

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»

В.В. Солоха

ТЕКСТИ (конспект) лекцій з дисципліни

“Металообробне обладнання”  
для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” за  
освітньою програмою “Металорізальні верстати та системи” всіх  
форм навчання  
Частина перша

2025

Тексти (конспект) лекцій з дисципліни “Металообробне обладнання” для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” за освітньою програмою “Металорізальні верстати та системи” всіх форм навчання. Частина перша /Укл. В.В. Солоха. - Запоріжжя: НУ “Запорізька політехніка”, 2025. - 130 с.

Укладачі: В.В. Солоха, доцент, к.т.н.

Рецензенти: професор, д.т.н.  
доцент, к.т.н.

Відповідальний  
за випуск: доцент, к.т.н. Фролов М.В.

Затверджено  
на засіданні кафедри  
“Металорізальних верстатів та  
інструментів”

Протокол № \_\_\_\_  
від “\_\_” \_\_\_\_\_ 2025

Рекомендовано до видання НМО  
машинобудівного факультету.  
Протокол № \_\_\_\_  
від “\_” \_\_\_\_\_ 2025.

## ЗМІСТ

	с.
Лекція 1. Вступ. Класифікація верстатів Техніко-економічні показники верстатів.	4
Лекція 2. Методи формоутворення. Рухи в верстатах. Кінематичні в'язі. Кінематична структура верстата. Підсумовуючі механізми. Механізми реверсу	15
Лекція 3. Конструювання верстатів. Етапи розробки конструкторської документації. Визначення основних параметрів верстата.	25
Лекція 4. Конструювання приводу головного руху. Кінематичний розрахунок приводу. Приводи з безступінчастим регулюванням.	32
Лекція 5. Шпindelельні вузли верстатів. Розрахунок шпindelельних вузлів	43
Лекція 6. Опори шпindelельних вузлів	51
Лекція 7. Приводи подач верстатів Тягові пристрої приводів подач	63
Лекція 8. Базові деталі і напрямні. Розрахунок базових деталей	73
Лекція 9. Напрямні верстатів. Розрахунок напрямних ковзання	81
Лекція 10. Технологічна надійність верстатів	91
Лекція 11. Загальна модель параметричної відмови	98
Лекція 12. Динаміка верстатів і процесу різання	104
Лекція 13. Системи керування верстатами	119
Рекомендована література	130

## **ЛЕКЦІЯ 1 ВСТУП. КЛАСИФІКАЦІЯ ВЕРСТАТІВ. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ВЕРСТАТІВ**

Металорізальні верстати – це складні високорозвинені технологічні машини, що включають велику кількість різноманітних механізмів та систем: механічних, електричних, мехатронних, гідравлічних тощо. За своїм призначенням та конструкцією верстати дуже різноманітні. На них можна оброблювати найрізноманітніші деталі: від деталей приладів і годинникових механізмів до деталей прокатних станів, турбін, суден, з габаритними розмірами до декількох метрів.

На верстатах можна обробляти прості циліндричні і плоскі поверхні та поверхні, що описуються складними математичними залежностями або задаються графічно, наприклад лопатки турбін, штампи, прес-форми, кулачки, тощо. В процесі обробки досягається висока точність розмірів і якість обробленої поверхні.

Верстати посідають особливе місце серед інших машин-знарядь оскільки вони призначені для виробництва деталей інших машин. Тому рівень розвитку верстатобудування визначає рівень всього машинобудування.

Основними напрямками розвитку верстатобудування на сучасному етапі є випуск верстатів з ЧПК та багатоцільових верстатів, що забезпечують високу точність обробки, продуктивність, обробку деталей з мінімальною кількістю переустановлювань на інше обладнання з різних боків. Приділяється увага можливості владнання верстата в гнучкі виробництва.

Забезпечення високої продуктивності досягається інтенсифікацією режимів обробки (високі швидкості різання і подачі, значні перетини зрізу стружки) та високою надійністю обладнання. Конструкція усього верстата і його окремих вузлів має відповідати цим вимогам, в той же час повинна забезпечуватися необхідна точність обробки: вимоги високої точності і продуктивності обробка часто входять в протиріччя.

Керування верстатом системою ЧПК дозволяє автоматизувати процес обробки заготовок практично в усіх умовах виробництва: від індивідуального до масового. Обробка на верстатах з ЧПК супроводжується зростанням продуктивності, досягненням стабільної і

високої точності обробки, можливістю профільної обробки складних поверхонь.

Для роботи на високих режимах обробки у верстатах докорінно змінилися приводи головного руху і конструкції шпindelних вузлів, приводи координатних переміщень і тягові пристрої верстатів, опори обертового і прямолінійного руху, компонування елементів несучих систем верстатів.

Сучасні верстати оснащуються цифровими приводами, що забезпечують безступінчасте регулювання параметрів руху в широких межах. Це спрощує конструкцію приводів, дозволяє автоматизувати процес керування режимами обробки, знижує статичні і динамічні навантаження на привід, підвищує к.к.д., сприяє зростанню довговічності. Для забезпечення високих якісних показників шпindelних вузлів, їх встановлюють на підшипники, що забезпечують високу точність обертання, жорсткість та швидкохідність. Високошвидкісні шпindelні вузли можуть установлювати на гібридні підшипники.

Оснащення верстатів системами ЧПК дає можливість об'єднувати їх в високоавтоматизовані виробництва, які можуть складатися з окремих верстатних модулів, системи верстатних модулів, гнучких верстатних систем з автоматичним завантаженням та вивантаженням виробів, можливістю обробляти різноманітні деталі в залежності від потреб ринку.

### 1.1 Класифікація верстатів

Враховуючи велике розмаїття різних видів металообробних верстатів їх **класифікують** за різними ознаками: характером і видом обробки, точністю, універсальністю, ступенем автоматизації.

За технологічними можливостями і видами обробки верстати поділяються на групи: токарні, свердлильні, розточувальні, фрезерні, шліфувальні, зубообробні та інші. Сучасні верстати з ЧПК часто можуть поєднувати різні види обробки, що зумовило появу таких назв як багатоцільові та багатофункціональні верстати.

За точністю обробки верстати поділяють на п'ять класів: нормальної (Н), підвищеної (П/Н), високої (В/Р), особливо високої (А/SP) точності та особливо точні (С/UP) верстати. Через дробову риску записані класи точності верстатів зарубіжних виробників, де верстати нормальної точності не мають позначення.

За універсальністю металорізальні верстати поділяють на універсальні, спеціалізовані і спеціальні. На *універсальних* верстатах виконують різноманітні операції на деталях широкої номенклатури. Такі верстати доцільно використовувати в умовах серійного та індивідуального виробництва та на ремонтних роботах. В деяких групах верстати можуть додатково поділитися на верстати загального призначення, універсальні, а інколи і широко-універсальні.

*Спеціалізовані* верстати призначені для обробки однотипних деталей різних розмірів. Налаштування на обробку інших деталей пов'язано зі значними проблемами, тому вони використовуються в умовах крупносерійного виробництва. Зазвичай такі верстати мають високий ступінь автоматизації. Як приклад таких верстатів можна навести верстати для обробки колінчастих валів.

*Спеціальні* верстати проєктуються для обробки однієї деталі і вони практично не піддаються переналаштуванню. Такі верстати забезпечують високу продуктивність, оскільки проєктуються під конкретну деталь, і використовуються в масовому виробництві зі стабільним характером.

За **ступенем автоматизації** верстати поділяють на верстати з ручним керуванням, верстати-автомати та напівавтомати.

В процесі роботи на верстатах з *ручним керуванням* робітник здійснює керування циклом роботи, контроль, завантаження та вивантаження виробів, заміну інструменту. В цих верстатах забезпечується висока універсальність і гнучкість.

*Автоматом* називають машину, яка в процесі виконання технологічного процесу самостійно виконує всі робочі і допоміжні ходи циклу і потребує лише контролю і налаштування. Конструктивною ознакою автомата є наявність повного комплексу механізмів робочих і холостих ходів, що здійснюють всі рухи робочого циклу та системи керування, яка координує і керує їх роботою. Якщо в комплекті відсутній якийсь механізм і його функції виконуються вручну, то маємо справу з напівавтоматом.

*Напівавтоматом* називають машину, що працює за автоматичним циклом для поновлення якого потрібне втручання оператора. Найчастіше оператор виконує функції завантаження заготовок та вивантаження готових виробів.

Верстати автомати та напівавтомати традиційно використовуються в крупносерійному та масовому виробництвах і

оснащуються системами керування копіювальними, з розподільними валами та цикловими. Хоча за визначенням до цих категорій можуть бути віднесені і верстати з ЧПК.

В масовому виробництві використовують системи машин-автоматів, які називають *автоматичними лініями*. В АЛ обладнання розміщується, зазвичай, в технологічній послідовності і об'єднується спільними системами керування, транспорту, видалення відходів, тощо. Такі лінії працюють за жорстким циклом і призначені для обробки однієї, інколи декількох однотипних деталей.

Для обробки деталей в серійному виробництві використовуються *гнучкі виробничі системи*. Гнучка виробнича система (ГВС) складається з групи робочих позицій, з'єднаних між собою за допомогою автоматизованої системи завантаження і зберігання виробів і інтегрованої системи управління комп'ютером (СІМ).

ГВС є гнучкою в тому сенсі, що вона здатна обробляти безліч різних типів деталей одночасно на робочих позиціях і кількість продукції можна регулювати в залежності від зміни структури попиту.

В залежності від маси верстата, яка безпосередньо пов'язана з розмірами оброблюваної заготовки, верстати поділяють на легкі (до 1 тону), середні (1-10 т), важкі (понад 10 т).

## 1.2. Техніко-економічні показники верстатів

Металорізальні верстати призначені для виконання різноманітних технологічних задач, які характеризуються визначеним набором вимог. Для вибору верстата для виконання тих чи інших задач використовують набір показників серед яких ефективність, продуктивність, гнучкість, надійність, точність.

*Ефективність* характеризується витратами на виробництво потрібної численності деталей на верстаті:

$$E = \frac{N}{\Sigma B},$$

де  $N$  - число деталей, що оброблюються на верстаті протягом року;  
 $\Sigma B$  - сума річних витрат на їх виготовлення.

При проектуванні або виборі обладнання слід прагнути до максимальної ефективності, що матиме місце в умовах перевищення зростання продуктивності над збільшенням витрат.

Для відомого  $T$  – фонду річного часу роботи обладнання та  $\eta$  – коефіцієнта використання річного фонду часу, і визначеного  $T_{шт}$  – штучного часу обробки деталі число деталей, що оброблюються на верстаті протягом року визначиться

$$N = \frac{T \cdot \eta}{T_{шт}},$$

Тоді ефективність визначимо у вигляді

$$E = \frac{T \cdot \eta}{\Sigma B \cdot T_{шт}}.$$

*Продуктивність* визначається кількістю деталей оброблених на верстаті за одиницю часу. Штучна продуктивність визначається

$$Q_{шт} = \frac{T_0}{t_{шт}},$$

тут  $T_0$  – період часу, за який визначається продуктивність;  $t_{шт} = t_o + t_d + t_{об}$  штучний час обробки однієї деталі, який складається з  $t_o$  – основного часу, що витрачається на виконання власне технологічної операції;  $t_d$  – допоміжного часу на виконання операції;  $t_{об}$  – часу на обслуговування верстата.

Продуктивність обробки на універсальних верстатах визначається за представницькою деталлю, що має усереднені розміри і форму для типового набору виробів.

Скорочення основного часу досягається підвищенням швидкостей різання і подачі, що має більше значення для верстатів зі значною часткою основного часу в циклі обробки, ця частка суттєво зростає в разі обробки на верстатах з ЧПК та багатоцільових верстатах. Під час обробки на цих верстатах суттєво скорочується допоміжний час за рахунок високих швидкостей допоміжних рухів, обробки деталей з різних боків без переустановлення на інші верстати, автоматичної заміни інструментів за короткий час, скорочення часу на заміну заготовок за рахунок подачі їх на верстат на піддонах, чи столах-супутниках, тощо.

Підвищення продуктивності досягається одночасною обробкою виробів в декількох позиціях великою кількістю інструментів одночасно, як в багатошпindelних автоматах і напівавтоматах та

агрегатних верстатах, обробкою деталей в основному і протишпindelі інструментом з двох револьверних головок на токарних багатocільових верстатах, поєднання процесу обробки з виконанням допоміжних ходів, тощо.

Інколи для порівняльної оцінки різних за характером процесів і різного обладнання використовують такий показник як *продуктивність різання*, що оцінюється об'ємом матеріалу знятого з заготовки за одиницю часу.

*Гнучкість*. Під гнучкістю верстатного обладнання розуміється здатність до швидкого переналагодження для виготовлення інших, нових деталей, за допустимих витрат. Вона визначає спроможності виробничої системи пристосовуватися до змін ринкової кон'юнктури (регулювання обсягу виробництва, створення нових виробів).

Гнучкість включає в себе такі показники як універсальність і здатність до переналаштування.

Універсальність - здатність обробляти різанням деталі заданої номенклатури  $H$  без модернізації обладнання. Відношення річного випуску  $N$  до номенклатури деталей  $H$  визначає серійність  $S = N / H$ .

Здатність до переналаштування визначається витратами часу і коштів на переналагодження верстатного устаткування для переходу від однієї партії заготовок до іншої. Здатність до переналаштування, будучи мірою гнучкості, залежить від числа  $P$  партій деталей, що оброблюються на обладнанні протягом року (збігається з числом переналагоджень). В такому разі середній розмір партії  $n_{сер} = N / P$ . Для кожного виду верстатного устаткування (рис. 1.1) існує оптимальний розмір партії  $n_{opt}$  оброблюваних деталей. Чим він менше, тим більшу гнучкість повинно мати обладнання.

*Надійність*. Під надійністю верстатного обладнання розуміється властивість виконувати задані функції (обробляти деталі з необхідною точністю і продуктивністю), зберігаючи свої експлуатаційні показники в визначених межах протягом необхідного проміжку часу або напрацювання. Порушення працездатності виробу називається відмовою.

Надійність включає в себе такі поняття як безвідмовність і довговічність. Цей поділ визначається проміжком часу, який розглядається, і врахуванням заходів спрямованих на відновлення працездатності, втраченої протягом експлуатації.

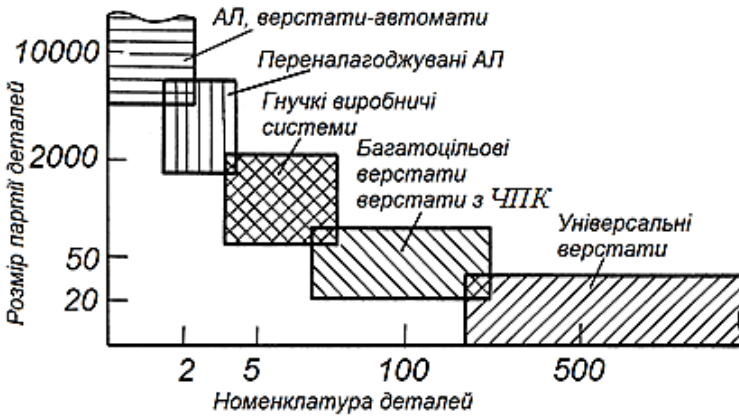


Рисунок 1.1 – Доцільна область застосування верстатного обладнання

**Безвідмовність** – це властивість виробу безперервно зберігати працездатність протягом деякого часу чи напрацювання. Безвідмовність розглядає самостійну роботу виробу без будь-якого втручання в його роботу для підтримання працездатності.

**Довговічність** – це властивість виробу зберігати працездатність до настання граничного стану, тобто протягом всього періоду експлуатації за встановленої системи технічного обслуговування і ремонту. Вона враховує, що тривала робота виробу неможлива без профілактичних та ремонтних заходів, що відновлюють втрачену протягом експлуатації працездатність.

Основні причини, що визначають надійність виробу, пов'язані зазвичай з випадковими явищами, для опису яких застосовується математичний апарат теорії імовірності. Тому і показники, що використовуються для оцінки надійності мають імовірнісну природу.

Основним показником безвідмовності виробу є імовірність його безвідмовної роботи  $P(t)$  – це імовірність того, що в визначений період часу  $t = T$  не виникне відмова виробу. Значення  $P(t)$ , як будь-якої імовірності знаходиться в межах  $0 \leq P(t) \leq 1$ .

Імовірність відмови  $F(t)$  і імовірність безвідмовної роботи  $P(t)$  складають повну групу подій тому

$$P(t) + F(t) = 1$$

Імовірність безвідмовної роботи може визначатися через густину імовірності  $f(t)$ :

$$P(t) = \int_{t=T}^{\infty} f(t)dt.$$

Показники довговічності оцінюють втрату працездатності виробу за весь період експлуатації. Варто розрізняти показники для довговічності елемента виробу та для верстата в цілому. Основним показником довговічності елемента виробу є його термін служби до відмови  $T$ .

Показником, що визначає довговічність верстата, може служити коефіцієнт довговічності

$$K_d = \frac{1}{1 + \sum \frac{\tau_i}{T_i}},$$

де  $\tau_i$  – тривалість ремонту  $i$ -ої деталі чи вузла, включаючи розбирання, складання та вивіряння вузла;  $T_i$  – термін служби до відмови  $i$ -ої деталі чи вузла.

Виходячи з формули для підвищення довговічності верстата слід підвищувати термін служби окремих його елементів та знижувати витрати на їх ремонт.

Відмови верстатів можна поділити на відмови функціонування та параметричні відмови.

Відмови функціонування призводять до того, що верстат не може виконувати свої функції. Це може бути зумовлене поломками або заклинюваннями окремих елементів верстата.

Параметричні відмови ведуть до виходу параметру виробу за припустимі межі. Це може бути порушення точності обробки на верстаті, зниження продуктивності роботи, тощо. Для сучасних верстатів найбільш характерними є саме параметричні відмови.

*Точність.* Точність верстатів визначається показниками геометричної, кінематичної точності та точності позиціонування.

Геометрична і кінематична точність верстата характеризує точність переміщення його вузлів та їх відносне розташування за відсутності силових і теплових впливів. Тому вони пов'язані головним чином з точністю виготовлення та складання верстата. Високі вимоги

до точності сучасних верстатів зумовлюють жорсткі допуски на точність переміщення і положення робочих органів.

Норми геометричної точності металорізальних верстатів регламентовані стандартами. Для кожного типу верстатів передбачені перевірки, які враховують їх специфічні особливості. Перевіряється точність рухів шпинделя, супорта чи стола та інших вузлів, що впливають на похибки оброблюваної деталі. Стандарти передбачають обробку типової деталі з оцінкою точності і якості обробленої поверхні.

Кінематичні похибки характеризують відхилення дійсного передавального відношення кінематичного ланцюга від заданого в будь-який момент часу. Вони пов'язані в першу чергу з похибкою виготовлення гвинтів, зубчастих коліс, черв'ячних передач тощо. Особливе значення кінематична точність має для верстатів, форма оброблених поверхонь деталей на яких залежить від узгодженості відносних рухів інструмента і заготовки: зубообробних, різьбонарізувальних, затилувальних та деяких інших.

*Точність позиціонування* є специфічною для верстатів з ЧПК. Вона визначається відхиленнями фактичного положення робочого органу верстата від запрограмованого в процесі його переміщення за однією чи декількома осями. На точність позиціонування впливають систематичні та випадкові чинники, до того ж останні порівнювані з першими. Тому для оцінки точності позиціонування використовуються статистичні методи з визначенням математичного очікування та дисперсії розсіювання.

*Жорсткість.* Під жорсткістю розуміють здатність системи чинити опір появі пружних переміщень (деформацій) під дією сталого або такого, що повільно змінюється в часі навантаження  $F$ . Вона виражається відношенням приросту сили  $dF$  в напрямку переміщення до приросту переміщення  $d\delta$ :  $C = dF/d\delta$ . Величина обернена жорсткості називається піддатливістю:  $e = d\delta/dF$ .

Піддатливість системи, що складається з  $n$  елементів, які послідовно сприймають навантаження, визначається:

$$e = \sum_{i=1}^n e_i.$$

Жорсткість верстата чинить вирішальний вплив на основні показники роботи верстата – точність і продуктивність, в тому числі на

якість обробленої поверхні, вібростійкість, стійкість інструмента. Збільшення жорсткості системи верстата забезпечує підвищення точності обробки, зростання продуктивності за рахунок можливості застосування інтенсивніших режимів обробки, підвищення динамічної сталості системи, що, в свою чергу, дозволяє поліпшити якість поверхні та інтенсифікувати режими.

Жорсткість верстата визначається власною жорсткістю деталей і контактною жорсткістю. Власні деформації деталей верстатів переважають в умовах значних навантажень в верстатах, що працюють зі значними перетинами зрізів та у важких верстатах в процесі переміщення важких вузлів. В прецизійних верстатах та універсальних верстатах на викінчувальних методах обробки переважають контактні деформації.

### 1.3 Методи утворення поверхонь

Поверхню будь-якої складної форми можна уявити у вигляді поєднання декількох більш простих поверхонь: плоских, лінійчатих, кругових, циліндричних тощо. Будь-яка поверхня може розглядатися як сукупність послідовних положень (слідів) однієї утворювальної лінії – твірної, що рухається по іншій утворювальній лінії – напрямній.

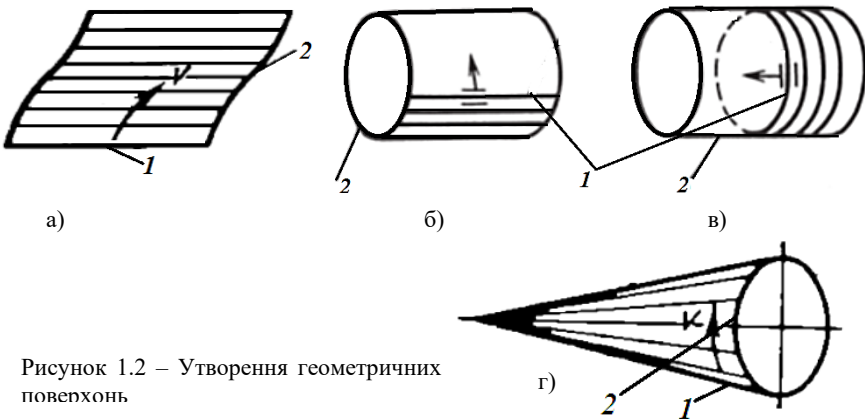


Рисунок 1.2 – Утворення геометричних поверхонь

Лінійчату поверхню (рис. 1.2, а) отримують переміщенням твірної прямої лінії 1 по напрямній лінійчатій лінії 2, для отримання циліндричної поверхні (рис. 1.2, б) напрямною 2 повинне бути коло.

Плaskі, лінійчаті та циліндричні поверхні є оборотними, оскільки для їх утворення функції утворювальних ліній (твірної і напрямної) можуть мінятися. Поверхні конічні, гвинтові, сферичні та деякі інші є необоротними. Так конічну поверхню (рис. 1.2, г) отримують рухом одного кінця твірної по напрямній лінії (колу), коли інший кінець твірної прямої залишається нерухомим.

В процесі роботи на металобробних верстатах твірна і напрямна лінії отримуються узгодженими рухами інструмента і заготовки - формотворними рухами. Формотворних рухів може бути один або декілька.

Розрізняють такі методи утворення утворювальних ліній на верстатах: копіювання, обкату, сліду і дотику.

*Метод копіювання* (рис. 1.3, а) ґрунтується на тому, що різальна кромка інструмента 1 представляє утворювальну лінію – вона є твірною. Для отримання твірної лінії не потрібні формотворні рухи. Напрямна лінія 2 в цьому випадку отримується обертанням заготовки.

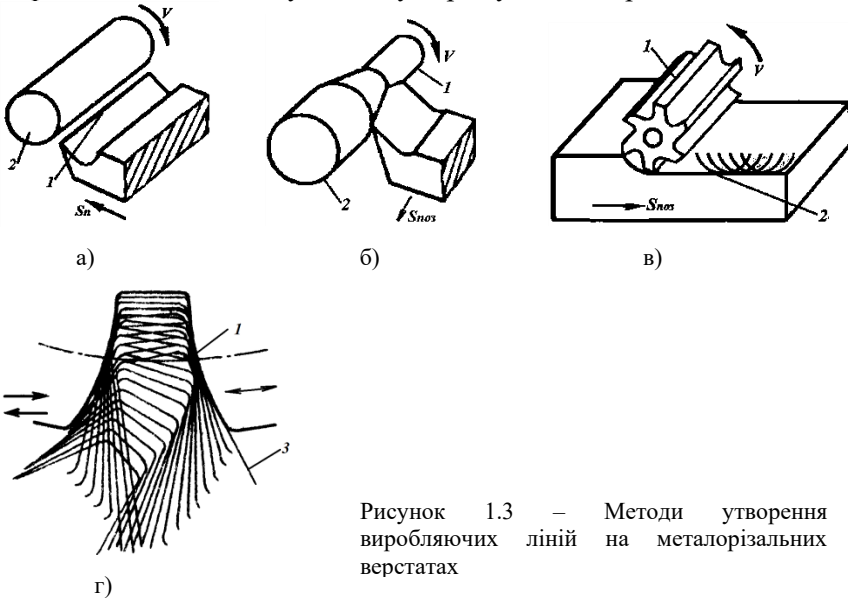


Рисунок 1.3 – Методи утворення виробляючих ліній на металорізальних верстатах

Утворення поверхні *методом сліду* (рис. 1.3, б) ґрунтується на тім, що твірна лінія 1 є траєкторією руху вершини різальної кромки інструмента в процесі відносного руху інструмента і заготовки, а

напрямна 2 утворюється обертанням відповідної точки заготовки. Обидва ці рухи (швидкість різання  $V$  і подача  $S_{noz}$ ) є формотворними.

*Методом дотику* (рис. 1.3, в) отримують напрямну лінію 2, що виникає у вигляді дотичної до допоміжних ліній, які є траєкторією руху вершин різальної кромки 1 інструмента в процесі його обертання. Для отримання прямої потрібні два (інколи більше) формотворні рухи: обертання інструмента з швидкістю  $V$  і подача заготовки  $S_{noz}$ .

*Метод обкату* (рис. 1.3, г) полягає в тому, що твірна лінія 1 виникає у формі обвідної послідовних положень різальних кромки інструмента 3 в процесі відносного руху інструмента і заготовки. Різальна кромка не відповідає твірній лінії і в усіх положеннях інструменту є до неї дотичною. Для одержання твірної лінії необхідно не менше двох рухів. Таким методом утворюються твірні лінії зокрема в процесі нарізування зубчастих вінців методом обкату. Напрямна лінія в цих процесах отримується різними методами, в залежності від виду інструменту, що застосовується: в разі використання довбал, стругальних різців, різцевих головок – методом сліду; черв'ячних фрез, шліфувальних крутків – методом дотику.

## **ЛЕКЦІЯ 2. МЕТОДИ ФОРМОУТВОРЕННЯ. РУХИ В ВЕРСТАТАХ. КІНЕМАТИЧНІ В'ЯЗИ. КІНЕМАТИЧНА СТРУКТУРА ВЕРСТАТА. ПІДСУМОВУЮЧІ МЕХАНІЗМИ. МЕХАНІЗМИ РЕВЕРСУ**

### **2.1 Рухи в верстатах**

Всі рухи в верстатах в залежності від їх цільового призначення поділяють на такі рухи: формоутворення ( $\Phi$ ), встановлювальні ( $B$ ), ділення ( $D$ ), допоміжні ( $Доп$ ) і керування ( $Кер$ ).

*Рухи формоутворення* є основними рухами в верстатах, їх ще називають робочими рухами. До них відносять головний рух, чи швидкість різання, та рух подачі. Вони характеризуються швидкістю.

Головний рух забезпечує видалення стружки з заготовки з визначеною швидкістю – швидкістю різання. Головний рух може бути обертальним або поступальним, його може здійснювати інструмент або заготовка. Так в токарних верстатах головним рухом є обертання заготовки, тоді як в фрезерних – обертання інструмента. В стругальних, довбальних та деяких інших верстатах головний рух поступальний.

Швидкість обертального головного руху визначається

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000}, \text{ м/хв.},$$

де  $d$  – діаметр інструмента чи заготовки, мм;  $n$  – частота обертання, хв<sup>-1</sup>.

В верстатах зі зворотно-поступальним головним рухом швидкість визначається за формулою:

$$V = \frac{2 \cdot l \cdot n_{\text{пх}}}{1000}, \text{ м/хв.},$$

де  $l$  – величина ходу робочого органу, що здійснює головний рух, мм;

$n_{\text{пх}}$  – число подвійних ходів за хвилину.

Рух подачі забезпечує поширення процесу різання на всю поверхню, яку належить обробити. Подача задається переміщенням інструмента відносно заготовки. Рух подачі може здійснювати як інструмент, так і заготовка. Подача може бути поздовжньою, поперечною, круговою, радіальною чи тангенціальною; в свердлильних верстатах – осью.

*Встановлювальні рухи* забезпечують рух інструмента або заготовки в таке положення, в якому стає можливим за допомогою формотворних рухів одержати поверхню необхідного розміру. Встановлювальні рухи можуть виконуватися з різанням і тоді їх називають рухами *врізання* (рис. 2.1, а), або без процесу різання – *налагоджувальні рухи* (рис. 2.1, б).

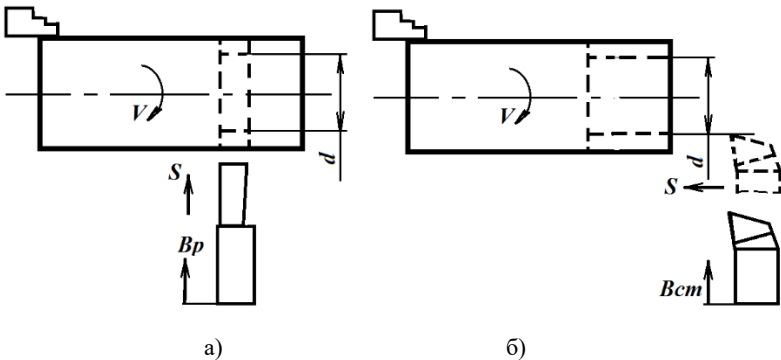


Рисунок 2.1 – Приклади встановлювальних рухів

*Рухи ділення* забезпечують отримання на заготовці однакових утворюваних поверхонь. Рухи ділення в процесі обробки можуть

здійснюватися періодично або безперервно. Періодичні рухи ділення можна спостерігати під час нарізування конічних зубчастих коліс, нарізування циліндричних коліс дисковими модульними фрезами, шліфування зубчастих коліс тарілчастими чи конічними шліфувальними кругами, тощо. Безперервні рухи ділення часто за своєю структурою співпадають з одним з формотворних рухів і виконуються в процесі профілювання, як наприклад, під час нарізування циліндричних зубчастих коліс черв'ячними фрезами чи круглими довбалами.

*Допоміжні рухи* служать для переміщення столів, супортів, траверс, пошуку та заміни інструмента, заміни оброблюваних заготовок, видалення відходів тощо. Ці рухи можуть виконуватися як автоматично, за допомогою спеціальних механізмів, так і вручну.

## 2.2 Кінематичні в'язі

Усі виконавчі рухи в верстатах здійснюються кінематичними групами, які являють собою поєднання джерела руху, виконавчих органів, кінематичних в'язей та органів налаштування, що забезпечують необхідні параметри руху. Назва кінематичної група відповідає назві утворюваного руху, наприклад кінематична група формотворення, врізання, ділення, тощо.

Під виконавчими органами розуміють рухомі кінцеві ланки кінематичних ланцюгів, які беруть безпосередню участь у створенні траєкторії виконавчого руху.

Кінематична в'язь визначає зв'язок рухомих елементів між собою. Кожна кінематична група включає два види кінематичних в'язей: зовнішню і внутрішню.

Внутрішня в'язь кінематичної групи - це сукупність ланок і їх з'єднань, що забезпечують траєкторію руху. При простому русі вона являє собою одну кінематичну пару - обертальну (рис. 2.2, а) або поступальну між виконавчим органом, що бере участь в створюваному русі, та нерухомою виконавчою ланкою і визначає траєкторію руху рухомої ланки. Ця траєкторія залишаються незмінною, і тому в простих рухах не потрібен орган налаштування на цей параметр.

В складних кінематичних групах з двома чи більше виконавчими органами внутрішня кінематична в'язь реалізується кінематичним ланцюгом (рис. 2.2, б), що з'єднує виконавчі органи і забезпечує

функціональну узгодженість їх відносних рухів (ланцюг 3-2-4 між шпинделем і ходовим гвинтом).

Зовнішня кінематична в'язь – це в'язь між джерелом руху (двигуном) та виконавчим органом (шпинделем) (ланцюг 1-2, рис. 2.2, а). Ця в'язь забезпечує кількісні характеристики процесу руху, якими є швидкість, шлях, тощо.

Для зміни та регулювання параметрів руху використовуються пристрої, які називаються органами налаштування. Органи налаштування, що регулюють кількісні параметри процесу руху розміщують в зовнішніх кінематичних в'язях, а органи налаштування, що регулюють якісні параметри – у внутрішніх. Органами налаштування можуть бути коробки швидкостей і подач, змінні шестерні і шківви, регульований привод.

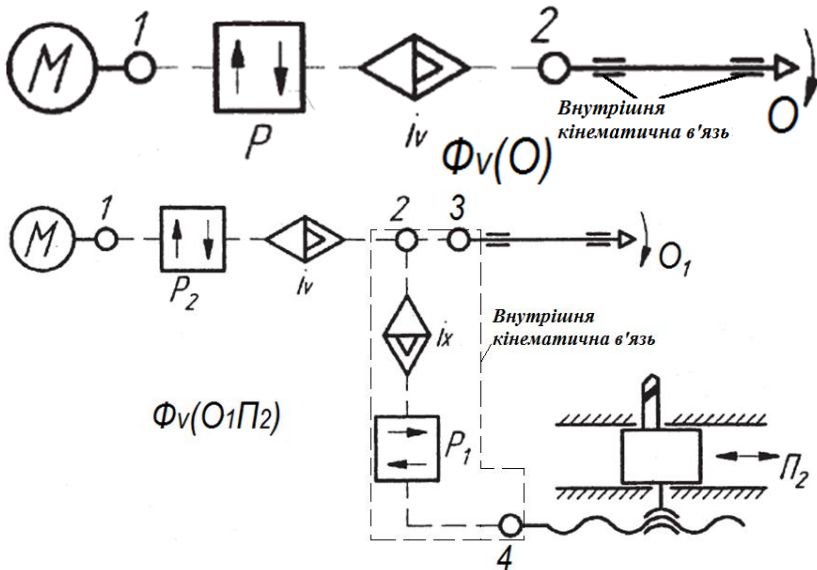


Рисунок 2.2 – Кінематичні групи верстатів

Кількість органів налаштування на траєкторію руху повинна бути не меншою за кількість внутрішніх кінематичних ланцюгів.

### 2.3 Кінематична структура верстата

Кінематична структура верстата складається з кінематичних груп, що забезпечують усі потрібні виконавчі рухи. Кінематична

структура може включати різну кількість кінематичних груп різного характеру. Обов'язковою є наявність в структурі верстата формотворних груп, всі інші групи можуть бути відсутні, якщо створювані ними рухи не потрібні для роботи верстата, або виконуються формотворними групами.

