД привода і точне передатне відношення. Недоліком цього методу є неприпустимість перемикачів під час швидкого обертання коліс і зношування торців зубів.

У верстатах широко застосовують фрикційні муфти, які забезпечують плавність вмикання і можливість перемикачів швидкості на ходу. Найбільшого поширення набули багатодискові фрикційні муфти; їх застосовують у приводах головного руху та подачі, особливо в автоматизованих верстатах, де потрібно швидко перемикачів швидкостей від механізмів управління. Особливо зручні для цієї мети електромагнітні муфти. З фрикційною муфтою нерідко заблоковано гальмо, яке гасить інерцію вимкнених механізмів. Конструкції верстатних фрикційних муфт різноманітні. Основні типи муфт нормалізовані. Більш тривалий час без компенсації зношування можуть працювати електромагнітні муфти. Фрикційні муфти розраховують за методикою, що розглядається в курсі «Деталі машин». Оцінюючи крутний момент, його множать на динамічний коефіцієнт  $K_\delta$ , що враховує характер навантаження в верстаті: за роботи майже без ударів (невеликі верстати)  $K_\delta = 1,5$ ; за роботи зі слабкими ударами (верстати середніх розмірів)  $K_\delta = 1,9$ ; у випадку ударів середньої сили (стругальні верстати)  $K_\delta = 2,4$ ; у випадку сильних ударів (важкі поздовжньо-стругальні верстати)  $K_\delta = 2,8$ .

Реверсивні механізми, призначені для зміни напрямку обертання, мають працювати з мінімальними втратами енергії, особливо за частого реверсування, витратити малий час на реверс за допустимих значень інерційних навантажень у приводі.

Реверсування може бути здійснено електродвигуном, що спрощує механічну частину верстата та управління процесом. Якщо необхідно змінити напрямок руху лише частини кінематичного ланцюга верстата, застосовують спеціальні механізми реверсу. За великої частоти реверсу реверсування електродвигуном недопустиме. Реверсивні механізми (трензелі) різноманітні за своєю конструкцією. Для валів, що швидко обертаються, зазвичай застосовують фрикційні муфти.

З погляду витрати енергії на реверсування доцільніше спочатку здійснити процес гальмування, тобто довести швидкість веденого вала до нуля, і лише потім здійснити його розгін до необхідної швидкості.

Втрату енергії під час реверсування можна характеризувати роботою тертя  $A_T$  (робота буксування), яка також залежить від навантажень, що

діють на ведучому та веденому валах, і сил інерції. Якщо приблизно вважати, що швидкість ведучого вала зберігається постійною:  $\omega_1 = \text{const}$ , і вмикання муфти проводиться на холостому ході, тобто без робочого навантаження, то долатиметься інерція увімкненої частини кінематичного ланцюга і

$$A_T = \frac{1}{2} J_{II} (\omega_1 - \omega_2)^2,$$

де  $J_{II}$  – приведений момент інерції обертових мас вала, який вмикається;

$\omega_2$  – кутова швидкість веденого вала до вмикання муфти.

Нехай, наприклад, необхідно змінити швидкість вала на зворотну тієї самої величини, тобто  $\omega_2 = -\omega_1$ . За безпосереднього реверсування вала

$$A_T = \frac{J_{II}}{2} (\omega_1 - \omega_2)^2 = 2J_{II} \omega_1^2. \quad (6.3)$$

Під час гальмування вала, а потім розгону до швидкості  $\omega_2$

$$A_T = \frac{1}{2} J_{II} \omega_1^2 + \frac{1}{2} J_{II} \omega_2^2 = J_{II} \omega_1^2 \quad (6.4)$$

Таким чином, втрата енергії за весь період реверсування у другому випадку вдвічі менша. Поява високомоментних регульованих електродвигунів витісняє нині застосування фрикційних варіаторів. Безступінчасте регулювання швидкостей поступального руху в приводах подачі здійснюють за допомогою гідропривода.

У сучасних верстатах регулювання швидкостей обертання шпинделя та подачі інструменту відбувається автоматизовано і має кілька принципових способів залежно від типу обладнання (традиційні універсальні верстати, ЧПК, обробні центри).

Регулювання швидкості обертання шпинделя може бути механічне або електронне.

В механічному (класичні верстати) використовуються коробки швидкостей (ступінчасті передачі), клинопасові чи зубчасті варіатори, перемиканням передач змінюють число обертів шпинделя.

Електронне регулювання (сучасні верстати) має частотні перетворювачі (інвертори), які дозволяють плавно змінювати оберти електродвигуна. Системи ЧПК автоматично задають оптимальну швидкість залежно від матеріалу, діаметра інструменту й режиму різання. Можливе постійне підтримання швидкості різання (CSS – constant surface speed): у разі зміни діаметра деталі верстат автоматично коригує оберти шпинделя.

Регулювання подачі на універсальних верстатах здійснюється за допомогою коробки подачі (ступінчасті передачі), іноді з варіаторами. Швидкість подачі змінюють перемиканням механічних важелів. На сучасних верстатах з ЧПК подачі задаються у програмі в мм/об або мм/хв. Крокові двигуни чи серводвигуни забезпечують плавний і точний рух супорта/столу. Можлива корекція подачі під час обробки (override) –

оператор може збільшити/зменшити її у відсотках без зупинення програми. Використовується синхронізація подачі зі швидкістю обертання шпинделя (важливо для різьбонарізання та високошвидкісної обробки).

До додаткових систем оптимізації відносяться:

- Адаптивне керування різанням (Adaptive Control): верстат аналізує навантаження на інструмент і автоматично змінює подачу або оберти для збереження оптимального режиму.
- Сенсори та датчики навантаження: допомагають уникнути перевантаження і поломки інструмента.
- Сучасні САМ-системи: автоматично підбирають режими обробки та передають їх у ЧПУ.

Тобто, якщо раніше оператор вручну підбирав передачу та подачу, то сьогодні більшість верстатів працює на електронному регулюванні з автоматичною адаптацією під процес.

Частотні перетворювачі (інвертори) стали одним із ключових елементів у сучасних металорізальних верстатах. Вони не лише дозволяють плавно змінювати швидкість обертання шпинделя, а й покращують енергоефективність, надійність і гнучкість обладнання.

Частотний перетворювач змінює частоту і напругу живлення асинхронного або синхронного двигуна. Частота живлення визначає оберти двигуна, а отже – і швидкість шпинделя чи подачу. Завдяки цьому можна: плавно запускати й зупиняти двигун (без ривків), підтримувати стабільну швидкість навіть у випадку зміни навантаження, уникати перевантажень і вібрацій.

Застосування частотних перетворювачів у верстатах дозволяє регулювати швидкість шпинделя шляхом безступінчастої зміни обертів (немає потреби перемикати передачі), дає можливість реалізувати постійний швидкісний режим різання (CSS) – верстат автоматично підбирає оберти залежно від діаметра заготовки, забезпечує захист від перевантаження та аварійного зупинення шпинделя.

У деяких верстатах частотні перетворювачі застосовують для керування двигунами подачі (особливо якщо це простіші машини без ЧПК). Це забезпечує плавне регулювання швидкості руху супорта чи стола та економію енергії і довговічність механіки завдяки м'якому пуску/гальмуванню. У високоточних верстатах подачі зазвичай керуються серводвигунами з ЧПК, але частотники теж іноді використовуються в додаткових осях.

До додаткових функцій частотних перетворювачів можна віднести:

- а) автоматичний контроль крутного моменту для оптимізації різання. Можливість інтеграції з системою ЧПК (через інтерфейси Modbus, Profibus, EtherCAT тощо);
- б) зниження споживання енергії (особливо у разі неповного завантаження);

в) менше шуму і вібрацій для кращої якості обробки та довшого ресурсу інструмента.

Застосовуються інвертори у токарних верстатах з ЧПК для регулювання шпинделя за CSS. На фрезерних та обробних центрах для плавного керування обертами залежно від стратегії обробки (зняття чорнових шарів чи фінішна обробка). На універсальних верстатах, модернізованих під ЧПК, для заміни коробки швидкостей на інвертор та пасову передачу.

Внаслідок використання частотних перетворювачів верстат стає більш гнучким, енергоефективним і точним, а режими обробки характеризуються легшим налаштуванням і автоматизацією.

Системи числового програмного керування (ЧПК) у сучасних металорізальних верстатах вже давно перестали бути лише «автоматичним приводом». Сьогодні вони виконують роль інтелектуального центру, що аналізує багато параметрів обробки й автоматично підбирає оптимальні режими різання.

До основних функцій ЧПК для регулювання швидкостей і подач відносяться автоматичне керування швидкістю шпинделя, автоматичне регулювання подач, адаптивне керування (*Adaptive Control*).

#### *1. Автоматичне керування швидкістю шпинделя*

- Підтримується режим CSS (*Constant Surface Speed*, постійна швидкість різання) – ЧПК розраховує потрібні оберти залежно від діаметра заготовки чи інструмента. Наприклад, під час токарної обробки великої деталі на початку обертів менше, а коли діаметр зменшується – верстат збільшує швидкість, зберігаючи оптимальний режим різання.

- Для фрезерування: швидкість коригується під тип фрези (торцева, кінцева, сферична) та матеріал (сталь, алюміній, титан).

#### *2. Автоматичне регулювання подач*

- Подачі (мм/хв чи мм/об) визначаються програмно з урахуванням міцності матеріалу, кількості зубів фрези, глибини різання та ширини проходу, необхідної якості поверхні.

- ЧПК може коригувати подачу в реальному часі (*override*), щоб уникнути перевантажень.

#### *3. Адаптивне керування (*Adaptive Control*)*

- Система вимірює навантаження на шпиндель (за струмом двигуна, датчиками крутного моменту чи вібрацій).

- Якщо різання занадто важке – подачу зменшують.

- Якщо запас потужності є – подачу збільшують для скорочення часу циклу.

- Це особливо корисно під час обробки складних профілів або твердих матеріалів (титан, жароміцні сплави).

До систем ЧПК з такими можливостями відносяться:

1. Fanuc (Японія) – підтримує CSS, адаптивний контроль, має функцію *AI Feed Control*.

2. Siemens SINUMERIK (Німеччина) – оптимізація подач і швидкостей на основі даних з датчиків.

3. Heidenhain (Німеччина) – гнучке керування подачами в режимі *Adaptive Feed Control*.

4. Mazak Smooth Technology – власна платформа, що автоматично підбирає режими для кожної операції.

Перевагами використання систем ЧПК для виробництва є підвищення точності та якості поверхні, економія інструменту (менше зношення завдяки оптимальним режимам), скорочення часу обробки (динамічна подача), стабільність процесу навіть за зміння умов (різний матеріал заготовки, різний інструмент).

Таким чином, сучасні ЧПК вже не просто «виконують програму», а фактично самостійно оптимізують процес обробки.

Постійне підтримання швидкості різання (CSS – Constant Surface Speed) – одна з ключових функцій сучасних верстатів з ЧПК, особливо токарних. Вона напряду впливає на якість поверхні, ресурс інструмента і продуктивність.

