Лекція 8

Кінематика приводів головного руху технологічного обладнання (на прикладі металорізальних верстатів)

8. Кінематика приводів головного руху із ступінчастим регулюванням.
8.1. Загальні відомості.
8.2. Закономірності ряду частот обертання шпинделя.
8.3. Приводи з послідовно з'єднаними груповими передачами.
8.4. Елементи графо-аналітичного аналізу кінематики приводів.
8.5. Приводи з частковим перекриттям ступенів частот обертання.

8.1. Загальні відомості

Приводи металорізальних верстатів призначені для здійснення робочих, допоміжних та установчих переміщень інструментів та заготовок. Їх поділяють на :

- приводи головного руху, які забезпечують швидкість різання;
- приводи подачі, які забезпечують координатні переміщення;
- приводи допоміжних переміщень.

До кожного виду приводів, із врахуванням службового призначення верстата, висувають свої специфічні вимоги щодо:

- передачі сили;
- забезпечення постійності швидкості, її зміни та настроювання;
- точності переміщення;
- похибки позиціонування вузла;
- швидкодії;
- надійності;
- вартості,
- габаритних розмірів.

Головними початковими даними для проэктування приводу головного руху є:

- діапазон (не плутати з інтервалом $\mathbf{I_n}$) регулювання частоти обертання шпинделя $\mathbf{R_n}$;
- потужність **N**, що передається приводом.

Ці технічні характеристики залежать від службового призначення верстата. Їх визначають на основі аналізу технологічних процесів обробки всієї гами деталей та відповідної номенклатури різальних інструментів. Таку інформацію містить технічне завдання на проєктування верстата.

Діапазон регулювання $\mathbf{R_n}$ визначається за граничними частотами обертання шпинделя $\mathbf{n_{max}}$ та $\mathbf{n_{min}}$ (див. лабораторну роботу №1, 2):

$$\mathbf{R_n = n_{max} / n_{min}.}$$

Для приводів з головним обертальним рухом граничні частоти обертання $\mathbf{n_{max}}$ та $\mathbf{n_{min}}$ визначають за граничними для усіх операцій швидкостями різання $\mathbf{V_{max}}$ та $\mathbf{V_{min}}$ та розмірами оброблюваних деталей $\mathbf{D_{max}}$ та $\mathbf{D_{min}}$:

$$\mathbf{n_{max} = 1000 \cdot V_{max}/\pi \cdot D_{min};} \quad \mathbf{n_{min} = 1000 \cdot V_{min}/\pi \cdot D_{max}.}$$

Призначати діапазон регулювання та потужність приводу потрібно із врахуванням, що збільшення їх значень ускладнює привод та збільшує його вартість, а заниження призводить до зменшення продуктивності верстата через неможливість застосування економічно вигідних режимів обробки для усіх операцій.

Вибір доцільно проводити на основі виробничих статистичних даних з використання верстатів відповідного типу та розміру на різних швидкостях різання та при різних потужностях. При цьому повинна бути врахована можливість обробки деталей з граничними розмірами, а отже і з граничними характеристиками на сусідніх за розмірами верстатах у ряду верстатів даного типу.

Головними приводами із ступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя оснащують:

- автоматизовані верстати, що рідко переналагоджуються;
- неавтоматизовані універсальні верстати з ручним керуванням.

Такі приводи:

- прості за конструкцією;
- компактні;
- мають: - високий ККД;
  - жорстку характеристику;
  - можливість передачі постійної потужності у всьому діапазоні регулювання;
  - невелику вартість;
  - довговічні.

Однак вони не придатні для верстатів з ЧПК, оскільки не завжди можуть забезпечити потрібну частоту обертання шпинделя та не дозволяють підтримувати оптимальну швидкість різання у процесі виконання циклу обробки деталі з деякими специфічними поверхнями, наприклад:

- великі конуси;
- торцеві поверхні;
- криволінійні з великою різницею діаметрів.

Проміжні значення частот обертання вибирають, як правило, за законом геометричної прогресії.