Кінематичний розрахунок ланцюгів верстата полягає у визначенні невідомих параметрів (передавальних відношень) органів налаштування. Для виконання розрахунку за кінематичною схемою верстата намічаються розрахункові кінематичні ланцюги, які можуть відрізнятися від структурних ланцюгів, оскільки вони призначаються штучно для визначення передавальних відношень органів налаштування.

Для розрахункових ланцюгів записують розрахункові переміщення кінцевих ланок ланцюга. Визначення розрахункових переміщень залежить від того, в якій кінематичній в'язі знаходиться орган налаштування: внутрішній чи зовнішній. Якщо орган налаштування знаходиться у внутрішній кінематичній в'язі, то нам невідомі абсолютні величини переміщень кінцевих ланок, але ми можемо визначити їх відносні переміщення, якщо розглядатимемо роботу кінцевих ланок, як роботу якоїсь механічної передачі, рухи якої відтворюють кінцеві ланки ланцюга. Тоді задавши цілком визначений рух одній кінцевій ланці, можна визначити переміщення іншої, якщо скористатися передавальним відношенням передачі, рухи якої відтворюються кінцевими ланками ланцюга.

Так, в токарному верстатів, структурна схема якого наведена на рис. 2.2, б, налаштування на траєкторію руху інструмента виконується органом налаштування  $i_x$ , розміщеним у внутрішній кінематичній в'язі. Розрахунковий кінематичний ланцюг реалізується ланцюгом 3-2-4. Для нарізування різі розрахункові переміщення кінцевих ланок записують виходячи з відповідності рухів інструмента і заготовки рухам гвинтової передачі

$$1 \text{ оберт шпинделя} \longrightarrow P \text{ мм переміщення інструмента,}$$

де  $P$  – крок різі, що нарізується.

Коли орган налаштування знаходиться у зовнішній кінематичній в'язі, то нам відомі абсолютні величини переміщень кінцевих ланок. Для структурної схеми (рис. 2.2, б) зовнішня кінематична в'язь

подається ланцюгом 1-3, який з'єднує електродвигун зі шпинделем, і розрахункові переміщення кінцевих ланок мають вигляд

$$n_{\text{дв}} x_{\text{в}}^{-1} \rightarrow n_{\text{шп}} x_{\text{в}}^{-1}.$$

На підставі записаних розрахункових переміщень кінцевих ланок за наміченим розрахунковим ланцюгом записують рівняння кінематичного балансу.

Для зовнішньої кінематичної в'язі (рис. 3.2, б) рівняння буде записане у вигляді

$$n_{\text{дв}} x_{\text{в}}^{-1} \cdot i_{\text{в}} \cdot i_{\text{в пост}} = n_{\text{шп}} x_{\text{в}}^{-1}$$

тут  $i_{\text{в}}$  – передавальне відношення органу налаштування на швидкість;  $i_{\text{в пост}}$  - передавальне відношення постійних передач в приводі головного руху.

Для приводу подачі (внутрішня кінематична в'язь) рівняння кінематичного балансу напишемо у вигляді:

$$1 \text{ об.шп.} \cdot i_{\text{x}} \cdot i_{\text{S пост}} \cdot H = P \text{ мм}$$

тут  $i_{\text{x}}$  – передавальне відношення органу налаштування на подачу;  $i_{\text{S пост}}$  - передавальне відношення постійних передач в приводі подачі;  $H$  – хід передачі, яка перетворює обертальний рух в поступальний.

З записаних рівнянь кінематичного балансу отримують невідомі значення передавальних відношень. Формула налаштування для приводу головного руху має вигляд

$$i_{\text{в}} = \frac{n_{\text{шп}}}{n_{\text{дв}} \cdot i_{\text{в пост}}},$$

для приводу подачі

$$i_{\text{x}} = \frac{P}{1 \cdot i_{\text{S пост}} \cdot H}.$$

Після чого, в залежності від виду органу налаштування, встановлюється необхідне передавальне відношення.

#### 2.4 Підсумовуючі механізми

Для розширення можливостей кінематичного налаштування в верстатах застосовують підсумовуючі механізми. Широке використання такі механізми отримали в кінематичних структурах, де

один виконавчий орган є спільним для декількох кінематичних груп: це зубообробні, затилувальні, різьбошліфувальні та деякі інші верстати.

Як підсумовуючі механізми можуть використовуватися планетарні, диференціальні, черв'ячні, гвинтові передачі.

*Планетарні передачі* (рис. 2.3, а) використовуються як для зниження частоти обертання веденого валу, тобто як редуктори, так і для підсумовування рухів. Планетарна передача складається з співвісних валів *I* і *III*, на яких розміщені центральні колеса  $Z_1$  і  $Z_4$ , та водила *II* з сателітними колесами  $Z_2$  і  $Z_3$ . Один з елементів передачі буде веденим, наприклад вал *III*, а два інших (вал *I* та водило *II*) ведучими.

Передавальні відношення між елементами передачі знаходять за умови, що один з елементів передачі становиться нерухомим. Так, щоб визначити передавальне відношення між *I* та *III* валами, зупинимо водило. Тоді передавальне відношення визначиться як відношення зубчастих передач, що працюють послідовно

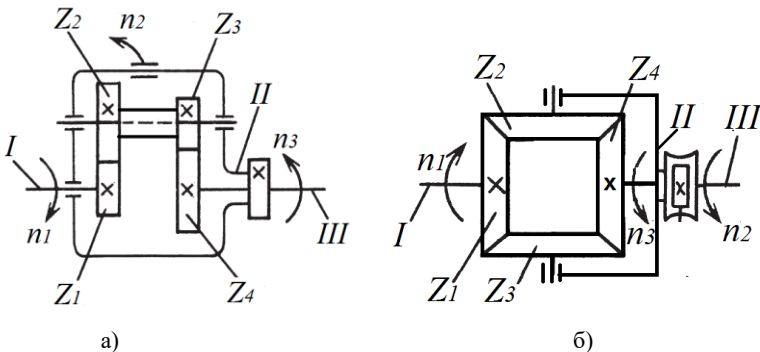


Рисунок 2.3 – Диференціальні передачі: а – з циліндричними колесами; б – з конічними колесами

$$i_{I,III}^B = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4}$$

Для визначення передавального відношення від водила до *III* валу можна скористатися правилом Швампа (формулою Вілліса)

$$i_{B,III}^I = 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4}$$

Конічний диференціал (рис. 2.4, б) складається з конічних зубчастих коліс  $Z_1 - Z_4$  з однаковим числом зубів, ведучого  $I$  і веденого валів  $III$  та водила  $II$ . Під час обертання водила  $II$ , сателітні колеса  $Z_2$  і  $Z_3$  обкочуються по «нерухомому» колесу  $Z_1$  і передають рух колесу  $Z_4$  на веденому валу  $III$ .

Якщо водило  $II$  нерухоме, вал  $I$  є ведучим, а вал  $III$  – веденим, то передавальне відношення визначається через передавальні відношення зубчастих передач

$$i_{I,III} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_2}{Z_4} = -1.$$

Знак “-” означає, що ведучий і ведений вали обертаються в протилежних напрямках.

Для визначення передавального відношення для випадку, коли водило є ведучим, а вал  $III$  веденим, побудуємо план швидкостей (рис.

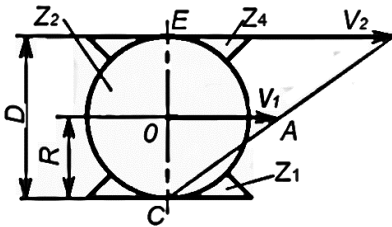


Рисунок 2.5 – План швидкостей конічного диференціала

2.5), беручи точку  $C$  за миттєвий центр кочення сателітного колеса  $Z_2$  по нерухомому колесу  $Z_1$ . На графіку швидкостей  $V_1$  – швидкість точки колеса  $Z_2$ , що знаходиться на відстані радіуса  $R$  від точки  $C$ , яка утворюється обертанням сателітного валу  $II$ ;  $V_2$  – швидкість точки  $E$  колеса  $Z_2$ , що знаходиться на відстані діаметра  $D$  від точки  $C$ , вона

відповідає коловій швидкості колеса  $Z_4$ . Тоді передавальне відношення визначиться

$$i_{B,III} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{D}{R} = 2.$$

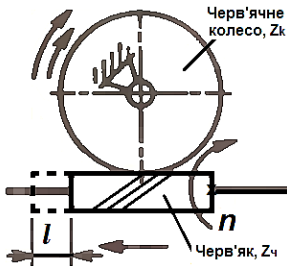
Якщо ведучим буде вал  $III$ , а веденим водило, тоді передавальне відношення визначається

$$i_{III,B} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{R}{D} = \frac{1}{2}.$$

В разі одночасної роботи вала  $I$  (частота  $n_1$ ) і водила (частота  $n_6$ ) на валу  $III$  одержимо обертання з частотою  $n_3$ , що визначиться як сума двох рухів

$$n_3 = n_1 \cdot i_{I,III} + n_2 \cdot i_{B,III}$$

З використанням *черв'ячної передачі* можна одержати декілька варіантів підсумовування рухів. Розглянемо випадок, коли черв'як є ведучою ланкою, а черв'ячне колесо веденою (рис. 2.6). Черв'як з числом заходів  $Z_ч$ , що знаходиться в зачеплення з черв'ячним колесом з числом зубів  $Z_к$ , здійснює обертання і поступальне переміщення. Ці рухи пов'язані такими залежностями



$$n_ч \text{ об. червяка} \rightarrow n_к \frac{Z_ч}{Z_к} \text{ об. колеса};$$

$$l \text{ мм перем. черв.} \rightarrow \frac{l}{\pi m Z_к} \text{ об. колеса.}$$

Внаслідок одночасного виконання рухів черв'яка, черв'ячне колесо одержить суму рухів.

Рисунок 2.6 – Підсумовуючий механізм у вигляді черв'ячної передачі

## 2.5 Пристрої реверсування руху

Пристрої реверсування призначені для зміни напрямку руху в верстаті.

Використовуються електричні, гідравлічні та механічні пристрої реверсу.

Реверсивні пристрої повинні відповідати таким вимогам:

- передавати крутні моменти потрібної величини в кожному напрямку;
- інерційні сили, що виникають під час реверсу не повинні призводити до швидкого зносу деталей;
- втрати енергії на реверсування повинні бути по можливості малими.

В верстатах широко застосовується електричне реверсування за рахунок електродвигунів. В багатьох випадках цей вид реверсу може бути найбільш ефективним і економічним.

Гідравлічний привід дозволяє виконувати реверс з високими швидкостями і частотами, але його доцільно використовувати в гідрофікованих верстатах.

Незважаючи на можливості електричного реверсування в багатьох випадках є доцільним використання механічного реверсу. Для механічного реверсування найчастіше використовують циліндричні і конічні трензелі.

Циліндричні трензелі застосовуються для реверсування паралельних валів. Зміна напрямку руху в них відбувається за рахунок передачі руху через парне чи не парне число пар зачеплення. Перемикання трензеля може здійснюватися за допомогою двосторонніх муфт (рис. 2.7, а) або за допомогою пересувних блоків (рис. 2.7, б) чи зубчастих вінців. Так вмикання муфти або зубчастого вінця вліво забезпечує передачу руху з валу *I* на вал *II* через зубчасті колеса  $Z_1 - Z_2$  і вал *II* обертається назустріч валу *I*. Якщо муфту чи зубчастий блок перемістити вправо то рух на вал *II* передаватиметься через колеса  $Z_3 - Z_0 - Z_4$  і вал *II* обертається в тому самому напрямку, що і вал *I*.

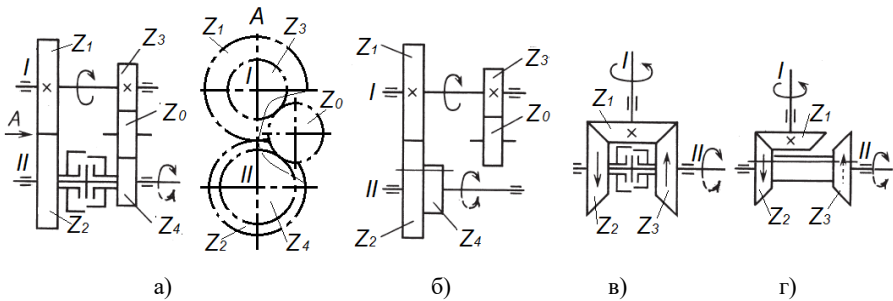


Рисунок 2.7 – Циліндричні і конічні трензелі

Конічні трензелі можуть застосовуватися для реверсування валів довільно розташованих в просторі, в цьому сенсі вони є універсальними. Зміна напрямку руху в конічних трензелях (рис. 2.7, в, г) відбувається за рахунок того, що два конічних зубчасті колеса, що знаходяться в зачепленні з третім, обертаються в різних напрямках. Перемикання конічних трензелів виконується так само як і циліндричних: за допомогою муфт або пересувного блока.

## ЛЕКЦІЯ 3. КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ. ЕТАПИ РОЗРОБКИ КОНСТРУКТОРСЬКОЇ ДОКУМЕНТАЦІЇ. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВЕРСТАТА

### 3.1 Етапи розробки конструкторської документації

Першим етапом є *технічне завдання*. Воно визначає призначення верстата, що проектується і його основні техніко-економічні показники. Технічне завдання виходить з потреб конкретних або потенційних замовників і розробляється замовником.

Техніко-економічні показники, наведені в технічному завданні, характеризують якість розроблюваного верстата. Такими показниками в першу чергу є точність, продуктивність і надійність. Обов'язково зазначають рівень автоматизації верстата, особливості його системи керування.

Неодмінна частина технічного завдання - обґрунтування доцільності проектування: технічне (новизна розв'язуваної задачі, дані про існуючі найбільш досконалі зразки, результати попереднього патентного аналізу, тощо) і економічне (прогнозна ефективність за критерієм зведених витрат і продуктивності, і т. і.).

Технічне завдання націлене на формулювання того, що повинно бути отримано, на результат розробки.

В технічному завданні можуть бути обумовлені обов'язковість всіх або деяких стадій розробки конструкторської документації та її склад, а також терміни різних етапів робіт, в тому числі узгодження етапів розробки між замовником і розробником. Помилки на цій стадії ведуть до викривлення мети і до неефективності подальших робіт.

*Технічна пропозиція* є початковим етапом конструювання, коли ведуть попереднє опрацювання верстата в цілому, в основному на рівні кінематичної структури і компоновання. Систему керування вибирають в найбільш загальному вигляді, оскільки від цього залежить кінематична структура верстата. Виявляють варіанти можливих принципів рішень і проводять їх аналіз. Локальні конструктивні опрацювання вузлів ведуть на рівні, достатньому лише для порівняльної оцінки варіантів. На цьому етапі розраховують і вибирають вихідні технічні характеристики - швидкісні і силові параметри, необхідні для конструювання приводів, а саме: межі

швидкостей головного руху і руху подачі, швидкості допоміжних рухів, потужності двигунів. Отримують орієнтовні габарити верстата. Проводять патентний пошук аналогів верстата в цілому і найважливіших вузлів.

*Ескізний проект.* На цьому етапі ведуть поглиблене попереднє конструктивне опрацювання найбільш важливих і оригінальних вузлів верстата. Тут ще можливі зміни кінематичної схеми верстата, принципів дії вузлів, допустима незавершеність розробки в тому сенсі, що не обов'язкове вичерпне опрацювання всіх деталей. Однак має бути дане загальне уявлення про принцип роботи і будову розроблених нових вузлів, тобто в основному повинна бути зрозуміла їх конструкція.

Попередньо вирішують питання упаковки і транспортування верстата. В разі потреби виготовляють і випробовують макети вузлів або їх частин. Проводять оцінку розроблених конструкцій на технологічність, розрахунки, що підтверджують працездатність верстата і його частин, носять орієнтовний характер.

*Технічний проект* необхідний для всіх нових моделей верстатів. Він містить остаточні технічні рішення всіх оригінальних вузлів і повинен давати повне уявлення про конструкцію верстата. Креслення вузлів на цій стадії виконують в обсязі, достатньому для розробки робочого креслення кожної деталі. На кресленнях вузлів повинні бути зазначені посадки в з'єднаннях деталей, величини ходів рухомих частин, габарити, ланцюжки лінійних розмірів, винесені позиції всіх деталей. Повинні бути сформульовані технічні вимоги на виготовлення і складання вузла. В разі необхідності можуть бути розроблені альтернативні варіанти вузлів для вибору оптимального варіанту. Виконують креслення загального вигляду верстата і необхідні принципи схеми (електричну, гідравлічну, пневматичну), схеми розводки маслопроводу, електричних проводів У технічному проекті завершують розрахунки. Вони повинні бути повними, охоплюючи, зокрема, динаміку і всі перевірочні розрахунки міцності і теплові. Розраховують гідравлічні, пневматичні системи, показники надійності. Уточнюють економічну ефективність верстата. Проводять детальний аналіз конструкції на технологічність в умовах конкретного виробництва. Оцінюють верстат на його відповідність вимогам техніки безпеки, ергономіки та технічної естетики, можливостей

транспортування, а також стандартизації та уніфікації, технічний рівень верстата в цілому.

*Розробка робочої документації*, як завершальний етап проектування, повинна бути достатньою, щоб верстат можна було виготовити, випробувати і експлуатувати. Для цього повинні бути виконані складальні креслення кожного вузла, необхідні для технологів і робітників складальних цехів. На відміну від технічного проекту, де зовнішній вигляд вузла може бути не показаний, тут він обов'язковий так само, як і винесення позицій всіх без винятку деталей, для чого можуть знадобитися додаткові види і перетини. Складальне креслення вузла є контрольним кресленням для перевірки розмірів після деталювання. Робоче креслення кожної оригінальної деталі повинно бути вичерпним і містити всі необхідні розміри, відомості про матеріал і термообробку, технічні вимоги, в тому числі допуски на розміри, форму поверхонь і їх розташування, шорсткість.

### 3.2. Визначення основних параметрів верстата

На початковій стадії проектування верстата відповідно до технічного завдання визначають його основні параметри (габарити робочого простору, параметри технічної характеристики, силові та експлуатаційні показники), вирішують питання вибору раціональної силових схеми, загального компонування, уточнюють особливості кінематичної схеми і способу реалізації виконавчих рухів.

Основні технічні характеристики верстата включають:

- граничні розміри оброблюваних заготовок;
- потужність приводу головного руху  $P$ ;
- граничні значення частот обертання головного приводу  $n_{\max}$  і  $n_{\min}$  - відповідно максимальна і мінімальна частота обертання шпинделя і їх діапазон  $R_n = n_{\max} / n_{\min}$ ;
- граничні значення робочих подач  $S_{\max}$  і  $S_{\min}$  і їх діапазон  $R_S$ ;
- швидкості прискорених переміщень  $V_{\text{пр}}$ .

В основі вибору основних технічних характеристик лежить аналіз технологічних процесів, що реалізуються на верстаті. Для цього розробляються технологічні процеси обробки ряду характерних деталей або типових поверхонь, сукупність яких утворює так звану умовну (представницьку) деталь. В аналізі варіюються: матеріал і розміри заготовок та інструменту, тип інструменту, вид обробки (чорнова, чистова операція), режими різання (швидкість, глибина,

подача) таким чином, щоб виявити: граничні значення частот обертання шпинделя; величини робочих подач; максимальні потужність і силу різання; тягову силу на гвинті.

З метою раціонального використання ресурсу верстата рекомендується обмежувати діапазон оброблюваних діаметрів на токарних верстатах та інструменту на верстатах фрезерної групи. Наприклад, діапазон  $R_d = D_{\max} / D_{\min} = 4$  для токарних верстатів охоплює 85% всіх випадків обробки,  $R_d = 6$  - 92%.

Тому в першому наближенні можна брати такі діапазони зміни діаметрів:

- токарні та токарно-карусельні верстати  $R_d \approx 4$ ;
- широко універсальні токарні верстати  $R_d \approx 8$ .

Для багатоцільових верстатів варто враховувати, що збільшення діаметра інструмента веде до збільшення розмірів інструментального накопичувача за тієї самої ємності та часу заміни інструменту за рахунок зростання динамічних навантажень.

### 3.3 Ряди частот обертання шпинделя і величин подач

В ході обробки на верстаті різних деталей виникає потреба зміни частоти обертання шпинделя і величини подачі, для чого в верстатах передбачають органи регулювання. Регулювання частот обертання і величин подачі може виконуватися плавно, коли є можливість встановити будь-яку частоту чи подачу в визначеному діапазоні регулювання, і ступінчасто, коли можуть бути вибрані лише конкретні значення частот обертання.

Приводи зі ступінчастим регулюванням застосовуються в верстатах загального призначення, зокрема без ЧПК. Вони складаються з коробки швидкостей (коробки подач) та асинхронного нерегульованого електродвигуна, одношвидкісного, інколи двошвидкісного, та, часто, пасової передачі. Такі приводи характеризуються відносно невеликою вартістю, високим ККД і характеристиками жорсткості, можливістю отримання сталої потужності у всьому діапазоні регулювання.

За ступінчастого регулювання шпиндель обертається з частотами, що утворюють геометричний ряд, який має такий вигляд:

$$n_1 = n_{\min};$$

$$n_2 = n_1 \cdot \varphi;$$

$$n_3 = n_2 \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^2;$$

$$\dots\dots$$

$$n_z = n_{z-1} \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^{z-1}$$

де  $\varphi$  - стандартний знаменник геометричного ряду ( $\varphi = 1,06; 1,12; 1,26; 1,41$ , тощо).

В системі координат  $v$  (швидкість різання) і  $d$  (діаметр заготовки) геометричний ряд можна подати у вигляді сукупності прямих  $v_k = \frac{\pi n_k}{1000} d_k$ , що проходять через початок координат (рис. 3.1).

В ході обробки заготовки діаметром  $d_0$  може виникнути втрата економічно вигідної швидкості  $\Delta v$ , яка буде найбільшою, якщо вибрана швидкість  $v \rightarrow v_{k+1}$ , не може бути перевищена, виходячи з умов різання. Тоді

$$\Delta v_{max} = v_{k+1} - v_k.$$

Відповідно, найбільша відносна втрата швидкості та пропорційна їй втрата продуктивності

$$\Delta v_{від} = \Delta Q = \frac{v_{k+1} - v_k}{v_{k+1}} = 1 - \frac{v_k}{v_{k+1}} = 1 - \frac{1}{\varphi} = const$$

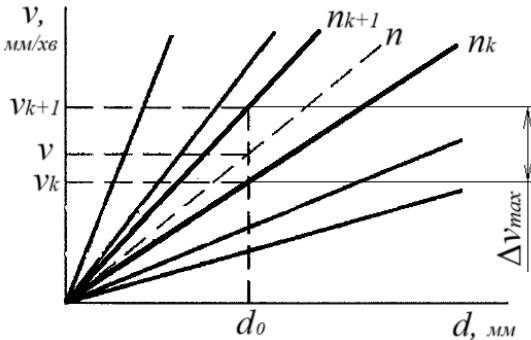


Рисунок 3.1 – Променева діаграма ряду частот обертання шпинделя

Для геометричного ряду частот обертання загальна кількість ступенів коробки - число членів ряду для обраного  $\varphi$  і діапазону регулювання частот може визначитися з такої залежності

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{n_z}{n_1} = \varphi^{z-1} \quad (3.1)$$

звідки

$$Z = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi} + 1; \quad (3.2)$$

$$\varphi = \sqrt[z-1]{R_n} \quad (3.3)$$

В верстатобудуванні усі значення знаменника  $\varphi$ , як і самі ряди частот обертання стандартизовані в межах  $1 < \varphi \leq 2$ . Верхня межа встановлена, виходячи з того, щоб відносна втрата швидкості не перевищувала 50%.

Для вибору стандартних значень знаменників виходять з таких міркувань.

1. Якщо в стандартному ряду є значення  $n_l$ , то необхідно, щоб через  $x$  ступенів було значення  $n_{x+1} = 10n_l$ . Це дозволяє побудувати таблицю стандартних значень частот від 1 до 10 і помножуючи ці значення на 10, 100 тощо отримувати значення для інших діапазонів.

2. Для використання в приводі двошвидкісних електродвигунів, синхронні частоти яких подвоюються, слід дотримуватися принципу подвоєння, тобто значення в ряду повинні подвоюватися.

Стандартні значення знаменників геометричного ряду і максимальна відносна втрата економічно вигідної швидкості подані в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. Стандартні значення знаменників рядів.

Знаменник $\varphi$	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,0
$1 - \frac{1}{\varphi} \cdot 100\%$	5	10	20	30	40	45	50

Як витікає з формул 3.1 – 3.3 з використанням малих значень  $\varphi$  число ступенів коробки зростає і навпаки, використання більших значень знаменника ряду дозволяє спростити коробку швидкостей.

Значення знаменника  $\varphi = 1,12$  доцільно використовувати в разі потреби точного налаштування на потрібний режим – це важкі верстати та верстати з ЧПК; знаменники  $\varphi = 1,26$  та  $1,41$  забезпечують порівняно невелику втрату продуктивності, тому їх доцільно використовувати в приводах універсальних верстатів середніх розмірів (чим вища універсальність тим менше значення  $\varphi$ ). Знаменники  $\varphi = 1,58$  та  $\varphi = 1,78$  доцільно використовувати в спеціалізованих верстатах, коли допоміжний час значний і тому точне встановлення частоти обертання втрачає сенс.

### 3.4 Визначення потужності приводу

До початку розробки кінематичної схеми верстата слід визначити потужність електродвигуна приводу головного руху і діапазон частот обертання шпинделя, оскільки вони впливають на вибір типів передач в кінематичних ланцюгах.

Потужність двигуна в головному приводі верстата витрачається на корисну роботу в процесі різання і на подолання різних опорів:

$$P_{\text{де}} = P_{\text{к}} + P_{\text{т}} = P_{\text{к}} + P_{\text{хх}} + P_{\text{д}}$$

де  $P_{\text{к}}$  - корисна потужність;  $P_{\text{т}}$  - потужність втрат на тертя;  $P_{\text{хх}}$  - потужність холостого ходу, що враховує постійні втрати;  $P_{\text{д}}$  - потужність, що витрачається на додаткові втрати, пов'язані зі збільшенням опорів в опорах і передачах при підвищенні корисної потужності.

Корисна потужність, кВт, на шпинделі

$$P_{\text{к}} = \frac{F_z \cdot V}{60 \cdot 1000}, \text{ кВт}, \quad (3.4)$$

де  $F_z$  - тангенціальна складова сили різання, Н;  $V$  - швидкість різання, м/хв.

Для визначення потужності (в кВт) холостого ходу за наявності в головному приводі коробки швидкостей можна використовувати таку наближену залежність

$$P_{\text{хх}} = \frac{d}{10^6} \left( \sum n + K_1 \frac{d_0}{d} n_0 \right) K_2, \text{ кВт} \quad (3.5)$$

де  $d$  - середній діаметр шийок під підшипники всіх проміжних валів коробки швидкостей, мм;  $d_0$  - діаметр шийок шпинделя, мм;  $\sum n$  - сума частот обертання всіх проміжних валів, хв<sup>-1</sup>;  $n_0$  - частота обертання шпинделя, хв<sup>-1</sup>;  $K_1 = 1,5 \dots 2$  - коефіцієнт, що враховує підвищені втрати в шпиндельному вузлу за рахунок попереднього натягу;  $K_2 = 3 \dots 5$  - коефіцієнт, що залежить від досконалості мастильної системи.

Потужність, що витрачається на додаткові втрати, зазвичай не перевищує 10 ... 15% всієї споживаної в головному приводі потужності двигуна.

Для попередніх розрахунків потужність електродвигуна можна визначати за формулою

$$P_{\text{де}} = P_{\text{к}} / \eta,$$

де  $\eta$  – загальний коефіцієнт корисної дії приводу.

## ЛЕКЦІЯ 4. КОНСТРУЮВАННЯ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ. ПРИВОДИ З БЕЗСТУПІНЧАСТИМ РЕГУЛЮВАННЯМ

### 4.1 Приводи зі ступінчастим регулюванням

Коли привід виконується у вигляді коробки швидкостей з електродвигуном, то можливі два види компоновання: поєднаний і розділений привід. Той чи інший варіант необхідно вибрати після порівняння їх техніко-економічних показників з урахуванням конструктивних особливостей верстата, що проектується.

Приводи головного руху в загальному випадку мають наступну структуру (рис. 4.1): двигун  $M$  приводу головного руху; з'єднання  $Z_1$  двигуна з коробкою швидкостей (з передавальним відношенням  $i_1$ ), яке виконується в залежності від компоновання верстата у вигляді пасової чи зубчастої передачі або сполучної муфти; коробка швидкостей  $KШ$ , в разі використання нерегульованого двигуна призначена для зміни передавального відношення приводу, щоб отримати на шпинделі різні швидкості обертання в межах від  $n_{max}$  до  $n_{min}$ , тобто  $i_2$  налаштовується відповідно до режимів різання; в разі регульованого двигуна коробка швидкостей призначена для розширення діапазону регулювання частот обертання шпинделя; з'єднання  $Z_2$  коробки швидкостей зі шпиндельною бабкою (з передавальним відношенням  $i_3$ ), як і з'єднання  $Z_1$ , виконується у вигляді пасової чи зубчастої передачі або сполучної муфти.

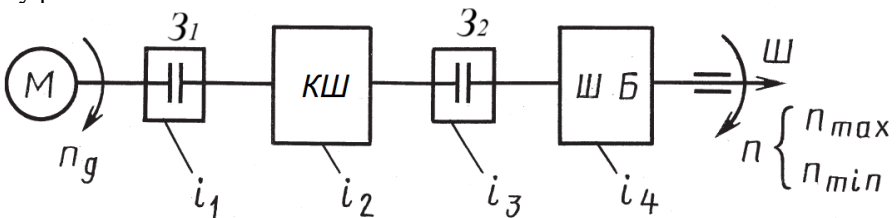


Рисунок 4.1 – Структура приводу головного руху

У разі застосування в верстаті розділеного приводу (рис. 4.2, а) шпиндель розташовується в окремому корпусі - шпиндельній бабці (ШБ). Залежно від вимог з плавності обертання шпинделя, а також

величини переданого моменту з'єднання  $Z_2$  може бути пасовою або зубчатою передачею. Іноді в шпindelній бабці є зубчасті передачі (перебір), що перемикаються, із загальним передавальним відношенням  $i_4$ .

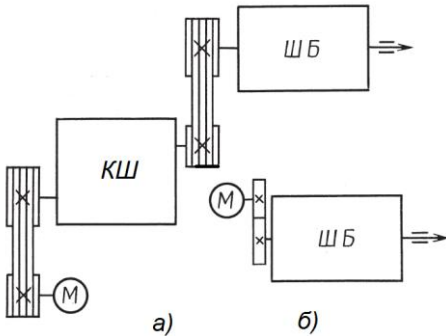


Рисунок 4.2 – Схем приводів головного руху: а – розділений; б – поєднаний

В конструкції з поєднаним приводом (рис. 4.2, б) відсутня окрема коробка швидкостей, а зубчасті передачі, що використовуються для зміни загального передавального відношення, розташовуються в корпусі шпindelної бабки.

Обидва варіанти приводу мають свої переваги і недоліки.

Переваги розділеного приводу:

- вібрації механізмів коробки швидкостей не передаються до шпindelного вузла;

- зменшується нагрівання шпindelного вузла, відповідно зменшуються і його температурні деформації, що веде до підвищення точності обробки;

- можливість уніфікації і нормалізації окремих вузлів приводу із застосуванням їх в різних типах і розмірах верстатів;

- поліпшуються умови складання, ремонту і модернізації.

До недоліків розділеного приводу відносяться:

- більша вартість приводу через виготовлення двох вузлів замість одного;

- збільшення розмірів привідної передачі внаслідок необхідності передачі на шпindel повної потужності на нижніх щаблях швидкості;

- робота пасової передачі з недовантаженням на вищих щаблях швидкості.

Переваги приводу, розташованого в одному корпусі, полягають в компактності всього приводу, меншій його вартості в порівнянні з вартістю розділеного приводу і можливості концентрації органів управління. У порівнянні з розділеним привід спрощується, проте погіршується плавність обертання шпинделя, оскільки застосовується

зубчаста передача  $i_4$  на шпинделі, а пасову передачу застосувати складно.

Недоліками поєднаного приводу є:

- передача вібрацій механізмів коробки швидкостей на шпиндельний вузол;
- передача тепла, що виділяється в механізмах коробки швидкостей, на шпиндельний вузол.

#### 4.2 Структурна формула приводу

Число ступенів частот обертання шпинделя в разі налаштування послідовно увімкненими груповими передачами (в багатовазовій коробці) дорівнює добутку числа передач в кожній групі ( $P_a, P_b, P_c, \dots, P_k$ )

$$Z = P_a \cdot P_b \cdot P_c \dots \cdot P_k$$

Так для схеми, наведеної на рис. 4.3,  $P_a=3$ ,  $P_b=2$  і  $P_c=2$  і відповідно  $Z=3 \cdot 2 \cdot 2=12$

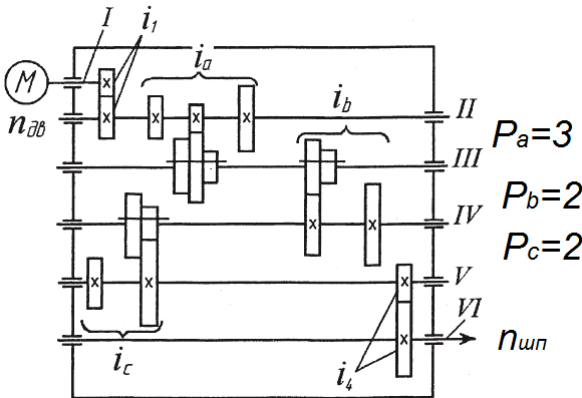


Рисунок 4.3 – Кінематична схема приводу

Для визначеного числа ступенів частот обертання шпинделя  $Z$  кількість груп передач, кількість передач в кожній групі та послідовність розташування передач може бути різною. Цей вибір в основному і визначає кінематику і конструкцію приводу.

Привід включає різні за характером групи. Основна група забезпечує отримання на шпинделі послідовного ряду частот зі

знаменником  $\varphi$ . Характеристика такої групи дорівнює одиниці. Решта груп приводу називаються різними за номером переборними.

Перша переборна група має характеристику, що дорівнює числу передач в основній групі. Характеристика другої переборної групи дорівнює добутку числа передач основної групи та число передач першої переборної групи. Подібним чином визначаються характеристики інших переборних груп. Послідовність розміщення груп передач в приводі може бути довільною, що визначає кінематичний варіант приводу.

З врахуванням характеристик груп передач структурна формула приводу матиме вигляд  $Z=3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ .

#### 4.3 Кінематичний розрахунок приводу

Кінематичний розрахунок полягає у визначенні частот обертання шпинделя і проміжних валів приводу, передавальних відношень передач, числа зубів зубчастих коліс і діаметрів шківів пасових передач. Вихідними даними для кінематичного розрахунку є граничні частоти обертання шпинделя, частота обертання електродвигуна, кількість частот обертання шпинделя. Знаменник геометричного ряду  $\varphi$  визначається за формулою (3.3).