Суть принципу CSS полягає у такому. Швидкість різання ( $v$ ) – це лінійна швидкість відносного руху ріжучої кромки інструмента і заготовки, виражається в м/хв. Під час токарної обробки швидкість різання пов'язана з обертами шпинделя за формулою:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000},$$

де  $D$  – діаметр оброблюваної деталі, мм,

$n$  – частота обертання шпинделя, об/хв,

Якщо діаметр змінюється (наприклад, під час обточування ступінчастої деталі або проточки від більшого діаметра до меншого), щоб зберігати  $v$  постійним, верстат має автоматично змінювати оберти шпинделя ( $n$ ).

На практиці це працює так:

1. Оператор або САМ-система задає потрібну швидкість різання ( $v$ ) у програмі (наприклад, 180 м/хв для сталі).

2. ЧПК вимірює поточний діаметр обробки (враховуючи координати інструмента).

3. Система розраховує потрібні оберти шпинделя за формулою.

4. Частотний перетворювач або сервопривод шпинделя миттєво коригує оберти.

За великого діаметра – менше обертів. За малого діаметра – більше обертів.

До переваги CSS можна віднести: постійна якість поверхні (немає «полоси» у разі зміни швидкості); оптимальне зношення інструмента (не перегрівається і не тупиться передчасно); підвищена продуктивність (на малих діаметрах верстат сам розкручується до оптимальних обертів); безпека – ЧПК дозволяє задавати максимальні оберти, щоб шпиндель не перевищив безпечну межу.

Використовується під час токарної обробки для проточки довгих валів, обточування ступінчастих деталей. В процесі різьбонарізання точність і якість різьби залежать від стабільної швидкості різання. Під час фрезерування з великою зміною радіуса інструмента (сферичні фрези) підтримується рівномірна якість поверхні. Тобто, CSS – це фактично «автоматичне управління обертами» для збереження однакової швидкості різання незалежно від діаметра обробки. За великого діаметра шпиндель обертається повільніше, а за малого діаметра – швидше.

Сучасні металорізальні верстати (особливо з ЧПК) використовують крокові двигуни або серводвигуни, щоб забезпечити надточне та плавне переміщення супорта, столу чи інструмента. Це ключ до високої точності, повторюваності та можливості виконання складних траєкторій.

Кроковий двигун (stepper motors) ділить оберт на дискретні кроки (наприклад, 200 кроків = 1 оберт; 1 крок =  $1,8^\circ$ ). ЧПК надсилає імпульси, і кожен імпульс відповідає певному кроку. Рух точний та передбачуваний, бо кут відомий.

Перевагами є висока точність позиціонування без зворотного зв'язку (open-loop), простота керування, добре підходять для невеликих верстатів і 3D-принтерів.

До недоліків можна віднести те, що за великих навантажень можуть «пропустити кроки» і призвести до помилки позиціонування, не забезпечують дуже високої швидкості та плавності у промислових верстатах.

Серводвигуни (servo motors) оснащені датчиком зворотного зв'язку (енкодером), що вимірює реальне положення й швидкість вала, ЧПК формує сигнал руху – сервопривод постійно порівнює команду із фактичним положенням та коригує оберти двигуна. Це замкнена система (closed-loop), яка гарантує точність і плавність.

Перевагами є дуже висока точність і повторюваність, висока швидкість та плавність руху (важливо для 5-осьових верстатів), можливість контролювати не лише положення, а швидкість і момент, автоматичне виправлення помилок завдяки зворотному зв'язку.

До недоліків відноситься вища вартість і складність порівняно із кроковими та необхідність налаштування параметрів привода (PID-регулювання).

Таблиця 6.1 – Порівняння у верстатах

Характеристика	Крокові двигуни	Серводвигуни
Система керування	Відкрита (open-loop)	Замкнена (closed-loop)
Точність	Висока, але без гарантії під навантаженням	Дуже висока, з корекцією
Швидкість	Середня	Висока
Вартість	Нижча	Вища
Застосування	Просте ЧПУ, гравери, невеликі верстати	Професійні металорізальні верстати, обробні центри

В крокових двигунах плавність і точність руху забезпечується за рахунок мікрокрокового режиму (поділ кроку на 8, 16 чи більше частин); в серводвигунах – завдяки високочастотному енкодеру та PID-регулюванню, що «згладжує» рух і ліквідує люфти.

У складних верстатах серводвигуни синхронізуються по всіх осях і можливе фрезерування складних 3D-поверхонь без ривків.

Таким чином для простих і недорогих систем використовують крокові двигуни, для високоточних промислових верстатів майже завжди застосовуються серводвигуни, бо вони забезпечують максимальну точність і плавність.

Можливість корекції подачі під час обробки (Feedrate Override) – одна з найважливіших функцій сучасних верстатів з ЧПК, яка дозволяє оператору прямо під час виконання програми регулювати швидкість руху інструмента відносно деталі.

Для здійснення цієї функції у програмі ЧПУ (G-коди) задається номінальна подача, наприклад: G01 X50 F200 (лінійна подача 200 мм/хв). На пульті керування верстата є спеціальний регулятор (потенціометр або електронна шкала) з підписом *FEEDRATE OVERRIDE*. Діапазон зазвичай від 0 % до 120–150 %. Значення 100 % відповідає подачі, заданій в програмі. Якщо оператор ставить 80 %, то верстат рухається повільніше (F160). Якщо 120 % – рухається швидше (F240). ЧПК миттєво масштабує швидкість подачі, не змінюючи самої програми. Це безпечно, адже система синхронізує осі, щоб зберігати траєкторію.

Це потрібно для налагодження нової програми – оператор зменшує подачу, щоб перевірити, чи все йде правильно; для оптимізації продуктивності – якщо видно, що інструмент працює «вхолосту», подачу можна збільшити; для запобігання поломці – у разі надмірного навантаження можна знизити подачу, щоб зберегти інструмент і деталь; для підвищення якості поверхні – іноді зменшення подачі дає кращу чистоту обробки.

Водночас є певні особливості. У різних ЧПК (Fanuc, Siemens, Heidenhain) override може бути як у відсотках, так і в кратних значеннях. Часто існує окремий регулятор для подачі (Feed) та для швидкого переміщення (Rapid override), щоб безпечно регулювати холості ходи.

- У сучасних системах override може бути заблокований у програмі (наприклад, під час різьбонарізання, щоб не порушити синхронізацію з обертами шпинделя).

Тобто, override – це «ручний регулятор швидкості» для подач, який дозволяє оператору втручатися в процес без зупинення програми.

У сучасних металорізальних верстатах (токарних, фрезерних, свердлильних з ЧПК) синхронізація подачі зі швидкістю обертання шпинделя відбувається завдяки системам електронного зв'язку між приводом шпинделя та приводами подач. Це так званий електронний гвинт (electronic leadscrew, ELS) або функція синхронізованих осей.

Основними принципами є:

1. *Датчики положення (енкодери) на шпинделі*
  - На шпинделі встановлюється високоточний енкодер, який відстежує кутове положення та швидкість обертання.
  - Сигнал з енкодера передається в систему ЧПК.
2. *Цифрова обробка у системі ЧПК*
  - ЧПК розраховує співвідношення між кутом обертання шпинделя та переміщенням подачі.
  - Наприклад, під час нарізання різьби система формує команду руху для осі Z (вздовж осі шпинделя) синхронно з обертанням, щоб зберігався точний крок різьби.
3. *Приводи з замкненими контурами*
  - Серводвигуни подачі отримують цифрові імпульси, синхронізовані з положенням шпинделя.
  - Таким чином забезпечується ідеальна прив'язка: один оберт шпинделя відповідає певному переміщенню подачі.
4. *Функції синхронізації*
  - Нарізання різьби без механічних гвинтів – подача точно відповідає кроку різьби.
  - Синхронне фрезерування та гравіювання – коли рух інструмента «прив'язаний» до кутового положення шпинделя.
  - Технології орієнтації шпинделя – коли інструмент має увійти у певне положення відносно деталі.

Порівнюючи з класичними верстатами, необхідно відмітити, що раніше синхронізація здійснювалася механічно – через ходовий гвинт, коробку подач, зубчасті передачі. У ЧПК верстатах все це замінено на електроніку та серводвигуни, що дозволяє гнучко змінювати крок різьби, швидкість подачі, не переналагоджуючи механіку. Як результат – сучасні системи ЧПК забезпечують високу точність та повторюваність синхронізації, можливість швидкої зміни параметрів та складні траєкторії руху, які були неможливі у механічних системах.

Адаптивне керування різанням (Adaptive Control, AC) у сучасних металорізальних верстатах із ЧПК – це система, яка автоматично регулює режими різання в реальному часі залежно від умов обробки, щоб забезпечити стабільність процесу, високу продуктивність і довговічність інструмента.

Основними принципами є:

1. *Збір даних з датчиків*
  - Вимірюється сила різання, крутний момент на шпинделі, вібрації, температура, струм двигунів.
  - Часто використовують датчики моменту та струму у приводах як непрямий контроль навантаження.

## 2. *Обробка сигналів у ЧПК*

- Контролер аналізує отримані дані та порівнює їх з допустимими значеннями (наприклад, максимально допустимою силою різання для конкретного інструмента).

## 3. *Автоматичне регулювання режимів*

- Якщо навантаження надмірне → система знижує подачу або оберти.
- Якщо навантаження нижче за оптимальне → збільшує подачу, щоб скоротити час обробки.
- У випадку небезпечних вібрацій → змінюється частота обертання шпинделя, щоб уникнути резонансу.

Види адаптивного керування:

- ACF (Adaptive Control with Constraints) – підтримка навантаження на інструмент у межах допустимого.
- ACC (Adaptive Control with Optimization) – оптимізація продуктивності (система сама підбирає максимальні режими за умови безпечної роботи).

Перевагами є зменшення зношування інструмента, підвищення продуктивності (менше «зайвих» проходів, вища швидкість у випадку легкої обробки), стабільна якість поверхні, автоматична компенсація непередбачуваних змін матеріалу (наприклад, твердих включень у заготовці).

Наприклад, під час фрезерування система відчуває, що різко зросло навантаження (тверді включення в металі). ЧПК знижує подачу, щоб інструмент не зламався. Коли ділянку пройдено – подача знову зростає.

Сенсори та датчики навантаження у сучасних металорізальних верстатах із ЧПК виконують критично важливу роль у моніторингу та керуванні процесом різання. Вони забезпечують систему реальною інформацією про стан обробки, завдяки чому верстат може працювати стабільно, без перевантажень та з максимальною ефективністю.

Основні функції сенсорів і датчиків навантаження:

### 1. *Контроль навантаження на інструмент і шпиндель*

- Вимірюють сили різання, крутний момент або споживаний струм двигунів.

- Дозволяють уникати перевантаження, що може призвести до поломки інструмента чи втрати точності.

### 2. *Адаптивне керування різанням*

- Передають дані у ЧПК, яка коригує подачу, швидкість обертання або глибину різання.