8.2. Закономірності ряду частот обертання шпинделя

Доцільність застосування геометричного ряду частот обертання була обґрунтована акад. А.В. Гадоліним. Обґрунтування полягає у забезпеченні постійності втрати економічно вигідної швидкості для усіх інтервалів ряду, що забезпечує постійність втрати технологічної продуктивності при інших рівних умовах обробки.

Ступінчасте регулювання частоти обертання доцільно здійснювати послідовним вмиканням зубчастих передач, виконаних у вигляді подвійних та потрійних блоків. При цьому із закономірних рядів частот обертання шпинделя можна забезпечити тільки геометричний ряд.

В кінематичних розрахунках прийняті такі позначення параметрів:

- $\mathbf{n_1 = n_{min}, n_2, n_3, \ldots, n_z = n_{max}}$;
- знаменник геометричного ряду **φ**;
- кількість ступенів частот обертання робочого органу **z**;
- діапазон регулювання **R**.

Основні залежності геометричного ряду частот обертання наступні:

- елементи ряду частот:
- члени ряду частот:

$$\begin{aligned} &\mathbf{n_1 = n_{min}};\\ &\mathbf{n_2 = n_1 \cdot \varphi^0};\\ &\mathbf{n_3 = n_2 \cdot \varphi = n_1 \varphi^2};\\ &\mathbf{\ldots}\\ &\mathbf{n_z = n_1 \cdot \varphi^{z-1} = n_{max}};\end{aligned} \qquad (8.2)$$

- діапазон регулювання приводу за виразом (8.1) або

$$\mathbf{R} = \frac{n_1 \varphi^{z-1}}{n_1} = \varphi^{z-1}; \qquad (8.3)$$

- кількість ступенів частоти обертання шпинделя:

$$\mathbf{Z} = \frac{\mathbf{lgR}}{\mathbf{lg\varphi}}; \qquad (8.4)$$

- знаменник геометричного ряду:

$$\varphi = \sqrt[z-1]{R}. \qquad (8.5)$$

З аналізу основних залежностей (8.1)...(8.5) можна зробити висновок, що для побудови геометричного ряду частот шпинделя достатньо задати три параметри за одним із 4-ох варіантів:

1) $\mathbf{n_1}$ **, φ , z**;

2) $\mathbf{n_{min}}$ **,** $\mathbf{n_{max}}$ **, z**;

3) $\mathbf{n_1}$ **, z, R**;

4) $\mathbf{n_1}$ **, φ , R**.

Чисельні значення знаменника геометричного ряду стандартизовані:

φ = 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2;

- знаменник **φ = 1,06** має допоміжне значення, при проєктуванні верстатів застосовується рідко;
- **φ = 1,12** – застосовують при проєктуванні автоматів та важких верстатів, коли потрібно точне налагодження на заданий режим різання;
- **φ = 1,26** та **φ = 1,41** – застосовують при проєктуванні універсальних токарних, свердлильних, фрезерувальних та інших верстатів;
- **φ = 1,58** та **φ = 1,78** – застосовують при проєктуванні верстатів, обробка на яких не потребує точного налагодження на режим різання через великий допоміжний час;
- **φ = 2** – має допоміжне значення.

Одним з найважливіших показників головного приводу верстата є діапазон регулювання частот обертання шпинделя (8.1).

При цьому:

- **R -** діапазон регулювання робочого органу МРВ;
- **z -** кількість частот обертання шпинделя

залежить від типу верстата і для найбільш розповсюджених типів верстатів існують певні рекомендації щодо їх значень (див вище).

8.3. Приводи з послідовно з'єднаними груповими передачами

При цьому під *групою передач* розуміють сукупність передач, що кінематично "зв'язують" обертання двох сусідніх валів. Її характеризують 2 показники:

- **p –** кількість передач в групі;
- **i –** їх передатні відношення.

Багатогрупова структура утримує **m** послідовно з'єднаних групових передач **a**, **b**, **c**, …, **k**, **m**.