Для виконання кінематичного розрахунку використовують два графіки: структурну сітку та графік частот обертання. Структурна сітка будується за вибраною структурною формулою і на ній відображаються лише групові передачі. Для її побудови вертикально проводяться лінії, кількість яких більша на одиницю від кількості груп передач. Горизонтальні лінії проводяться на однаковій відстані, що дорівнює  $lg \varphi$ , їх кількість дорівнює числу частот обертання шпинделя. Структурна сітка будується віялоподібно, з початком посередині лівої вертикалі. Для структурної формули, наведеної вище, структурна сітка матиме вигляд (рис. 4.4, а).

Конструктивний і кінематичний варіант може суттєво впливати на розміри і масу приводу. Маса елементів приводу буде тим меншою, чим вищими будуть частоти обертання проміжних валів. Для забезпечення таких умов структурна сітка повинна мати віялоподібний вигляд, для чого основна група повинна мати найбільше число передач; кількість передач в групах повинна зменшуватися, а характеристика групи зростати від двигуна до шпинделя; редукція (зниження передавального відношення) передач в групах повинна зростати від

двигуна до шпинделя. Для обмеження габаритів зубчастих передач в приводах головного руху верстатів рекомендується обмежувати передавальні відношення:  $i_{min} \geq 1/4$ ,  $i_{max} \leq 2$ , виходячи з цього діапазон регулювання групових передач повинен знаходитися в межах  $R_k = i_{max}/i_{min} \leq 8$ . Діапазон  $R_k$  може бути визначений за виразом

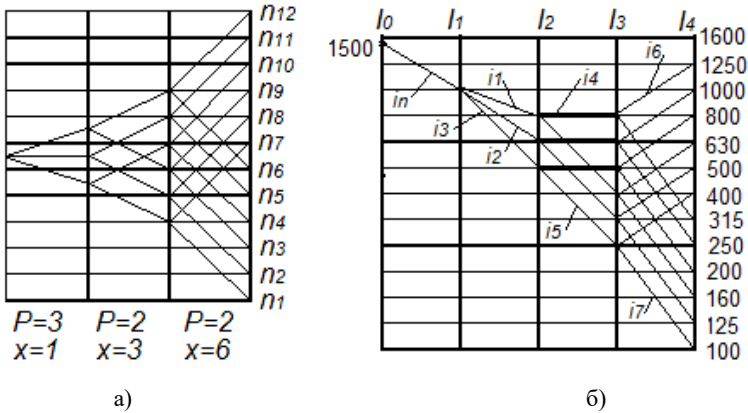


Рисунок 4.4 – Структурна сітка (а) і графік частот обертання (б) привода

$$R_k = \varphi^{(P_k-1) \cdot x_k}, \quad (4.1)$$

тут  $P_k$  і  $x_k$  – кількість передач і характеристика відповідної групи, для якої визначається діапазон.

Графік частот обертання будується за кінематичною схемою та структурною сіткою з урахуванням усіх передач, як групових так і одиничних. На останньому валу привода (шпинделі) проставляються частоти з визначеного діапазону регулювання для заданого значення  $\varphi$ . На першому валу зазначається частота обертання двигуна. Лінії, що з'єднують вали, представляють передачі з відповідними передавальними відношеннями. Графік частот обертання (рис. 4.4, б) будується з дотриманням наведених вище рекомендацій. Графік частот побудований для кінематичної схеми наведеної на рис. 4.3.

Передавальні відношення за графіком частот визначаються за формулою  $i = \varphi^m$ , де  $m$  – число інтервалів логарифма  $\varphi$ , що перетинаються променем передач. Якщо промінь від ведучого до веденого валу піднімається догори, то передача підвищувальна і  $m$  береться зі знаком "+", якщо промінь опускається донизу – передача знижувальна і  $m$  береться зі знаком "-", горизонтальне положення

променю властиве для передач з передавальним відношенням  $i=l$  і  $m=0$ .

За визначеними передавальними відношеннями зубчастих передач визначають число зубів зубчастих коліс. Для прямозубих коліс, що нарізуються без корекції мінімальне число зубів рекомендується брати  $Z_{\min}=18-20$ , для роботи на високих частотах обертання  $Z_{\min}$  доцільно збільшувати.

Для забезпечення однакової міжосьової відстані в зубчастих передачах подвійних чи потрійних блоків суми чисел зубів в кожній передачі, за однакового модуля, повинні бути рівними ( $\Sigma Z = \text{const}$ ). Для підбору чисел зубів можна скористатися методикою, наведеною в літературі [Бочков], або спеціальними таблицями (Прон., Кочерг.).

Після підбору чисел зубів зубчастих передач можна визначити передавальне відношення постійної передачі  $i_n$  (рис. 4.4, б), для чого складається рівняння кінематичного балансу ланцюга для одержання мінімальної частоти обертання шпинделя і визначається невідоме  $i_n$ .

Інколи в верстатах застосовуються приводи зі зміненими структурами, найчастіше в таких структурах зменшена характеристика останньої переборної групи, що веде до перекриття частот в середній частині діапазону регулювання.

В разі розширеного діапазону регулювання приводу, використовуються **складені структури**, які включають декілька кінематичних структур. Найчастіше складені структури включають основну ( $z_0$ ) і одну ( $z_d$ ) або дві ( $z_{1d}$  і  $z_{2d}$ ) додаткові структури.

Застосування складених структур розширює діапазон регулювання приводу, скорочує кінематичні ланцюги передач на високих ступенях частот обертання, що зменшує втрати на тертя та полегшує розгін і гальмування привода, дає можливість застосовувати на високих і низьких обертах шпинделя різні види передач.

Структурну сітку приводу складеної структури будують за загальними правилами, до того ж кожному з структур на сітці зображують окремо (рис. 4.5, а).

Графік частот обертання для структурної формули  $Z=2_4 \cdot 4_1 \cdot (1+1 \cdot 1)$  та кінематичної схеми приводу, наведеної на рис. 4.5, б, показаний на рис. 4.6. Передавальні відношення за графіком складеної структури визначаються так само, як і для простої структури.

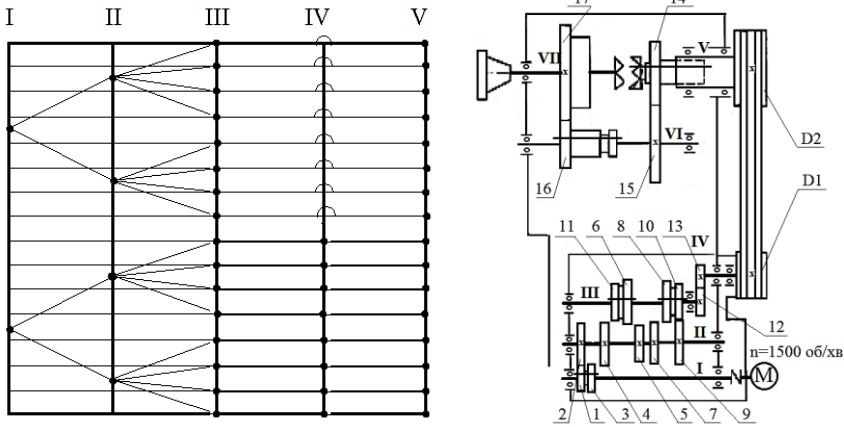


Рисунок 4.5 – Структурна сітка (а) і кінематична схема (б) складеної структури приводу  $Z=2 \cdot 4 \cdot 4_1 \cdot (1+1 \cdot 1)$

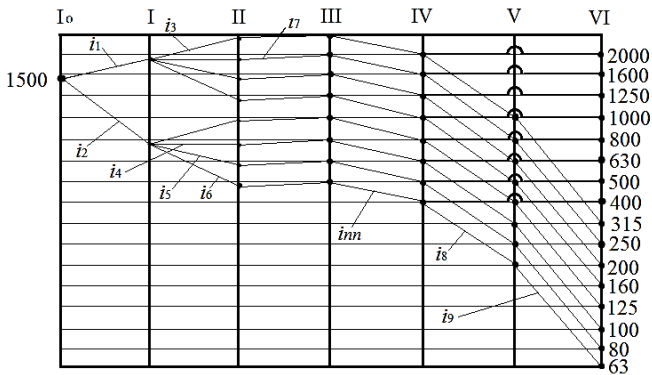


Рисунок 4.6 – Графік частот обертання для складеної структури

Застосування в приводі головного руху верстатів **багатошвидкісних електродвигунів** значно спрощує конструкцію коробок швидкостей і забезпечує можливість перемикання частот обертання на ходу.

В універсальних верстатах середніх розмірів найчастіше застосовують двошвидкісні асинхронні електродвигуни змінного струму. Для збереження на шпинделі геометричного ряду частот обертання в приводі можна застосовувати лише ті електродвигуни, частота обертання яких під час перемикання змінюються вдвічі,

наприклад,  $n_{\text{синхр}}=750/1500, 1500/3000 \text{ хв.}^{-1}$ . До того ж такі двигуни можуть бути використанні лише з коробками, в яких частоти обертання шпинделя утворюють ряд з  $\varphi = \sqrt[2]{2}$ , тобто  $\varphi=1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 2$ .

В разі використання багатошвидкісного електродвигуна, його розглядають як електричну групу з числом передач  $P_e$ , характеристикою  $x_e$  та знаменником ряду  $\varphi_e$ . Тоді характеристика групи  $x_e = \frac{\lg 2}{\lg \varphi}$  і в разі  $\varphi=1,26, x_e = 3$ , якщо  $\varphi=1,41, x_e = 2$ .

Наприклад, для кінематичної структури, що забезпечує 12 ступенів частот обертання зі знаменником  $\varphi=1,26$  з використанням двошвидкісного електродвигуна структурну формулу запишемо  $z = 2_3 \cdot 3_1 \cdot 2_6$ . Структурна сітка і графік частот обертання матимуть вигляд наведений на рис. 4.7.

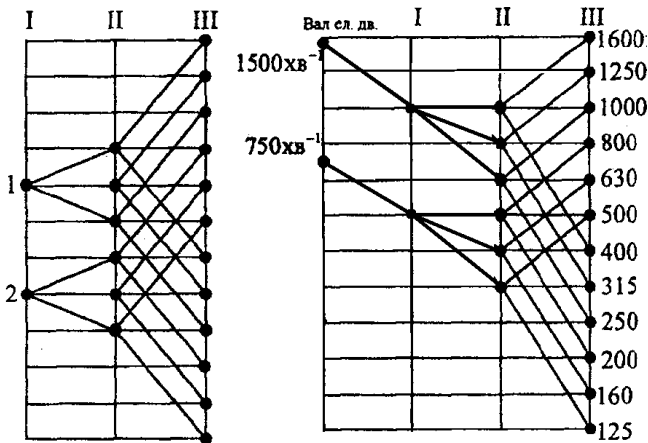


Рисунок 4.7 – Структурна сітка і графік частот обертання для приводу з двошвидкісним електродвигуном

#### 4.5 Приводи з безступінчастим регулюванням

На відміну від ступінчастого, безступінчастий привід дозволяє підвищити продуктивність обробки за рахунок точного налаштування оптимальної за режимами різання швидкості, з'являється можливість плавної зміни її в процесі роботи, спрощується процес перемикання швидкостей.

Для плавного регулювання в більшості випадків застосовуються різні типи регульованих електродвигунів. Зміна частот обертання двигуна відбувається в діапазоні регулювання двигуна.

У приводах головного руху з безступінчастим регулюванням, особливо верстатів з числовим програмним керуванням, застосовують регульовані електродвигуни постійного струму з двозонним регулюванням, синхронні або асинхронні регульовані двигуни. У цьому випадку регулювання частоти обертання двигуна від мінімальної до номінальної відбувається з постійним моментом  $M_{\text{дв}}$ . Потужність двигуна  $P_{\text{дв}}$  збільшується пропорційно частоті його обертання (рис. 4.8), досягаючи номінального значення для  $n_{\text{ном}}$ .

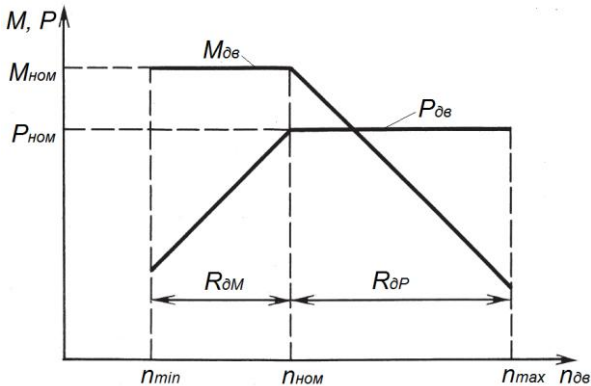


Рисунок 4.8 – Швидкісна характеристика регульованого електродвигуна приводу головного руху

Подальше регулювання до  $n_{\text{max}}$  відбувається з постійною номінальною потужністю  $P_{\text{ном}}$ . Момент  $M_{\text{дв}}$  в цьому режимі зменшується. Таким чином, двигун має зону з постійною потужністю, діапазон регулювання якої:  $R_{\text{дP}} = n_{\text{max}}/n_{\text{ном}}$ .

На частотах обертання двигуна нижче номінальної маємо діапазон регулювання з постійним моментом:  $R_{\text{дM}} = n_{\text{ном}}/n_{\text{min}}$ .

Зазвичай, діапазон регулювання  $R_{\text{дP}}$  двигуна з постійною потужністю істотно менший необхідного на шпинделі діапазону регулювання  $R_p$ , тому для його розширення послідовно з регульованим двигуном включають коробку швидкостей з діапазоном регулювання  $R_k$  і числом ступенів  $Z_k = 2 \dots 4$ .

Незважаючи на можливість плавного регулювання частот обертання на шпинделі, зазвичай для зручності управління,

перемикання частот обертання здійснюється за законом геометричної прогресії з малим знаменником  $\varphi = 1,12$  або  $1,06$ . Недоліки двигуна постійного струму пов'язані з наявністю колекторно-щіткового вузла, що знижує його надійність і обмежує максимальні частоти обертання. Тому останнім часом в верстатах застосовуються синхронні і асинхронні регульовані двигуни, переважно останні, характер зміни моменту і потужності яких такий самий, як у двигунів постійного струму.

Регульовані двигуни і системи їх керування істотно спрощують привід, механічна частина приводу також спрощується.

В разі комбінованого регулювання з використанням регульованого електродвигуна і механічної коробки швидкостей діапазон регулювання на шпинделі в режимі постійної потужності визначається за формулою

$$R_P = R_{\partial P} \cdot R_K, \quad (4.2)$$

де  $R_K = \varphi_K^{Z-1}$  – діапазон регулювання коробки швидкостей.

Для безступінчастого регулювання  $\varphi_K = R_{\partial P}$ , тоді

$$R_P = R_{\partial P} \cdot \varphi_K^{Z-1} = R_{\partial P}^Z,$$

що дає можливість визначити число ступенів коробки швидкостей

$$Z_K = \frac{\lg R_P}{\lg R_{\partial P}}, \quad (4.3)$$

Значення  $Z$  округлюється до цілого числа. Якщо округлювання здійснюється в бік збільшення, то автоматично відбувається перекриття діапазонів частот обертання, якщо в бік зменшення – то в середині діапазону буде спостерігатися розрив регулювання з постійною потужністю.

*Приклад.* Необхідно побудувати привід головного руху токарного верстата з ЧПК з діапазоном регулювання частот обертання шпинделя в режимі постійної потужності від  $n_{max} = 3150 \text{ хв}^{-1}$  до  $n_{min} = 80 \text{ хв}^{-1}$  ( $R_P = 40$ ); регульований асинхронний електродвигун має номінальну частоту обертання  $n_{ном} = 1500 \text{ хв}^{-1}$  і  $n_{max} = 4500 \text{ хв}^{-1}$  ( $R_{\partial P} = 3$ ), регулювання двигуна здійснюється зі знаменником  $\varphi_{\partial} = 1,12$ .

З формули (4.2) діапазон регулювання коробки  $R_K = R_P / R_{\partial P} = 40/3 = 13,3$ .

Знаменник коробки швидкостей  $\varphi_K = \varphi_{\partial} \cdot R_{\partial P} = 1,12 \cdot 3 = 3,36$ .

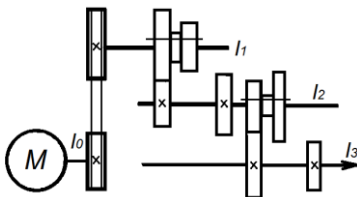
Число ступенів коробки визначимо за формулою (4.3)

$$Z_k = \lg 40 / \lg 3 = 3,36$$

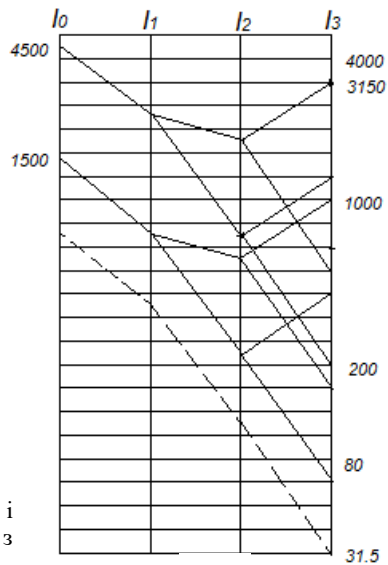
Якщо отримане значення округлити в менший бік, взявши  $Z_k = 3$ , то в середній частині діапазону виникне розрив в регулюванні з постійною потужністю, окрім того діапазон регулювання групової передачі, визначений за формулою (4.6) буде  $R_k = 3,36^{(3-1) \cdot 1} = 11,29$ , що виходить за припустимі межі. Тому доцільно округлити число ступенів швидкості в більший бік,  $Z_k = 4$ . Структурна формула привода можна подати у вигляді двошвидкісної коробки  $Z_k = 2_1 \cdot 2_2$ . З метою запобігання надто великого діапазону регулювання переборної групи уточнимо значення  $\varphi_k$  за формулою (3.3).

$$\varphi_k = \sqrt[4]{13,3} = 2,37$$

Для такого значення  $\varphi_k$  діапазони регулювання групових передач не перевищуватимуть припустимі значення.



а)



б)

Рисунок 4.9 – Кінематична схема а) і графік частот обертання б) приводу з безступінчастим регулюванням

Кінематична схема і графік частот обертання для розрахованого приводу наведені на рис. 4.9. Визначення передавальних відношень і чисел зубів передач нічим не відрізняються від розрахунків ступінчастого приводу.

#### 4.6 Особливості силових розрахунків приводу головного руху

В ході обробки на верстаті деталей різних розмірів величини сила  $F_z$  і швидкість  $V$  в першому наближенні залишаються сталими. Тому бажано, щоб в приводах головного руху забезпечувалася сталість потужності в усьому діапазоні регулювання  $R_n$ . В такому разі крутний момент в приводі  $M_{кр}$ , що визначає розміри усіх елементів приводу буде найбільшим для  $n = n_{min}$ , що веде до збільшення розмірів і маси приводу. Але, як свідчать статистичні дані, в нижній частині діапазону повна потужність не використовується. Тому для верстатів загального призначення доцільно застосовувати приводи з комбінованим регулюванням, коли до деякої умовної розрахункової частоти

$$n_p = n_{min} \sqrt[4]{R_n} \cdots n_{min} \sqrt[3]{R_n}$$

забезпечується регулювання зі сталим моментом, а вище – зі сталою потужністю, подібно до графіків, показаних на рис. 4.8, якщо замість  $n_{ном}$  взяти  $n_p$ .

Розрахунки елементів приводу ведуть відомими методами з курсів «Опір матеріалів» та «Деталі машин». Особливістю розрахунку зубчастих коліс коробок швидкостей верстатів є те, що числа зубців визначаються в кінематичному розрахунку і весь наступний розрахунок зводиться до визначення модуля зубчастих коліс, а не міжосьової відстані.

### ЛЕКЦІЯ 5. ШПИНДЕЛЬНІ ВУЗЛИ ВЕРСТАТІВ. РОЗРАХУНОК ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ

Шпиндельні вузли призначені для здійснення точного обертання інструменту або оброблюваної заготовки. Вони завжди реалізують один з рухів формоутворення і безпосередньо впливають на точність і жорсткість верстата в цілому, внаслідок чого є одним з основних його вузлів. У зв'язку з цим до шпиндельних вузлів висувають вимоги спрямовані на забезпечення таких чинників.

*Точність обертання*, що характеризується радіальним та осьовим биттям переднього кінця шпинделя. Допустимі величини биття шпинделів універсальних верстатів повинні відповідати вимогам стандартів. Биття шпинделів спеціальних верстатів визначається точністю обробки і не повинно перевищувати 1/3 допуску на лімітуючий розмір виробу.

*Жорсткість* визначається деформаціями шпинделя під навантаженням. Визначається жорсткість на передньому кінці шпинделя. Допустима мінімальна жорсткість верстатів нормальної точності повинна складати 200 Н/мкм, для прецизійних – 400 Н/мкм.

*Високі динамічні властивості (вібростійкість)*, які визначаються амплітудою коливань переднього кінця та частотою власних коливань. Зазвичай перша власна частота  $f_0 = 500 \dots 600$  Гц повинна бути вище частоти збурення не менше ніж на 30%.

*Мінімальні температурні деформації і тепловиділення* в шпиндельному вузлу, що впливає як на точність обробки, так і на працездатність опор. Допустимі норми нагріву зовнішнього кільця шпиндельного підшипника наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 - Допустима температура зовнішнього кільця шпиндельного підшипника

Клас точності верстата	Н	П	В	А	С
Допустима температура зовнішнього кільця, °С	70	50...55	40...45	35...40	28...30

*Швидкодія та надійність* затискних пристроїв для закріплення інструмента або виробу в шпинделі верстата.

### 5.1 Матеріали і термообробка шпинделів

Вирішальним фактором, що визначає вибір матеріалу шпинделя, є твердість та зносостійкість робочих шийок та поверхонь базування фланців та стабільність розмірів і форми в процесі його виготовлення.

Для виготовлення шпинделів верстатів нормальної точності використовують сталі 40X, 45, 50 з гартм відповідальних поверхонь до твердості 48...56 HRC з індукційним нагрівом. В разі ускладнення такого нагріву шпинделі виготовляють зі сталей 40ХГР, 50X з об'ємним гартуванням до твердості 56...60 HRC.

Шпинделі верстатів з ЧПК та багатоцільових верстатів, для яких потрібна підвищена зносостійкість поверхонь, що використовуються для центрування і автоматичного закріплення інструментів або оснащення, виготовляють зі сталей 20X, 18ХГТ, 12ХН3А з цементациєю та гартм до твердості 56...60 HRC.

Для шпинделів високоточних верстатів з метою зменшення внутрішніх напружень застосовують азотовані сталі 38ХВФЮА, 38Х2МЮА з гартм 63...68 HRC.

## 5.2 Конструкція шпинделів

Конструкція шпинделя визначається типом і призначенням верстата, вимогами до його точності, способом закріплення в ньому інструмента чи заготовки, розміщенням елементів приводу та типом опор.

Передні кінці шпинделів більшості верстатів стандартизовані. Застосування спеціальних конструкцій і розмірів робочих кінців шпинделів допускається лише для спеціальних та особливо важких верстатів.

Центрування здійснюється за допомогою конусів Морзе і метричних в разі ручної заміни, та 7:24 і 1:10 для автоматичної заміни, в шліфувальних верстатах - 1:5.

Шпинделі малих токарних верстатів виготовляються з різьбовими кінцями по ГОСТ 16868-71. В середніх та важких токарних, токарно-револьверних та деяких інших верстатах шпинделі виконують фланцевими типу А ISO 702/1 (рис. 5.1) (ГОСТ 12595-2003) та під поворотну шайбу ISO 702-3 (ГОСТ 12593-93). Перший тип забезпечує менший виліт переднього кінця шпинделя і його доцільно застосовувати в прецизійних верстатах, другий тип забезпечує

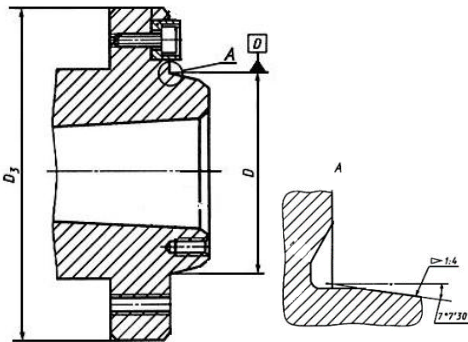


Рисунок 5.1 – Фланцевий кінець шпинделя

простішу заміну оснащення.

Центрування оснащення в обох випадках забезпечується конусом 1:4 ( $7^{\circ}7'30''$ ), передача крутного моменту здійснюється торцевою шпонкою.

Кінці шпинделів всіх типів універсальних свердлильних, розточувальних і

фрезерних верстатів з конічними посадковими поверхнями виконуються за ГОСТ 30064-93. Для свердлильних та розточувальних

верстатів шпинделі виконуються з конусами Морзе та метричними (вик. 1, вик. 2, рис. 5.2), а фрезерні – з конусами 7:24 (вик. 4 рис. 5.2). Для передачі моменту сили в шпинделях з конусом 7:24 використовуються шпонки 1.

Кінці шліфувальних шпинделів з зовнішнім конусом для базування виконуються з конусністю 1:5 у відповідності до ГОСТ 2323-76 (рис. 5.3).

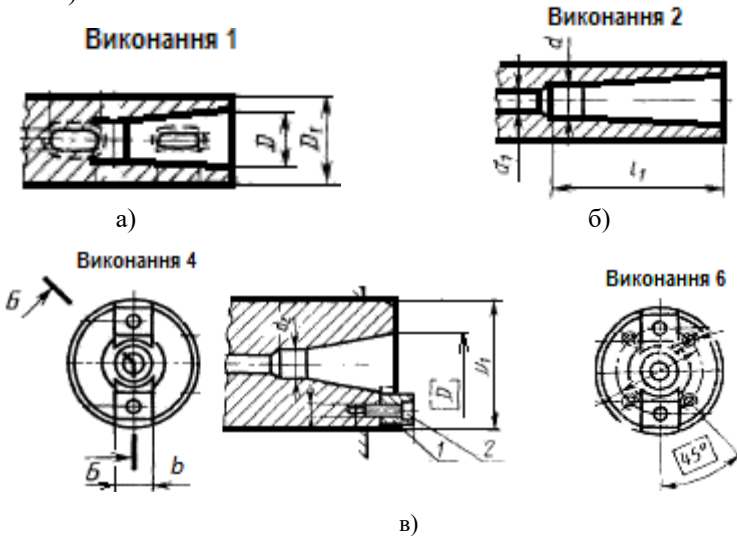


Рисунок 5.2 – Кінці шпинделів за ГОСТ 30064-93

Для швидкісних шпинделів з частотою обертання  $10000 \text{ хв}^{-1}$  і вище використовується схема кріплення інструменту типу HSK. («Hohl Shaft Kegel»), «порожнистий конічний хвостовик».

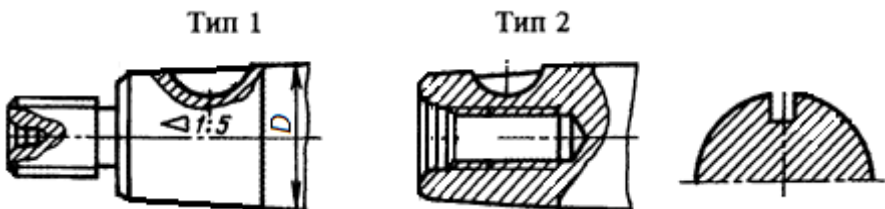


Рисунок 5.3 – Кінці шліфувальних шпинделів

Відмінною особливістю з'єднання типу HSK (DIN 69893, ISO / CD 12164-1) є контакт оправки зі шпинделем верстата за двома поверхнями: торцем і конусом. Конусність хвостовика 1:10, і він істотно коротший (майже в двічі) конуса 7:24. Для передачі навантаження в шпинделі виконуються шпонки: або на кінці конусного отвору (рис. 5.4), або на торці шпинделя. Згідно стандарту інструментальні оправки виготовляють за виконанням А, В, Е, F. В металорізальних верстатах зазвичай використовують виконання А і В. Кінці шпинделів за такими виконанням відрізняються розміщенням шпонки: у виконанні А шпонка розміщується в отворі шпинделя (рис. 5.4), а у виконанні В – на торці шпинделя. Для виконання токарної обробки на багатофункціональних верстатах використовують інструментальні тримачі HSK-T, які відрізняють від тримачів HSK-A більш жорсткими допусками на виконання пазу в тримачі та шпонки в шпинделі, що забезпечує більшу точність при позиціонуванні різальної кромки інструмента.

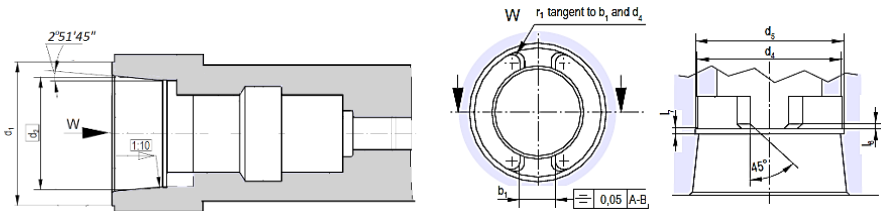


Рисунок 5.4 – Кінці шпинделів високошвидкісних багатоцільових верстатів типу HSK.

В багатоцільових, багатофункціональних верстатах передні кінці шпинделів можуть виконуватися під використання інструментальних тримачів виконання Carpo. Carpo — це двосторонній порожнистий конічний тримач інструменту, доступний у семи моделях: C3, C4, C5, C6, C8, C8x і C100, кожна з яких відповідає різному діаметру.

Тримач інструменту Carpo має структуру трикутної піраміди, як показано на рис. 5.5. Його три опуклі краї рівномірно розподілені по колу, з'єднані між собою дугами. Коефіцієнт конусності тримача 1:20. Після встановлення на шпиндель порожнистий конічний хвостовик автоматично центрується в конічному отворі шпинделя. Тримач інструменту Carpo встановлюється в отвір шпинделя з зазором 0,2 мм

між поверхнею фланця тримача та торцем шпинделя перед затягуванням тяги. Під дією затискної сили порожнистий конічний хвостовик зазнає пружної деформації, забезпечуючи щільний контакт між фланцевою поверхнею тримача та торцем шпинделя, завдяки чому досягається одночасне затискання та позиціонування як конічної поверхні, так і торця.

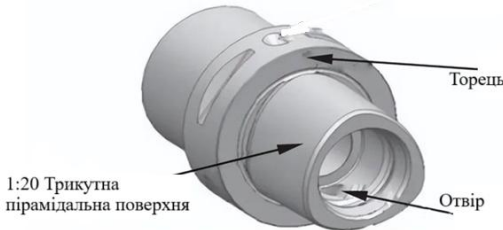


Рисунок 5.5 – Інструментальний тримач Capto

### 5.3 Розрахунок шпиндельних вузлів

Розміри шпинделів визначають із умов необхідної точності обробки, тому основним розрахунком шпинделів є розрахунок на жорсткість. Пружні переміщення в зоні різання визначають пружними деформаціями власне шпинделя та деформаціями його опор (рис. 5.6)

$$\delta = \delta_1 + \delta_2.$$

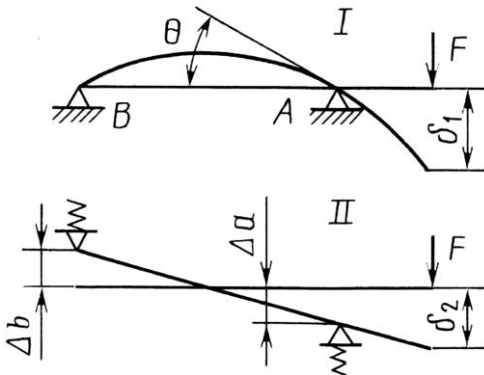


Рисунок 5.6 – Схема зсуву переднього кінця шпинделя





Для розрахунку радіальної жорсткості усі силові фактори, що діють на шпиндель зводять до двох взаємно перпендикулярних площин, наприклад  $Y$  і  $Z$ , що проходять через вісь шпинделя, розраховують радіальні зсуви в кожній площині та потім визначають загальний зсув

$$\delta_{\Sigma} = \sqrt{\delta_y^2 + \delta_z^2}.$$

Зсув переднього кінця шпинделя залежить від його

розмірів, жорсткості опор, характеру навантаження. За наявності в передній опорі декількох рядів тіл кочення, в ній виникає момент защемлення (табл. 5.2), який також впливає на величину зсуву переднього кінця шпинделя.

Таблиця 5.2 – Значення коефіцієнта защемлення

Схема шпиндельного вузла	Тип встановлених підшипників		Коефіцієнт защемлення
	в передній опорі	в задній опорі	
	3182100; 8000	3182100	0,45...0,65
	697000	7200	0,30...0,45
	3182100; 178800	3182100	0,30...0,45
	36100	36100	0,20...0,3

В загальному вигляді розрахункова схема шпинделя може бути подана, як наведено на рис. 5.7.

До переднього кінця прикладене зусилля від сили різання  $F$ , в міжопорній частині прикладена сила  $F_1$  від дії приводу. Привідний елемент може розмішуватися на задньому кінці шпинделя - сила  $F_2$ .

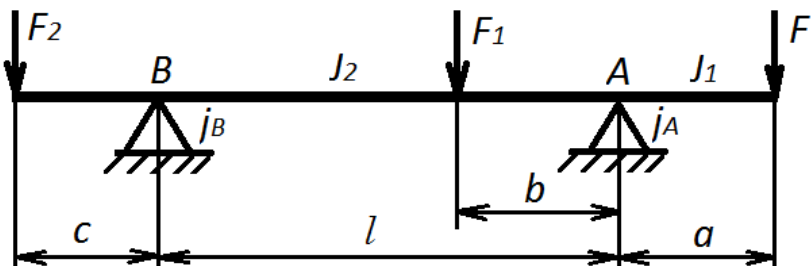


Рисунок 5.7 – Розрахункова схема шпиндельного вузла

Передній кінець шпинделя має момент інерції  $J_1$ , а міжопорна частина -  $J_2$ ; жорсткість передньої опори  $j_A$ , а задньої -  $j_B$ .

В прецизійних верстатах часто використовується конструкція розвантаженого шпинделя, коли на нього діє лише сила різання і вигин визначається за формулою

$$\delta_F = F \left[ \frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{a^2l(1-\varepsilon)}{3EJ_2} + \frac{[l+a(1-\varepsilon)]^2}{j_A l^2} + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{j_B l^2} \right] \quad (5.1)$$

В токарних, фрезерних, багатопільових верстатах привідний елемент може розміщуватися в міжопорній частині шпинделя. В такому випадку шпиндель піддається дії сил різання і зусилля від дії приводу.

Вигин від сили  $F$  визначається за формулою (5.1), а від сили  $F_1$  за такою формулою

$$\delta_{F_1} = F_1(1-\varepsilon) \left[ -\frac{a(b^3+2bl^2-3b^2l)}{3EJ_2l} + \frac{(l+a)}{j_A l^2} - \frac{(l-b)}{j_B l^2} \right] \quad (5.2)$$

Вигин переднього кінця визначиться за виразом

$$\delta = \delta_F \pm \delta_{F_1}$$

Знак “+” береться в разі коли сили  $F$  і  $F_1$  спрямовані в один бік і знак “-” коли в протилежні боки.