- Це забезпечує оптимальні режими навіть у разі зміни твердості матеріалу чи зустрічі з включеннями.

3. *Виявлення аномалій*
  - Різке зростання сили різання → сигнал про можливе зіткнення або поломку інструмента.
  - Нестабільні коливання → вказують на вібрації чи зношення.
4. *Моніторинг стану інструмента (Tool Condition Monitoring, TCM)*
  - Зміна навантаження вказує на затуплення ріжучої кромки.
  - Це дозволяє вчасно замінити інструмент і уникнути браку.
5. *Забезпечення якості обробки*
  - Завдяки контролю сил різання поверхня деталі обробляється рівномірно, без пошкоджень.

Наприклад, датчики моменту у шпинделі контролюють нарізання різьби.

П'єзодатчики сили використовуються у прецизійних верстатах для токарної та фрезерної обробки.

Струмові сенсори у приводах є дешевим і поширеним способом оцінення навантаження.

Таким чином, сенсори та датчики навантаження – це «очі та вуха» сучасного ЧПК-верстата. Вони дають змогу системі бачити, що відбувається у зоні різання, і автоматично підлаштовувати режими для продуктивної, безпечної та якісної обробки.

Сучасні САМ-системи (Computer-Aided Manufacturing) – це програмні комплекси, які перетворюють 3D-моделі деталей у керівні програми для металорізальних верстатів із ЧПК. Вони є ключовою ланкою між конструкторським проектуванням (CAD) та виробництвом.

Основні функції САМ-систем:

1. *Побудова траєкторій інструмента*
  - Розрахунок руху фрез, токарних різців, свердел тощо.
  - Вибір стратегій обробки: чорнова, чистова, високошвидкісна, адаптивна.
2. *Автоматичний підбір режимів різання*
  - САМ може використовувати бази даних інструментів і матеріалів.
  - Подача, швидкість, глибина різання підбираються з урахуванням верстата та інструмента.
3. *Генерація G-кодів для ЧПК*
  - САМ-система перетворює траєкторію у формат, зрозумілий конкретному верстату (Fanuc, Siemens, Heidenhain тощо).

#### 4. Симуляція процесу обробки

- Віртуальне моделювання, що дозволяє перевірити зіткнення інструмента з деталлю чи пристроєм, правильність траєкторій, час обробки.

#### 5. Інтеграція з CAD та PLM

- CAM часто інтегрується безпосередньо в CAD (наприклад, SolidWorks + SolidCAM, Fusion 360).
- У великих виробництвах CAM зв'язується з системами керування виробництвом (PLM, ERP).

Як приклад можна навести такі сучасні CAM-системи:

- Mastercam – одна з найпоширеніших у світі, особливо для фрезерування.
- NX CAM (Siemens) – високорівнева система, застосовується в авіа- та автомобілебудуванні.
- PowerMill (Autodesk) – орієнтована на складні 3D- та 5-осьові обробки.
- SolidCAM – інтегрована в SolidWorks, популярна в середніх підприємствах.
- Fusion 360 CAM – хмарна платформа для малих і середніх виробництв.
- EdgeCAM, GibbsCAM, ESPRIT – потужні системи для токарних та комбінованих обробок.

Переваги CAM-систем для виробництва:

- Скорочення часу підготовки – інженер-програміст швидко створює готову програму без ручного написання G-коду.
- Оптимізація обробки – адаптивні стратегії дозволяють зменшити час циклу на 20–40 %.
- Підвищення безпеки – симуляція допомагає уникнути поломки інструментів і аварій.
- Уніфікація – можливість створювати бібліотеки інструментів, режимів і постпроцесорів для різних верстатів.

Якщо підсумувати, то:

- ✓ для навчання і малого бізнесу краще використовувати Fusion 360, Mastercam;
- ✓ для складних форм та штампів – PowerMill;
- ✓ для інтеграції з CAD – SolidCAM;
- ✓ для великих виробництв – NX CAM, ESPRIT.

Таблиця 6.2 – Порівняльна таблиця найпопулярніших САМ-систем для металорізальних верстатів

САМ-система	Основне застосування	Сильні сторони	Складність освоєння	Де найчастіше використовується
<b>Mastercam</b>	Фрезерування, токарна, EDM	Простота інтерфейсу, велика база користувачів, широкий вибір постпроцесорів	(середня)	Малі та середні виробництва, навчальні заклади
<b>NX CAM (Siemens)</b>	Високоточна 3D та 5-осьова обробка	Інтеграція з CAD Siemens NX, потужні інструменти для складних деталей	(висока)	Авіабудування, автомобілебудування, великі корпорації
<b>PowerMill (Autodesk)</b>	Складні 3D-форми, 5-осьові стратегії	Дуже сильна для обробки форм і штампів, високошвидкісна обробка	(вище середнього)	Інструментальне виробництво, енергетика, формоутворення
<b>SolidCAM</b>	Інтеграція в SolidWorks	Функція iMachining (адаптивне різання), зручна інтеграція з CAD	(середня)	Середні підприємства, конструкторські бюро
<b>Fusion 360 CAM</b>	Хмарні рішення, 2.5D/3D/5-осьова обробка	Доступна ціна, інтеграція з CAD, симуляції	(легка)	Стартапи, невеликі виробництва, фрілансери
<b>EdgeCAM</b>	Токарні та комбіновані обробки	Зручна робота з багатофункціональними верстатами	(середня)	Токарні дільниці, підприємства з серійним виробництвом
<b>GibbsCAM</b>	Високопродуктивна токарна і фрезерування	Простий у вивченні, добре підходить для багатовісних верстатів	(середня)	Малі та середні компанії, швидке програмування
<b>ESPRIT</b>	Універсальна САМ для токарної, фрезерування, EDM	Сильна у багатоканальних і комбінованих верстатах	(вище середнього)	Виробництво складних деталей, медична техніка, авіація

### 6.3 Системи забезпечення точності обробки

У сучасних металорізальних верстатах із ЧПК точність забезпечується не лише жорсткістю конструкції, а й цілою низкою систем та технологій компенсації похибок.

Основні системи забезпечення точності:

#### 1. Системи зворотного зв'язку (*Feedback systems*)

- Лінійні та кутові енкодери – вимірюють фактичне переміщення осей і кут шпинделя.

- Використовуються у високоточних верстатах (наприклад, шліфувальних).

- Дають змогу досягати точності у мікронах.

### *2. Компенсація теплових деформацій*

- Датчики температури на шпинделі, напрямних, кулькових гвинтах.

- ЧПК автоматично коригує координати з урахуванням розширення металу.

- У прецизійних верстатах застосовують активне охолодження (масляні сорочки, рідинне охолодження).

### *3. Лазерні та інтерферометричні системи калібрування*

- Використовуються під час налаштування верстата для перевірки точності лінійних переміщень.

- Дозволяють виявити систематичні похибки гвинтів, напрямних і компенсувати їх у ЧПК.

### *4. Системи компенсації люфтів і похибок кінематики*

- Програмна компенсація люфту гвинтових пар (backlash compensation).

- Кінематична компенсація похибок у багатовісних верстатах (5-осьові машини).

### *5. Лазерні та оптичні датчики для налаштування інструмента і заготовки*

- Автоматичні щупи (Renishaw, Blum) для вимірювання заготовки у верстаті.

- Лазерні системи для контролю довжини та зносу інструмента.

- Дають змогу уникати похибок у разі ручного налагодження.

### *6. Системи моніторингу та адаптивного керування*

- Контроль вібрацій, навантажень і точності рухів у реальному часі.

- Система сама коригує подачі та швидкість, щоб уникнути відхилень.

### *7. Цифрова компенсація геометрії (CNC error mapping)*

- В ЧПК заноситься «карта похибок» конкретного верстата (зроблена під час калібрування).

- Це дозволяє компенсувати мікропохибки у геометрії напрямних і вузлів.

Таким чином, сучасна точність обробки досягається завдяки комбінації механічної жорсткості (литі корпуси, прецизійні напрямні), датчиків і систем зворотного зв'язку, програмної компенсації похибок, систем вимірювання інструмента і заготовки, адаптивного керування різанням.

У найсучасніших верстатах застосовується комплексний підхід: механічна стабільність, інтелектуальне ЧПК, датчики.

Системи зворотного зв'язку (feedback systems) у сучасних металорізальних верстатах є одним із ключових елементів, які забезпечують високу точність, надійність і продуктивність обробки.

Основна ідея зворотного зв'язку полягає у тому, що у верстатах із ЧПК (числовим програмним керуванням) зворотний зв'язок означає постійний контроль фактичного положення, швидкості та стану вузлів машини й їхнє порівняння із заданими командами програми. Якщо виявляється розбіжність, система коригує рух або подачу.

### **Типи зворотного зв'язку**

#### *За положенням (позиційний feedback)*

- Використовуються лінійні або кутові датчики (енкодери, лінійні шкали).
- Забезпечують точність до мікронів.
- Наприклад, у токарних і фрезерних центрах система «знає», де знаходиться різець чи шпиндель у даний момент.

#### *За швидкістю (velocity feedback)*

- Використовуються тахогенератори, енкодери.
- Дозволяють плавно регулювати швидкість обертання шпинделя та подач.
- Дуже важливо для різання матеріалів, де стабільність швидкості визначає якість поверхні.

#### *За силою/навантаженням (torque/force feedback)*

- Контроль струму у сервоприводах (прямий зв'язок із моментом двигуна).
- Використовується для захисту від перевантаження, а також у технологіях «адаптивного різання» (автоматичне зменшення подачі за перевищення сили різання).

#### *Вібраційний та акустичний контроль*

- Датчики вібрацій або акустичної емісії вбудовуються у шпиндель.
- Використовуються для діагностики стану інструмента (знос, поломка).

### **Реалізація в сучасних верстатах:**

- CNC-системи (Fanuc, Siemens, Heidenhain) мають замкнуті контури керування: контур струму → швидкості → положення.
- Лінійні шкали Heidenhain, Renishaw – застосовуються у високоточних верстатах (наприклад, координатно-розточних).
- Адаптивне керування різанням (Adaptive Control, AC) – верстат сам підлаштовує подачу і швидкість залежно від реального навантаження.

- Моніторинг інструменту (Tool Monitoring Systems, TMS) – система відслідковує стан різального інструменту та попереджає про поломку.

*До переваг застосування відносяться:* вища точність обробки (до  $\pm 1-2$  мкм), краща якість поверхні, збільшення ресурсу інструменту, захист від аварій (зупинка у разі поломки інструмента чи заклинювання), можливість автоматичного налагодження та діагностики.

Як приклад застосування у виробництві можна навести фрезерний центр з ЧПК Siemens із лінійними шкалами – у випадку температурних коливань система компенсує теплові розширення та утримує точність. Токарний центр з адаптивним контролем: під час різання нержавіючої сталі подача зменшується, щоб уникнути вібрацій і поломки інструмента.

Компенсація теплових деформацій у сучасних металорізальних верстатах – це комплекс заходів і технологій, які дозволяють зберегти точність обробки, незважаючи на нагрівання вузлів машини під час роботи.