Порядок (послідовність) чередування таких помножувльних груп вздовж кінематичного ланцюга характеризує *конструктивний варіант* коробки швидкостей. Його можна виразити у вигляді структурної формули, наприклад,

$$\mathbf{Z = 3 \cdot 2 = 2 \cdot 3 = 6}.$$

Число передач у кожній групі, відповідно, дорівнює:

$$p_a, p_b, p_c, \ldots, p_k, p_m.$$

Загальна кількість ступенів швидкості обертання шпинделя

$$z = p_a \cdot p_b \cdot p_c \cdot \ldots \cdot p_k \cdot p_m.$$

Кількість *конструктивних варіантів* однієї і тієї ж кінематичної структури дорівнює кількості перестановок із **m** груп, тобто:

$$k_{кс} = m! / q!,$$

де **q –** число груп з однаковою кількістю передач.

В залежності від кінематичних параметрів розрізняють основну та переборні (перша, друга, ...) групи.

Основна група, що має число передач p_a, створює ряд частот обертання із знаменником **φ**. На структурній сітці приводу вона зображується променями, що розходяться на один інтервал, тобто характеристика основної групи $x_0 = 1$.

Перша переборна група (число передач p_b) отримує обертання від основної. Тому, щоб забезпечити в подальшому ряд частот із знаменником **φ**, характеристика її повинна дорівнювати числу передач основної групи $x_1 = p_a$.

Характеристика *другої переборної групи* дорівнює добутку чисел передач основної та першої переборної груп $x_2 = p_a \cdot p_b$. Аналогічно визначаються характеристики інших груп.

В загальному випадку величина **x** не є довільною, а визначається наступним чином:

якщо перша група є основною, то кожна із характеристик наступних груп дорівнює добутку чисел швидкостей групових передач, що кінематично передують даній групі.

На основі вище сказаного можемо записати наступне:

якщо $x_1 = 1$, то $x_2 = p_a = p_1$;

$$x_3 = p_a \cdot p_b = p_1 \cdot p_2;$$

$$\ldots$$

$$X_m = p_a \cdot p_b \cdot \ldots \cdot p_{m-1} = p_1 \cdot p_2 \cdot \ldots \cdot p_{m-1}.$$

Наприклад: - $z = 8 = 2_1 \cdot 2_2 \cdot 2_4$;

- $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ (основна група);

- $z = 12 = 3_1 \cdot 2_6 \cdot 2_3 = 2_3 \cdot 3_1 \cdot 2_6 = 2_6 \cdot 3_1 \cdot 2_3 = 2_3 \cdot 2_6 \cdot 3_1 = 2_6 \cdot 2_3 \cdot 3_1$

(це інші кінематичні варіанти, отримані методом перестановок її складових);

- z = 18 = $3_1 \cdot 3_3 \cdot 3_9$.

Тому *загальна кількість кінематичних варіантів* дорівнює числу перестановок із **m** (кількість груп передач) елементів:

$k_{кн}$= m!.

Для випадку **z = 6** маємо: **$k_{кн}$ = m! = 1·2=2**;

z=12 маємо: **$k_{кн}$= m!=1·2·3=6**.

Таким чином, загальна кількість можливих варіантів (конструктивних **$k_{кс}$** та кінематичних **$k_{кн}$**) для звичайних помножувальнх структур визначається наступним чином:

$k = k_{кс} \cdot k_{кн} = (m!/q!) \cdot m! = m!^2/q!$.

Для прикладів: **m = 2**, **q = 1** для **z = 6** маємо:

$k = m!^2/q! = (1 \cdot 2)^2/1 = 4$, що реалізуються наступними варіантами:

$z = 6 = 3_1 \cdot 2_3 = 2_3 \cdot 3_1 = 2_1 \cdot 3_2 = 3_2 \cdot 2_1$.

Послідовність розташування групових передач (основної та переборних) у кінематичній структурі приводу теоретично може бути будь-якою.

Згідно з прийнятими вище позначеннями, можна записати послідовність характеристик **x** груп:

$$x_0 = 1;\ x_1 = p_a;\ x_2 = p_a \cdot p_b;\ \ldots;\ x_m = p_a \cdot p_b \cdot \ldots \cdot p_k.$$

Структурна формула приводу записується у вигляді

$$Z = p_{a(x0=1)} \cdot p_{b(x1=pa)} \cdot \ldots \cdot p_{m(xm=\ pa \cdot pb \cdot \ldots \cdot pk)}.$$

Такі кінематичні структури приводів називають *нормальними*.