Розміщення привідного елемента на задньому кінці шпинделя характерне для шліфувальних, викінчувально-розточувальних, деяких токарно-револьверних верстатів і автоматів. Зсув переднього кінця шпинделя буде визначатися дією навантаження  $F$  і  $F_2$

$$\delta = \delta_F \pm \delta_{F_2}$$

Знак “-” береться коли сили  $F$  і  $F_2$  спрямовані в один бік і знак “+” коли в протилежні боки.

Вигин від дії сили  $F_2$  визначається за формулою

$$\delta_{F_2} = F_2(1-\varepsilon) \left[ -\frac{lac}{6EJ_2} + \frac{(l+a)c}{j_A l^2} + \frac{(l+c)a}{j_B l^2} \right]. \quad (5.3)$$

Аналіз формул 5.1 – 5.3 показує значний вплив на зсув переднього кінця його вильоту  $a$  та міжопорної відстані  $l$ .

Найбільший вплив на жорсткість чинять діаметр шпинделя (приблизно в четвертому ступені) і його виліт (приблизно в третьому ступені). Внаслідок того, що міжопорна відстань  $l$  впливає на деформацію шпинделя і підшипників протилежно (тобто зі збільшенням  $l$  деформація шпинделя зростає, а підшипників зменшується), крива залежності жорсткості від міжопорної відстані має

похилий характер, і значення  $l$  можна вибрати з конструктивних міркувань. Міжопорна відстань  $l$  (рис. 5.6) піддається оптимізації з позиції статичної жорсткості і орієнтовно може вибиратися з співвідношень  $\lambda = l/a \approx 2,5 \dots 3,5$  або  $l = (4 \dots 5) d$ , де  $\lambda$  - відносна міжопорна відстань. В разі зменшення  $l \leq 2,5a$  на точність обертання шпинделя починає впливати радіальне биття задньої опори.

## ЛЕКЦІЯ 6. ОПОРИ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ

Як опори в шпиндельних вузлах металорізальних верстатів застосовують підшипники кочення і підшипника ковзання (гідро- і аеростатичні та гідродинамічні). Найширше використовуються підшипники кочення. Такі підшипники забезпечують високу точність, жорсткість і швидкохідність, надійні в роботі та достатньо прості в обслуговування.

До підшипників кочення, що встановлюються в шпиндельних опорах, висувають високі вимоги по забезпеченню таких показників: точність обертання, жорсткість, швидкохідність, мінімальне тепловиділення.

**Точність підшипників кочення** визначається величиною радіального биття кільця, що обертається. Величина радіального биття переднього кінця шпинделя (рис. 6.1) пов'язана з радіальним биттям підшипників такою залежністю

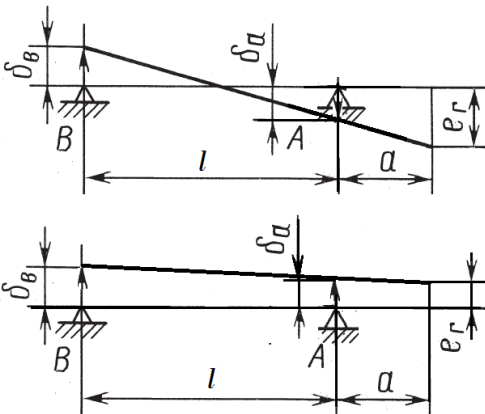


Рисунок 6.1 – Схема впливу радіального биття підшипників на радіальне биття переднього кінця шпинделя

$$e_r = \delta_A \left(1 + \frac{a}{l}\right) \pm \delta_B \frac{a}{l}.$$

Знак “+” в формулі береться в разі різноспрямованих величин радіального биття підшипників передньої та задньої опор шпинделя, знак “-” – в разі спрямування биття опор в одному напрямку. Виходячи з цього доцільно рекомендувати з метою зменшення радіального биття переднього кінця шпинделя в процесі складання

шпиндельного вузла підшипники в опорах шпинделя встановлювати так, щоб їх биття було спрямовано в один бік.

Підшипники кочення шпиндельних вузлів за точністю вибирають виходячи саме з величини радіального биття. Рекомендовані класи точності підшипників кочення для визначених класів точності верстатів наведені в таблиці 6.1.

**Жорсткість підшипників кочення** визначається пружними зближеннями тіл кочення з кільцями та контактними деформаціями кілець в сполученнях з корпусом і шпинделем. Жорсткість залежить головним чином від типу підшипника і його діаметра.

Для підвищення жорсткості підшипників застосовують попередній натяг, тобто підшипник попередньо навантажується.

Таблиця 6.1 – Рекомендовані класи точності підшипників шпиндельних опор.

Клас точності верстата	Клас точності радіальних підшипників		Клас точності упорних підшипників
	Передня опора	Задня опора	
<b>H</b>	5	5	5
<b>П</b>	4	5	5
<b>B</b>	2	4	4
<b>A</b>	2	2	4
<b>C</b>	2	2	2

**Швидкохідність підшипників** кочення характеризується граничною частотою обертання, наведеною в каталогах підшипників та параметром швидкохідності  $d_m n_{max}$ , де  $d_m$  – середній діаметр підшипника або діаметр кола, на якому розташовані осі тіл кочення,  $d_m = 0,5(D + d)$ ;  $D$  і  $d$  – зовнішній і внутрішній діаметри підшипника відповідно.

Інколи для можливості порівняння підшипників кочення і підшипників ковзання використовують параметр  $dn_{max}$ .

**Втрати на тертя в підшипнику** кочення оцінюють моментом тертя в підшипнику.

Повний момент тертя визначається:

$$M = M_0 + M_I \quad (6.1)$$

Момент тертя ненавантаженого підшипника  $M_0$  складається з тертя в мастилі, тертя тіл кочення в сепараторах та сепаратора з кільцями

$$M_0 = 10^{-7} f_0 \cdot (v \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3, \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (6.2)$$

де  $v$  – кінематична в'язкість мастила, що використовується, для пластичного мастила в'язкість базового масла,  $\text{мм}^2/\text{с}$ ;

$n$  – частота обертання підшипника,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$d_m$  – середній діаметр підшипника,  $\text{мм}$ ;

$f_0$  – коефіцієнт, що залежить від способу мащення та конструкції підшипника. Його значення тим більше, чим більше число тіл кочення і чим більший поперечний перетин підшипника.

Формула характеризує момент тертя ненавантаженого підшипника за умови оптимальної кількості мастила в підшипнику.

Втрати на тертя  $M_1$  зумовлені прикладенням навантаження на підшипник:

$$M_1 = \mu_1 f_1 P \cdot \frac{d_m}{2}, \quad (6.3)$$

де  $\mu_1$  – коефіцієнт, що залежить від величини навантаження та типу підшипника;

$f_1$  – коефіцієнт, що залежить від напрямку зовнішнього навантаження;

$P$  – еквівалентне динамічне навантаження на підшипник.

Для кулькових підшипників коефіцієнт  $\mu_1$  пропорційний відношенню  $(P/C_0)^s$ ; де  $C_0$  – статична вантажопідйомність підшипника.

Дана залежність відображає зміну умов контакту під дією зовнішнього навантаження. У підшипників для яких тертя вертіння порівняно невелике,  $s = 1/2$ ; для підшипників у яких тертя вертіння значне (наприклад, радіально-упорні підшипники з кутом контакту  $40^\circ$ ) величина  $s = 1/3$ . Для роликотпідшипників  $\mu_1$  – постійна величина. В розрахунках за формулою (6.3) передбачається, що на поверхнях контакту в підшипнику виникає сталий шар мастила.

Тепло, що виділяється в підшипнику, відводиться до корпусу та шпинделя, що сприяє їх нагріванню та виникненню температурних деформацій, які знижують точність верстата. Нерівномірне нагрівання кілець підшипника (внутрішнє кільце нагрівається сильніше ніж

зовнішнє) зумовлює зміни величини попереднього натягу і може призвести до заклинювання підшипника.

### 6.1 Основні типи підшипників кочення, що застосовуються в шпindelних вузлах

В опорах шпindelних вузлів застосовуються як кулькові так і роликів підшипники кочення. Вибір того чи іншого типу підшипника, кількості підшипників в опорі та схеми їх установлення залежить від умов роботи шпindelного вузла: діючого навантаження, швидкохідності, вимог до жорсткості.

Найбільш поширеними підшипниками в шпindelних вузлах є *радіально-упорні кулькові* підшипники з кутом контакту  $\alpha$  від  $15^\circ$  до  $30^\circ$ . Такі підшипники можуть сприймати як радіальне так і осьове навантаження. Вони забезпечують найвищу швидкохідність серед інших підшипників. Для забезпечення необхідної вантажопідйомності підшипники можуть встановлюватися по декілька в одній опорі (до чотирьох). Можуть застосовуватися різні схеми розміщення підшипників (рис. 6.2). Застосування підшипників з великим кутом контакту ( $25^\circ$ - $30^\circ$ ) підвищує осьову жорсткість та осьове навантаження, але знижує швидкохідність, радіальну жорсткість та вантажопідйомність. Попередній натяг в радіально-упорних підшипниках створюється відносним зсувом внутрішнього і зовнішнього кілець.

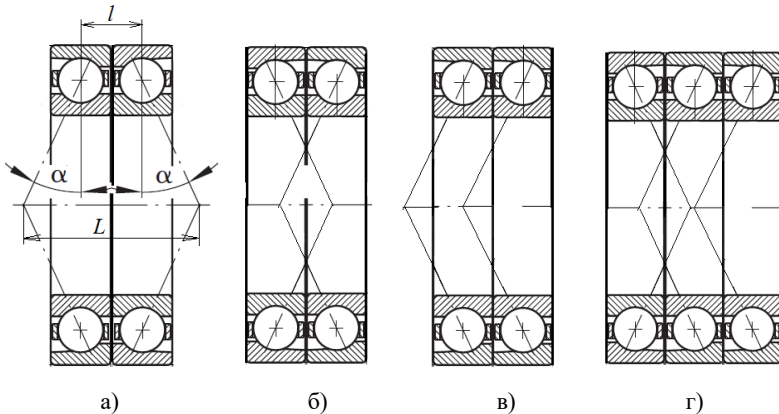


Рисунок 6.2 – Схеми встановлення радіально-упорних підшипників: а – схема "О"; б – схема "Х"; в – схема "гандем"; г – триплекс-гандем

Відстань  $L$  між центрами тиску конічних роликів і радіально-упорних кулькових підшипників буде більшою відстані між центрами підшипників  $l$ , коли ці підшипники встановлені за О-подібною (рис. 6.2, а) і меншою, коли вони встановлені за Х-подібною (рис. 6.2, б). Це означає, що підшипники, установлені за О-подібною схемою, здатні компенсувати великі перекидальні моменти навіть у тому випадку, коли відстань між центрами підшипників порівняно невелика. Радіальні сили, що виникають під впливом моменту, що навантажує, і деформація, зумовлена ним у підшипниках, будуть меншими, ніж у випадку розташування підшипників за Х-подібною схемою.

Радіальні роликові підшипники дворядні і однорядні призначені для сприйняття тільки радіального навантаження. Ці підшипники виконуються з конічним і циліндричним отвором. Наявність конічного отвору дозволяє регулювати зазор в підшипнику чи створювати попередній натяг. Швидкохідність однорядних підшипників вища ніж дворядних, але радіальна жорсткість та допустиме навантаження в них значно менші ніж у дворядних. Висока жорсткість дворядних підшипників забезпечується розміщенням роликів у рядах зі зсувом на половину кроку. Роликові циліндричні підшипники випускаються з буртами на внутрішньому кільці серії 3182100 (NN) (рис. 6.3, а) та з буртами на зовнішньому кільці серії (NNU) (рис. 6.3, в). Підшипники можуть встановлюватися в передній і задній опорах шпинделя. В разі застосування роликового циліндричного підшипника в передній опорі, осьове навантаження в ній найчастіше сприймає дворядний кульковий упорно-радіальний підшипник з кутом контакту  $60^\circ$  серії 178800 (2344) (рис. 6.3, б).

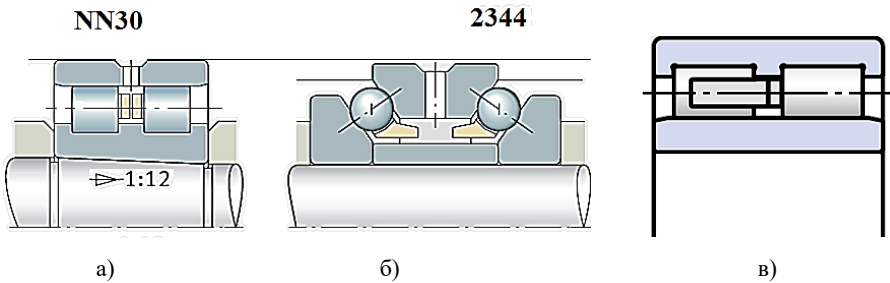


Рисунок 6.3 – Схема установки підшипників в передній опорі шпинделя

Роликові підшипники можуть виконуватися з канавкою та отворами на зовнішньому кільці для подачі мастильного матеріалу в зону між рядами роликів.

Радіальні роликові підшипники з циліндричними роликами використовуються в шпindelних вузлах, коли потрібна висока радіальна жорсткість і несуча здатність та достатньо висока швидкохідність.

В шпindelних вузлах, де діють значні навантаження, а частоти обертання помірні, можуть використовуватися *роликові підшипники з конічними роликами* (рис. 6.4). Застосовуються однорядні та дворядні конічні підшипники з буртом на зовнішньому кільці та без нього. Підшипники, що встановлюються в задню опору шпindеля, можуть мати засоби підтримання постійного попереднього натягу в підшипнику (рис. 6.4, в). Конічні роликопідшипники можуть встановлюватися за такими самими схемами, що і кулькові радіально-упорні підшипники (рис. 9.2).

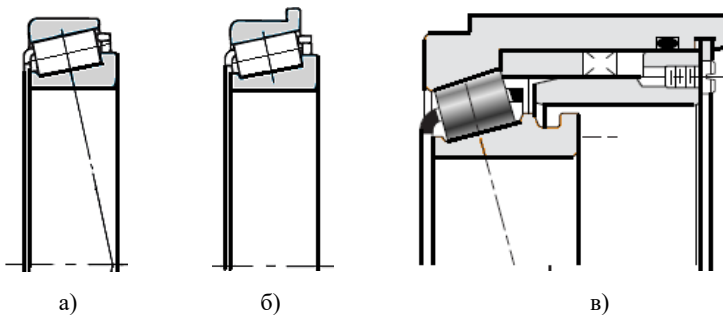


Рисунок 6.4 – Роликові конічні підшипники шпindelних опор

Один із варіантів шпindelного вузла на підшипниках з конічними роликами показано на рис. 6.5. Мастило в таких опорах, як і в опорах на кулькових радіально-упорних підшипниках повинно подаватися в зону меншого діаметра внутрішнього кільця. В такому випадку буде позитивно використаний насосний ефект в підшипнику, що сприятиме кращому змащенню елементів підшипника.

## 6.2 Гібридні підшипники

Підшипники кочення виготовляють з керамічного матеріалу – нітриду кремнію ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ), який складається з тонких подовжених зерен

нітриду бета-кременію в склоподібній матричній фазі. Такі підшипники називаються керамічними. В металорізальних верстатах знаходять застосування підшипники, тіла кочення яких виготовляються з кераміки, а кільця – зі сталі, ці підшипники отримали назву гібридних.

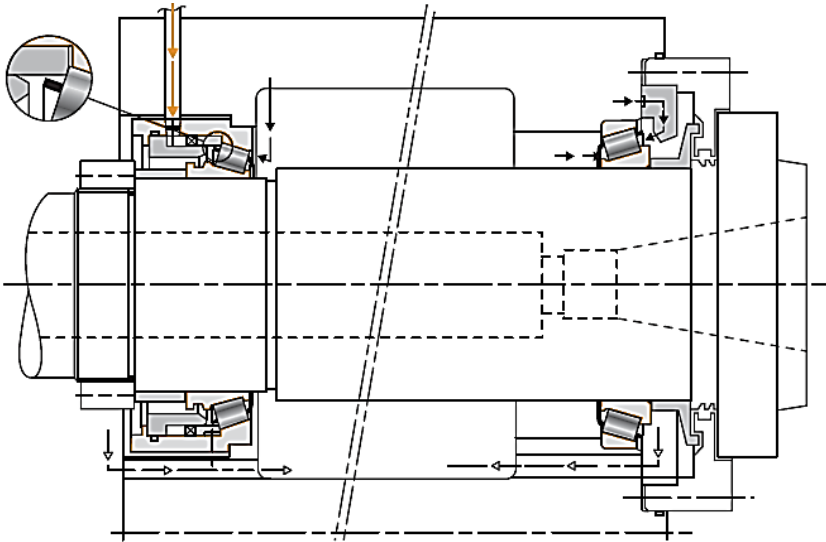


Рисунок 6.5 – Шпиндельний вузол з конічними роликовими підшипниками в опорах

Нітрид кременію в порівнянні зі сталлю має більш високі значення твердості, модуля пружності, низьку густину, низький коефіцієнт теплового розширення (табл. 6.2)

Таблиця 6. – Порівняння властивостей матеріалів підшипників

Показник	Підшипникова сталь	Нітрид кременію
Густина, г/см <sup>3</sup>	7,9	3,2
Твердість, HV10	700	1600
Модуль пружності, кН/мм <sup>2</sup>	210	310
Теплове розширення, 10 <sup>-6</sup> /К	12	3

Внаслідок низької густини на тіла кочення з нітриду кременію діють менші відцентрові сили, ніж на сталеві. Особливо це суттєво на високих частотах обертання підшипника, (враховуючи, що відцентрова сила пропорційна квадрату швидкості руху:  $F = mv^2/r$ ) коли на доріжках

кочення виникають високі додаткові контактні напруження, які ведуть до зниження довговічності підшипника.

Важливою особливістю є також те, що в гібридних підшипниках на високих частотах обертання відхилення кута контакту буде меншим, що зменшує ковзання на площадках контакту в підшипнику.

Внаслідок цього гібридні підшипники допускають значно більші частоти обертання ніж сталеві (табл. 6.3). З керамічними тілами кочення випускаються кулькові радіально-упорні підшипники та роликові підшипники з циліндричними роликами.

Таблиця 6.3 – Порівняння частот обертання сталевих і гібридних підшипників компанії "Коюо"

Модель підшипника	Діаметр отвору	Гранична частота	
		Пластичне змащування	Рідинне змащування
<b>НAR016 (сталевий)</b>	80	7000	9300
<b>3NCHAR916C (гібридний)</b>	80	16000	26000

### 6.3 Опори ковзання шпиндельних вузлів

Підшипники ковзання використовуються в шпиндельних вузлах металорізальних верстатів за умов високих вимог до точності обертання та в умовах високих навантажень.

Підшипники ковзання мають малі радіальні габарити і масу, їх робота характеризується малим шумом та високими демпфуючими властивостями. Довговічність підшипників ковзання не залежить від частоти обертання на відміну від підшипників кочення. Коефіцієнт тертя підшипників ковзання, що працюють в режимі рідинного тертя, знаходиться в межах 0,001 – 0,005, але в несприятливих умовах (висока в'язкість мастила, великі колові швидкості, малі зазори) коефіцієнт тертя може зростати до 0,01 – 0,03.

Важконавантажені підшипники та підшипники, що працюють на високих частотах, потребують безперервного підведення мастила під тиском для підтримання режиму рідинного змащування та відведення тепла, що виділяється в процесі тертя.

В підшипниках ковзання можуть спостерігатися три основних види змащування: рідинне, напіврідинне та граничне.

В умовах *рідинного тертя* поверхні валу і підшипника розділені суцільним масляним шаром, безпосереднє тертя між поверхнями валу і підшипника відсутнє внаслідок чого відсутній знос поверхонь. Такий режим змащування є найсприятливішим для роботи підшипника.

В режимі *напіврідинного тертя* суцільність масляного шару порушується, поверхні валу і підшипника контактують своїми мікровиступами на окремих ділянках. Цей вид змащування може спостерігатися в умовах недостатньої подачі мастила або за відсутності умов гідродинамічного режиму. Коефіцієнт тертя в умовах напіврідинного змащування значно вищий ніж рідинного, що супроводжується зростанням тепловиділення в підшипнику.

*Граничне тертя* характеризується тим, що мастило на поверхнях контакту знаходиться лише у вигляді адсорбованих плівок, а масляний шар, що розділяє поверхні валу і підшипника відсутній.

В металорізальних верстатах знаходять застосування підшипники рідинного тертя - гідродинамічні та гідростатичні.

#### 6.4 Гідродинамічні підшипники

Гідродинамічні підшипники характеризуються тим, що несучий масляний шар виникає внаслідок затягування мастила валом, що обертається, в зазор між цапфою і вкладишем. Перший шар мастила затягується внаслідок адсорбції масла металеву поверхнею валу, наступні шари – внаслідок в'язкості масла.

Тиск масла, що затягується в клиновий зазор, зростає до точки мінімального зазору (рис. 6.6). Сили тиску масляного шару піднімають вал, зміщуючи його в бік напрямку обертання. Максимальний тиск в зоні найменшого зазору в 2 – 3 рази перевищує середній тиск в підшипнику.

Тиск за довжиною підшипника розподіляється за кривою близькою до параболи. Внаслідок перекосів валу, вигину валу під навантаженням, похибок форми цапфи за довжиною розподіл тиску може суттєво відрізнятись від теоретичного і за несприятливих умов (значний кромковий тиск) це може призвести до розриву масляної плівки та скріплювання поверхонь тертя. Усунення цього негативного явища досягається самоустановленням підшипника за довжиною цапфи.

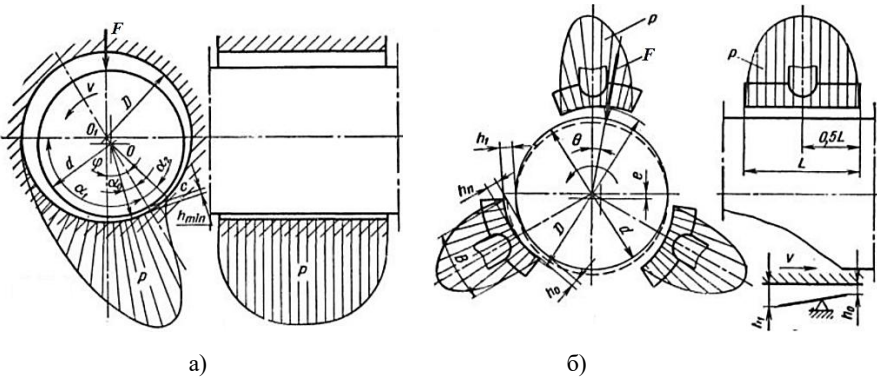


Рисунок 6.6 – Схема гідродинамічного підшипника: а – одноклинового; б - багатоклинового

Гідродинамічні підшипники доцільно використовувати в шпindelних вузлах в умовах високої та стабільної швидкості обертання.

Підшипник, в якому створюється один масляний шар називається одноклиновим. Він простий за конструкцією, але не забезпечує високої жорсткості. Тому використовується такий підшипник в шпindelних вузлах металорізальних верстатів рідко.

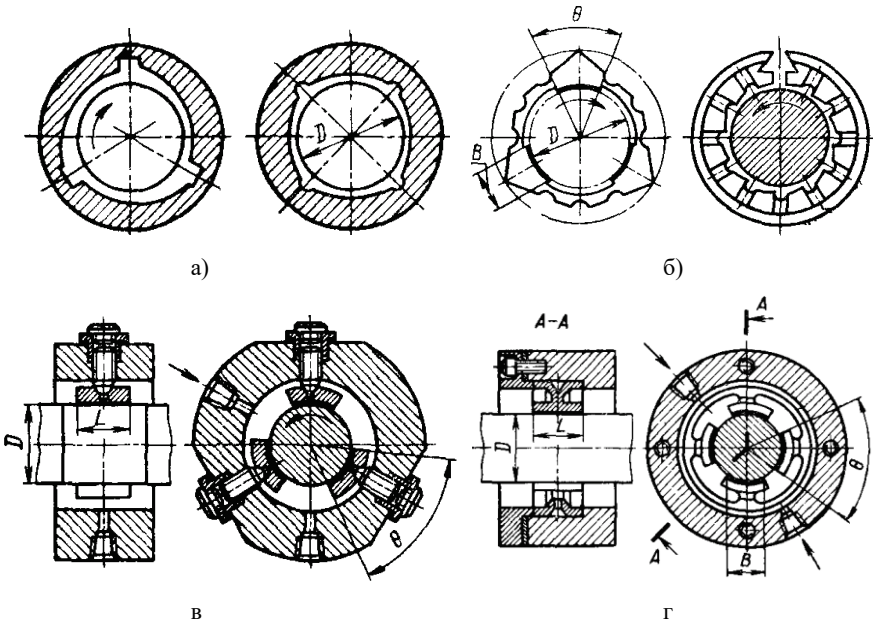
Широке використання в опорах шпindelних вузлів, особливо шліфувальних верстатів різних типів, одержали багатоклинові підшипники.

В такому підшипнику створюється декілька несучих масляних шарів, що взаємно навантажують одне одного, чим забезпечується висока жорсткість підшипника. Клиновий зазор в такому підшипнику створюється фасонним розточуванням втулок, пружним деформуванням втулок, самоустановленням вкладишів в процесі обертання шпинделя (рис. 6.7). Кількість клинів в багатоклиновому підшипнику може змінюватися від 3 до 8, в шпindelних вузлах найчастіше – 3 або 4. Зі зростанням кількості вкладишів жорсткість підшипника зростає.

В порівнянні з одноклиновими підшипниками багатоклинові підшипники мають такі переваги:

- сталість обертання шпинделя в умовах малих зовнішніх навантажень і високих швидкостей;
- висока жорсткість несучого масляного шару;

- можливість регулювання діаметрального зазору без викривлення форми робочих поверхонь.



а – з фасонним розточуванням; б – пружно деформовані; в, г – сегментні  
Рисунок 6.7 – Багатоклинові гідродинамічні підшипники

До недоліків гідродинамічних підшипників слід віднести нестабільність положення осі шпинделя в разі зміни частоти обертання внаслідок зміни гідродинамічної сили; зношування поверхонь підшипника в моменти пуску та зупинки шпинделя, необхідність постійної подачі масла в опору.

Змащування підшипників повинно бути примусовим від спеціальної мастильної системи з подачею масла в обсязі не менше 1 – 2 л/хв. під тиском 10 – 50 кПа, що забезпечує заповнення масляної ванни і уникнення підсмоктування повітрі в робочу зону підшипника.

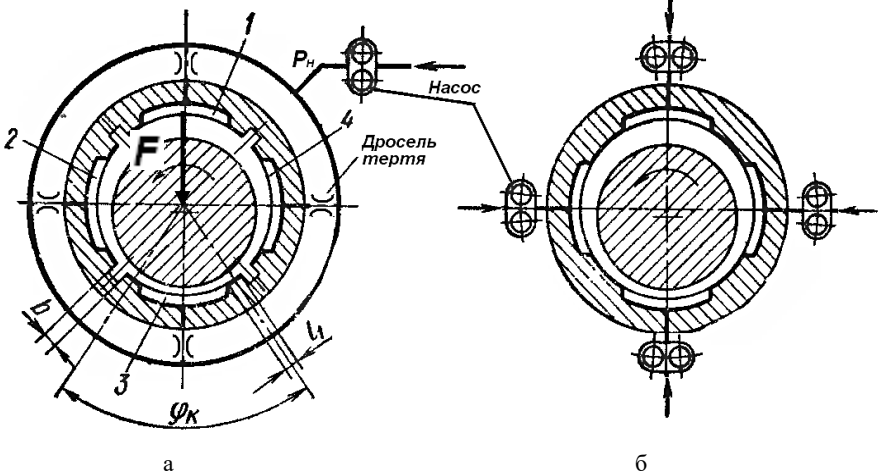
### 6.5 Гідростатичні підшипники

Гідростатичні підшипники доцільно використовувати в шпиндельних опорах високоточних верстатів та в важко навантажених шпиндельних вузлах, що працюють на малих частотах обертання в умовах, коли утворення гідродинамічного несучого масляного шару

ускладнено. Ці підшипники забезпечують високу точність обертання шпинделя, їх навантажувальна здатність не залежить від частоти обертання, вони мають практично необмежену довговічність внаслідок відсутності зносу. Високі демпфуючі властивості гідростатичних підшипників забезпечують добрі динамічні властивості верстата, що дозволяє одержувати високу якість оброблюваної поверхні.

Гідростатичний підшипник (рис. 6.8) представляє собою систему, яка включає власне підшипник, пристрої для дроселювання та насос. Використовуються також гідростатичні підшипники без дроселів (рис. 6.8, б), в яких масло до кожного несучого кармана підводиться від окремого насоса.

Масло від насоса через дроселі підводиться до несучих карманів підшипника, внаслідок чого шпиндель займає таке положення, коли його вісь співпадає з віссю втулки. В разі прикладення до шпинделя сили  $F$  він займає ексцентричне положення, чим порушуються умови витoku масла з карманів, з кармана 3 витрати масла зменшуються, а з кармана 1 зростають. У зв'язку з наявністю на вході в кармани дроселів тиск в кармані 1 падає, а в кармані 3 зростає і результуючий тиск сприймає прикладене зусилля  $F$ .



а – з дросельними пристроями на вході в кармани та дренажними канавками для витікання масла, б – з подачею масла в кармани від окремих насосів та без дренажних канавок

Рисунок 6.8 - Гідростатичні підшипники

Масло з підшипника може відводитися в осьовому та тангенціальному напрямках (рис. 6.8, а), в разі виконання у втулці спеціальних каналів, чи лише в осьовому напрямку (рис. 6.8, б).

В першому випадку будуть більшими витрати масла, але несуча здатність підшипника зростає. Друга схема забезпечує менші витрати масла та несуча здатність падає внаслідок перетікання робочої рідини з одного кармана в інший.

**Працездатність гідростатичних** підшипників визначається його геометричними параметрами, режимом роботи (навантаження, швидкість ковзання) та параметрами системи живлення підшипника.

Існуючі конструкції гідростатичних підшипників в легких і середніх верстатах зазвичай мають чотири кармани, для важких верстатів кількість карманів повинна бути не менше шести. Симетричне розташування карманів забезпечує найкращі умови для компенсації основної погрішності форми шийок – овальності та забезпечує практично найбільшу жорсткість підшипника в роботі з малими ексцентриситетами.

Відносний початковий робочий зазор в підшипнику рекомендується брати  $\Delta = h/D = 0,8 \cdot 10^{-3}$  для тиску джерела живлення 2-5 МПа.

## **ЛЕКЦІЯ 7. ПРИВОДИ ПОДАЧ ВЕРСТАТІВ. ТЯГОВІ ПРИСТРОЇ ПРИВОДІВ ПОДАЧ**

Приводи подачі служать для здійснення інструментом або заготовкою руху подачі та швидких встановлювальних переміщень. Вони можуть виконуватися зі ступінчастим та плавним регулюванням. Ступінчасте регулювання застосовується в універсальних неавтоматизованих верстатах. Приводи подач з плавним регулюванням використовуються в верстатах з ЧПК, багатоцільових верстатах та в верстатах з гідроприводом подачі.

### **7.1 Структура приводу подачі зі ступінчастим регулюванням**

Привід подачі зі ступінчастим регулюванням може виконуватися з окремим електродвигуном (рис. 7.1, б) (наприклад в фрезерних верстатах) та бути пов'язаним з приводом головного руху (рис. 7.1, а) (в токарних, свердлильних та деяких інших верстатах).

Тяговий пристрій приводу подач отримує рух або від шпинделя, або від окремого електродвигуна через орган налаштування  $i_s$  та

елементи приводу з постійним передавальним відношенням  $i_n$ . Як орган налаштування можуть використовуватися коробки подач з пересувними блоками зубчастих коліс, з електромагнітними муфтами, або зі змінними шестірнями. До приводів подач включають механізми реверсування руху, запобіжні пристрої та ланцюг прискореного руху. Для прискореного переміщення робочого органу рух на тяговий пристрій може передаватися від індивідуального двигуна.

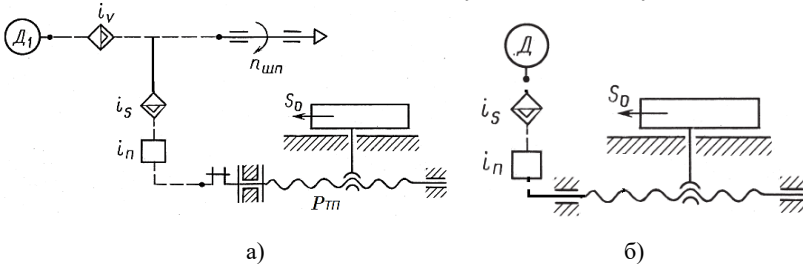


Рисунок 7.1 – Структура ступінчастого приводу подач

## 7.2 Структура електромеханічного приводу подач з плавним регулюванням

Електромеханічний привід повинен забезпечувати широкий діапазон режимів обробки, високу швидкість встановлювальних переміщень, високу точність позиціонування робочого органу.

Завдяки регулюванню двигуна та спрощенню механічної частини приводу знижується навантаження на двигун, підвищується ККД приводу, знижується його момент інерції та підвищується точність виконання команд. Швидкість прискорених ходів сучасних верстатів з ЧПК та багатоцільових верстатів досягає 30 – 50 м/хв. Вимоги до статичних та динамічних характеристик таких приводів подач значно вищі ніж до приводів подач традиційних верстатів.

Електромеханічні приводи з плавним регулюванням поділяють на слідкуючі і крокові.

Переважна більшість приводів багатоцільових верстатів та верстатів з ЧПК будуються слідкуючими. В таких приводах використовуються синхронні електродвигуни зі збудженням від постійних магнітів, донедавна застосовувалися високомоментні двигуни постійного струму.

Основними елементами слідкуючого приводу (рис. 7.2) є виконавчий двигун М необхідної потужності та частоти обертання, підсилювач потужності.

Функціональна схема слідкуючого електроприводу подачі подана на рис. 7.2. Він побудований за принципом підпорядкованого регулювання і містить три контури: положення, швидкості і струму. Основний, зовнішній контур - контур положення. Він включає в себе: регулятор положення, датчик переміщення (Д), регульований привід (контур швидкості), механічну частину і рухомий вузол. Залежно від вимог, що висуваються до точності приводу, і відповідно з його конструктивними особливостями зворотний зв'язок за переміщення може охоплювати не тільки двигун, а й механічну частину або виконавчий орган.

Датчик переміщення формує сигнал, що містить інформацію про величину переміщення. Принципи дії датчиків переміщення, що застосовуються у механізмах подач верстатів з ЧПК, досить різноманітні. Залежно від місця установки датчики переміщення можуть бути лінійними, або круговими. З виходу датчика сигнал надходить на вхід регулятора положення.