Причинами виникнення теплових деформацій є нагрівання шпинделя під час роботи, напрямних, двигунів, гвинтів подач, навіть різального інструменту. Метал розширюється, внаслідок розширення виникають зміни у положенні вузлів (зміщення на кілька мікронів або навіть десятків мікронів). Це призводить до похибок розмірів, форми і точності обробки.

Методи компенсації:

### **1. Конструктивна компенсація**

- Використання симетричних конструкцій (наприклад, подвійні колони у верстатах порталного типу).
- Застосування матеріалів зі зниженим коефіцієнтом теплового розширення (гранітні основи, композитні матеріали).
- Системи охолодження шпинделя та гвинтів подач.

### **2. Пасивна компенсація**

- Введення термостабілізації приміщення (кондиціонування, підтримка сталої температури).
- Використання охолоджених рідин для мастильно-охолоджувальних систем (MOP).

### **3. Активна компенсація**

- Вимірювання температури у ключових вузлах за допомогою датчиків.
- Програмне моделювання температурних деформацій (у ЧПК створюється математична модель).
- Автоматичне внесення корекцій у положення інструмента/столу з урахуванням теплових змін.
- Використовуються в системах Heidenhain, Fanuc, Siemens.

#### 4. Прямий контроль (зворотний зв'язок)

- Лінійні вимірювальні системи (лінійні шкали Renishaw, Heidenhain) безпосередньо контролюють фактичне положення рухомих вузлів, незалежно від теплових деформацій.

- Це найефективніший метод, особливо для високоточних верстатів (координатно-розточні, вимірювальні машини, верстати для прес-форм).

Прикладом застосування у виробництві може бути те, що у високоточному верстаті DMG MORI встановлено датчики температури на шпинделі, гвинтах подач і станині. ЧПК враховує нагрівання та вносить корекцію до 10–20 мкм у реальному часі. На координатно-розточних верстатах з лінійними шкалами похибка від теплового розширення майже повністю усувається.

Таким чином, компенсація теплових деформацій – це комбінація конструктивних рішень, температурного моніторингу та інтелектуальних алгоритмів у ЧПК, що дозволяє забезпечити стабільну точність навіть під час довготривалої роботи.

Лазерні та інтерферометричні системи калібрування сьогодні – це золотий стандарт точного вимірювання і налаштування металорізальних верстатів, особливо з ЧПК. Вони дозволяють виявляти й компенсувати похибки у позиціонуванні, геометрії та динаміці рухомих вузлів.

Мотивація застосування калібрування полягає у тому, що навіть найточніший верстат з часом починає давати похибки через зношування напрямних і гвинтових пар; теплові деформації; похибки у виготовленні й монтажі; вібрації, люфти, пружні деформації.

Калібрування дозволяє визначити фактичну точність верстата, побудувати карту похибок, внести компенсації у систему ЧПК.

В основі лазерних систем калібрування є лазерний інтерферометр, який вимірює переміщення із субмікронною точністю. У цьому випадку вимірюються лінійні переміщення по осях ( $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ ), прямолінійність і плоскопаралельність рухів, кутові похибки ( $yaw$ ,  $pitch$ ,  $roll$ ), динамічні характеристики (вібрації, коливання).

Принцип роботи такий: лазерний промінь спрямовується на відбивач, який закріплюють на рухомій частині верстата. Інтерференція двох променів дозволяє виміряти зміщення з точністю до нанометрів. Система (наприклад, Renishaw XL-80) передає дані у ПК, будується карта похибок, у ЧПК заносяться корекційні значення.

Інтерферометричні системи – це фактично лазерна калібровка і є лазерною інтерферометрією. Але існують спеціалізовані голографічні та багатопроменеві інтерферометри, які дозволяють вимірювати багатовісні переміщення одночасно; оцінювати формоутворення робочої зони (наприклад, паралельність столу і шпинделя).

В сучасних системах Renishaw XL-80 є найбільш поширеним лазерним інтерферометром для калібрування ЧПК-верстатів. API XD Laser

– система для багатовісних вимірювань у режимі реального часу. Etalon LaserTracer – високоточна система для калібрування координатних машин і прецизійних верстатів.

На практиці використовується для калібрування 5-осьових обробних центрів для виготовлення авіаційних деталей, відновлення точності старих верстатів без механічного ремонту – тільки внесенням корекцій, вимірювання об'ємної точності (Volumetric Accuracy), тобто похибки в будь-якій точці робочої зони.

До переваг лазерної та інтерферометричної калібровки можна віднести надзвичайну точність (до 0,1 мкм), можливість перевірки як статичних, так і динамічних характеристик, автоматичне внесення компенсацій у ЧПК, скорочення браку та підвищення ресурсу інструмента.

Таким чином, лазерні та інтерферометричні системи – це основний метод контролю геометричної точності сучасних верстатів. Без них неможливо забезпечити якість у галузях, де потрібні мікрони: авіація, космос, медична техніка, прес-форми.

У сучасних металорізальних верстатах точність сильно залежить від того, наскільки ефективно компенсуються люфти (backlash) та кінематичні похибки. Це особливо важливо для ЧПК-обладнання, де мова йде про мікронні точності.

Люфт – це зазор у кінематичних парах (наприклад, між гвинтом і гайкою у передачі гвинт–гайка). У разі зміни напрямку руху виникає затримка, що призводить до похибки позиціонування.

Методи компенсації люфтів:

### *1. Механічні рішення*

- Використання кулькових гвинтових пар (КГП, Ball Screw) з попереднім натягом.
- Дубльовані гайки з пружним підтисненням.
- Лінійні електроприводи (без гвинтових пар → без люфту).

### *2. Програмна компенсація*

- ЧПК «знає» величину люфту (визначається калібруванням) і у випадку зміни напрямку додає потрібну корекцію.
- У Fanuc, Siemens, Heidenhain є вбудовані алгоритми backlash compensation.

### *3. Сенсорні методи*

- Використання лінійних шкал (Renishaw, Heidenhain), які безпосередньо вимірюють положення, незалежно від люфту гвинтової пари.
- Замкнутий контур із датчиком положення «прибирає» люфт.

Кінематичні похибки – це відхилення, що виникають через недосконалу геометрію механізмів: ексцентриситет гвинта, кривизна напрямних, непаралельність осей, кутові похибки (yaw, pitch, roll).

Методи компенсації кінематичних похибок:

**1. Картографія похибок (*Error Mapping*)**

- За допомогою лазерних інтерферометрів або Ballbar-тестів створюють карту похибок руху по кожній осі.
- Дані заносять у ЧПК – система коригує координати у реальному часі.
- Прикладом може бути Volumetric Compensation у Siemens 840D.

**2. Математичні моделі кінематики**

- У 5-осьових центрах система враховує неточності поворотних столів і шпинделів.
- Використовується «кінематична трансформація з компенсацією» (Kinematic Compensation).

**3. Сенсорні рішення**

- Лінійні та кутові енкодери → фактичне положення вузла завжди відоме.
- Використання інкрементних і абсолютних шкал для складних осей.

**4. Адаптивні системи**

- Деякі сучасні ЧПК використовують онлайн-корекцію: система аналізує фактичну траєкторію (за допомогою датчиків або інтерферометрії в режимі реального часу) і вносить поправки «на льоту».

Прикладами впровадження можуть бути: Siemens 840D sl – має функцію 3D Error Compensation, яка враховує просторові похибки верстата; Heidenhain TNC 640 – підтримує компенсацію люфтів і геометричних похибок через лазерну калібровку; Fanuc 31i – дозволяє автоматично оновлювати параметри компенсації після вимірювань Ballbar-тестом.

До переваг компенсаційних систем відносяться: збільшення точності (до  $\pm 2-5$  мкм навіть у старих верстатах); покращення форми оброблених деталей (кола, посадки, різьби); можливість продовжити термін служби зношених верстатів без механічного ремонту. Це критично важливо для аерокосмічної, медичної, інструментальної галузі.

Таким чином, у сучасних верстатах компенсація люфтів і похибок кінематики реалізується комплексно – механічними рішеннями, програмними алгоритмами та сенсорними системами. Завдяки цьому навіть старе обладнання після лазерної калібровки може досягати точності, близької до нового.

У сучасних металорізальних верстатах із ЧПК лазерні та оптичні датчики стали стандартом для швидкого і точного налаштування інструмента і заготовки. Вони замінюють традиційні «щупи» чи ручні методи і забезпечують точність у мікронному діапазоні.

Призначенням лазерних систем для налаштування інструмента є автоматичне вимірювання довжини та радіуса інструмента, виявлення поломки або надмірного зношування, корекція геометрії у ЧПК.

Принцип роботи такий: у робочій зоні встановлюється лазерний випромінювач і приймач, коли інструмент перетинає лазерний промінь, система фіксує момент перекриття та обчислює геометричні параметри. Отримувана точність – до  $\pm 0,5$ –1 мкм.

Прикладом таких систем є Renishaw NC4, BLUM LaserControl – найпоширеніші, можуть працювати навіть під час обертання інструмента, що дозволяє визначати биття та форму ріжучої кромки.

Призначенням оптичних (контактні й безконтактні) щупів для заготовки є автоматичне знаходження базових поверхонь і координатних систем, вимірювання заготовки перед обробкою, контроль точності після обробки (on-machine measurement).

Типи:

**1. Оптичні щупи (touch probes)**

- Під час дотику до заготовки відправляють сигнал у ЧПК.
- Приклади: Renishaw OMP40, BLUM TC50.
- Дають точність у кілька мікронів.

**2. Безконтактні оптичні датчики**

- Використовують лазер чи камери.
- Дають можливість вимірювати тендітні або м'які заготовки, які не можна торкати механічно.
- Використовуються у високоточних і медичних застосуваннях.

До переваг використання лазерних і оптичних систем відносяться:

- автоматизація налагодження – мінімізація ручної роботи; висока точність вимірювання (мікрони);
- значна економія часу під час зміни інструмента або заготовки;
- зменшення браку завдяки контролю зношування і поломок інструмента;
- можливість on-machine inspection – контроль деталі без зняття з верстата.

Прикладами у виробництві може бути те, що у 5-осьових обробних центрах DMG MORI, Mazak, Okuma лазерні системи Renishaw NC4 встановлюються штатно. На токарних центрах використовують оптичні щупи Renishaw OTS, щоб швидко «зняти базу» із заготовки. У виробництві прес-форм лазерна система дозволяє перевіряти зношення фрези після кожного проходу.

Таким чином, лазерні та оптичні датчики – це «очі» сучасного верстата. Вони роблять налаштування інструмента і заготовки швидким, точним і автоматизованим, а також відкривають можливість інтегрованого вимірювання прямо під час обробки.

## 6.4 Системи керування верстатом

Системи моніторингу та адаптивного керування у сучасних металорізальних верстатах – це серце індустрії Індустрія 4.0 / Smart Manufacturing. Вони забезпечують безперервний контроль стану процесу різання, обладнання й інструменту та дозволяють верстату самостійно змінювати режими роботи.