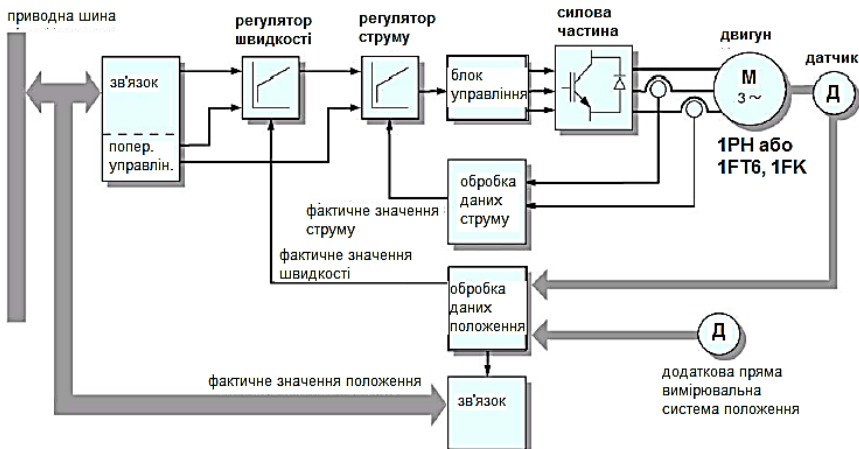


Рисунок 7.2 - Слідкуючий привід подачі. Плата управління SIMODRIVE 611

Пристрій ЧПК здійснює управління всіма приводами верстата і організовує їх взаємодію. Відповідно до заданої програми ОЧПК

формує керуючий сигнал, який визначає закон переміщення об'єкта в часі. Отримавши сигнали від датчиків переміщення різних приводів, пристрій порівнює їх і вносить корективи в керуючі сигнали.

Регулятор положення є блоком пристрою ЧПК, призначеним для безпосереднього управління контуром положення. Він порівнює сигнал від датчика переміщення з керуючим сигналом. Різниця цих двох сигналів після відповідного перетворення подається на вхід другого контуру, який називають контуром швидкості, або регульованим приводом.

Основна перевага розімкнених приводів з **кроковим двигуном** (КД) - їх простота, яка визначається відсутністю зворотного зв'язку. Основний недолік розімкненого приводу з КД полягає в неможливості проконтролювати вірність відпрацювання сигналів програми в процесі роботи. Відсутність контролю положення робочого органу не дозволяє отримувати високу точність переміщень, яка визначається кінематичною точністю і жорсткістю відповідного ланцюга. У зв'язку з перерахованими недоліками приводи подач з КД останнім часом застосовуються рідко.

В крокових приводах використовують силові та не силові крокові двигуни. В останньому випадку до складу приводу вводять підсилювач крутних моментів.

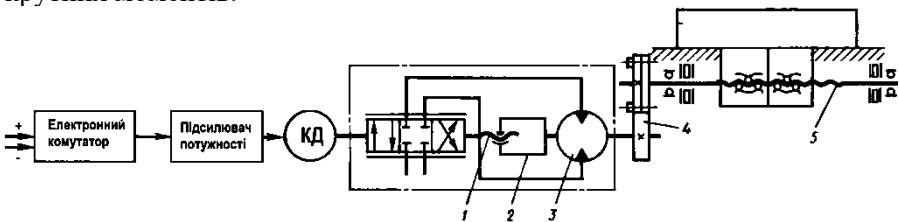


Рисунок 7.3 – Кроковий електромеханічний привід подачі

Імпульси програми в унітарному коді надходять на вхід електронного комутатора (рис. 7.3) одним із каналів, в залежності від заданого напрямку. Електронний комутатор змінює свій стан під дією кожного чергового входного імпульсу. Зміна стану комутатора веде (через підсилювач потужності) до перемикання фаз електричного крокового двигуна і повороту його ротора на кутовий крок. Ціна одного кроку незмінна і зумовлена особливостями конструкції крокового двигуна. Кроковий двигун є механічним задавачем своєрідної

гідравлічної копіювальної системи, яка виконує функцію підсилення моменту.

Вал двигуна електромеханічного регульованого приводу з'єднується з тяговим пристроєм за допомогою безззорної муфти або через редуктор.

### 7.3 Вибір двигуна приводу подачі

Електродвигун приводу подачі вибирають виходячи з діючих навантажень, параметрів механічної характеристики приводу, особливостей циклу його роботи.

Необхідно задавати мінімальну та максимальну швидкості робочої подачі, швидкість прискореного руху, масу перемішуваних вузлів (з заготовкою), параметри тягового пристрою, час розгону робочого органу та тривалість вмикання.

Навантаження на привід зумовлюється силами різання, тертя, інерції, маси перемішуваних вузлів. Складові сили різання знаходять для різних операцій, що виконуються на верстаті, для різних умов обробки (найбільш важких, що часто застосовуються).

Момент статичного опору приводу, зведений до валу двигуна  $M_C$  складається з моменту сил різання  $M_F$ , моменту від ваги вузла  $M_G$ , що рухається в вертикальній чи похилій площині, моменту від сил тертя  $M_T$  в механізмах приводу.

Для визначення моментів  $M_F$  і  $M_G$  знаходять проекції сил різання і сили ваги рухомих вузлів на напрямок руху подачі.

Момент сил тертя визначається

$$M_T = M_{XX} + M_{TH} + M_{TG} + M_{TP}$$

де  $M_{XX}$  – момент холостого ходу редуктора, Н·м;  $M_{TH}$ ,  $M_{TG}$ ,  $M_{TP}$  – зведені до валу двигуна моменти від сил тертя в напрямних, гвинтовій передачі, та опорах гвинта, Н·м.

За визначеним статичним моментом вибирають електродвигун

$$M_E = M_F + M_G + M_{XX} + M_{TH} + M_{TG} + M_{TP}$$

Складові зведеного до валу двигуна моменту статичного опору визначаються в залежності від типу тягового механізму приводу.

Так при використанні гвинтової передачі кочення момент від сил різання визначається

$$M_F = \frac{F \cdot p \cdot i}{2\pi \cdot \eta_r \cdot \eta_p},$$

де  $F$  – сумарна проекція сил різання на напрямок руху подачі, Н;  $p$  – крок гвинтової передачі, мм;  $i$  – передавальне відношення редуктора;  $\eta_r$  – к.к.д гвинтової передачі і редуктора, відповідно.

Аналогічно знаходять і інші зведені моменти.

#### 7.4 Тягові пристрої приводів подач

Тягові пристрої призначені для переміщення рухомого вузла верстата напрямними. Вони є останньою ланкою ланцюга приводу подачі і допоміжних переміщень. Для здійснення прямолінійних рухів використовуються:

- механічні пристрої: ходовий гвинт – гайка; зубчасте колесо – рейка або зубчастий сектор - рейка; черв'як – рейка; кулачкові, важільні, шатунні та інші механізми;

- електромагнітні пристрої у вигляді лінійних електродвигунів, безконтактних електромагнітних передач, соленоїдів;

- гідравлічні і пневматичні двигуни (циліндри).

До тягових пристроїв висувають вимоги пов'язані з точністю руху вузлів верстата:

- забезпечення необхідного закону переміщення і швидкості: в переважній більшості випадків швидкість повинна бути сталою;

- високий коефіцієнт корисної дії;

- висока чутливість, тобто здатність виконувати переміщення на малий хід;

- висока жорсткість, що впливає на статичні та динамічні похибки положення виконавчого вузла;

- малий момент інерції, що визначає швидкодію приводу і точність обробки;

- відсутність зазорів в передачі, особливо в випадках, коли за характером руху або дією зовнішнього навантаження спостерігається розкриття стику.

#### 7.5 Передача гвинт-гайка ковзання

Передача гвинт-гайка ковзання широко використовується в приводах подач верстатів, особливо не автоматизованих. Вона має такі особливості:

- мале передавальне відношення в однозахідних гвинтах, що забезпечує можливість повільного руху в приводі подач;
- висока плавність і точність руху завдяки сталості передавального відношення в парі гвинт-гайка;
- самогальмування одно та двозахідних гвинтів, що дозволяє застосовувати передачу для встановлювальних рухів під навантаженням і для вертикальних переміщень;

Недоліками передачі є змішане тертя і пов'язаний з цим знос; низький к.к.д. пари гвинт-гайка ковзання.

Зносостійкість пари гвинт-гайка в умовах змішаного тертя забезпечується раціональним вибором матеріалу елементів пари. Матеріал ходового гвинта і гайки вибирають в залежності від призначення передачі, класу її точності та потрібної термообробки.

Для прецизійних гвинтів використовують інструментальні вуглецеві сталі У10А, У12А і азотовані сталі 40ХФА, 18ХГТ, які після азотування на глибину 0,5 мм забезпечують високу зносостійкість при твердості HRC 53-58.

Точні гвинти виготовляють з високовуглецевих сталей ХВГ, 8ХВ, 7ХГ2ВМ, 65Г з поверхневим гартуванням до твердості HRC 50-60.

Гвинти нормальної точності та невідповідальні гвинти можуть виготовлятися зі сталей 45, 50.

Гайки для гвинтових пар прецизійних верстатів виготовляють з олов'янистої бронзи Бр О10Ф0,5 або Бр ОбЦ6С3; для невідповідальних передач – з антифрикційного чавуну.

Ходові гвинти зазвичай виконують зі стандартною трапецеїдальною різью з кутом профілю 30°. Перевагами такої різі в порівнянні з різью прямокутного профілю є можливість фрезерування і шліфування різі, а також легше замикання маточної гайки. Недоліком трапецеїдальної різі є виникнення похибки кроку різі, що нарізується, внаслідок радіального биття ходового гвинта. Через це для високоточних верстатів інколи застосовують ходові гвинти з прямокутною різью або з трапецеїдальною різью з меншим кутом профілю (10°-20°).

Для регулювання і усунення зазору в різі гайку виконують з двох частин 2 (рис. 7.4), одна з яких нерухомо закріплюється до столу або супорта, а інша може зміщуватися в осьовому напрямку. Змінюючи

товщину прокладки 4, встановленої між частинами гайки, в передачі можна усувати зазор до мінімуму.

Для підвищення точності гвинтових передач можуть застосовуватися у гайці центрувальні втулки 3.

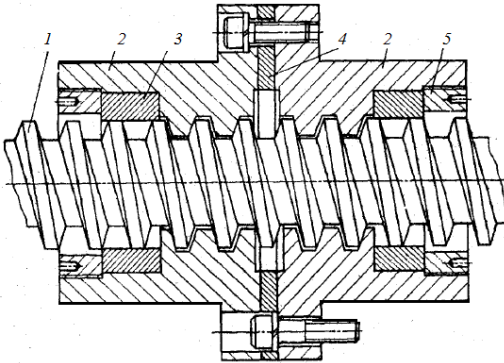


Рисунок 7.4 – Передача гвинт – гайка ковзання

### 7.6 Передача гвинт – гайка кочення

Кулькова гвинтова передача є основним видом тягового пристрою для верстатів з ЧПК та багатоцільових верстатів. Вона складається з гвинта, гайки, комплекту кульок та каналу повернення (циркуляції) кульок. Перевагами кулькових гвинтових передач є висока швидкість руху, мале тертя, високий коефіцієнт корисної дії, можливість усунення зазорів і створення попереднього натягу, що підвищує жорсткість передачі, висока довговічність. До недоліків передачі можна віднести відносно високу вартість передачі, складність конструкції гайки та відсутність самогальмування.

Передачі можуть виготовлятися з півкруглим (рис. 7.5, а) або арковим профілем різі гвинта (рис. 7.5, б). Радіуси профілю гвинта і гайки вибирають з умов забезпечення мінімального тертя і належної несучої здатності передачі. Кут профілю  $\alpha$  зазвичай беруть  $45^\circ$ , що також визначається з умов забезпечення осьової жорсткості і несучої здатності. Для підвищення жорсткості кулькової гвинтової передачі застосовується попередній натяг. Попередній натяг може створюватися за рахунок осьового відносного зсуву двох гайок без повороту; відносним поворотом гайок без осьового зсуву; в гвинтах з арковим профілем натяг може створюватися підбором діаметрів кульок.

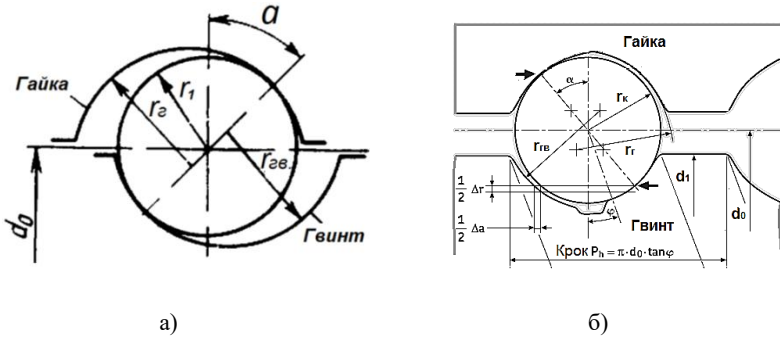


Рисунок 7.5 – Профілі різи кулькової гвинтової передачі

Канали повернення (циркуляції) кульок забезпечують безперервний рух кульок по профілю гвинта і гайки, і з'єднують перший та останній або проміжний витки гайки. Застосовується декілька конструкцій каналів циркуляції (рис. 7.6).

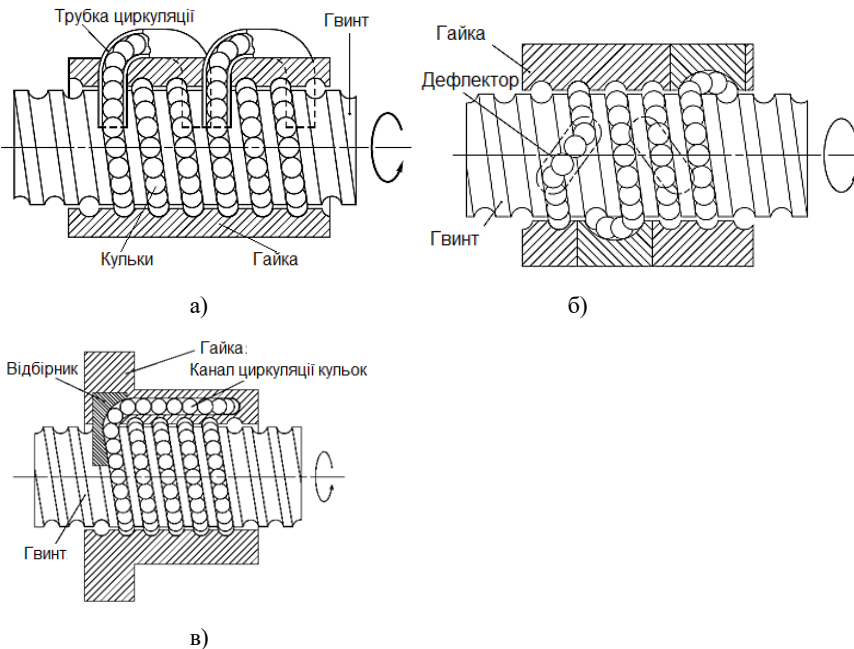


Рисунок 7.6 – Способи циркуляції кульок в кульковій гвинтовій передачі

В конструкції (рис. 7.6, а) кульки відбираються з останнього витка гайки і направляються через трубки відповідної форми і розмірів до першого витка. Таких каналів циркуляції може бути декілька, тоді кульки спрямовуються не до першого витка, а до проміжного (першого для даного контуру). Це найбільш поширена конструкція гайки.

Конструкція з дефлектором (рис. 7.6, б) дозволяє отримати гайку найменших розмірів. Кульки змінюють напрямок руху через дефлектор, вбудований в гайку, перевалюються через виток профілю гвинта для продовження безперервного руху.

Гайки (рис. 7.6, в) найбільш придатні для високих швидкостей. Кульки відбираються на кінці гайки або кришки відбірником і спрямовуються через наскрізний канал у гайці до початкової позиції для продовження руху.

Кулькові гвинтові передачі розраховуються на довговічність, подовжню сталість, розтяг-стискання, допустиму частоту обертання гвинта. Швидкохідність передачі визначається двома чинниками: частотою власних коливань гвинта та параметром  $d \cdot n$ . Останній параметр обмежується швидкістю руху кульок в каналах циркуляції, де спостерігається тертя кульок між собою та по стінках каналу. Для підвищення параметру  $d \cdot n$  застосовують передачі з розміщенням кульок в сепараторах, що знижує рівень шуму від зіткнення кульок, усуває тертя між ними, зменшує коливання крутного моменту, чим підвищує плавність руху.

### 7.7 Зубчасто-рейкові передачі

Зубчасто-рейкові передачі застосовують в приводах подачі важких верстатів з великою довжиною переміщення, коли неможливо забезпечити необхідну осьову жорсткість гвинта і виникають складнощі з його виготовленням і установкою. Достоїнство цих передач полягає в малих втратах на тертя і технологічності. Однак мала редуція передачі (великий крок  $p = \pi m$ , де  $m$  - модуль) призводить до великого моменту на зубчастому колесі і складності отримання малих подач. Крім того, слід враховувати відсутність самогальмування в передачі і наявність в ній зазорів.

## **ЛЕКЦІЯ 8. БАЗОВІ ДЕТАЛІ І НАПРЯМНІ. РОЗРАХУНОК БАЗОВИХ ДЕТАЛЕЙ**

### **8.1 Вимоги до несучих систем верстатів**

Несуча система верстата служить для забезпечення і збереження в часі вірного розташування вузлів, що несуть інструмент та оброблювану заготовку, їх точних відносних переміщень.

До базових деталей відносять станини, основи, колони, стояки, повзуни, траверси, столи, супорти, корпуси шпиндельних бабок, тощо.

За своєю формою базові деталі можна умовно поділити на три групи:

- бруси - деталі, у яких один габаритний розмір більше за два інших;
- пластини - деталі, у яких один розмір значно менший двох інших;
- коробки - деталі з габаритними розмірами одного порядку.

Базові вузли верстатів повинні мати:

- високу точність виготовлення всіх відповідальних поверхонь для забезпечення необхідної геометричної точності верстата;
- високу жорсткість, яка визначається контактними деформаціями рухомих і нерухомих стиків і деформаціями самих базових деталей;
- високі демпфуючі властивості, тобто здатність гасити коливання між інструментом і заготовкою від дії різних джерел вібрацій;
- довговічність, яка проявляється в стабільності форми базових деталей і здатності зберігати початкову точність протягом визначеного терміну експлуатації.
- малі температурні деформації, через які можуть статися відносні зсуви між інструментом і заготовкою.

### **8.2 Матеріали базових деталей**

Основними матеріалами для базових деталей, що задовольняють умовам стабільності розмірів, жорсткості і вібростійкості, є чавуни і низьковуглецеві сталі. Значно рідше застосовується бетон, переважно в якості матеріалу для основ або станин.

*Чавун* - найбільш поширений матеріал для базових деталей. Найчастіше застосовується чавун марки СЧ 15. Він має гарні ливарні властивості, мало жолобиться, але має порівняно низькі механічні властивості. Застосовується для виготовлення основ більшості

верстатів, кареток, столів, корпусів задніх бабок, тонкостінних відливків з великими габаритами невеликої маси і інших деталей складної конфігурації в умовах неприпустимість сильного викривлення і неможливості піддати їх старінню.

В разі підвищених вимог до зносостійкості напрямних, виконаних як одне ціле з базовою деталлю, застосовують чавун марки СЧ 20. Також його широко використовують для виготовлення станин і інших відповідальних деталей прецизійних верстатів. Значно рідше застосовуються модифіковані чавуни марок СЧ 30 і СЧ 35. Маючи високу міцність і зносостійкість, вони мають гірші ливарні якості, тому їх не рекомендують для базових деталей складної форми і великогабаритних. Вони знайшли своє застосування в блоках і плитах багатошпindelних верстатів, в станинах токарних, револьверних, багатоцільових, для базових деталей верстатів-автоматів і інших інтенсивно навантажених верстатів.

Для зняття залишкових напружень в виливках застосовують різні методи старіння: природне старіння, теплова обробка, метод термоударів, відпал, вібраційне старіння, тощо.

*Сталь низьковуглецева* застосовується для виготовлення зварних базових деталей відносно простої форми. Зварні базові деталі виготовляють в дрібносерійному і індивідуальному виробництві і їх застосовують у верстатах, що працюють в умовах ударних і дуже великих навантажень. Сталь має модуль пружності в 2 ... 2,4 рази вищий за модуль пружності чавуну, тому застосування сталевих конструкцій дозволяє, за тієї самої жорсткості, зменшити масу конструкції на 30 ... 50%.

Для виготовлення сталевих базових деталей використовується листовая сталь Ст3, Ст4 товщиною 8...12 мм. Застосування тонколистової сталі товщиною 3...6 мм забезпечує ще більшу економію, але ускладнює технологію виготовлення деталей через велику кількість ребер та перетинок, які необхідно застосовувати.

*Бетон* має гарні демпфуючі властивості, що збільшує динамічну жорсткість верстата. Крім того, велика, в порівнянні з чавуном, теплова інерція робить бетон менш чутливим до коливань температури. Хоча модуль пружності бетону менший ніж чавуну, ту саму жорсткість бетонної станини можна досягти збільшенням товщини стінок.

Разом з тим необхідно враховувати, що бетон після схоплювання поглинає вологу, що тягне за собою зміни об'єму, а попадання мастила на бетон пошкоджує його, тобто необхідні заходи щодо захисту бетону від вологи і попадання мастила.

Недоліків звичайного бетону позбавлені композиційні матеріали – *полімербетони*, основою яких є природній камінь (граніти, вапняки тощо), а сполучним – синтетичні смоли. Деталі з полімербетонів характеризуються високим демпфуванням, відсутністю внутрішніх напружень, стабільністю розмірів в часі. Теплопровідність і теплоємність полімербетону дозволяє виготовляти з нього деталі малочутливі до теплових впливів, що підвищує точність обробки на верстаті.

### 8.3 Конструктивні форми станин

Станини в залежності від розміщення осі верстата бувають горизонтальними і вертикальними (стояки).

Станини несуть на собі основні рухомі і нерухомі вузли верстата. Форма поперечного перерізу горизонтальних станин визначається вимогами жорсткості, розташуванням напрямних, умовами видалення стружки і охолоджуючої рідини, умовами розміщення в станинах різних механізмів, агрегатів і резервуарів для мастила і охолоджуючої рідини. Основні типи перетинів станин показані на рис. 8.1.

Станини замкнутого профілю (рис. 8.1, г-е) мають підвищену жорсткість на кручення за однакової маси. Перетини (рис. 8.1, а, б) застосовуються в разі відведення стружки та охолоджуючої рідини вниз. Застосування подвійних стінок забезпечує підвищення жорсткості в 1,3 – 1,4 рази. Для збільшення демпфування в порожнинах між стінками залишають стрижневу суміш. Перетини (рис. 8.1, в) забезпечують відведення стружки за задню стінку станини, що може бути доцільним для високопродуктивних верстатів. Перетини станин (рис. 8.1, г, е) забезпечують високу жорсткість за рахунок замкненості, та зручне видалення стружки і охолоджуючої рідини. Знаходять широке застосування в токарних верстатах з ЧПК та багатоцільових верстатах.

Форма перетину вертикальних станин (стояків) залежить від діючих на них навантажень.

Стояки, навантаженні в площині симетрії, як наприклад в вертикально-свердлильних верстатах, виконуються коробчастими з

перетином витягнутим в площині дії навантаження (рис. 8.2, а) та мають підвищену жорсткість на вигин в цій площині.

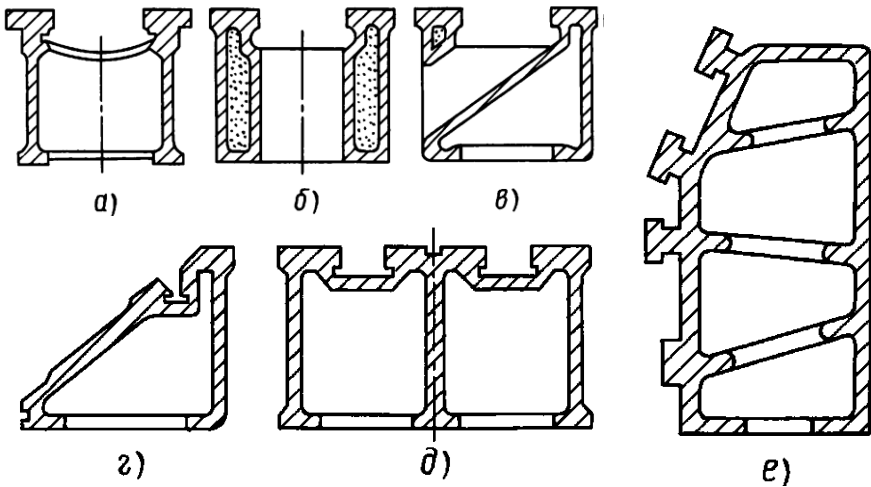


Рисунок 8.1 – Перетини горизонтальних станин

Стояки, що піддаються складному навантаженню, виконуються коробчастими з контуром близьким до квадратного (рис. 8.2, б), та мають підвищену жорсткість на кручення (наприклад в фрезерних верстатах).

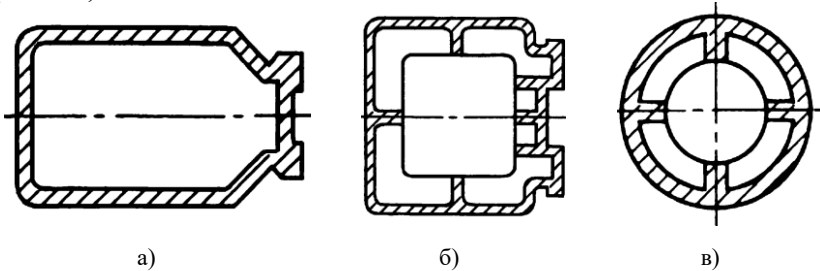


Рисунок 8.2 – Перетини вертикальних станин

В разі дії незначних навантажень, а також в випадку, коли необхідно забезпечити можливість повороту вузлів відносно осі стояка застосовують круглі кільцеві колони (рис.8.2, в).

Зазвичай стояки виконуються розширеними до низу хоча б в одній площині, що зумовлюється характером зміни згинальних

моментів. Збільшення жорсткості стояків досягають за допомогою поперечних і поздовжніх ребер. Щоб уникнути жолоблення стінок відстань між ребрами не повинна перевищувати 400 мм.

#### 8.4 Розрахунок базових деталей

Базові деталі верстатів розраховуються на жорсткість і температурні деформації з погляду забезпечення точності.

Внаслідок складності конструктивних форм розрахунок базових деталей виконується, зазвичай, з використанням наближених методів на основі таких допущень:

- усі силові фактори зводяться до зосереджених сил, тобто розподілені навантаження замінюються рівнодійними силами;
- базові деталі мають стінки постійного перерізу;
- всі деталі, що розраховуються, розглядаються як бруси, пластини чи коробки відповідної зведеної жорсткості.

Прості горизонтальні станини (рис. 8.3, а) подаються як двохопорні балки з розрахунковою довжиною  $L$ . Вертикальні стояки замінюють консольними балками або відкритими рамами з відповідними розрахунковими довжинами ( $L$ ,  $L_1$ ,  $L_2$  рис.8.3, б). Для порталних станин розрахункову схему беруть у вигляді жорсткої статично невизначеної рами.

В загальному випадку, з прикладенням навантаження станина піддається вигину у двох площинах та крученню. В разі замкненого профілю поперечного перетину деформації можна розраховувати звичайними методами «опору матеріалів».

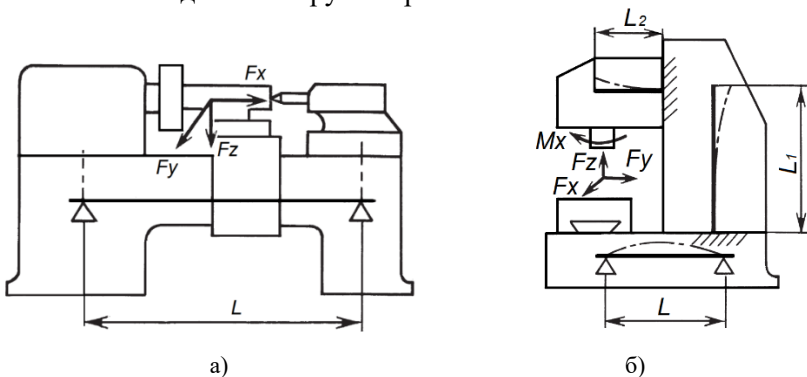


Рисунок 8.3 – Розрахункові схеми базових деталей

В розрахунках деформацій деталей незамкненого профілю необхідно враховувати вплив ребер, що з'єднують стінки станини.

На вигин станини в вертикальній площині ребра не чинять суттєвого впливу і, розраховуючи деформації, можна визначати момент інерції перетину  $J_y$  відносно нейтральної осі  $Y-Y$  (рис. 8.4).

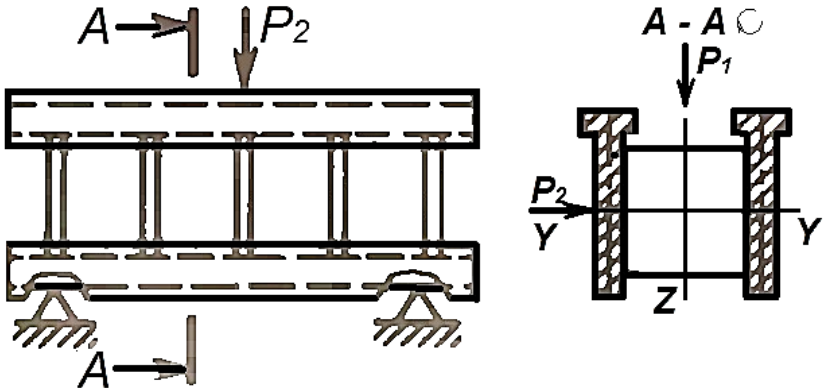


Рисунок 8.4 – Розрахункова схема горизонтальної станини

На вигин в горизонтальній площині ребра чинять суттєвий вплив на жорсткість. Розрахунковий момент інерції може бути, в першому наближенні, визначений виходячи з експериментально одержаного коефіцієнта  $k_{виг}$ , який оцінює жорсткість ребер на вигин

$$J_p = k_{виг} J_z$$

де  $J_z$  – момент інерції відносно осі  $Z$ , що відповідає абсолютно жорстким ребрам.

Для прямокутних ребер  $k_{виг} = 0,1 \dots 0,2$ ; для “П” – подібних ребер  $k_{виг} = 0,3 \dots 0,45$ ; для діагональних ребер  $k_{виг} = 0,4 \dots 0,5$ .

В розрахунках на жорсткість методом скінчених елементів базові вузли верстата подаються у вигляді довільної композиції із стрижневих, пластинчастих елементів, плоских або просторових. Пластинчасті елементи можуть бути трикутні і прямокутні з шістьма ступенями вільності. Зв'язок між елементами і вузлами може бути не тільки жорстким, але і пружним. В якості зовнішніх впливів можуть бути зосереджені і розподілені навантаження, моменти, теплові деформації, попередні зсуви і деформації в стрижнях тощо.

Вихідна інформація складається з геометричних і фізичних даних базової деталі, зовнішніх і внутрішніх впливів. За програмою, автоматично або в діалоговому режимі з оператором, відбувається розбиття базової деталі на елементи з відображенням результатів на дисплеї. Результатом розрахунку є компоненти зсувів всіх вузлів конструкції в абсолютних координатах.

**Технічний розрахунок** станин проілюструємо на прикладі розрахунку станин на ніжках токарних верстатів середніх розмірів для випадку обробки в центрах. В порівнянні з іншими горизонтальними станинами станини токарних верстатів знаходяться в умовах найбільш складного навантаження.

Жорсткість станин токарних верстатів доцільно характеризувати зсувом інструменту щодо виробу в напрямку осі різця, тобто в напрямку, що впливає на точність верстата під навантаженням. Вибір величини такого зсуву в якості характеристики жорсткості може бути доцільний також і з точки зору вібростійкості. Збільшення основних параметрів станин, що зумовлює зменшення зсуву за нормаллю до оброблюваної поверхні, веде до зменшення складових повного зсуву і за іншими напрямками.

Оскільки в розрахунку на жорсткість визначаються деформації станини, що впливають на точність обробки, основними деформаціями, на які проводиться розрахунок, є вигин в горизонтальній площині і кручення.

Деформації станини розглядаються на довжині, що дорівнює довжині виробу. У перетинах під переднім і заднім центрами в розрахунках на вигин беруть шарнірні опори, а в розрахунках на кручення жорсткі закладення.

Розрахункова схема станини токарного верстата показано на рис. 8.5.

Момент кручення станини визначається

$$M_{\text{кр}} = F_z \frac{d_B}{2} + F_y \cdot H,$$

навантаження в розрахунку на вигин в горизонтальній площині

$$F = F_y; \quad M_{\text{виг}} = F_x \frac{d_B}{2}.$$

Пружні зсуви станини, зведені до різця визначаються

$$f_{3\phi} = f + \varphi \cdot H,$$

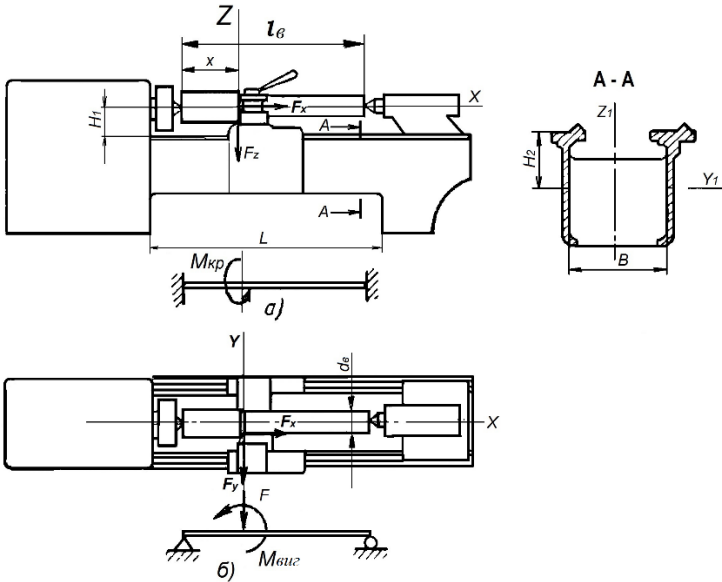


Рисунок 8.5 – Розрахункова схема станини токарного верстата

де  $f$  – пружні зсуви станини в перерізі під різцем від вигину в горизонтальній площині,

$$f = \frac{F \cdot x^2 \cdot (l_B - x)^2}{3l_B E J_{\text{виг}} R_{\text{виг}}} - \frac{M \cdot x \cdot (l_B - x) \cdot (2x - l_B)}{3l_B E J_{\text{виг}} R_{\text{виг}}};$$

$\varphi$  - кут закручування станини в перерізі під різцем,

$$\varphi = \frac{M_{\text{кр}} x (l_B - x)}{l_B G J_{\text{кр}} R_{\text{кр}}};$$

$H$  - відстань від осі станини, що проходить через центри ваги перетинів, до лінії центрів верстата:  $H = H_1 + H_2$ .

Підставляючи вирази силових факторів, що діють на станину, і вирази для кута закручування  $\varphi$  та зсуву  $f$  в формулу для  $f_{\text{зв}}$  остаточно вираз для визначення пружного зсуву різця в результаті деформацій станини напишемо в такому вигляді:

$$f_{зв} = \left[ \frac{F_z d_B}{2} + F_y (H_1 + H_2) \right] \frac{x(l_B - x)(H_1 + H_2)}{l_B G J_{кр} R_{кр}} + \left[ F_y x(l_B - x) - F_x \frac{d_B}{2} (2x - l_B) \right] \frac{x(l_B - x)}{3 l_B E J_{виг} R_{виг}};$$

тут  $F_x, F_y, F_z$  - складові сили різання, Н; можна брати  $F_x : F_y : F_z = 0,3 : 0,5 : 1$ ;

$d_B, l_B$ , - діаметр і довжина виробу, мм;

$x$  - відстань від лівого кінця виробу до розрахункового положення вершини різця, мм;

$H_1$  - висота центрів верстата, мм;

$H_2$  - відстань від площини напрямних станини до осі, що проходить через центри ваги перетинів станини, мм;

$G J_{кр}, E J_{виг}$ , - розрахункова жорсткість станини на кручення і на вигин в горизонтальній площині, Н·мм<sup>2</sup>;

$R_{виг}, R_{кр}$  - коефіцієнти підвищення жорсткості станини за рахунок впливу фундаменту.

У наведених формулах перший член є складовою переміщення  $f_{зв}$  внаслідок кручення станини, а другий - внаслідок вигину станини в горизонтальній площині. Для звичайних конструкцій станин на частку кручення припадає від 60 до 90% повної величини пружного зсуву різця в результаті деформацій станини.

## ЛЕКЦІЯ 9. НАПРЯМНІ ВЕРСТАТИВ. РОЗРАХУНОК НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ

Напрямні верстатів є опорами, що забезпечують необхідне взаємне розташування і можливість відносних рухів вузлів, що несуть інструмент і заготовку.

В верстатах для здійснення як прямолінійного так і кругового руху використовують напрямні ковзання і кочення.

### 9.1 Напрямні ковзання

Напрямні ковзання за видом тертя розрізняють: напрямні рідинного тертя – гідростатичні та гідродинамічні; напрямні змішаного тертя; напрямні граничного тертя.

За формою (рис. 9.1) напрямні ковзання виконують таких типів: прямокутні, призматичні (трикутні), трапецієвидні (ластівчин хвіст) і

круглі. Вони можуть бути такими, що охоплюють та такими, що охоплюються.

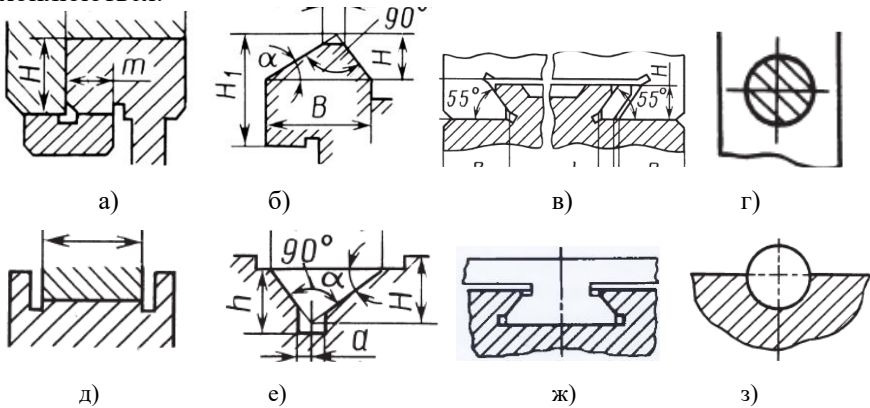


Рисунок 9.1 – Форми напрямних ковзання

На напрямних а, б, в, г, які утворюють профіль, що охоплюється, погано утримується мастильний матеріал, і тому їх частіше застосовують для порівняно повільних переміщень столів і супортів. Їх перевага в більш простому виготовленні, а також в тому, що з них легше видаляти стружку.

Напрявні, що охоплюють (д, е, ж, з), більш придатні для високих швидкостей ковзання, оскільки вони добре утримують мастильний матеріал. Однак ці напрямні вимагають надійного захисту від попадання стружки і інших видів забруднення.

Призматичні напрямні менш технологічні, ніж плоскі, але мають властивість саморегулювання (зазори під дією навантажень вибираються автоматично, за рахунок маси переміщуваного вузла). Рівносторонні трикутні напрямні застосовують переважно при симетричному навантаженні; трикутні з неоднаковими гранями - при асиметричному навантаженні; V-подібні - на верстатах, що забезпечують великі швидкості рухомих робочих органів. Плоскі (прямокутні) напрямні прості у виготовленні, але схильні до переорієнтації при реверсах і вимагають пристроїв регулювання зазору.

Трапецієподібні напрямні (у вигляді ластівчиного хвоста) зручні тим, що досить чотирьох поверхонь ковзання, щоб сприйняти навантаження в усіх напрямках, включаючи перекидні моменти. Вони компактні, відрізняються відносною простотою регулювання зазору,

але порівняно складні у виготовленні і мають досить низьку жорсткість. Зазвичай їх застосовують тільки для малих швидкостей руху і середніх вимог до точності. Круглі напрямні застосовують рідко.

Напрямні обертового руху застосовуються, головним чином, для столів (планшайб) з вертикальною віссю обертання, шпindelь яких зазвичай обертається в підшипниках кочення. Для кругових напрямних верстатів застосовують переважно плоскі і V-подібні напрямні ковзання.

Напрямні ковзання можуть виконуватися спільно зі станиною чи рухомою корпусною деталлю, а також накладними, прикріпленими до станини чи корпусної деталі.

Напрямні, що виконуються спільно з корпусними деталями, виготовляються з того самого матеріалу, що і корпусна деталь – сірого чавуну. Для підвищення зносостійкості напрямні піддаються гарту з нагріванням струмами високої частоти або газополум'яним нагрівом до HRC 48-53 на глибину не менше 2,5 мм.

Накладні напрямні виготовляють з низьковуглецевих сталей 20, 20X, 20XHM, 18XГТ з цементацією і гартом до твердості HRC 50-60, та азотованих сталей 38X2МЮА, 40ХФ, 38ХН2МА з глибиною азотування 0,5 мм і гартом до HV800-1000.

В верстатах з ЧПК для одержання малого коефіцієнту тертя напрямні ковзання виготовляють зі спеціальних полімерних та антифрикційних матеріалів. Для цього використовуються пластини з цинкового сплаву ЦАМ 10-5, які в парі зі сталевими і чавунними напрямними дають добрі результати по зносостійкості, відсутності «схоплювання» і рівномірності переміщеннях, але висока вартість стримує їх широке застосування. Вони використовуються, в основному, в важких верстатах у вигляді накладних напрямних.

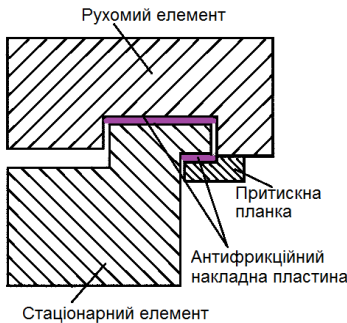


Рисунок 9.2 – Напрямна з антифрикційними пластинами

Полімерні матеріали мають гарні фрикційні характеристики, забезпечують рівномірність руху на малих швидкостях і відсутність «схоплювання». Для напрямних використовуються наповнені

фторопласти, такі як Ф4К-20, матеріали Turcite В, Rulon 142 та деякі інші. Полімерні матеріали у вигляді стрічки наклеюються на одну із поверхонь пари тертя (рис.9.2).

Такі матеріали після наклеювання можна механічно обробляти, зокрема шабрувати чи шліфувати. В парі з чавуном полімерні матеріали забезпечують коефіцієнт тертя 0,04-0,05, який мало залежить від швидкості відносного руху.

## 9.2 Напрявні кочення верстатів.

Напрявні кочення використовуються для переміщення виконавчих органів верстатів з ЧПК, також їх використовують в координатно-розточувальних верстатах для переміщення стола з заготовкою, в шліфувальних верстатів для руху шліфувальної головки.

Перевагами використання напрямних кочення в порівнянні з напрямними ковзання є:

- низький коефіцієнт тертя, що зумовлює менше навантаження на привід і спрощує конструкцію приводу;
- коефіцієнт тертя не залежить від швидкості руху, внаслідок чого відсутні стрибки на малих швидкостях руху;
- великі швидкості переміщення;
- простота монтажу і експлуатації;
- висока довговічність.

В той же час вони мають і недоліки в порівнянні з напрямними ковзання:

- знижене демпфування на напрямних, особливо в умовах відсутності руху, або руху з малими швидкостями;
- підвищена чутливість до забруднення, що потребує їх надійного захисту для збереження довговічності.

Напрявні ковзання виготовляються кульковими (рис. 9.3, а) та роликовими (рис. 9.3, б, в).

Кулькові напрямні забезпечують вищу швидкохідність і менші втрати на тертя, тоді як роликові мають більшу жорсткість і несучу здатність.

Роликові напрямні можуть виготовлятися з роликами з паралельними осями (рис. 9.3, в) та з роликами осі яких перехрещуються (рис. 9.3, б). Напрявні з роликами з паралельними осями допускають перевірку прилягання робочих граней, чого не можна зробити для напрямних з осями, що перехрещуються. Напрявні

з осями роликів, що перехрещуються (хрестово-роликові напрямні), здатні сприймати довільно прикладене навантаження включно з перекидальними моментами та мають компактну конструкцію. В таких напрямних діаметр ролика дещо більший за його довжину, їх осі перехрещуються і утворюють дві напрямні.

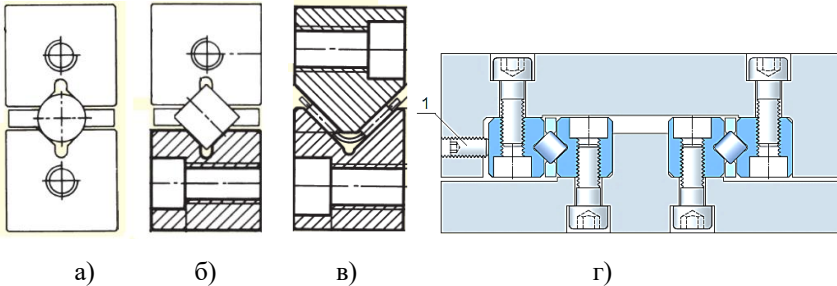
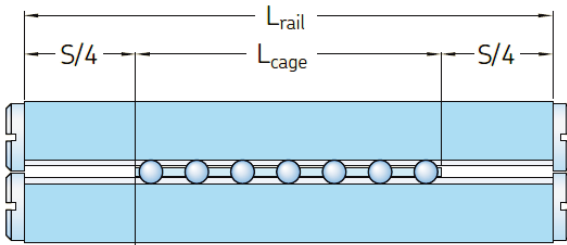


Рисунок 9.3 – Напрямні з кульковими і роликовими елементами кочення

Напрямні можуть виготовлятися у вигляді лінійної опори (рис. 9.4) та у вигляді рейкової напрямної з каретками із замкненим ланцюгом (рис. 9.5). Перша конструкція простіша у виготовленні, але має обмежену величину переміщення, оскільки довжина рейки

$$L_{rail, min} = L_{cage} + 0,5 S.$$



$L_{rail}$  - довжина рейки

$L_{cage}$  - довжина касети

$S$  - потрібна величина переміщення

Рисунок 9.4 – Напрямна у вигляді лінійної опори

Використовуючи конструкцію з замкненим ланцюгом можна здійснювати переміщення на значні відстані. Напрямні у вигляді замкнутого ланцюга випускають як з кульками (рис. 9.5, а), так і

роliками (рис. 9.5, б). Тiла кочення в таких напрямних циркулюють в каретці, як показано на схемі (рис. 9.6).

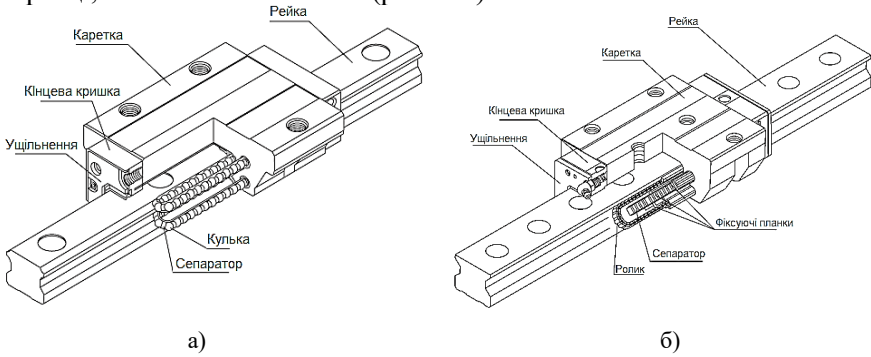


Рисунок 9.5 – Напрямна з замкнутим ланцюгом

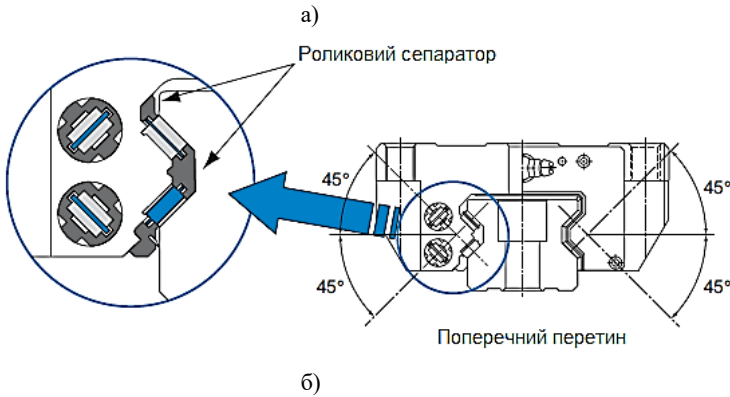
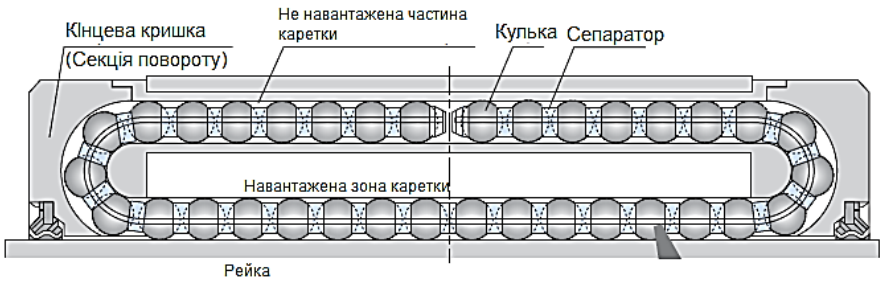


Рисунок 9.6 – Схема циркуляції тіл кочення в напрямних кочення

Для підвищення жорсткості та усунення зазорів в напрямних кочення може створюватися попередній натяг. Величина натягу може регулюватися безпосередньо під час монтажу напрямних, в разі використання напрямних, показаних на рис. 9.3 і 9.4. Регулювання здійснюється гвинтами 1 (рис. 9.3, г). В лінійних напрямних з каретками (рис. 9.5) натяг забезпечується виробником напрямних.

Напрявні кочення розраховуються на довговічність подібно до підшипників кочення.

### 9.3 Розрахунок напрямних ковзання

Методи попереднього розрахунку базуються на таких припущеннях.

1. Оскільки деформації базових деталей на ранніх стадіях проектування оцінити неможливо, обидві деталі розглядаються як абсолютно жорсткі. В цьому випадку відносний поворот і зсув деталей відбувається за рахунок деформації поверхневого шару матеріалу. До таких деталей відносяться супорти токарних, карусельних, довбальних, зубофрезерних верстатів, консоли і шпindelні головки фрезерних верстатів, шпindelні бабки тощо.

2. Контактні зсуви  $\delta$  в будь-якій точці стику (напрявна - рухливий вузол) прямо пропорційні тиску  $p$  в цій точці (гіпотеза Вінклера):

$$p = 1/k \cdot \delta,$$

де  $k$  - коефіцієнт контактної піддатливості.

3. Вважаючи ширину напрямних істотно меншою відстані між ними, тиск по всій ширині грані беруть постійним. Точка прикладання рівнодійної реакції в цьому випадку лежить на середній лінії грані.

У разі, коли жорсткістю базових деталей неможливо знехтувати, одну з деталей моделюють з використанням теорії балок і плит на пружній основі. До цієї групи деталей відносять повзуни карусельних і довбальних верстатів, довгі столи фрезерних верстатів тощо. Такий підхід суттєво ускладнює розрахунок.

Розглянемо перший випадок на прикладі напрямних поздовжнього руху токарного верстата. Розрахункова схема супорта токарного верстата від дії на нього всіх сил (складових сили різання  $F_x$ ,  $F_y$  і  $F_z$ ; ваги вузла  $G$ ; тягової сили  $Q$ ; реакцій на робочих гранях напрямних  $R_A$ ,  $R_B$ ,  $R_C$  і відповідних сил тертя) подана на рис. 9.7.



$$\sum M_z = F_x y_F - F_y x_F - A \sin \alpha x_A + B \sin \beta x_B + C f y_C = 0,$$

де  $f$  - коефіцієнт тертя на гранях напрямних;  $x_F, y_F, z_F$  - координати прикладання сили різання;  $x_G, y_G$  - координати центру ваги;  $x_A, x_B, x_C$  - координати прикладення реакцій на гранях;  $y_Q, z_Q$  - координати прикладання сили  $Q$ .

В системі рівнянь сім невідомих  $R_A, R_B, R_C, x_A, x_B, x_C, Q$  (система статично невизначена), але перші чотири рівняння дозволяють визначити реакції на гранях напрямних і тягове зусилля.

Тягове зусилля  $Q$ , необхідне для переміщення супорта, в разі приводу ходовим гвинтом спрямоване вздовж осі гвинта, а отже, не має складових паралельних силам  $F_y$  і  $F_z$ . В разі приводу від прямозубої зубчасто-рейкової передачі до складової  $Q_x$ , паралельної зусиллю подачі  $F_x$  додається складова  $Q_z$ :

$$Q_z = Q_x \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho),$$

де  $\alpha$  – кут зачеплення,  $\rho$  – кут тертя на зубах ( $\rho = 5^\circ \dots 7^\circ$ ).

За реакціями на гранях можна оцінити величини середнього тиску

$$p_A = A/(a \cdot L); \quad p_b = B/(b \cdot L); \quad p_C = C/(c \cdot L).$$

Для визначення максимального питомого тиску необхідно знайти три координати  $x_A, x_B, x_C$  прикладення рівнодійних. Для розв'язання цієї задачі до двох рівнянь, що залишилися напишемо додаткове рівняння, виходячи з розподілу зовнішніх моментів між напрямними.

В більшості випадків в разі значної жорсткості каретки супорта момент  $M_Y$  розподіляється між напрямними пропорційно їх зведених ширині. В загальному випадку зведена ширина напрямної дорівнює сумі зведених ширин окремих її граней. Зведена ширина грані  $a$ , нахиленої до площини зведення під кутом  $\alpha$ , дорівнює  $a \cdot \cos^2 \alpha$ . Площиною зведення для дії моменту  $M_Y$  є площина  $Y-X$ , а для дії моменту  $M_Z$  – площина  $Z-X$ .

Для комбінованих напрямних момент зовнішніх сил відносно передньої напрямної

$$M_{dY} = \frac{M_Y \cdot d}{d + c},$$

відносно задньої напрямної

$$M_{cY} = \frac{M_Y \cdot c}{d + c},$$

тут  $d$  – зведена ширина трикутної напрямної:  $d = a \cdot \cos^2 \alpha + b \cdot \cos^2 \beta$ .

Тоді рівняння моментів зовнішніх сил відносно осі  $Y$  можна розділити на два рівняння. В результаті отримаємо систему з трьох рівнянь, що дозволить знайти три невідомих, що залишилися

$$\left. \begin{aligned} Ax_A \cos \alpha + Bx_B \cos \beta &= M_{dY} \\ Cx_c &= M_{cY} \\ -Ax_A \sin \alpha + Bx_B \sin \beta &= M_Z \end{aligned} \right\}.$$

З системи одержимо

$$x_A = \frac{M_{dY} \sin \beta - M_Z \cos \beta}{A \sin(\alpha + \beta)},$$

$$x_B = \frac{M_{dY} \sin \alpha - M_Z \cos \alpha}{B \sin(\alpha + \beta)},$$

$$x_C = \frac{M_{cY}}{C}.$$

Максимальний тиск на грані напрямної визначається за формулою

$$p_{max} = p_{сер} \left( 1 + \frac{6x}{L} \right).$$

Якщо  $x = 0$ , то тиск розподіляється вздовж напрямної рівномірно (рис. 9.8, а); в разі  $0 < x < L/6$  отримуємо трапецеїдальний закон розподілу тиску (рис. 14.8, б); а для  $x = L/6$  – трикутний (рис. 9.8, в). Якщо ж реакція буде прикладена на відстані  $x > L/6$  (рис. 9.8, г), то це свідчить про розподіл тиску не по всій довжині грані, тобто спостерігається розкриття стіку напрямної.

Допустимий максимальний тиск на напрямних в умовах малих швидкостей руху дорівнює (2,5 – 3) МПа, на високих швидкостях – (1,0 – 1,2) МПа. Середній тиск повинен бути вдвічі меншим, а для важких та прецизійних верстатів не перевищувати (0,1 – 0,2) МПа.

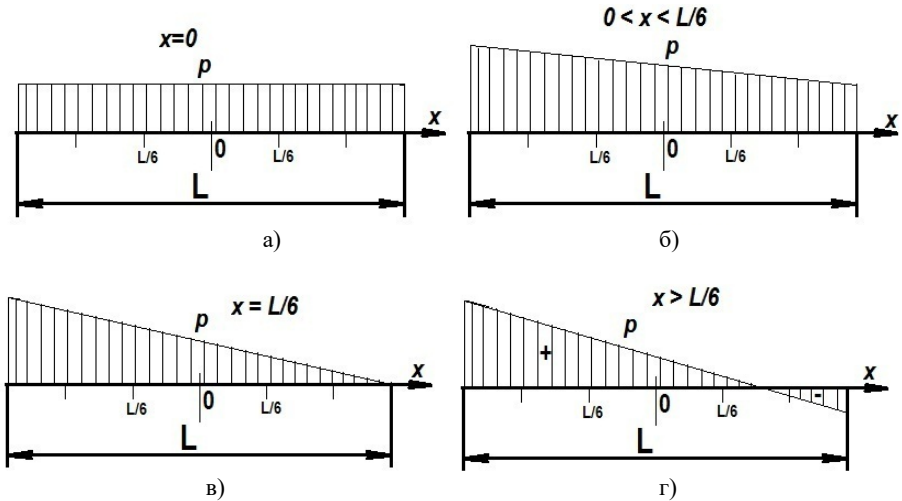


Рисунок 9.8 – Розподіл тиску вздовж напрямної

## ЛЕКЦІЯ 10. ТЕХНОЛОГІЧНА НАДІЙНІСТЬ ВЕРСТАТІВ

Надійність це властивість виробу виконувати визначені функції, зберігаючи свої експлуатаційні показники в визначених межах протягом потрібного періоду часу.

Порушення працездатності машини або її елемента називають **відмовою**. Короткочасні втручання в технологічний процес і в налаштування верстата, які регламентовані системою обслуговування і пов'язані з недостатнім ступенем розвитку верстата, не слід вважати відмовами верстата.

Для верстатів доцільно виділити ті відмови, які характеризують роботу верстата як технологічної системи. Ці відмови визначають технологічну надійність, яка характеризується його здатністю зберігати якісні показники технологічного процесу (точність обробки і якість обробленої поверхні) протягом визначеного періоду експлуатації.

Надійність верстата зумовлюється безвідмовністю, довговічністю та ремонтпридатністю.

Поняття «безвідмовність» та «довговічність» розглядалися в розділі «Техніко-економічні показники верстатів».

Ремонтопридатність це властивість виробу, яка полягає в його пристосованості до попередження, виявлення та усунення відмов і неполадок шляхом проведення технічного обслуговування та ремонтів. Тобто ремонтпридатність, яка визначається витратами часу на ремонт і обслуговування є складовою частиною довговічності.

Верстат може бути безвідмовним, але не довговічним. Це буде в тому випадку, коли він з високим ступенем безвідмовності пропрацює визначений період часу, а потім вийде з ладу. На відновлення його працездатності буде затрачено багато часу і коштів. Верстат може бути довговічним, але матиме малу безвідмовність. Це буде в тому випадку, коли протягом визначеного періоду часу безперебійної роботи верстата часто виконують налаштування і ремонт, але час, що витрачається на відновлення працездатності, невеликий.

В аналізі технологічної надійності верстатів враховують лише ті відмови, які пов'язані з точністю обробки або якістю обробленої поверхні.

### **10.1 Процеси, що знижують якість верстатів під час експлуатації**

В процесі експлуатації верстатів відбувається поступове погіршення їх якісних показників. В залежності від конструкції верстата, методів його обслуговування і налагодження на верстатах одного типу можна отримувати вироби з різним ступенем точності і неоднаковою якістю поверхні. Це пов'язано з тими процесами і впливами, яким піддається верстат протягом експлуатації та здатністю верстата їх сприймати.

На роботу верстата впливають температура і вологість повітря, вібрації від сусіднього обладнання, забруднення механізмів стружкою, відходами виробництва, пилом, удари під час встановлення заготовок тощо.

В самому верстаті діють динамічні навантаження, пов'язані з передачею енергії, необхідної для здійснення даного технологічного процесу. Процес різання супроводжується значним тепловиділенням, яке також впливає на роботу верстата. Для усунення шкідливих впливів необхідно вивчати їх походження, знати закони, яким вони підлягають.

Під дією усіх видів енергії (механічної, теплової, хімічної та інших) в верстаті виникають різні шкідливі процеси, які ведуть до погіршення його технічних характеристик. Деякі з цих процесів оборотні, оскільки вони тимчасово змінюють параметри деталей, вузлів

і всієї системи в визначених межах без тенденції прогресивного погіршення. Найбільш характерним прикладом оборотних процесів є пружні деформації вузлів і деталей верстатів, що відбуваються під дією зовнішніх та внутрішніх сил.

Необоротні процеси ведуть до поступового погіршення технічних характеристик верстата протягом часу. Найбільш характерними необоротними процесами в машинах є зношування, корозія, перерозподіл внутрішніх напружень і жолоблення деталей з часом.

Всі процеси, що відбуваються в верстаті, як оборотні так і необоротні, впливають на його технічні характеристики, зумовлюють помилки та знижують якість здійснення даного технологічного процесу.

За швидкістю протікання всі процеси можна розділити на три групи.

*Швидкоплинні процеси.* Ці процеси мають періодичність зміни, що вимірюється частками секунди, вони закінчуються в межах циклу роботи верстата і знову виникають під час обробки наступної деталі. До них відносяться вібрації вузлів, зміна тертя в рухомих з'єднаннях, коливання робочих навантажень та інші процеси, які впливають на взаємне положення інструмента і заготовки в кожен визначений момент часу і викривляють цикл роботи верстата.

Виникнення сталих коливань в верстатах зумовлене змінністю сил різання внаслідок періодичної зміни величини перерізу зрізу, зміною сил тертя між стружкою та інструментом, виникненням та видаленням наросту на інструменті та іншими причинами. Система верстата, на яку діють ці сили, може створювати умови для зворотного впливу на параметри різання і підтримувати або підсилювати коливання, що виникають.

Внаслідок протікання у верстаті швидкоплинних процесів відбуваються зміни мікрогеометрії поверхні і розсіювання розмірів оброблених деталей.

До зниження точності обробки ведуть і несталі величини сил тертя в процесі переміщення вузлів верстата.

Швидкоплинні процеси можуть бути пов'язані також з нерівноваженістю рухомих вузлів верстата. Наприклад, якщо центр ваги системи заготовка-шпиндель не співпадає з віссю обертання на величину  $\varepsilon$ , то на високошвидкісних режимах обробки виникають

відцентрові сили, що впливає на якість одержуваної продукції. Неврівноваженість шпинделя можна усунути динамічним балансуванням в процесі виготовлення верстата, але з системою цього зробити неможливо.

Швидкоплинні процеси ведуть до розсіювання таких параметрів верстата і його вузлів як точність обробки, точність рухів, дотримання закону руху, дисбаланс тощо. Зазвичай ці зміни відносять до категорії випадкових похибок.

*Процеси, що протікають з середньою швидкістю.*

Процеси середньої швидкості протікають за час безперервної роботи машини і їх тривалість вимірюється, зазвичай, хвилинами або годинами. Вони ведуть до монотонної зміни початкових параметрів машин. До цієї категорії відносяться як оборотні процеси (зміна температури машин та оточення, зміна вологості), так і необоротні процеси (різальний інструмент зношується в багато разів швидше, ніж деталі і вузли машини).

Характерні криві протікання процесів середньої швидкості: температурних деформацій верстата *a)* і зносу різального інструменту *б)* наведені на рис. 10.1.

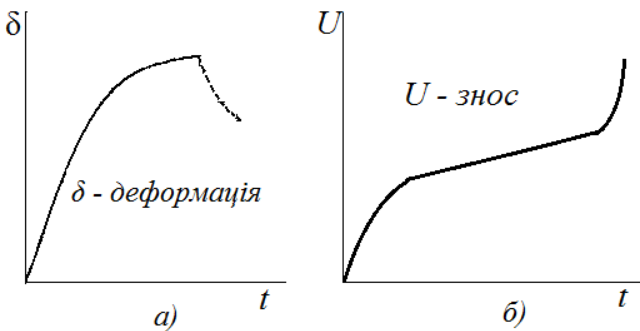
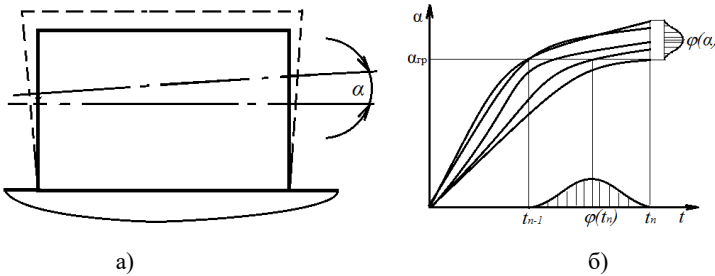


Рисунок 10.1 – Криві протікання процесів середньої швидкості

Розглянемо протікання процесу температурних деформацій шпиндельного вузла верстата, які зумовлюють зсув осі шпинделя.

Якщо спостерігати за зміною в часі кута  $\alpha$  положення осі шпинделя (рис.10.2), повторюючи спостереження декілька разів, можна помітити, що криві деформації не співпадають. Ця залежність має характер випадкової функції, а окремі криві є її реалізацією. В кожен момент часу (наприклад  $t_n$ ) дана випадкова функція може

характеризуватися кривою розподілу  $\varphi(\alpha)$ , яка вказує на імовірність того, що функція набуває дане значення.



а) – схема шпindelної бабки; б) – криві зсуву осі шпindelа в часі

Рисунок 10.2 – Схема зміни положення осі шпindelа внаслідок теплових деформацій

Та обставина, що процеси середньої швидкості (наприклад температурні деформації), характеризуються випадковими величинами і функціями, є наслідком змінності початкових параметрів. Так на температурні деформації верстата впливають коливання температури середовища, коливання коефіцієнтів тертя в механізмах приводу і опорах, теплоутворення в зоні різання, умови теплообміну між вузлами верстата і верстата з середовищем, тощо. Розсіювання значень випадкової функції спричиняє до того, що задане граничне значення або допустиме значення даного параметра (кута  $\alpha$ ), досягається за різні періоди часу (від  $t_{n-1}$  до  $t_n$ ). Крива розподілу  $\varphi(t)$  характеризує розсіювання термінів служби, або граничний час допустимої роботи верстата без підналагодження.

Температурні деформації верстатів є найбільш характерним процесом середньої швидкості, що приводить до порушення початкового положення вузлів верстата, а отже, знижують точність обробки. Так, спостереження за положенням осі шпindelа токарно-револьверного автомата показують, що після пуску верстата протягом декількох (2 – 5) годин відбувається поступовий зсув осі шпindelа внаслідок нагрівання шпindelної бабки. Температурні зсуви можуть досягати 50 – 60 мкм, з часом, внаслідок досягнення теплового балансу, положення осі шпindelа стабілізується. Після вимикання верстата відбувається поступове повернення шпindelа в початкове положення. Якщо в процесі роботи верстат періодично зупиняється на

підналагодження, то процеси нагрівання і охолодження будуть чергуватися і стабілізація положення може не наступити (рис. 10.3).

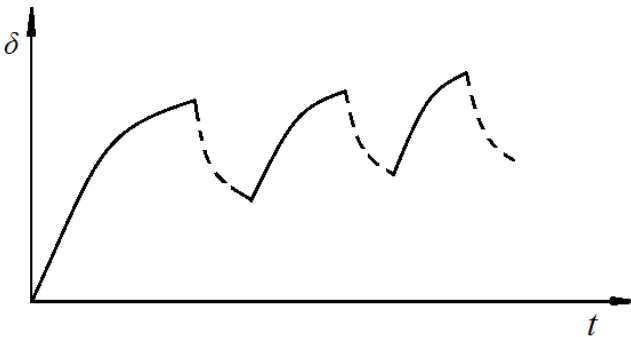


Рисунок 10.3 – Характер температурних деформацій при періодичних зупинках верстата

Аналіз температурних деформацій шпиндельних бабок верстатів показує, що вони визначаються в основному температурними полями стінок, що несуть опори шпинделя, а також способом фіксації бабки на станині верстата. Розміщенням фіксуючих елементів на осі термосиметрії горизонтальні зсуви осі шпинделя можна звести до мінімуму. Температурні зсуви осі шпинделя пропорційні середній надлишковій температурі стінок на ділянці, що входить до ланцюга деталь-верстат-інструмент.

*Процеси, що протікають повільно.*

Ці процеси протікають за час роботи верстата між його періодичними оглядами і ремонтами. До цих процесів відносяться знос основних механізмів верстата, перерозподіл внутрішніх напружень в деталях, повзучість металів, корозія, сезонні зміни температури. Ці процеси впливають на точність, к.к.д. та інші параметри машин, але їх зміна відбувається дуже повільно. Необхідно відзначити, що процеси, що протікають повільно, також є випадковими, для яких характерне розсіювання значень.

Для верстатів основним із процесів, що протікають повільно, є зношування. Знос – це результат процесу повільної зміни розмірів деталі по її поверхні внаслідок тертя. В процесі зношування деталей на їх поверхнях виникають складні явища, зумовлені мікрорізанням,

пластичним деформуванням, явищами втоми, окисними процесами, температурними явищами, тощо.

Для деталей верстатів характерним є абразивний знос, під час якого на поверхнях тертя наявні абразивні частки, що руйнують поверхні шляхом мікрорізання, та знос як наслідок дії шорстких поверхонь, міровиступи яких руйнуються внаслідок втоми металу. Абразивні частки можуть попадати ззовні в мастило і на поверхні тертя або бути твердими структурними складовими матеріалу однієї із сполучених деталей. Тому навіть за ретельного фільтрування мастила і ізолювання поверхонь тертя мають місце умови для абразивного зношування.