Системи моніторингу відстежують:

1. *Стан інструменту:*
  - зношування, биття, поломку;
  - вібрації і акустичну емісію;
  - струм та момент у приводах.
2. *Стан верстата:*
  - температура шпинделя, напрямних, гвинтових пар;
  - вібрації вузлів;
  - мастило, тиск і витрати MOP.
3. *Стан процесу обробки:*
  - сили різання;
  - стабільність подачі та швидкості;
  - якість поверхні у реальному часі (оптичні/лазерні датчики).

Прикладами таких систем є Siemens SINUMERIK Edge – платформа збору та аналізу даних з датчиків верстата, Fanuc MT-LINKi – моніторинг стану парку верстатів, Heidenhain StateMonitor – контроль продуктивності і діагностика.

Ідеєю адаптивного керування (Adaptive Control) є те, що верстат сам підлаштовує режими різання у реальному часі, щоб уникнути перевантаження; продовжити ресурс інструмента; зберегти якість поверхні; підвищити продуктивність.

Методи реалізації:

1. *За струмом/моментом у шпинделі*
  - Якщо навантаження зростає → ЧПК автоматично зменшує подачу.
  - Якщо навантаження спадає → подача збільшується для підвищення продуктивності.
2. *За вібраціями*
  - Датчики вібрацій виявляють початок «биття» чи резонансу.
  - Система змінює швидкість або подачу, щоб уникнути вібрацій.
3. *За акустичною емісією*
  - Контроль тріщин, поломки або зношення інструмента за звуковим сигналом.

#### 4. *Моделі різання*

- ЧПК використовує математичні моделі різального процесу і на їх основі прогнозує режими.

Прикладами практичного використання є авіаційне виробництво (титан, інконель): адаптивний контроль зменшує подачу, коли інструмент входить у зону підвищеного різального опору. Масове виробництво: система моніторингу визначає поломку інструмента і миттєво зупиняє верстат, запобігаючи браку десятків деталей. 5-осьові обробні центри: адаптивні алгоритми підвищують швидкість обробки до 15–20 % без втрати якості.

До переваг систем моніторингу та адаптивного керування відносяться: стабільна якість продукції; економія інструмента (до +30 % ресурсу); запобігання аваріям і браку; збільшення продуктивності (скорочення часу обробки); можливість предиктивного обслуговування (predictive maintenance).

Таким чином, моніторинг і адаптивне керування перетворюють верстат із «пасивного виконавця» на інтелектуальну систему, яка сама аналізує процес і підлаштовується для досягнення найкращого результату. Це вже стандарт у преміум-верстатах (DMG MORI, Mazak, Okuma, Hermle).

Цифрова компенсація геометрії (CNC error mapping) – це сучасна технологія, яка дозволяє суттєво підвищити точність металорізальних верстатів без додаткових механічних доробок. Суть у тому, що похибки геометрії верстата вимірюються, створюється їх «карта», і ЧПК автоматично вносить корекції під час роботи.

Геометричні похибки має навіть новий верстат, в якому виникають мікронні відхилення через непаралельність і неперпендикулярність осей; вигини та неточності напрямних; кутові похибки (yaw, pitch, roll) під час руху каретки; люфти та неточності у передачах; теплові деформації. Ці похибки підсумовуються й ускладнюються у багатівісних (особливо 5-осьових) верстатах.

Принцип роботи CNC error mapping:

##### 1. *Вимірювання фактичної геометрії*

- Використовують лазерні інтерферометри (Renishaw XL-80, Etalon LaserTracer) або спеціальні пристрої на кшталт Renishaw Ballbar для кругових тестів.

- Визначають похибки переміщення вздовж кожної осі та кутові відхилення.

##### 2. *Створення карти похибок (Error Map)*

- Результати калібрування переносять у математичну модель верстата.

- Вона враховує лінійні, кутові та просторові похибки.

### 3. *Внесення компенсацій у ЧПК*

- Контролер ЧПК під час роботи автоматично «підганяє» команди, щоб інструмент рухався у правильній траєкторії.

- Наприклад, якщо вісь має похибку +5 мкм на кожні 100 мм переміщення, то ЧПК коригує сигнал привода так, щоб деталь була оброблена точно.

До типів компенсацій відносяться лінійні похибки (збільшення/зменшення ходу осі), кутові похибки (нахили, перекося), похибки прямолінійності (вісь іде не по прямій, а з вигином), об'ємні похибки (Volumetric Compensation) – корекція просторових відхилень у всьому робочому об'ємі верстата.

Прикладами реалізації можуть бути Siemens 840D sl (Volumetric Compensation (VCS) – корекція у 3D-просторі), Heidenhain TNC 640 (KinematicOpt – автоматичне калібрування 5-осьових кінематик), Fanuc 31i (3D Error Compensation – об'ємна компенсація на основі лазерного калібрування).

Перевагами є компенсація зносу та старіння верстата без механічного ремонту, зменшення браку у випадку складних 3D-деталей (прес-форми, авіаційні лопатки), можливість автоматичного повторного калібрування (наприклад, раз на півроку).

Таким чином, цифрова компенсація геометрії (error mapping) робить верстат «розумним» – він знає свої похибки і сам їх виправляє. Це одна з ключових технологій у сучасних ЧПК, яка дозволяє досягати мікронної точності навіть у великих робочих об'ємах.

Система керування сучасним металорізальним верстатом – це «мозок» машини, який об'єднує електроніку, програмне забезпечення, сенсори та виконавчі механізми. Вона визначає точність, продуктивність і можливості верстата.

Структура системи керування сучасного ЧПК (CNC – Computer Numerical Control) складається з таких основних частин:

➤ *Блок програмного керування*

- Приймає та інтерпретує програму обробки (G-коди, ISO-код, САМ-генеровані траєкторії).

- Визначає послідовність рухів і технологічних операцій.

- Має людський інтерфейс (HMI) для оператора.

➤ *Система інтерполяції*

- Перетворює задані координати у реальні траєкторії для приводів.

- Виконує лінійну, кругову, сплайн-інтерполяцію, а також складні 5-осьові рухи.

➤ *Контури керування зазвичай багаторівневі:*

1. Контур струму – регулює струм у приводах.

2. Контур швидкості – стабілізує оберти двигунів.

3. Контур положення – коригує координати за даними датчиків.

4. Об'ємна компенсація – усуває похибки кінематики.

➤ *Системи зворотного зв'язку*

- Енкодери, лінійні шкали, тахогенератори.
- Системи компенсації люфтів, теплових деформацій, похибок геометрії.

➤ *Виконавчі механізми*

- Серводвигуни (часто з прямим приводом).
- Шпинделі з числовим регулюванням швидкості.
- Системи подачі, інструментальні магазини, маніпулятори.

Типи сучасних систем керування:

**1.** CNC (Computer Numerical Control)

- Класична ЧПК, що керує рухом осей.
- Приклади: Fanuc, Siemens, Heidenhain, Mitsubishi, Okuma OSP.

**2.** DNC (Direct Numerical Control)

- Мережеве керування групою верстатів із центрального сервера.
- Використовується у серійному виробництві.

**3.** Adaptive Control (AC)

○ Система змінює режими обробки залежно від навантаження, вібрацій, зношування інструмента.

**4.** CNC з відкритою архітектурою (Open CNC)

○ Платформи на базі PC + Windows/Linux (наприклад, Siemens SINUMERIK ONE, FANUC Panel i).

- Легко інтегруються у Індустрію 4.0, IoT, цифрові фабрики.

До функцій сучасної системи керування відносяться: високоточна інтерполяція (навіть за 5–9 осей одночасно), автоматичне налаштування інструмента і заготовки (лазерні та оптичні датчики), компенсація похибок кінематики, люфтів, теплових деформацій, системи моніторингу стану верстата (вібрації, температура, навантаження), адаптивне керування процесом різання, інтеграція з CAD/CAM/PDM/MES-системами, віддалений доступ і діагностика.

Приклади провідних систем керування:

• Siemens SINUMERIK 840D sl / ONE – топ для високоточних 5-осьових центрів.

• Fanuc 31i / 30i – найпоширеніші у світі.

• Heidenhain TNC 640 – спеціалізується на фрезерних і вимірювальних операціях.

• Okuma OSP-P300A – має власні алгоритми моніторингу та адаптивного керування.

• Mitsubishi M800/M80 – орієнтовані на швидкісну обробку.

Розвиток систем керування полягає у інтеграції з цифровими двійниками (симуляція обробки у реальному часі.), застосуванні штучного інтелекту і машинного навчання (прогнозування зношування інструмента),

хмарних сервісах (віддалений моніторинг та оптимізація виробництва), open CNC (відкриті стандарти, можливість встановлювати власне ПЗ).

Таким чином, сучасна система керування верстатом – це не просто контролер рухів, а інтелектуальний комплекс, який інтегрує механіку, електроніку, сенсори, програмне забезпечення та цифрові сервіси. Вона забезпечує мікронну точність, автономність і зв'язок із «розумним виробництвом».

Інтеграція з цифровими двійниками (Digital Twin) у системах керування сучасними металорізальними верстатами – це один із ключових трендів Індустрії 4.0. Вона дозволяє створювати віртуальну копію верстата, його вузлів, процесів і навіть інструментів, яка працює синхронно з реальною машиною.

Цифровий двійник – це віртуальна модель верстата та процесу обробки, яка відображає фізичні характеристики (кінематика, геометрія, жорсткість, інерція); враховує систему керування (CNC) з усіма алгоритмами інтерполяції та компенсацій; синхронізується з реальним верстатом у режимі реального часу.

Інтеграція з ЧПК відбувається так:

1. *CAD/CAM → CNC → Digital Twin*
  - Траєкторія, згенерована у CAM, спочатку перевіряється на цифровому двійнику.
  - Це дозволяє виявити колізії, перевищення швидкостей, помилки у програмі.
2. *Зворотний зв'язок з датчиків*
  - Верстат передає у цифровий двійник дані з сенсорів: навантаження, вібрації, температуру, положення осей.
  - Модель коригується та стає ще більш точною.
3. *Віртуальне налагодження (Virtual Commissioning)*
  - Увесь процес можна протестувати на «цифровому верстаті» без зупинки реального.
4. *Реальна обробка з онлайн-корекцією*
  - Якщо верстат відхиляється від моделі (наприклад, через теплові деформації), система керування отримує дані від цифрового двійника і вносить поправки у реальному часі.

Можливості цифрового двійника у керуванні верстатом:

- Віртуальна симуляція обробки (без ризику пошкодити заготовку чи інструмент).
- Прогнозування зношування інструмента на основі даних датчиків і моделі різання.
- Оптимізація траєкторій – ЧПК може автоматично змінювати подачу, щоб уникати вібрацій чи резонансів.

- Предиктивне обслуговування – цифровий двійник прогнозує поломки шпинделя, напрямних, гвинтових пар.
- Навчання операторів – цифровий двійник ЧПК дозволяє тренувати персонал без роботи на реальному верстаті.

Приклади реалізації:

- Siemens SINUMERIK ONE → має вбудований «digital twin» для симуляції та керування.
- Heidenhain Digital Twin → дозволяє перевіряти програми на РС із реальними функціями ЧПК.
- Fanuc Digital Twin (MT-Linki + RoboGuide) → поєднання моніторингу і віртуальної симуляції.

Перевагами для виробництва є зменшення часу на налагодження (до 70 %), усунення аварій і колізій до запуску програми, підвищення точності завдяки онлайн-компенсації, скорочення витрат на інструмент і ремонт, можливість інтеграції у «розумний завод» (Smart Factory).

Таким чином, інтеграція цифрових двійників у системи керування верстатами – це перехід від «просто автоматизації» до інтелектуального виробництва, де реальна й віртуальна моделі працюють разом. Верстат уже не просто виконує програму, а аналізує, оптимізує і прогнозує.

Металорізальні верстати (токарні, фрезерні, шліфувальні, обробні центри) активно розвиваються завдяки інтеграції штучного інтелекту (ШІ) та машинного навчання (ML). Це змінює як продуктивність, так і якість виробництва.

Основні напрямки використання ШІ та ML у сучасних верстатах:

### **1. Адаптивне керування процесом різання**

- ШІ аналізує дані з датчиків (вібрації, сили різання, температура інструмента, акустичні сигнали).
- Машина автоматично підбирає оптимальні режими обробки (швидкість, подачу, глибину різання).
- Це зменшує знос інструмента, запобігає поломкам і підвищує точність деталей.

### **2. Прогнозування зносу інструмента**

- Використовуються моделі машинного навчання для передбачення, коли інструмент втратить свої ріжучі властивості.
- Це дозволяє проводити превентивну заміну замість аварійної зупинки.
- У практиці застосовують системи Tool Condition Monitoring (TCM).

### **3. Контроль якості в реальному часі**

- Камери та сенсори разом із ML виявляють дефекти поверхні ще під час обробки.

- Алгоритми можуть автоматично коригувати положення інструмента, щоб зменшити похибку.

#### **4. Оптимізація траєкторій та програмування**

- Алгоритми ШІ аналізують траєкторії руху ріжучого інструмента в ЧПУ-програмах і пропонують оптимізовані варіанти.
- Це скорочує час обробки та витрати енергії.
- Уже з'являються системи САМ з **AI-помічниками**, які можуть автоматично генерувати G-код.

#### **5. Розумні цифрові двійники (Digital Twin)**

- Створюється віртуальна копія верстата та процесу обробки.
- На основі ML моделюються різні режими ще до реального запуску.
- Це дозволяє тестувати без ризику пошкодження обладнання чи заготовок.

#### **6. Енергоефективність та зниження витрат**

- ШІ аналізує споживання електроенергії та пропонує режими роботи з мінімальними втратами.
- Деякі системи здатні балансувати навантаження між кількома верстатами на виробничій лінії.

#### **7. Автоматизація та інтеграція з робототехнікою**

- Верстати з ЧПУ інтегруються з роботами-маніпуляторами для завантаження/розвантаження деталей.
- ML допомагає таким роботам «навчатися» оптимальних рухів та адаптуватися під нові завдання.

Прикладами реальних застосувань можуть виступати Siemens SINUMERIK ONE має функції AI-оптимізації обробки, Mazak використовує Smooth AI для адаптивного керування верстатом, DMG Mori впроваджує CELOS+AI для моніторингу інструментів і енергоспоживання.

Сучасні металорізальні верстати дедалі частіше інтегруються з хмарними сервісами, і це відкриває зовсім нові можливості у виробництві. Якщо коротко, то верстат перестає бути «окремим» пристроєм і стає частиною розумної мережі (Smart Factory / Industry 4.0).

Основні напрями використання хмарних сервісів у верстатах:

#### **1. Збір і аналітика виробничих даних**

- Усі дані з датчиків (вібрації, температура, навантаження, знос інструмента) передаються в хмару.
- Там вони обробляються алгоритмами ШІ та машинного навчання.
- Користувач отримує дашборди з інформацією про продуктивність, якість, енергоспоживання.

Наприклад: оператор бачить у смартфоні стан верстата в реальному часі.

## **2. Прогнозне обслуговування (*Predictive Maintenance*)**

- Алгоритми в хмарі аналізують дані й попереджають, коли потрібна заміна інструмента чи вузла.
- Це мінімізує аварійні зупинки.
- Працює за принципом: ремонт за необхідності, а не регулярно.

## **3. Оновлення та оптимізація ПЗ**

- Виробники верстатів випускають оновлення прошивок та ЧПУ-програм через хмару.
- Це як «Windows Update», тільки для верстатів.
- Завдяки цьому обладнання довше залишається актуальним і отримує нові функції без фізичного втручання.

## **4. Цифрові двійники та симуляції**

- Хмарні платформи зберігають віртуальні моделі верстатів.
- Інженери можуть тестувати нові програми або режими різання у віртуальному середовищі, ще до запуску на реальному верстаті.
- Це суттєво знижує ризик браку і пошкодження інструмента.

## **5. Віддалений моніторинг і керування**

- Інженер або оператор може віддалено підключитися до верстата через хмару.
- Це особливо корисно для розподілених виробництв (наприклад, коли заводи в різних містах або країнах).
- Підтримка роботи відбувається 24/7 без потреби постійно бути біля обладнання.

## **6. Інтеграція з ERP / MES-системами**

- Верстат у хмарі може бути пов'язаний із системами управління підприємством.
- Наприклад: ERP планує замовлення → MES формує виробниче завдання → верстат отримує його напряму з хмари.
- Це автоматизує весь ланцюг: від замовлення клієнта до виготовлення деталі.

## **7. Спільне навчання та оптимізація**

- Дані з різних верстатів (навіть з різних підприємств) можуть аналізуватись централізовано.
- Алгоритми вчаться на великій кількості кейсів і пропонують найкращі режими різання для конкретних матеріалів.
- Це особливо цінно для складних сплавів та високоточної обробки.

Прикладами можуть стати Siemens MindSphere – хмарна платформа для підключення верстатів і аналітики, Fanuc FIELD System – хмарна екосистема для прогнозного обслуговування, DMG Mori CELOS + Cloud – інтеграція ЧПУ з цифровим двійником і аналітикою.

Open CNC (відкрите ЧПУ) – це нова концепція побудови систем числового програмного керування (ЧПК/ЧПУ), яка активно розвивається у сучасних металорізальних верстатах. Вона відрізняється від класичних «закритих» систем тим, що надає користувачеві й виробнику значно більше гнучкості, можливостей інтеграції та налаштування.

Open CNC – це відкрита архітектура системи ЧПУ, де програмне забезпечення і частково апаратне забезпечення побудовані на відкритих стандартах. Замість пропрієтарних платформ (Fanuc, Siemens, Heidenhain) використовуються універсальні операційні системи (Linux, Windows) і промислові ПК. Підтримується інтеграція сторонніх алгоритмів, модулів штучного інтелекту, хмарних сервісів та сенсорних систем.

Основні переваги Open CNC:

1. *Гнучкість програмування*
  - Підтримка не лише G-кодів, а й високорівневих мов (C++, Python, MATLAB).
  - Можливість інтегрувати ML/AI-модулі для адаптивного керування різанням.
2. *Відкритість для інновацій*
  - Розробники можуть створювати власні надбудови: наприклад, модулі оптимізації траєкторій, системи розпізнавання дефектів.
  - Інтеграція з роботами, датчиками, системами візуалізації.
3. *Інтероперабельність*
  - Підтримка стандартів OPC UA, MTConnect для підключення до «розумних фабрик» (Smart Factory, Industry 4.0).
  - Легка інтеграція з ERP/MES та хмарними платформами.
4. *Вартість*
  - На відміну від класичних ЧПУ, відкриті системи можуть будуватись на дешевших апаратних платформах.
  - Вільне ПЗ (наприклад, LinuxCNC) часто безкоштовне або з відкритим кодом.
5. *Модульність*
  - Можна модернізувати лише окремі компоненти (контролер, панель, алгоритм керування), не змінюючи весь ЧПУ.

Використання Open CNC у сучасних верстатах:

- LinuxCNC – найпоширеніша відкрита система ЧПУ (використовується як у навчальних, так і промислових верстатах).
- OSACA (Open System Architecture for Controls within Automation systems) – європейська концепція відкритих ЧПУ.
- OSP-P300 (Okuma) – частково відкрита архітектура з можливістю інтеграції користувацьких програм.

- Siemens SINUMERIK ONE – підтримка Digital Twin і відкритих протоколів обміну даними.

Виклики та недоліки:

- Безпека – відкрита система більш вразлива до кіберзагроз.
- Сумісність – не всі виробники інструментів та верстатів підтримують відкриті протоколи.
- Складність налаштування – потребує високої кваліфікації персоналу.

У підсумку: Open CNC – це ключ до «розумних фабрик», адже він дозволяє об'єднати верстати, роботи, сенсори й аналітику в єдину систему. В Україні такі рішення активно тестуються в університетах та на підприємствах, які модернізують обладнання під вимоги Індустрії 4.0.

Отже, закриті ЧПУ – це стабільність, надійність, але жорсткі рамки, а Open CNC – це свобода, дешевизна, інтеграція з AI/ІоТ/хмарою, але потребує більше знань і захисту.

Таблиця 6.3 – Порівняльна таблиця між традиційними (закритими) ЧПУ та Open CNC (відкритими) системами: порівняння закритих та відкритих ЧПУ

<b>Характеристика</b>	<b>Закриті ЧПУ (Fanuc, Siemens, Heidenhain)</b>	<b>Open CNC (LinuxCNC, OSACA, OSP-P300)</b>
<b>Архітектура</b>	Пропріетарна, «чорний ящик»	Відкрита, модульна, на базі ПК
<b>Програмування</b>	Лише G-коди + виробничі діалекти	G-коди + C/C++, Python, MATLAB тощо
<b>Гнучкість</b>	Обмежена, залежить від виробника	Дуже висока, можна додавати власні модулі
<b>Інтеграція</b>	Тільки в межах фірмових стандартів	Підтримка відкритих протоколів (OPC UA, MTConnect)
<b>Оновлення</b>	Лише через виробника, платне	Вільні або дешеві оновлення, open-source
<b>Вартість</b>	Висока (ліцензії, обслуговування)	Нижча, часто на базі безкоштовного ПЗ
<b>Надійність</b>	Дуже висока, перевірені роками	Залежить від конфігурації, може потребувати доопрацювань
<b>Безпека</b>	Закритість мінімізує ризики зламу	Потребує кіберзахисту, вразливіше
<b>Навчання персоналу</b>	Просте, але жорстко регламентоване	Складніше, але дає більше можливостей
<b>Модернізація старих верстатів</b>	Практично неможлива	Легко модернізуються через Open CNC + сенсори

## Розділ 7

### ЕКСПЛУАТАЦІЯ ВЕРСТАТІВ

#### 7.1 Встановлення верстатів на фундаменти і опори

Легкі та середні верстати нормальної точності встановлюють на загальне бетонне полотно цеху товщиною 150-200 мм. Положення верстата ретельно вивіряється рівнями та клинами, після чого основу верстата заливають цементом. Для надійного скріплення з бетонним полотном цеху використовують спеціальні фундаментні болти. Якщо в цеху немає бетонного полотна, верстат можна встановити на окрему бетонну плиту завтовшки до 300 мм.