Основними факторами, що визначають швидкість зношування є тиск  $p$  на поверхнях контакту і швидкість  $v$  відносного ковзання. Залежність лінійного зносу  $U$  від тиску і швидкості відносного ковзання визначається, перш за все, видом зношування. Для абразивного та деяких інших видів зношування лінійний знос пропорційний тиску і шляху тертя  $s$ :

$$U = k p s = k p v t,$$

тут  $k$  – коефіцієнт, що характеризує зносостійкість матеріалів і умови роботи даної пари тертя (змащування, ступінь ізолювання поверхонь від забруднення, тощо).

Швидкість лінійного зношування  $\gamma = U/t = k p v$ .

Цю залежність можна використовувати для розрахунку на зношування багатьох деталей верстатів: напрямних ковзання, дисків фрикційних муфт, ходових гвинтів і гайок, кулісних механізмів, тощо. Для деталей верстатів характерні і інші види руйнування поверхонь, такі як втома поверхневих шарів (підшипники, напрямні і гвинти кочення, кулачки), а в окремих випадках і зминання.

До процесів, що протікають повільно відноситься також жолоблення деталей. Жолоблення станин, стояків, коробок та інших литих корпусних деталей призводить до поступового порушення їх взаємного положення в верстаті, тобто до втрати верстатом точності.

Однією з причин жолоблення деталей з часом є зміна і перерозподіл залишкових напружень, що утворилися в виливку в процесу його охолодження в формі. Але жолоблення відбувається не лише через перерозподіл залишкових напружень, але і під впливом

зовнішніх навантажень, що діють на верстат в процесі його експлуатації.

Отже, протікання різноманітних процесів веде до поступової втрати верстатом своїх початкових якісних характеристик.

## ЛЕКЦІЯ 11. ЗАГАЛЬНА МОДЕЛЬ ПАРАМЕТРИЧНОЇ ВІДМОВИ

Як основу прогнозування надійності розглянемо фізичну модель формування відмов з урахуванням стохастичної природи процесів, що протікають в системі. Виникнення відмови - це кінцевий результат низки послідовних етапів, що, незалежно від виду відмови, мають загальні риси.

Розглянемо блок-схему виникнення відмов (рис. 11.1), опираючись на загальне уявлення про протікання в верстаті різних шкідливих процесів, які за визначених умов можуть привести до втрати верстатом працездатності.

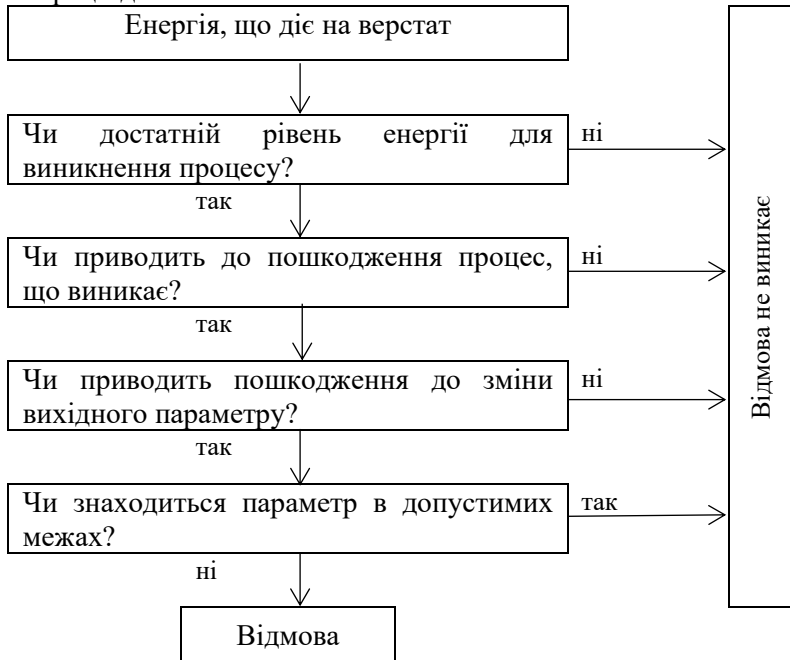


Рисунок 11.1 – Блок-схема виникнення відмови

В процесі експлуатації верстата на нього діють всі види енергії, але для виникнення шкідливого процесу необхідний їх визначений рівень. Якщо цей рівень не перевищено, то передумови виникнення відмови будуть усунуті ще на початку. Якщо ж процес виник, то він буде змінювати початкові властивості або стан матеріалу, з якого створено будь-який виріб (включаючи не лише деталі і елементи, але і мастильні матеріали, тощо).

Під дією різних видів енергії можуть виникати і розвиватися в часі такі процеси як деформації, зношування, корозія, зміна фізичних властивостей та інше. Ці процеси можуть призвести до пошкодження виробу. Під пошкодженням розуміємо відхилення контрольованих властивостей від початкових, отриманих під час виготовлення виробу.

Слід враховувати, що залежність між ступенем пошкодження (наприклад, зносом  $U$ ) і вихідним параметром  $X$ , як правило не випадкова або її стохастична природа проявляється слабо.

Одержані пошкодження можуть впливати або не впливати на вихідні параметри виробу, які є показниками його працездатності (наприклад, показниками точності верстата). Якщо дане пошкодження не впливає на вихідні параметри виробу, то відмова не виникає. Наприклад, рівномірний знос напрямних не призведе до втрати верстатом точності, оскільки прямолінійність руху інструмента збережеться. Якщо ж пошкодження призводить до зміни вихідного параметру виробу, то відмова виникає лише тоді, коли цей параметр вийде за припустимі межі.

### 11.1 Загальну модель формування параметричної відмови машини.

Відмова наступить тоді, коли параметр  $X$  функціонування, який розглядається, внаслідок протікання в машині різноманітних шкідливих процесів, в першу чергу зносу, досягне свого гранично допустимого значення  $X_{max}$  (рис. 11.2). Оскільки час досягнення граничного значення (напрацювання на відмову або термін служби) – випадкова величина, то основною її характеристикою буде закон розподілу  $t$ , наприклад густина імовірності  $f(t)$ . Знання цього закону дозволяє вирішити основні задачі з оцінки надійності виробу, оскільки для будь-якого фіксованого значення часу роботи виробу  $t = T$  можна визначити імовірність його безвідмовної роботи  $P(t)$ .

На схемі (рис. 11.2) показані основні етапи формування закону  $f(t)$ . Спочатку необхідно врахувати розсіювання параметрів машини  $f(a)$

відносно свого математичного очікування  $a_0$ . Це пов'язано як з розсіюванням початкових показників нової машини, так і з протіканням таких процесів як вібрації, температурні деформації та інше, які проявляються одразу ж в роботі машини. Потім на погіршення параметрів машини в процесі експлуатації впливають повільні процеси, і в першу чергу знос. Слід зазначити, що в загальному випадку процес зміни параметра може розпочатися через деякий проміжок часу  $\tau$ , який також є випадковою величиною і пов'язаний з накопиченням пошкоджень (наприклад втома). Процес зміни параметру  $X$  зі швидкістю  $\gamma_x$  також випадковий і залежить від зміни параметрів окремих елементів машини (їх зносу зі швидкістю  $\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_k$ ).

Внаслідок усіх цих явищ відбувається формування закону розсіювання параметру  $f(X, t)$ , який визначає імовірність виходу параметру  $X$  за межі  $X_{max}$ , тобто імовірність відмови  $F(t) = 1 - P(t)$ .

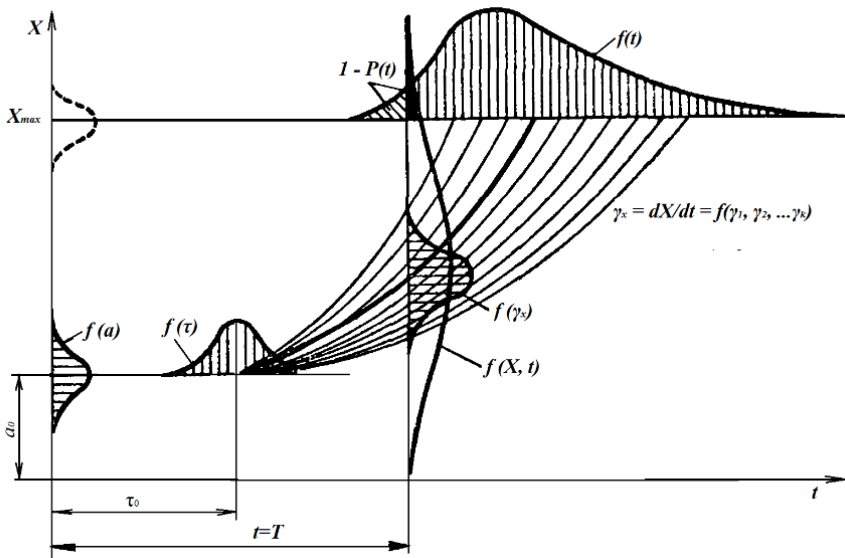


Рисунок 11.2 – Загальна схема формування параметричної відмови

Якщо початкові значення параметру функціонування  $X$  розподілені за нормальним законом (його параметри  $a_0$  і  $\sigma_a$ ),  $\tau = 0$  і

процес зміни підлягає лінійній залежності, до того ж його швидкість має розсіювання з параметрами  $\gamma_{cep}$  і  $\sigma_x$ , то імовірність безвідмовної роботи  $P(t)$  для заданого значення  $t = T$  може бути підрахована за формулою

$$P(t = T) = 0,5 + \Phi \left[ \frac{X_{max} - a_0 - \gamma_{cep}t}{\sqrt{\sigma_a^2 + (\sigma_x t)^2}} \right],$$

де  $\Phi$  – нормальна функція Лапласа  $0 \leq \Phi \leq 0,5$ ;  
 $t=T$  – тривалість експлуатації машини.

Формула отримана з умови оцінки імовірності виходу параметра  $X$  за допустимі межі  $X_{max}$ . При цьому вважалось, що розсіювання параметра  $X$  підлягає закону з математичним очікуванням  $M(X) = a_0 + \gamma_{cep}t$  і середнім квадратичним відхиленням  $\sigma = \sqrt{\sigma_a^2 + (\sigma_x t)^2}$ .

## 11.2 Моделі втрати верстатом працездатності за параметром точності

Розглянемо загальний випадок втрати верстатом працездатності в часі (рис. 11.3). Нехай  $X$  – один з параметрів, які характеризують точність верстата, а  $\delta$  – частина на яку може бути знижено (погіршено) параметр без виходу його за допустимі межі, тобто  $\delta$  – це ті допустимі похибки в роботі верстата, які не призводять до порушення його працездатності. Процес зміни параметра  $X$  на величину  $\delta$  з часом  $t$ , тобто процес зміни стану верстата, і являє собою загальну картину поступової втрати верстатом працездатності протягом його експлуатації.

Кожен верстат має початкові похибки, які залежать від його конструкції та ступеню досконалості виготовлення. Його механізми мають деяку геометричну неточність, не абсолютну статичну жорсткість та інші показники, які визначають початкову неточність функціонування  $a_0$ . Ця неточність спостерігається і в тому випадку, коли відсутні процеси, що змінюють параметри верстата.

Як тільки верстат починає працювати, швидкоплинні процеси ведуть до подальшого збільшення похибок його роботи. Тут слід враховувати дві обставини. По-перше, випадковий характер цих процесів, внаслідок чого зміна параметрів верстата визначатиметься полем розсіювання  $A_1$ . По-друге, може бути декілька процесів, що протікають одночасно, і загальний ефект від їх взаємодії може бути

оцінений, якщо скористатися імовірнісним методом додавання дисперсій окремих процесів. Так, якщо на початку роботи верстата діють два основних фактори – розсіювання параметру  $X$  відносно центру групування  $a_0$  в межах поля  $A_n$  за рахунок похибки налаштування і розсіювання параметру  $X$  в межах поля  $A_e$  внаслідок вібрацій, то загальне поле розсіювання  $A_1$  параметру  $X$  буде складатися з  $A_n$  і  $A_e$ , і може бути виражене формулою

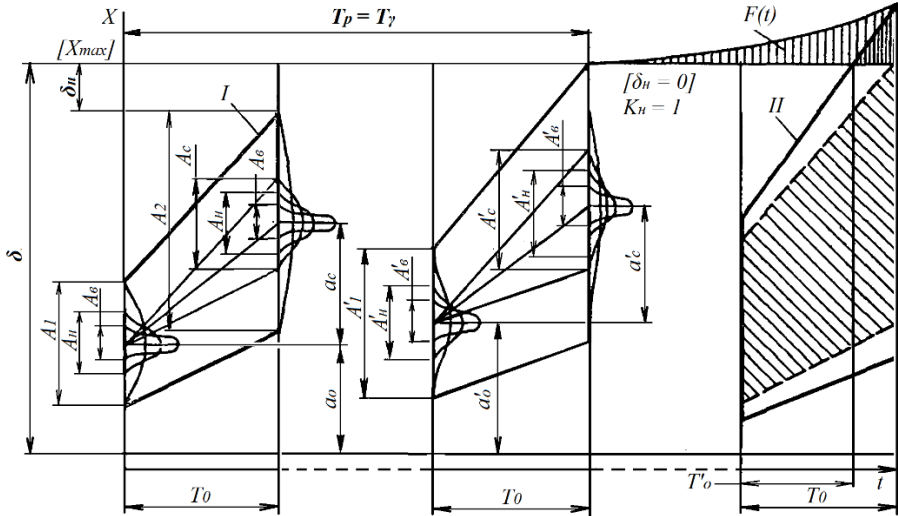


Рисунок 11.3 – Схема втрати машиною працездатності за параметром точності

$$A_1 = \sqrt{A_n^2 + A_e^2}.$$

Вплив процесів середньої швидкості проявляється в тому, що центр розсіювання  $a_0$  за період  $T_0$  зміщується на величину  $a_c$ , до того ж цей процес також має розсіювання, яке характеризується зоною  $A_e$ . Із процесів середньої швидкості необхідно в першу чергу виділити температурні деформації верстата.

Зона розсіювання відносно зміщеного центру групування складається з  $A_1$  і  $A_e$ . Скориставшись імовірнісним методом додавання одержимо

$$A_2 = \sqrt{A_n^2 + A_e^2 + A_c^2}.$$

Таким чином до кінця періоду  $T_0$  залишається невитраченим резерв точності функціонування (запас надійності)

$$\delta_n = \delta_T = \delta - \left( a_0 + a_c + \frac{A_2}{2} \right).$$

Поле розсіювання параметру  $X$  за цей період визначається зоною  $I$ .

За наявності резерву  $\delta_T$  надійність верстата достатньо висока, оскільки імовірність виходу параметру  $X$  за межі  $\delta$  мала. Небезпеку представляють лише раптові відмови від зовнішніх впливів, не пов'язаних з роботою самого верстата.

В процесі тривалої експлуатації верстата починають проявлятися процеси, що протікають повільно, такі як знос, корозія, жолоблення та інші, які ведуть до зменшення запасу  $\delta_T$  за параметром  $X$ .

Параметричну надійність верстата визначають такі чинники:

- збільшення зони  $A_e$  внаслідок зростання зазорів в сполученнях внаслідок їх зносу, зміна жорсткості і інших характеристик, що впливають на швидкоплинні процеси;

- збільшення зони  $A_n$  відбувається внаслідок зносу і старіння елементів налаштування верстатів;

- збільшення  $a_0$  є наслідком зносу, жолоблення та інших змін, які мають місце в основних сполученнях і вузлах верстата. Зазвичай, це головний параметр, який впливає на зниження працездатності верстата;

- збільшення  $A_c$  і  $a_c$  може мати місце внаслідок підвищення тепловиділення через ріст коефіцієнту тертя, ріст навантажень і інші явища, що відбуваються внаслідок зношування механізмів.

Збільшення зони розсіювання параметрів верстата в процесі тривалої його експлуатації (зона  $II$ ) веде до зростання імовірності виходу параметру  $X$  за межі допуску, тобто до зменшення часу безвідмовної роботи верстата.

Параметричну надійність верстата можна характеризувати запасом надійності за точністю

$$K_T = \frac{\delta}{\delta - \delta_T} = \frac{\delta}{a_0 + a_c + 0,5\sqrt{A_n^2 + A_B^2 + A_c^2}}.$$

В період нормальної експлуатації верстата (до втрати запасу надійності) імовірність безвідмовної роботи  $P(t)$  не є наглядним показником надійності. За його значенням важко судити про резерв працездатності верстата і основною характеристикою буде значення  $K_T$ .

Граничним станом верстата слід вважати час вичерпання резерву точності, тобто коли  $\delta_T = 0$  при заданому значенні  $P(t)$ . Часом роботи верстата (в годинах) до моменту настання  $\delta_T = 0$  (або  $K_T = 1$ ) визначається його ресурс  $T_p$ , оскільки, починаючи з цього часу верстат потребує ремонту або відновлення працездатності.

Якщо з якихось причин експлуатація верстата продовжується, то можна прийняти одне з таких рішень:

1) зменшити період безвідмовної роботи до значення  $T'_0$ , за якого забезпечується  $\delta_T=0$ ;

2) знизити режими роботи верстата до значень, які забезпечують  $\delta_T = 0$  (заштрихована зона);

3) допускати зменшення запасу надійності верстата, підсиливши контроль за його станом.

Всі ці заходи є тимчасові, і ресурс верстата  $T_p$  визначається напрацюванням  $\delta_T = 0$ .

## ЛЕКЦІЯ 12. ДИНАМІКА ВЕРСТАТІВ І ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ

Верстат, різальний інструмент, деталь і пристосування утворюють складну систему з поєднаних між собою структурних елементів. В процесі різання генеруються значні сили, і енергія розсіюється через деформацію та тертя, що зумовлює прогини структурних компонентів системи та вібрації (відносний рух між інструментом і деталлю). Ці вібрації бажано звести до мінімуму, оскільки вони погіршують точність обробки та якість обробленої поверхні; крім того, за несприятливих умов вони можуть стати нестабільними, що призведе до автоколивань, які можуть спричинити прискорене зношування та поломку інструменту, прискорене зношування верстата та пошкодження деталей верстата. Вібрація є особливо серйозною проблемою в операціях чистової обробки, таких як шліфування, і в процесах, в яких використовують піддатливий інструмент, таких як розточування та торцеве фрезерування. Нестабільні вібрації є основним фактором, що обмежує продуктивність у багатьох операціях, особливо на високих швидкостях різання.

Вивчення динаміки обробки має дві основні цілі:

- визначити правила проектування стабільних верстатів;

- визначити правила вибору динамічно стабільних умов різання.

Динамічний аналіз процесу обробки ускладнюється фізичною складністю верстатних систем і процесу різання, труднощами оцінки динамічних властивостей сполучень між конструктивними компонентами, а також тим фактом, що система змінюється в часі, оскільки компоненти рухаються один відносно одного під час процесу обробки.

Конструктор на етапі проектування прагне закласти в конструкцію елементів верстата необхідну жорсткість і демпфування, але в процесі різання можуть збуджуватися коливання структури верстата.

Верстати складаються з великої кількості компонентів і тому їх можна розглядати як багатомасову коливальну систему. Незважаючи на те, що конструктивні елементи верстата геометрично складні і мають безперервно розподілені маси, у деяких випадках можна змоделювати поведінку конструкції верстата під впливом динамічного навантаження, розглядаючи кілька дискретних мас, з'єднаних разом. Хоча реальні системи, такі як верстати, мають багато ступенів вільності і певну нелінійності, їх можна подавити як суперпозицію коливальних систем із пружини, маси і демпфера для багатьох цілей. Наприклад, механічна модель на рисунку 12.1 може представляти процес різання, в якому  $m$  є масою інструменту, а коефіцієнт демпфування  $q$  і жорсткість пружини  $c$  можна визначити за допомогою модального аналізу верстата.  $x$  - зміщення центру інструменту відносно заготовки

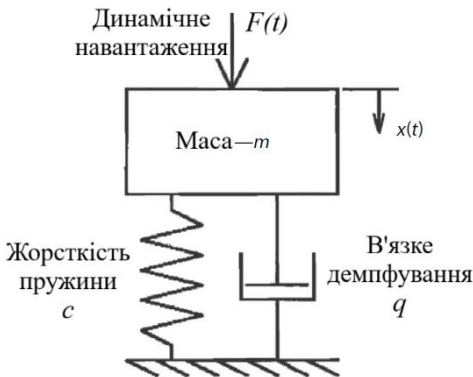


Рисунок 12.1 – Коливальна система з одним ступенем вільності під дією збурюючої сили

В верстатах можна зазначити три основних видів вібрації: вільна, змушена та самозбуджена (автоколивання).

*Вільні або власні коливання* (рис. 12.2) виникають, коли стійка система зміщується з положення рівноваги ударом; в цьому випадку система буде коливатися і повертатися у вихідне положення відповідно до її структурних характеристик. Оскільки верстати проектуються з високою жорсткістю, цей тип вібрації рідко викликає практичні проблеми.

### 12.1 Змушені коливання

*Змушені коливання* (рис. 12.3) виникають, коли до конструкції прикладається динамічна збуджуюча сила. Джерелами такої сили можуть бути:

1) змінні сили різання, що зумовлені: неоднорідностями в матеріалі заготовки (тобто твердими включеннями, литими поверхнями тощо); наростом на різальній кромці інструмента (який періодично утворюється та відламується), силами різання, які періодично змінюються через зміни поперечного перерізу стружки; змінами сили при переривчастому різанні (тобто при фрезеруванні або точінні некруглої або шліцьової деталі);

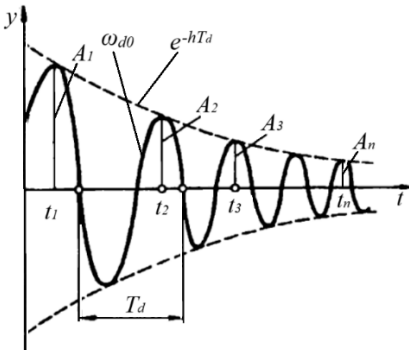


Рисунок 12.2 – Вільні згасаючі коливання

2) внутрішнє джерело вібрації, наприклад: порушення в приводах заготовки та різального інструменту (зумовлені зношеними компонентами, тобто дефектами підшипників, шестерень і нестабільністю руху шпинделя або повзунків); невідновжені сили (обертові незбалансовані елементи, тобто маси в шпинделі або

передачі); динамічні навантаження, створювані прискоренням/уповільненням або реверсуванням руху масивних рухомих компонентів;

3) зовнішні збурення, що передаються фундаментом верстата.

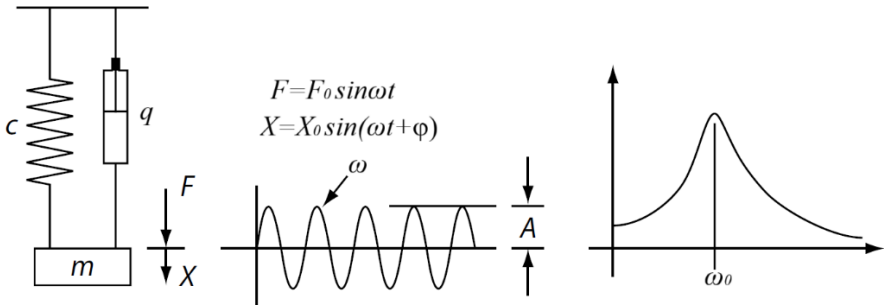


Рисунок 12.3 – Змушені коливання

Диференціальне рівняння руху механічної системи з одним ступенем вільності за наявності періодичної збурювальної сили і сили опору середовища має вигляд:

$$m\ddot{y} + q\dot{y} + cy = F \cos \omega t, \quad (12.1)$$

або

$$\ddot{y} + 2h\dot{y} + \omega_0^2 y = F_0 \cos \omega t \quad (12.2)$$

де  $F$  – максимальне значення збурювальної сили;

$$F_0 = F/m;$$

$\omega_0$  – кутова частота власних незгасаючих коливань системи;

$\omega$  – кутова частота збурювальної сили.

За наявності в'язкого тертя коливання системи, що розглядається, складаються із згасаючих коливань, які відбуваються з частотою  $\omega_l$  (частота згасаючих коливань  $\omega_l = \sqrt{\omega_0^2 - h^2}$ ) і змушених коливань з частотою збурювальної сили  $\omega$ . Причому згасаючі коливання з частотою  $\omega_l$  збурюються також за нульових початкових умов (при  $t = 0$ ,  $q_0 = 0$ ,  $\dot{q}_0 = 0$ ).

Оскільки амплітуда згасаючих коливань через скінченний проміжок часу стає малою порівняно з амплітудою змушених, то практичним інтерес становить розгляд змушених коливань.

Вираз для амплітуди  $A$  і зсуву фази  $\varphi$  змущених коливань запишемо у вигляді

$$A = y_{\text{ст}} \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (12.3)$$

де  $r = \omega/\omega_0$ ;

$\zeta = q/q_k$

$y_{\text{ст}} = F/c$  – переміщення від статично прикладеного амплітудного значення збурюючої сили.

$$\text{tg}\varphi = -\frac{2r\zeta}{1-r^2}. \quad (12.4)$$

Амплітуда змущених коливань залежить від співвідношення частот власних ( $\omega_0$ ) і змущених ( $\omega$ ) коливань та від демпфуючої здатності коливальної системи, що визначається логарифмічним декрементом коливань  $\delta$ .

Усі механічні системи мають згасання, про що свідчить той факт, що амплітуда вільних коливань з часом зменшується. Впливом демпфування на відгук системи можна знехтувати, якщо коефіцієнт демпфування малий і система не збуджується на частоті, близькій до резонансу. Точне моделювання демпфування стає найбільш критичним, коли система збуджена поблизу резонансу. Оскільки ефект демпфування загалом не відомий до аналізу верстата, слід спробувати змоделювати демпфування, поки експерименти не доведуть його несуттєвості.

Існує декілька форм демпфування, включаючи в'язке, гістерезисне та сухе демпфування тертям. Кожна прогнозована модель демпфування представляє різну ідеалізацію фактичного демпфування та призводить до іншої прогнозованої реакції. Наприклад, гістерезисне і в'язке демпфування обмежують резонансні амплітуди, тоді як сухе фрикційне демпфування не обмежує; в'язке демпфування впливає на частоту резонансного піку, тоді як гістерезисне та сухе фрикційне демпфування – ні. Відмінності в прогнозованому відгуку зменшуються в міру збільшення різниці між частотою збурювання та власною частотою. В'язке демпфування є найпростішим випадком для математичного аналізу, оскільки воно пропорційне швидкості. Тому сили опору складних систем, таких як верстати, часто замінюють еквівалентними в'язкими демпферами для спрощення математичного

аналізу. Еквівалентний коефіцієнт демпфування вибирається так, щоб розсіювати таку саму кількість енергії за цикл, що й фактична сила опору. Важливо відзначити, що велика частина розсіювання енергії відбувається на межі між інструментальним тримачем і шпинделем.

Амплітудно-частотна характеристика (рис. 12.4) характеризує залежність амплітуди (динамічної піддатливості) від співвідношення  $r$  частоти збудовальної сили і власної частоти системи за різних значень демпфування  $\zeta$ .

Як видно з рисунка максимального значення амплітуда набуває за співвідношення частот  $r = 1$ , тобто частота збурення дорівнює частоті власних коливань. Зі зменшенням демпфування величина піку амплітуди зростає.

З графіків (рис. 12.4) видно, що сили в'язкого опору чинять помітний вплив лише в навколо резонансній області (зона демпфування). Це дає можливість на віддаленні від резонансу (зони жорсткості і мас) брати криву, побудовану без врахування в'язкого опору.

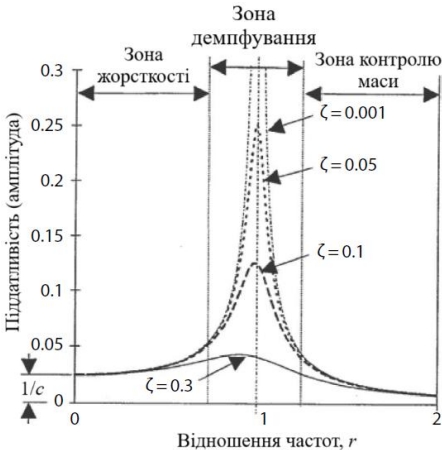


Рисунок 12.4 – Амплітудно-частотна характеристика змушених коливань

Виникнення змушених вібрацій в процесі різання пов'язане зі змінними сили різання, особливо внаслідок переривчастого різання. Частота збурення зазвичай дорівнює частоті та гармонікам обертання шпинделя або частоті та гармонікам удару зуба. При бічному або торцевому фрезеруванні частота змушених коливань дорівнює добутку

частоти обертання інструмента/шпинделя та кількості зубів інструмента (або частоти проходження зуба). Частота збурення легко змінюється шляхом регулювання обертів шпинделя або кількості зубів на інструменті. Змушені коливання згасають при усуненні збурення.

Амплітуда змушених коливань залежить від амплітуди збурювальної сили і динамічної жорсткості верстата, різального інструменту і заготовки, які часто на порядок нижче відповідних статичних значень.

Змушені коливання можуть виникати під час усіх операцій механічної обробки, але вони особливо важливі для операцій чистової обробки, коли хвилястість поверхні є неприйнятною. Змушені вібрації мають найбільший практичний вплив, коли збурююча частота близька до однієї з власних частот системи. Наприклад, якщо швидкість обертання однокривої борштанги (об/с) дуже близька або дорівнює власній частоті борштанги, розточена поверхня буде характеризуватися значною хвилястістю внаслідок вібрації борштанги. Вплив числа зубів фрези показано на рисунку 12.5: частота варіацій крутного моменту зростає, тоді як піковий крутний момент зменшується зі збільшенням кількості зубів на інструменті, припускаючи, що всі інструменти працюють з однаковою швидкістю та швидкістю подачі.

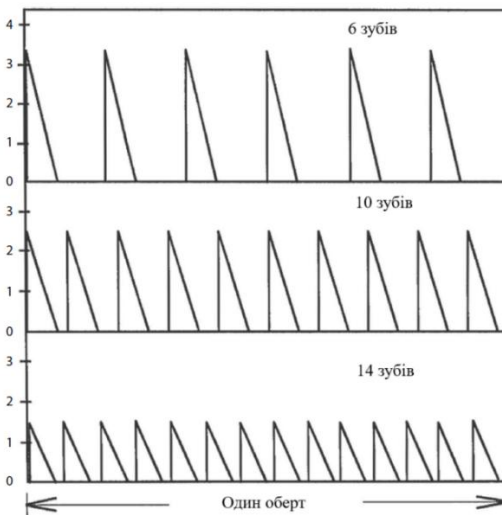


Рисунок 12.5 - Зміни крутного моменту або сил на шпинделі під час фрезерування фрезою з нульовим осьовим та радіальним переднім кутом різця.

Змушені вібрації, спричинені періодичними силами дефектних компонентів верстата (таких як незбалансовані двигуни), зазвичай стають значними лише тоді, коли вони зумовлюють резонанс системи. У цьому випадку проблему, зазвичай, можна усунути, змінивши структуру верстата для зміни резонансної частоти.

При різанні металу кількість ступенів вільності та власних частот, що представляють інтерес з практичної точки зору, зазвичай обмежена. Обробну систему або будь-яку частину системи часто можна спростити, зменшивши її до кількох основних режимів вібрації; однак, навіть тоді визначення піддатливості та характеристик демпфування для системи та її компонентів є непростим, оскільки система змінюється в міру руху осей верстата (тобто колони, столу, шпинделя, заготовки тощо). Крім того, сам процес різання металу впливає на вібрацію системи, коли інструмент контактує з деталлю. Загалом, важливо визначити власні частоти верстата або його основних конструкційних елементів, щоб можна було уникнути змушених коливань на резонансних частотах. Частоти збудувальних сил, що виникають під час звичайного різання зазвичай обмежені, і тому слід враховувати лише обмежену кількість режимів із відносно низькими власними частотами.

## 12.2 Автоколивання

*Автоколивання* або «chatter» (рис. 12.6) найчастіше викликані змінами сил різання, зумовленими змінами швидкості різання або поперечного перерізу стружки, амплітуда яких збільшується з часом через регенераційні ефекти замкнутого циклу. Цей тип вібрації є найменш бажаним, оскільки конструкція входить у стан нестабільних коливань.

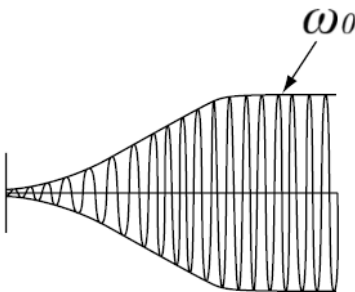


Рисунок 12.6 – Автоколивання

Автоколивання - це складне явище, яке залежить від конструкції та конфігурації структур верстата та інструменту, матеріалів заготовки та різального інструменту, а також від режимів обробки. Важливими факторами є жорсткість інструмента, шпинделя, заготовки, деталі та пристосування. Жорсткість різання матеріалу заготовки також є важливим фактором; наприклад, сталі мають більшу схильність ніж алюміній викликати автоколивання. Умови різання, такі як глибина різання, ширина зрізу та швидкість різання, сильно впливають на виникнення автоколивань. Стійкість верстата до ударів часто виражається через максимально допустиму ширину зрізу. Змушені вібрації часто можна легко виявити на етапі конструювання та випробування верстата, і їх можна зменшити або усунути. Однак появу автоколивань може бути нелегко виявити на початковій стадії. Крім того, оскільки це складне та зазвичай нелінійне явище, автоколивання можуть виникати лише за певних, здавалося б, випадкових умов і можуть спорадично з'являтися та зникати. Усунення автоколивань в конкретному процесі обробки може бути трудомістким завданням і часто може бути досягнуто лише шляхом зниження продуктивності виробництва за використання звичайних шпинделів.

Автоколивання виникають через те, що демпфування системи верстата недостатнє для поглинання частини енергії різання, яка передається системі. Практичне значення автоколивань залежить від типу операції, чистової чи чорнової, вимог до обробки поверхні, характеристик зносу інструменту, допустимого акустичного шуму та від його поширення на навколишнє обладнання. Автоколивання ніколи не є бажаним, оскільки вони можуть призвести до прискореного зносу інструменту, зниження якості деталей і катастрофічної поломки інструменту. По мірі збільшення швидкості різання шум стає більш значним, оскільки збуджуючі сили наближаються до власних частот системи. Часто буває важко подолати автоколивання, але можна досягти прогресу шляхом вірного вибору умов різання, покращеної конструкції структури верстата і шпинделя та покращеної віброізоляції.

Самозбуджені або автоколивання виникають тому, що динамічний процес різання утворює замкнуту систему. На рис. 12.7 показано замкнену систему: процес різання, для якого вхідним значенням є відносна вібрація у інструмента та заготовки, а вихідним значенням є змінна складова  $F$  сили різання. На верстат діє сила різання

$F$ , що викликає вібрацію  $y$ . Збурення в системі (тобто вібрації, що впливають на сили різання) повертаються в систему і з часом, за відповідних умов, можуть призвести до нестабільності. Процес різання характеризується низкою параметрів, таких як умови різання, матеріал заготовки, матеріал інструмента, швидкість різання  $v$ , кути інструменту  $\alpha$  та  $\gamma$ , товщина стружки  $a$  (пропорційна подачі), ширина стружки  $b$  (пропорційна глибині різання). Змінюючи умови різання, на даному верстаті можна перейти від стабільної до нестабільної обробки. Умови, за яких починає виникати вібрація, називаються «граничними умовами» стабільної обробки. Автоколивання не виникають безпосередньо від зовнішніх сил, а отримують енергію від самого процесу різання; вони зумовлюються регенерацією хвилястості поверхні, яка виникає, коли інструмент видаляє стружку з поверхні, що утворилася під час попереднього проходу.