Точні та важкі верстати, а також верстати, що працюють з великими динамічними навантаженнями, встановлюють на індивідуальні фундаменти. Між фундаментом та полотном цеху є зазор. Після встановлення та вивіряння верстата його станина скріплюється з фундаментом фундаментними болтами.

Індивідуальний фундамент має забезпечити ізоляцію цього верстата від інших верстатів і промислових установок, не допускати передачі вібрації через ґрунт, сприяти підвищенню жорсткості станини і вібростійкості верстата, забезпечити правильне положення верстата під час експлуатації.

Віброізолювальний фундамент 1 прецизійного верстата виконаний з армованого залізобетону, в якому закріплено три швелери 2 (рис. 7.1).

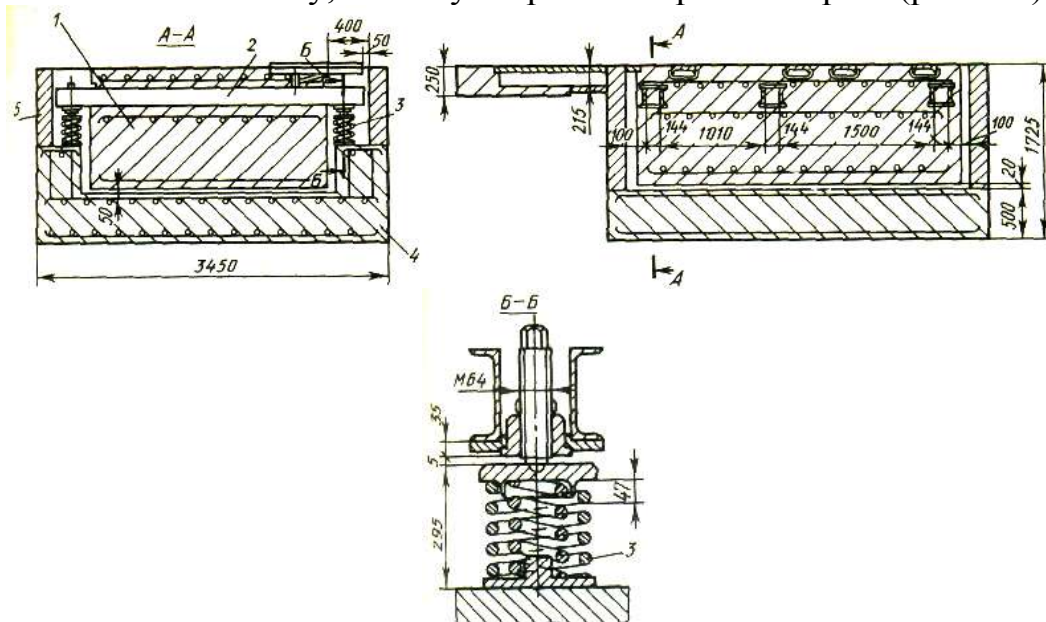


Рисунок 7.1 – Віброізолювальний фундамент для прецизійного верстата

Кінці швелерів спираються на пружинні опори 3, встановлені на залізобетонному блоці 4. У конструкції фундаменту передбачено цегляну

кладку 5. Таким чином, фундамент разом з прикріпленим до нього верстатом перебуває у підвішеному стані, завдяки чому здійснюється захист верстата від впливів зовнішніх вібрацій, що мають частоту більше 4 Гц.

У звичайних випадках індивідуальний фундамент спирається на шар буту або піску, що також сприяє віброізоляції верстата.

Висота фундаменту, що спирається на ґрунт, у першому наближенні може бути вибрана, виходячи з ваги фундаменту  $G_f$ , який для верстатів з динамічним навантаженням має бути в 2-3 рази більше ваги верстата. Площу основи фундаменту  $F$  вибирають із умови, щоб тиск на ґрунт  $\sigma_z$  (Н/см<sup>2</sup>) і осадження фундаменту  $z$  (см) не перевищували допустимих значень. Навантаження на ґрунт складається з ваги верстата, оброблюваної деталі і самого фундаменту.

Допустимі значення тисків на ґрунт вибирають залежно від типу ґрунту. Всі ґрунти ділять на чотири категорії: слабкі (I), середні (II), міцні (III) та скельні основи (IV).

Осадження ґрунту під дією цього тиску може характеризуватись коефіцієнтом пружного рівномірного стиснення

$$C_z = \frac{\sigma_z}{z}. \quad (7.1)$$

Це поняття аналогічне жорсткості стику.

Значення допустимого тиску на ґрунт та коефіцієнта для різних категорій ґрунтів наведено в табл. 7.1

Таблиця 7.1 – Характеристики міцності та жорсткості ґрунтів

Характеристика	I	II	III	IV
Допустимий тиск на ґрунт, Н/см <sup>2</sup>				
Коефіцієнт $C_z$ , Н/см <sup>3</sup>	до 15	15-35	35-60	понад 60
	до 30	30-60	60-100	понад 100

У разі скріплення станини з фундаментом потрібно побоюватися теплових деформацій станини, які можуть виникнути у разі коливання температури навколишнього середовища. Причини цих деформацій полягають у тому, що коефіцієнти лінійного розширення матеріалів фундаменту (бетону) та станини (чавуну) різні. За змінення температури їх довжина стає неоднаковою, і станина згинається, що впливає на точність обробки.

Розрахункову схему визначення теплових деформацій станини  $\delta = O_1 C$  наведено на рис. 7.2.



частот, навпаки, відбудеться посилення вібрацій через явища резонансу. Це визначає вибір жорсткості віброізолювальних опор. Застосовують конструкції з різними пружними елементами: металевою сіткою, гумою, пружинами. Частота власних коливань прецизійних верстатів, встановлених на віброопори, не має перевищувати 10–15 Гц, а звичайних – не вище 20 Гц.

Щоб уникнути резонансу під час роботи верстатів з динамічними навантаженнями необхідно підрахувати частоту власних коливань верстата і фундаменту чи верстата на віброопорах. Ця частота має відрізнитись від частот періодичних сил, що діють на верстат. Частота власних коливань фундаменту залежить від жорсткості ґрунту, яка характеризується коефіцієнтом рівномірного стиснення ґрунту. Частота власних коливань станини та фундаменту у вертикальній площині може бути визначена за відомою формулою

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{z}}, \quad (7.4)$$

де  $g$  – прискорення сили тяжіння;

$z$  – усадка ґрунту від власної ваги.

Крім того, необхідно визначити частоту власних коливань станини відносно фундаменту, розглядаючи станину як балку на пружній основі. У цьому випадку потрібно врахувати співвідношення жорсткості перерізу станини  $E_1J_1$  та фундаменту  $E_2J_2$  та застосувати формулу

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{z} \left( \frac{J_1 E_1}{J_2 E_2} + 1 \right)}. \quad (7.5)$$

Якщо верстат встановлений на віброізолювальних опорах, то у формулі (7.5)  $z$  буде усадкою опор від ваги верстата.

Бажано, щоб частота власних і вимушених коливань відрізнялися більш ніж 2,5 рази.

## 7.2 Перевірка та випробування верстатів

Придатність металорізального верстата до виконання заданих технологічних операцій визначається насамперед справним станом всіх його механізмів. Приймання або перевірку технічного стану металорізальних верстатів починають із зовнішнього огляду верстата, перевірки його паспортних даних, правильності функціонування його основних механізмів на холостому ходу, а потім під навантаженням. Для оцінення роботоздатності верстата за основними технічними показниками і, насамперед, за точністю, необхідно провести ряд спеціальних випробувань. Призначення цих випробувань впливає із загальної схеми втрати верстатом роботоздатності, звідки видно необхідність забезпечити високі початкові параметри верстата і зберігати їх у процесі експлуатації.

Для дослідних зразків верстатів проводять дослідницькі випробування, а для верстатів, що перебувають в експлуатації – контрольні.

*Випробування верстатів на геометричну та кінематичну точність* містять перевірку точності роботи окремих механізмів та точність виготовлення базових елементів верстата. Сюди відноситься точність обертання (биття) шпинделів, прямолінійність або площинність напрямних або поверхонь столів, точність переміщення супорта або столу, точність ходового гвинта верстата та ін. Крім того, перевіряють правильність взаємного положення та руху елементів верстата: паралельність або перпендикулярність основних напрямних осі шпинделя координатно-розточувального верстата площині його столу. Перевірка точності верстатів проводиться за нормами державних стандартів для відповідних типів верстатів. Допустимі значення відхилень залежать також від класу точності верстата. Під час випробувань верстатів на точність застосовують універсальні та спеціальні вимірювальні прилади й інструменти. Для вимірювання кінематичної точності верстатів застосовують спеціальні прилади (кінематометри), які дозволяють оцінити зміни передатного відношення, що виникають переважно за рахунок похибок зубчастих передач. Перевірка точності кінематичних ланцюгів особливо важлива для зуборізних верстатів.

*Оцінення теплових деформацій верстата.* Для визначення теплових деформацій верстата можна використовувати ті самі прилади, що і для оцінення геометричної точності. Проте специфіка тут у тому, що деформація змінюється у часі. Тому застосовують прилади, що реєструють ці зміни. Крім того, часто необхідно визначити характер температурних полів та їх зміну у часі.

*Випробування верстатів на жорсткість і вібростійкість.* Розроблено норми жорсткості для верстатів різних типів. Стандартами передбачено метод навантаження, величина максимального навантаження та допустимі деформації елементів верстата. Норми регламентують сумарну деформацію (наприклад, шпинделя і супорта) у напрямі, що визначає точність обробки.

Оцінення динамічної жорсткості та вібростійкості верстата дозволяє визначити типові форми коливань, отримати частотні характеристики, встановити межі стійкості роботи верстата під час зняття граничної стружки. Головним напрямом у розвитку методів і засобів для випробування верстатів є їх автоматизація, можливість проведення одночасно багатьох вимірювань з обробкою отриманих даних на ЕОМ.

*Випробування верстатів на технологічну надійність.* Технологічна надійність верстата – це його здатність зберігати якісні показники технологічного процесу (точність обробки і якість поверхні) протягом заданого проміжку часу.

Для цього потрібно проводити випробовування верстатів на технологічну надійність. Ці випробування мають: по-перше, встановити запас за точністю обробки, який має цей верстат і, по-друге, дати прогноз щодо тривалості витрачання верстатом цього запасу точності. Для оцінення стану верстатів, які перебувають в експлуатації, застосовують методи діагностування, що дозволяють виявити механізми, зміна параметрів яких впливає на технічні характеристики верстата. Нині розробляються засоби діагностики, зокрема з безперервним стеженням за станом верстата і в ряді випадків з виправленням параметрів, що змінилися.

### **7.3 Ремонт та обслуговування верстатів**

Для підтримки верстатів у роботоздатному стані та відновлення технічних показників, що втрачаються в процесі експлуатації, застосовується спеціальна система планово-попереджувального ремонту (ППР). Основні положення цієї системи полягають в такому.

1. Ремонт обладнання проводиться через однакові, заздалегідь заплановані проміжки часу (міжремонтні періоди). Ці періодичні ремонти становлять основний обсяг ремонтних робіт із відновлення роботоздатності устаткування.

2. Період часу від початку роботи верстата до його капітального ремонту є ремонтним циклом, оскільки верстат після капітального ремонту має відповідати всім вимогам, що висуваються до нового верстата.

3. Структура ремонтного циклу (число періодичних ремонтів у циклі, їх вид та чергування) обумовлюється і однакова для різних типів верстатів.

4. Тривалість міжремонтного періоду є однією з основних характеристик ремонтного циклу обладнання і встановлюється залежно від типу верстата та умов його роботи.

5. Зміст та трудомісткість робіт у плановому ремонті характеризуються числом слюсарних і верстатних годин. Співвідношення між обсягами ремонтів певного найменування (малий, середній, капітальний) однакове для всіх верстатів.

6. Трудомісткість ремонту визначають за допомогою груп ремонтної складності верстата  $R$  – умовного коефіцієнта, що показує, у скільки разів трудомісткість ремонту цього верстата більша, ніж трудомісткість ремонту верстата-зразка.

7. Зазначені у системі обсяги ремонтних робіт є середніми і допускають відхилення як у бік зменшення, так і у бік збільшення залежно від фактичного стану верстата.

8. Окрім періодичних ремонтів передбачено міжремонтне обслуговування верстатів, під час якого крім профілактичних заходів (змащення, очищення, промивання верстатів) проводять малотрудомісткий ремонт (заміна швидкозмінних деталей, регулювання механізмів,

зачищення вибоїн, усунення дрібних пошкоджень тощо) і ремонт деяких деталей, що швидко зношуються.

9. Системою плануються також огляди та перевірки верстата на точність для виявлення стану обладнання та уточнення обсягу ремонтних робіт. У ряді випадків окремо плануються промивання верстатів.

Система враховує різноманітність обладнання та умов роботи, які є у виробництві. Вона передбачає встановлення різних міжремонтних періодів, допускає відхилення трудомісткості ремонту від середніх значень і, нарешті, здійснює цілий комплекс профілактичних заходів, що не допускають несподіваного виходу обладнання з ладу та виникнення прогресивного зношування. Для ремонтного циклу застосовуються шестиперіодна (I–I–I–I–I–III) і дев'ятиперіодна (I–I–I–I–I–II–I–I–III) структури, де I – малий, II – середній, III – капітальний ремонт. Тривалість міжремонтного періоду залежно від типу та умов роботи коливається в межах 2600–5850 годин, відпрацьованих верстатом.

Під час малого I ремонту проводять заміну або відновлення невеликої кількості зношених деталей, регулювання механізмів, перевірку стану верстата та правильності функціонування системи мастила. В процесі середнього II ремонту здійснюють більший обсяг ремонтних робіт, який містить часткове вивіряння координат верстата та відновлення втраченої точності. Середній ремонт роблять без зняття верстата з фундаменту. У випадку капітального III ремонту виконують повне відновлення втраченої роботоздатності верстата.

Система ремонту містить також комплекс заходів, що регламентують раціональні методи експлуатації верстата. Міжремонтне обслуговування передбачає спостереження за станом обладнання, за правильністю його експлуатації, виконання необхідного регулювання, усунення дрібних дефектів, змащення обладнання. Періодичні ремонти містять такі операції, як промивання обладнання, зміна мастила і продування мастильної системи, перевірка обладнання на точність і жорсткість, що також створює умови для нормальної експлуатації обладнання. Для підтримання високої роботоздатності верстата і забезпечення вимог довговічності пар, що труться, велике значення має система мастила. Найбільш досконалі централізовані системи мастила, коли спеціальна гідросистема, що складається з насоса, фільтрів, дозаторів, реле тиску та інших елементів, надійно забезпечує змащування всіх основних елементів верстата. Однак, оскільки в верстаті є велика кількість пар тертя (зубчасті колеса, підшипники, шарніри механізмів), що працюють в різних силових і кінематичних умовах, вибір сорту мастила відображає середні умови роботи верстатних механізмів. Застосування різних мастил ускладнило б конструкцію та методи експлуатації верстата. Виняток для застосування автономних систем змащування може становити мастило шпindelних опор, оскільки їх роботоздатність багато в чому визначає технічні

характеристики всього верстата. Спеціальні системи змащування можуть також застосовуватися для напрямних ковзання.

Потрібно також мати на увазі, що однією з основних умов раціональної експлуатації верстатів є дотримання умов безпеки під час роботи. Сучасні верстати є потужними, швидкохідними машинами, які нерідко знімають велику кількість стружки в одиницю часу. Можливість травм у випадку потрапляння робітника в зону дії механізмів, у разі поломки частин верстата, що швидко обертаються (шківів, шліфувальних кіл), у випадку ураження гарячою і гострою стружкою, що відлітає, у разі потрапляння під напругу та інших причин зобов'язує застосовувати спеціальні пристрої та механізми, що забезпечують безпечну роботу на верстаті.

Висока ефективність верстата, закладена в процесі його проектування та виготовлення, буде реалізована лише в тому випадку, коли застосовують раціональні методи його експлуатації та ремонту.

## Література

1. Малярчук А. О. Конструювання та розрахунок металорізальних верстатів. Курсове проектування. Частина 1 : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2004. 119 с.
2. Малярчук А. О. Конструювання та розрахунок металорізальних верстатів. Курсове проектування. Частина 2 : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2010. 133 с.
3. Поліщук Л. К. Верстатні комплекси. Проектування роботів та маніпуляторів. Ч. 1. : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2018. 132 с.
4. Обертюх Р. Р., Поліщук Л. К., Слабкий А. В. Деталі машин : лаб. практикум. Вінниця : ВНТУ, 2017. 91 с.
5. Поліщук Л. К., Обертах Р. Р., Слабкий А. В. Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання : лаб. практикум. Вінниця : ВНТУ, 2017. 118 с.
6. Іскович-Лотоцький Р. Д., Поліщук Л. К., Поліщук О. В. Зубо- та різьбооброблювальні металорізальні верстати : навч. посіб. для студ. бакалаврського напрямку 6.090200 «Інженерна механіка», спец. 7.090202 «Технологія машинобудування», 7.090203 «Металорізальні верстати та системи». Вінниця : ВНТУ, 2008. 132 с.
7. Поліщук Л. К. Обладнання та транспорт механообробних цехів : лаб. практикум для студ. спец. 7.090203 «Металорізальні верстати та системи» та 7.090202 «Технологія машинобудування». Ч. 1: Металорізальні верстати. Вінниця : ВДТУ, 2001. 70 с.
8. Поліщук Л. К., Іскович-Лотоцький Р. Д. Обладнання та транспорт механообробних цехів : навч. посіб. для студ. напрямку підгот. 0906 «Інженерна механіка». Ч. 1: Кінематика верстатів. Вінниця : ВНТУ, 2006. 154 с.
9. Поліщук Л. К., Савуляк В. І., Шиліна О. П. Педагогічна практика. Організація та проходження практики здобувачами ступеня доктора філософії за спеціальностями «Матеріалознавство» та «Галузеве машинобудування» : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2021. 42 с.
10. Поліщук Л. К., Слабкий А. В. Підйомно-транспортні машини та механізми : лаб. практикум. Вінниця : ВНТУ, 2018. 74 с.
11. Поліщук Л. К. Прикладна механіка та матеріалознавство : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2011. 209 с.
12. Yu Q, Liang J, Li Q, Li C. Development of Measurement Equipment and Experimental and Numerical Simulation Studies for Warm Forming Limits of High-Strength Steel. *Materials*. 2021; 14(9):2373.
13. Stupnytskyy V., She Xianning. Research and simulation of the machining process of difficult-to-cut materials, *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*, vol. 6, no. 3-4, pp. 41-50, 2020.

14. Stupnytskyy V., She Xianning. Comparative Analysis of Simulation Results of Hard-to-Cut Materials Machining by Coated Cutting Tools, *Journal of Mechanical Engineering - Strojnícky časopis*, vol. 70, no. 2, pp. 153-166, 2020.
15. Elsadek A. A., Gaafer A. M., Mohamed S. S. Optimization of roundness error in hard turning of aisi h13 tool steel, *Journal of the Egyptian society of tribology*, vol. 17, no. 1, pp. 53 - 61, 2020
16. Petrakov Yu. V., Sokhan S. V., Frolov V. K., Korenkov V. M. *Tekhnolohii vyhotovlennia detalei skladnoi formy (Technologies for manufacturing parts of complex shapes)*, Kyiv: National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", 2020.
17. Stupnytskyy V., Dragašius E., Baskutis S., She Xianning. Modeling and simulation of machined surface layer microgeometry parameters, *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*, vol. 8, no. 1, pp. 1-11, 2022.
18. Brown I., Schoop J. The effect of cutting edge geometry, nose radius and feed on surface integrity in finish turning of Ti-6Al4V, *Procedia CIRP*, vol. 87, pp. 142-147, 2020.
19. Stupnytskyy V. et al. Modeling and simulation of machined surface layer microgeometry parameters, *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*, vol.8, no.1, pp. 1-11, 2022.
20. Stupnytskyy V., Novitskyi Ya., Novitskyi Yu., Xianning S. Comprehensive system for simulation of vibration processes during the titanium alloys machining, *Archive of Mechanical Engineering*, vol. 70, no. 1, pp. 85-105, 2023.
21. Manokhin A., Melniychuk Y., Klimenko S. et al. Exerimental estimation of hard turning contact characteristics, *Bulletin of the National technical university Kharkiv Polytechnic Institute, Series Techniques in a machine industry*, pp. 16-21, 2023.
22. Duc P. M., Giang L. H., Dai M. D., Sy D. T. An experimental study on the effect of tool geometry on tool wear and surface roughness in hard turning, *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 12(9), 2020.

*Електронне навчальне видання*

Роман Іванович Сивак

# **РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУЮВАННЯ МЕТАЛООБРОБНОГО ОБЛАДНАННЯ**

Навчальний посібник

Рукопис оформив *Р. Сивак*

Редактор. *Т. Старічек*

Оригінал-макет виготовила *Т. Старічек*

Підписано до видання 22.04.2026 р.

Гарнітура Times New Roman.

Зам. № P2026-043.

Видавець та виготовлювач

Вінницький національний технічний університет,

Редакційно-видавничий відділ.

ВНТУ, ГНК, к. 114.

Хмельницьке шосе, 95,

м. Вінниця, 21021.

press.vntu.edu.ua;

Email: irvc.vntu@gmail.com

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи

серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.