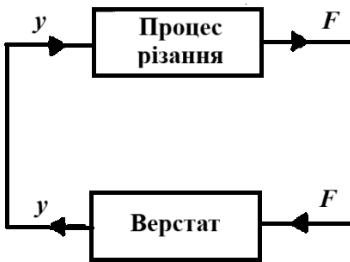


Рисунок 12.7 – Замкнена система процес різання – верстат

Характерними особливостями автоколивань є: амплітуда, яка зростає з часом, доки не буде досягнуто стабільне граничне значення; частота вібрації дорівнює власній частоті або критичній частоті системи; енергія, що підтримує вібрацію, отримується від постійного внутрішнього джерела.

Від змушених коливань автоколивання може відрізнити те, що вони зникають при припиненні різання; змушені вібрації існують і часто зберігаються незалежно від того, задіяно інструмент чи ні. Змушену вібрацію, зумовлену переривчастим різанням, можна відрізнити від самозбудженої вібрації, провівши випробування на двох різних швидкостях різання. Якщо частота вібрації змінюється і дорівнює деякому кратному обертові шпинделя в обох випробуваннях, вібрація є змушеною; якщо частота вібрації істотно не змінюється, вібрація є самозбудженою.

Виникнення автоколивань визначається стійкістю системи верстат–інструмент–заготовка. Процес різання вважається нестійким, якщо генеруються зростаючі вібрації; тоді різальний інструмент може або коливатися зі збільшенням амплітуди, або монотонно відходити від положення рівноваги до появи нелінійних або граничних обмежень. З іншого боку, процес різання вважається стабільним, якщо збурений різальний інструмент наближається до положення рівноваги або затухаючим коливальним способом, або асимптотично.

Автоколивання зустрічаються двох видів: регенеративні і не регенеративні.

### 12.3 Регенеративні автоколивання

Динамічний процес різання показано на рис. 12.8. Процес динамічної обробки може бути поданий як замкнута система за допомогою блок-схеми, показаної на рис. 12.7. Динамічні коливання сили різання та положення інструменту відносно деталі відбуваються в усіх процесах обробки, оскільки деталь та інструмент не є абсолютно жорсткими. Цей відносний рух залишає хвилястість на обробленій поверхні з амплітудою  $y_i$ . Коливання на поверхні, залишені інструментом, усуваються наступним зубом (при фрезеруванні, розгортанні та багатозубому розточуванні) або інструментом під час наступного обертут заготовки (при точінні та розточуванні), що призводить до подальшого коливання з амплітудою  $y_{i-1}$ . Ріжучий зуб та хвиляста поверхня зазнають зміни сили, що зумовлює додаткову вібрацію інструменту. Якщо фазове співвідношення між силою різання та коливаннями поверхні є несприятливим, це може призвести до вібрацій зростаючої амплітуди або регенеративного автоколивання.

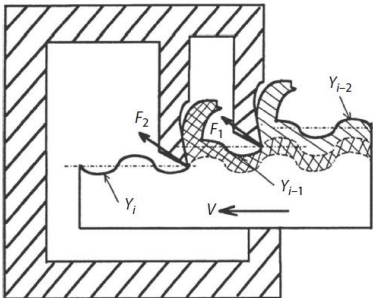


Рисунок 12.8 - Замкнута схема конструкції, інструменту та процесу різання

Зміни поперечного перерізу зрізу (показані на рис. 12.9) відбуваються в результаті відхилень інструмента або заготовки. Довжина контакту між інструментом і деталлю є функцією глибини різання  $t$ , кута нахилу різальної кромки  $k_s$  та радіуса кута інструмента (рис. 12.9). Довжина контакту для різальної кромки становить

$$b = \frac{t - R_c + R_c \cos(k_s)}{\sin(k_s)} + \frac{\pi R_c k_s}{180} \quad (12.5)$$

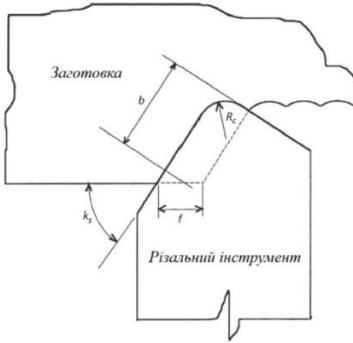


Рисунок 12.9 - Модель динамічної системи різання (зміна геометрії стружки для різального інструменту).

Товщина зрізу визначається рівнянням  $a = f \sin k_s$ , де  $f$  – величина подачі. Отже, будь-який рух інструменту або заготовки призведе до відповідної зміни ширини та товщини стружки ( $db$  та  $da$  відповідно). Зміни площі поперечного перерізу стружки призводять до пропорційної зміни сили різання [ $dF = f(da)$ ].

Умови границі стійкості конструкції верстата та системи процесу різання можна пояснити з посиланням на рис. 12.8. Зробимо кілька припущень і спрощень:

- процес різання відбувається в одній площині;
- структура верстата представлена механічною системою з одним ступенем вільності;
- система є лінійною;
- напрямок змінної складової сили різання постійний і лежить в одній площині зі швидкістю різання;
- змінна складова сили різання залежить тільки від вібрації в напрямку, нормальному до поверхні зрізу  $Y$ .

Напрямок основної вібрації  $X$ , показаний на рис. 12.10, утворює кут  $\alpha$  з нормаллю до обробленої поверхні  $Y$ . Напрямок сили різання  $F$  відхилений від нормалі  $Y$  на кут  $\beta$ . Середня швидкість різання дорівнює  $V$ , а ширина різання дорівнює  $b$ . Зміна товщини стружки внаслідок поверхневої хвилі  $Y_{i-1}$ , створеної наступним різанням, залежить від фазового відставання  $\varepsilon$  від поверхневої хвилі  $Y_i$ , залишеної попереднім оборотом. Кількість хвиль між зрізами становить

$$n_p + \frac{\varepsilon}{2\pi} = \frac{f}{N} \quad (12.6)$$

при частоті обертання шпинделя  $N$  (об/хв) і частоті вібрацій  $f$  (Гц).  $n_p$  — найбільше можливе ціле число (кількість цілих хвиль), таке що  $\varepsilon/2\pi < 1$ , а  $\varepsilon$  — фаза між двома хвилями  $y_i$  та  $y_{i-1}$ . Іншими словами, кількість циклів вібрації (хвиль) між наступними обертами є цілим числом плюс частка. Коли частота вібрації є цілим числом, кратним швидкості обертання ( $\varepsilon = 0^\circ$ ), вібрація дозволяє інструменту слідувати за попередньою хвилястою поверхнею, а самозбуджена вібрація відсутня. Максимальна зміна товщини стружки відбувається при  $\varepsilon = 180^\circ$ .

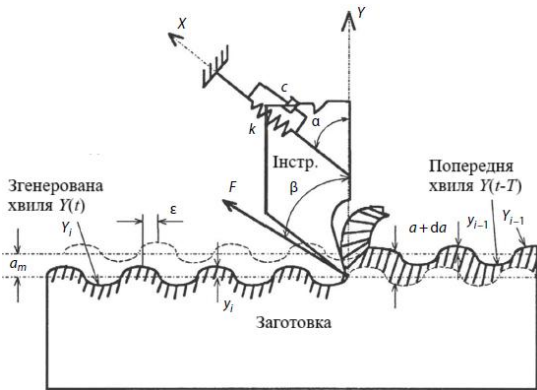


Рисунок 12.10 - Схема регенеративних коливань, що виникають внаслідок різання хвилястої поверхні

Динамічну силу різання в напрямку подачі, або товщини стружки, можна записати так:

$$F_f = K_f b a \quad (12.7)$$

де  $b$  — глибина різання (у третьому напрямку, тобто в площину паперу на рис. 12.10),  $a$  — миттєва товщина стружки, а  $K_f$  — коефіцієнт сили

різання в напрямку подачі, який вимірюється або калібрується за допомогою випробувань. Під впливом вібрацій динамічну товщину стружки можна виразити так

$$a(t) = a_0 - y(t) + y(t-T) \quad (12.8)$$

де  $a_0$  – статична товщина стружки, що визначається швидкістю подачі інструменту,  $y(t)$  та  $y(t-T)$  – амплітуда вібрацій у напрямку товщини стружки під час поточного та попереднього проходів на тій самій поверхні різання, а  $T$  – часова затримка між двома хвилями, що відповідає часу досягнення тієї ж позиції на поверхні між двома наступними проходами. Динамічна сила різання набуває наступного вигляду, коли (12.8) підставляється в (12.7):

$$F_f(t) = K_f b [y(t-T) - y(t)] \quad (12.9)$$

Статичною частиною сили, зумовленої  $a_0$ , у (12.9) знехтували, оскільки вона не сприяє регенерації товщини стружки, а отже, і стабільності процесу. Під час обробки можуть бути присутніми вібрації через сили різання, проте, якщо процес стабільний, їх амплітуди обмежені. Загалом, амплітуда вібрацій зростає експоненціально, якщо система нестабільна, тоді як для стабільної системи вона експоненціально зменшується. На межі стійкості амплітуда ні збільшується, ні зменшується. Таким чином, на межі стійкості вібрацію та динамічну силу можна виразити наступним чином.

$$b_{lim} = \frac{-1}{2K_f \min(G_R)} \quad (12.10)$$

де  $G_R$  – дійсна частина передавальної функції  $G(\omega)$ , що представляє відгук системи в напрямку  $Y$  на силу  $F$ , що діє в напрямку сили різання.

Процес різання стабільний для всіх швидкостей, якщо глибина різання менша за межу абсолютної стійкості, задану (12.10).

#### 12.4 Нерегенеративні автоколивання

Нерегенеративні автоколивання виникають, коли інструмент вібує відносно заготовки принаймні у двох напрямках у площині різання, як показано на рисунку 12.11, а. Система обробки моделюється за допомогою системи мас-пружини з двома ступенями вільності з ортогональними осями головних піддатливостей і загальною масою. Характеристики вібрації такі, що інструмент рухається замкнутою

еліптичною траекторією відносно деталі, як показано стрілками на контурі перед інструментом (рис. 12.11, б).

Максимальне зміщення в напрямку *I* (в різі) (рис. 12.11, а) відбувається в момент, коли вершина інструменту знаходиться в точці  $A_1$ , максимальне зміщення в напрямку *II* відбувається в точці  $A_2$ , тоді як максимальне значення сили різання досягає в момент, коли вершина інструменту досягає точки  $a_{max}$ . Очевидно, що змінна складова сили може мати фазу відносно коливань *I* та *II*. Математична обробка цього випадку показує, що для виникнення самозбуджених коливань мають бути виконані дві умови: ширина різу має бути більшою за граничну ширину  $b_{lim}$ , напрямком моди з нижчою власною частотою має знаходитися між напрямками *Y* та *F*. Для випадку рис. 12.11. а ця умова виконується, якщо  $k_1 > k_2$ . В іншому випадку, система абсолютно стійка (для всіх значень *b*).

Під час періодичного руху інструменту до точки *D* уздовж контуру еліпса результуюча сила різання знаходиться в протилежному напрямку руху інструмента, і енергія розсіюється з системи. Однак під час руху по контуру від точки *D* до точки *C*, де рух і сила різання діють в одному напрямку, енергія додається в систему, що збільшує вібраційну енергію інструмента. Сила *F* має тенденцію бути більшою над нижньою частиною еліптичного контуру, ніж над верхньою частиною, оскільки вона розташована глибше в зрізі; отже, вхідна енергія більша, ніж загальні втрати енергії за цикл, що призводить до збільшення амплітуд вібрації, таким чином створюючи негативне ефективне демпфування.

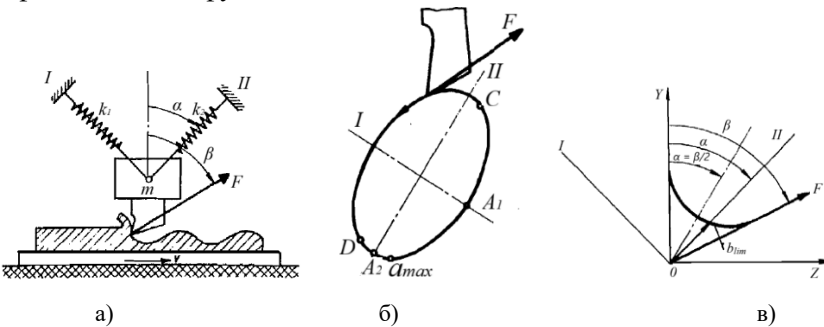


Рисунок 12.11 – Механізм зв'язку мод у системі з двома ступенями вільності: а – схема різання з двома головними осями жорсткості; б – еліпс деформацій; в – розрахована гранична ширина  $b_{lim}$  як функція кутового положення напрямку *II* моди

Значення граничної ширини зрізу  $b_{lim}$  залежить від жорсткості та демпфування системи, а також від її спрямованої орієнтації. На рис. 12.11, в, розрахована гранична ширина  $b_{lim}$  зображена як функція кутового положення напрямку моди  $II$  з нижчою власною частотою. Крива  $b_{lim}$  розділяє стабільні та нестабільні області. Самозбуджені коливання розвиваються при найнижчому значенні  $b_{lim}$ , якщо  $\alpha = \beta/2$ .

## ЛЕКЦІЯ 13. СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ВЕРСТАТАМИ

### 13.1 Загальні положення

Керування металорізальними верстатами проявляється у впливі на його механізми і пристрої з метою виконання необхідного технологічного процесу обробки заготовок з визначеною точністю, продуктивністю та собівартістю обробки.

Керування верстатом складається з отримання інформації про мету керування, про результати керування (переміщення робочих органів, спрацювання різних механізмів), аналізу отриманої інформації, напрацювання рішення і виконання прийнятого рішення.

Керування верстатом може виконуватися *оператором (вручну)* або без його безпосередньої участі – *системою автоматичного керування*.

Коли керування виконується *вручну оператором*, він використовує свій досвід і знання про методи обробки, послідовність виконання технологічного процесу, режими обробки, можливості і особливості інструмента і верстата з метою отримання заданої деталі з належною якістю і продуктивністю.

Керування спрощується, а частка участі в ньому оператора знижується, в разі застосування пристроїв цифрової індикації і керування.

В разі автоматичного керування металорізальним верстатом функції керування виконує система автоматичного керування (САК), яка працює за наперед складеною керуючою програмою, що вводиться в систему керування з відповідного програмносія.

Системою *програмного керування* називають сукупність спеціалізованих пристроїв, методів та засобів, необхідних для реалізації функцій керування рухами робочих органів верстатів, промислових роботів та іншого технологічного обладнання, а також

зміни їхньої послідовності та режиму роботи за заздалегідь підготовленою програмою.

Функціонування верстата в разі автоматичного керування визначається його структурою і алгоритмом керування, закладеним в систему керування. Структура верстата визначає його склад і зв'язок між виконавчими органами, допоміжними механізмами і пристроями. Алгоритм керування за яким працює система керування визначає послідовність виконання різних функцій керування верстатом.

*Керуюча програма* – це сукупність команд на мові програмування, що відповідає визначеному алгоритму функціонування верстата для обробки конкретної заготовки. Керуюча програма включає зазвичай три категорії команд:

- технологічні, що забезпечують переміщення робочих органів з визначеними подачами на необхідну відстань в процесі обробки;
- циклові, які здійснюють перемикання швидкостей, подач, вибір і заміну інструменту, заміну піддонів з заготовками, вмикання та вимикання подачі охолодження, контроль точності обробки, тощо;
- службові або логічні, що забезпечують вірність відпрацювання верстатом усіх зазначених вище команд.

Носій даних, на якому записана керуюча програма, називається програмоносієм. Як програмоносії можуть використовуватися кулачки, копії, лійки з упорами, а також запам'ятовуючі пристрої різних типів.

### 13.2 Класифікація систем керування

САК металорізальних верстатів класифікують за різними ознаками в залежності від завдань їх практичного використання.

За числом і структурою потоків інформації в ході керування різними верстатами.

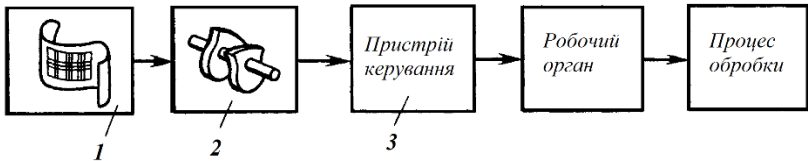
*Розімкнені системи керування* (рис. 13.1, а), які мають лише прямий потік інформації і пристрій керування не контролює дійсне положення робочого органу верстата, тому точність його переміщення буде залежати від точності передавальних механізмів приводу подачі.

Розімкненими системами керування є системи з розподільним валом, механічні копіювальні системи, системи ЧПК з приводами подачі від крокових електродвигунів.

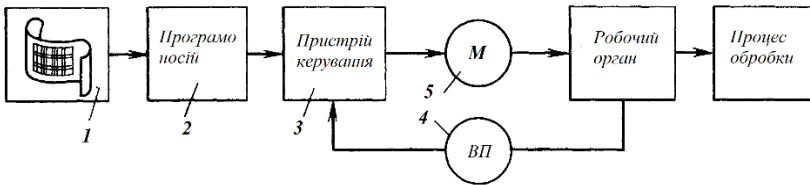
*Замкнені системи керування* можна поділити на три підгрупи:

- зі зворотним зв'язком за положенням робочих органів верстата (стола, супорта, полозків, шпиндельної бабки) (рис. 13.1, б) – потік інформації від вимірювального перетворювача. До цієї групи відносяться копіювальні системи, більшість систем ЧПК;

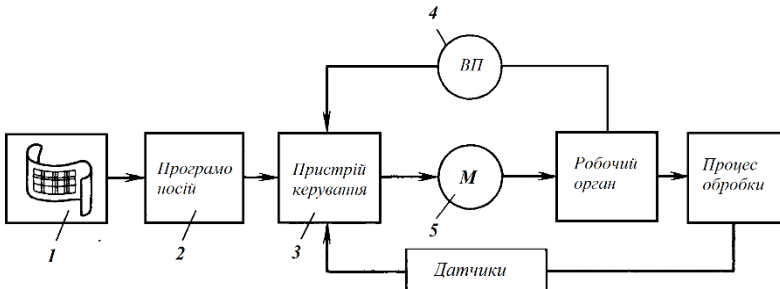
- зі зворотним зв'язком за положенням робочих органів верстата і з компенсацією похибок верстата (температурних деформацій, зносу, вібрацій, тощо). В таких системах встановлюються додаткові датчики, що вимірюють похибки верстата і передають сигнали до пристрою керування для корекції початкової інформації;



а)



б)



в)

Рисунок 13.1 – Схеми систем автоматичного керування

- адаптивні (рис. 13.1, в), які крім зворотного зв'язку за положенням робочих органів верстата мають також зворотний зв'язок

за параметрами процесу обробки (сила різання, температура в зоні різання, амплітуда вібрацій, тощо), що дає можливість враховувати і компенсувати вплив на точність обробки припуску на заготовці, твердості оброблюваного матеріалу та інших чинників, що мають випадковий характер, і їх неможливо наперед передбачити. Ці системи керування є найскладнішими, але вони забезпечують високу точність обробки та оптимальну продуктивність.

Існують такі системи автоматичного керування верстатами:

- системи з *розподільним валом (РВ) і кулачками*, в яких керуюча програма задається в аналоговому вигляді – у вигляді робочих і командних кулачків, установлених на РВ у відповідності до розробленої циклограми.

- копіювальні системи керування, де керуюча програма також задається в аналоговому вигляді – у вигляді копіїв;

- системи циклового програмного керування (ЦПК), в яких розмірна інформація задається в аналоговому вигляді шляховими упорами, що установлюються на змінних лінійках, а циклова – в цифровому вигляді набором на пульті керування;

- системи ЧПК, в яких керуюча програма задається в цифровому вигляді і або вводиться за допомогою програмоносія, або набирається на пульті безпосередньо оператором, чи передається від центрального комп'ютера.

В *системах керування з РВ* за рахунок застосування дискових і командних кулачків, що установлюються на РВ, забезпечується керування великою кількістю різних робочих органів з надійною синхронізацією їх рухів. Шляхом побудови циклограми для цих систем керування наперед проектують і розраховують робочий цикл обробки заготовки будь-якої складності за визначений проміжок часу ( $T_{ц}$ ), що відповідає одному оберту РВ.

В *копіювальних системах керування* програмоносієм є копій (плаский чи об'ємний), що являє собою прототип оброблюваної деталі чи її поверхні.

В механічних копіювальних системах копій виконує функції керування і подачі різального інструменту та сприймає сили різання. В слідкуючих копіювальних системах копій виконує лише функцію керування (рис. 13.2). Функцію робочої подачі виконує силовий слідкуючий привід 3 (електричний чи гідравлічний), який отримує сигнали керування 4 від копіювальної головки 6 і забезпечує



шляхових упорів на спеціальних лінійках або барабанах. Для кожної координати налаштовують і встановлюють свою лінійку.

Інформація про цикл та режими обробки завдається блоками завдання та поетапного введення програми. Блок завдання КП (програматор) часто являє собою штекерну панель. Блок поетапного введення КП виконується у вигляді електронної або релейної лічильно-розподільної схеми, побудованої на електромагнітних реле або логічних елементах.

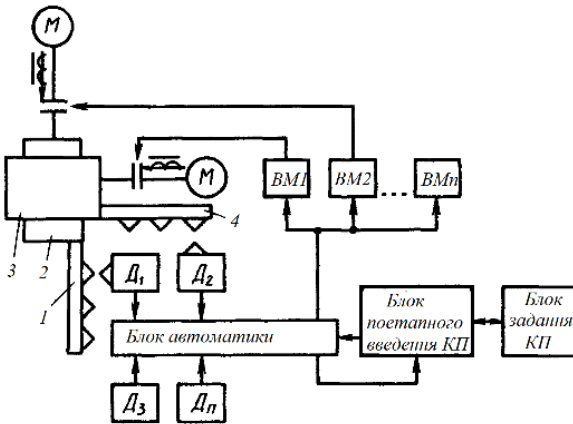


Рисунок 13.3 – Структурна схема системи ЦПК

Далі інформація передається в блок електроавтоматики, призначений для підсилення і розподілу команд, що надходять на виконавчі механізми  $ВМ1-ВМn$  найчастіше через електромагнітні муфти приводу подач, коробки швидкостей, тощо.

Як блок автоматики широко використовують програмовані командоапарати (ПК), які як і звичайні релейні пристрої, виконують логічні функції і функції витримки часу.

ПК являє собою сукупність апаратних і програмних засобів, що дозволяють імітувати роботу будь-якої схеми, яка складається зі скінченного числа реле, часових датчиків, лічильних схем, що взаємодіють між собою. На ПК здійснюється збір та опрацювання сигналів, що надходять від датчиків, кінцевих перемикачів, кнопок, а також формування команд позиційного керування об'єктом – вмикання і вимикання різних виконавчих механізмів, тощо.

Розмірна інформація в системах ЦПК завдається шляховими упорами на лінійках 1 і 4 (рис. 13.3), які закріплені на поздовжньому 3 і поперечному 2 супортах. Під час переміщення лінійок упори діють на мікроперемикачі  $D_1 - D_n$ , які видають сигнал про закінчення відпрацювання кожного етапу.

В системах ЦПК скорочується час переналаштування в порівнянні з системи з РВ і копіювальними. Трудоміськими залишаються тільки встановлення і налаштування шляхових упорів. Але їх не потрібно щоразу виготовляти (як кулачки і копії) і налаштування можна виконувати за межами верстата, оскільки лінійки виконуються знімними.

Завдання розмірної інформації за допомогою шляхових упорів зумовлює дискретний спосіб керування (надходження команд керування тільки в місцях встановлення упорів). Керування переміщеннями можливе лише при їх виконанні за прямолінійним циклом. Це значно обмежує технологічні можливості верстатів з ЦПК.

Широке застосування системи ЦПК отримали у промисловій робототехніці, а також для управління транспортно-накопичувальними пристроями, автоматизованими складами, завантажувальними та іншими допоміжними механізмами гнучких виробничих систем (ГВС).

В даний час системи ЦПК будуються на базі мікропроцесорних пристроїв програмно-логічного керування, які отримали назву логічних контролерів, що програмуються, — ПЛК (PLC).

### 13.3 Системи числового програмного керування

У системах числового програмного керування — Numerical Control (ЧПК-NC) робочі (керуючі) програми записуються на якому-небудь програмоносії або безпосередньо в пристрої в цифровій формі з подальшим їх зчитуванням і перетворенням системою у вихідні сигнали, що подаються на виконавчі пристрої. Власне пристрій ЧПК (ПЧПК) становить частину цієї системи та конструктивно виконується у вигляді окремої шафи керування або сукупності електронних блоків, вбудованих до складу керованого обладнання.

Всі системи ЧПК можна поділити на два основні типи:

1) із схемною реалізацією алгоритмів роботи (апаратні системи ЧПК типу NC);

2) з програмною реалізацією алгоритмів та використанням мікроконтролерів - керуючих мікрокомп'ютерів разом з їх зовнішніми

пристроями (мікропроцесорні або комп'ютерні системи ЧПК типу CNC - Computer NC).

Перший тип систем ЧПК (NC) характеризується жорсткою структурою побудови та обмеженими функціональними можливостями.

У мікропроцесорних пристроях ЧПК типу CNC алгоритми їх функціонування записуються в постійний запам'ятовуючий пристрій (ПЗП) і обробляються потім мікропроцесорами контролерів. Апаратна частина ПЧПК з програмною реалізацією алгоритмів роботи достатньо уніфікована для різних видів обладнання. Таким чином, можливості даних ПЧПК значною мірою залежать від рівня їхнього функціонального програмного забезпечення, яке працює у середовищі базової операційної системи мікрокомп'ютера. Поряд із цим мікропроцесорні ПЧПК повинні мати спеціалізоване технологічне програмне забезпечення, що дозволяє формувати характерні для певної групи верстатів технологічні цикли обробки. Ця частина програмного забезпечення зазвичай зберігається в перепрограмованому постійному запам'ятовуючому пристрої (ППЗП) і, на відміну від функціональних програм, може бути видозмінена безпосередньо розробниками технологічного обладнання з ЧПК.

Такі системи ЧПК створюють системну платформу з широкими функціями майже для усіх технологій механообробки, починаючи з простого позиціонування робочих органів і закінчуючи комплексними багатокоординатними завданнями складного формоутворення.

Для можливості керування групою верстатів у складі гнучкої автоматизованої дільниці або автоматичної лінії система ЧПК повинна мати функції так званого прямого комп'ютерного керування — DNC (Direct Numerical Control). Структурну схему групового керування верстатами в мережевому режимі DNC показано на рис. 13.4.

Дані системи керування обладнанням доцільно використовувати як в умовах дрібносерійного та серійного виробництва, так і в крупносерійному виробництві.

За способом керування робочими органами верстата розрізняють позиційні, контурні та універсальні (комбіновані) системи ЧПК.

**Позиційні системи ЧПК** характеризуються тим, що робочий орган верстата переміщується між деякими визначеними позиціями в яких відбувається обробка, при цьому траєкторія руху між позиціями

неважлива, а сам рух найчастіше відбувається на прискорених швидкостях. Позиційні системи керування отримали поширення на верстатах свердильно-розточувальної групи (2P135Ф2, ОФ-101Ф2).

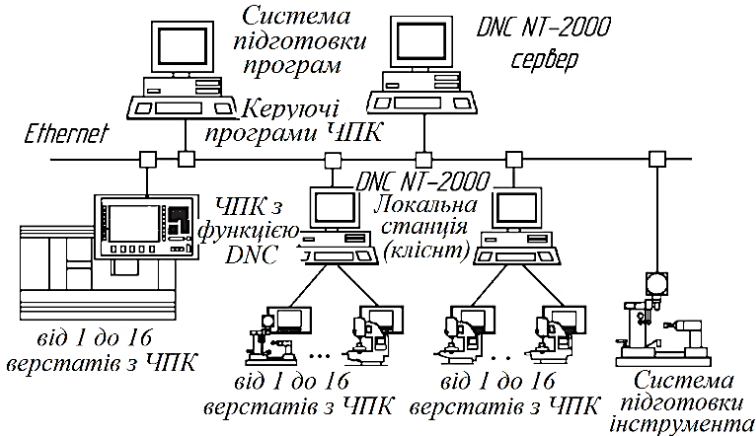


Рисунок 13.4 - Система керування комплексом верстатів з ЧПК у мережевому режимі DNC

У **контурних системах ЧПК** робочі органи верстата переміщуються за траєкторією, яка задається керуючою програмою. Точність обробки на верстатах з контурною системою ЧПК буде залежати від точності самого обладнання. Такі системи ЧПК встановлюються на верстатах фрезерної, токарної, електроерозійної груп.

**Універсальні (комбіновані) системи ЧПК** поєднали в собі можливості позиційних і контурних системи керування. Такими системами керування оснащують обробні центри і багатоцільові верстати.

Згідно з міжнародною класифікацією за *ступенем досконалості і функціональними можливостями системи ЧПК* поділяються на класи.

Системи **Numerical Control (NC)** виконують покадрове зчитування керуючої програми з перфострічки.

NC системи мають ряд суттєвих недоліків, серед яких низька надійність зчитувальних пристроїв; часті збої при виконанні програми, пов'язані із помилками при зчитуванні, розривами перфострічки, її значним зношуванням і забрудненням унаслідок інтенсивного

використання; необхідність зчитування керуючої програми з перфострічки для обробки кожної наступної деталі.

Найбільш поширеними системами ЧПК з NC є H22 для верстатів токарної групи, а також H33 для верстатів фрезерної групи.

Системи **Stored Numerical Control (SNC)** мають суттєву перевагу над системами NC, яка полягає у можливості одноразового зчитування керуючої програми з перфострічки для обробки усієї партії деталей за окремою операцією. Така можливість з'явилась завдяки появі в системі ЧПК оперативної пам'яті, у якій зберігається уся керуюча програма. Надійність систем SNC значно вища за NC.

Системи **Computer Numerical Control (CNC)** є результатом стрімкого розвитку мікропроцесорної техніки. Системи CNC складаються із обчислювального пристрою, блоку пам'яті і блоку вводу-виводу інформації. Застосування систем CNC дозволило значно розширити можливості технологічного обладнання та зробити його посправжньому багатоцільовим.

Серед основних переваг систем CNC виділяються такі:

- можливість вводу і редагування КП вручну через пульт керування;
- збереження великої кількості КП у пам'яті верстата;
- застосування циклів обробки (свердління, нарізування різі тощо), що дозволяє скоротити кількість кадрів у програмі, а також спростити процес програмування;
- можливість введення програм із різноманітних носіїв інформації: перфострічки, дискети, USB-носії, тощо;
- самодіагностування системи, визначення неполадок у процесі роботи;
- автоматичне корегування траєкторії руху інструмента за рахунок урахування постійних похибок верстата, температурних деформацій, люфтів та інших факторів.

Системи **Hand Numerical Control (HNC)** дозволяють виконувати введення керуючої програми безпосередньо на пультові керування верстатом за кресленням або будь-якою іншою технологічною документацією. Системи HNC дозволяють зберігати розроблені КП в пам'яті верстата і використовувати повторно, а також редагувати вже наявні КП. Системи ЧПК HNC класу повинні мати достатньо широкі

можливості в програмуванні, зокрема використання циклів обробки, роботу з різноманітними функціями, візуалізацію обробки, логічні оператори, змінні та багато інших.

Основною відмінною рисою HNC пультів ЧПК є наявність клавіатури з повним (або урізаним) набором латинських літер, що використовуються для ручного програмування. Додатково можуть вноситись клавіші виклику спеціальних функцій, циклів тощо.

Основним призначенням систем **DNC (Direct Numerical Control)** є керування кількома верстатами, промисловими роботами, гнучкими виробничими системами одночасно через центральний комп'ютер. Завантаження КП в оперативну (або постійну) пам'ять верстата здійснюється через локальну мережу, яка поєднує кожен окремий верстат із центральним комп'ютером (сервером).

Однією з найсуттєвіших переваг систем DNC класу є можливість включення в неї верстатів з більш простими системами керування (SNC або навіть NC класу). Основним недоліком систем DNC класу є залежність обладнання від центрального комп'ютера, оскільки, наприклад, зберігання КП в пам'яті верстатів зазвичай заборонено для уникнення можливості їх редагування. Таким чином вихід із ладу центрального комп'ютера призведе до неможливості здійснення зчитування КП в пам'ять верстатів.

## РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Бочков В. М. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів [Текст]: підручник за ред. Сіліна Р.І. / В.М. Бочков, Р. І. Сілін, О. В. Гаврильченко. – Львів: Видавництво «Бескид Біт», 2008. – 448 с.
2. Обладнання для новітніх технологій [Текст]: навчальний посібник / В.В. Солоха, Л.Й. Івченко, І.А. Бойко, В.Ю. Коцюба, В.Л. Карнаух. – Запоріжжя: ПАТ «Мотор Січ», 2020. – 210 с.
- 3 Кузнецов Ю. М. Верстати з ЧПК і верстатні комплекси [Текст] / Ю. М. Кузнецов. — К. — Тернопіль: ООО «ЗМОК», 2001. – 298 с.
4. Кузнецов Ю. М. Верстати-автомати та автоматичні лінії [Текст] / Ю. М. Кузнецов. — К.: ТОВ «ЗМОК» — ПП «ГНОЗИС», 2001. — 198 с.
5. Шевченко О.В. Конструкторсько-технологічне забезпечення машинобудівних виробництв. Кінематичний аналіз металорізальних верстатів. [Електронний ресурс]: навч. посіб. / О.В. Шевченко. — Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 253 с.
6. Верба І. І. Проектування обладнання галузевого машинобудування: Шпиндельні вузли на опорах кочення. [Електронний ресурс]: навч. посіб. / І.І. Верба, О.В. Даниленко. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 135 с. – URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/38401>
7. Іскович-Лотоцький Р. Д. Обладнання автоматизованих виробництв. Частина 1. Верстати-автомати : навчальний посібник / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. Д. Манжілевський - Вінниця: ВНТУ, 2013. – 92 с. – URL: [http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/IRVC/2021/Iskovich\\_P1\\_2017\\_91.pdf](http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/IRVC/2021/Iskovich_P1_2017_91.pdf)
8. Крижанівський В.А. Агрегатно-модульне технологічне обладнання. Ч 1. Принципи побудови агрегатно-модульного технологічного обладнання: навч. посібн. / Ю. М. Кузнецов, А.М. Кириченко та ін.; за заг. ред. проф. Ю.М. Кузнецова–Кіровоград, 2003 – 422с.

### 16 Інформаційні ресурси

1. [www.skf.com](http://www.skf.com)
2. [www.nsk.com](http://www.nsk.com)
3. [www.siemens.com/automation](http://www.siemens.com/automation)
4. [www.fag.com](http://www.fag.com)