8.4. Елементи графо-аналітичного аналізу кінематики приводів

Кінематичні розрахунки зручно виконувати за допомогою графо-аналітичного методу, який базується на послідовній побудові двох графіків – структурної сітки та графіка частот обертання.

Структурна сітка (якісний графік) дає уявлення про створення заданого ряду частот кінематичною структурою із заданою структурною формулою.

Попередньо будується координатна сітка. Кількість горизонтальних ліній у ній на одиницю більша числа групових передач кінематичної структури, а кількість вертикальних ліній дорівнює числу ступенів частот обертання.

Інтервали між вертикалями однакові і відповідають зміні частоти обертання на знаменник ряду **φ**.

Будується структурна сітка симетрично, тобто початкова точка на першому валу (верхня лінія) лежить посередині. У полі між сусідніми горизонтальними лініями за допомогою променів зображують відповідну групову передачу та ряд частот, який вона створює. Відстань між кінцями променів, що виходять з одної точки та зображають окремі передачі групи, у інтервалах між вертикалями дорівнює характеристиці цієї групи.

Привод з послідовно з'єднаними груповими передачами зображується у вигляді віялоподібної сітки.

Приклад 1. Побудувати структурну сітку приводу з послідовно з'єднаними груповими передачами та числом частот обертання **z** = 24.

Розглянемо варіант розподілу числа передач між групами 24 = 3·2·2·2. Порядок кінематичного вмикання груп приймаємо такий:

- перша група – основна;
- друга – перша переборна;
- третя – друга переборна;
- четверта – третя переборна.

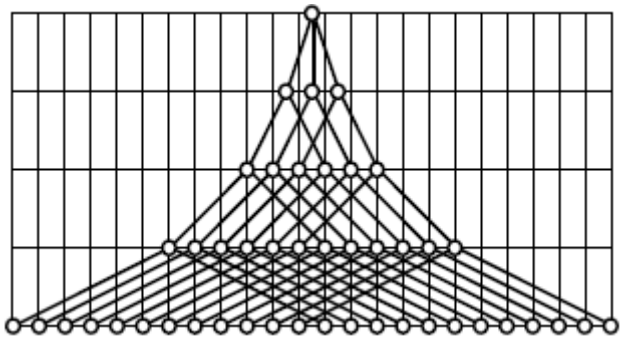
Тоді *структурна формула* приводу така:

$$z = p_a \cdot p_b \cdot p_c \cdot p_d = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6 \cdot 2_{12}.$$

Характеристики групових передач:

$$x_0 = 1;$$
$$x_1 = p_a = 3;$$
$$x_2 = p_a p_b = 3 \cdot 2 = 6;$$
$$x_3 = p_a p_b p_c = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 12.$$

Структурна сітка приводу за прикладом, що розглядається, зображена на рис. 8.1.



$p_a=3;\ x_a= x_1 =1$

$p_b=2;\ x_b= x_2=3$

$p_c=2;\ x_c=x_3=6;$

$p_d=2;\ x_d= x_4=12.$

Рис. 8.1. Структурна сітка за структурною формулою приводу
$$z = p_a \cdot p_b \cdot p_c \cdot p_d = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6 \cdot 2_{12}$$

8.5. Приводи з частковим перекриттям ступенів частот обертання

Якщо діапазон регулювання приводу нормальної структури більший розрахункового, то для його зменшення можна відкоригувати структуру, створивши часткове перекриття декількох ступенів частот обертання. Спосіб полягає у зменшенні на $x_п$ характеристики останньої **k**-ої групи.

Завдяки цьому загальне число ступенів частот приводу зменшиться на $z_п^- = x_п (p_k - 1)$ і буде дорівнювати:

$$z^- = z - z_п = z - x_п (p_k - 1).$$

Фактична характеристика виправленої **k**-ої групи:

$$x_k^- = x_k - z_п / (p_k - 1).$$

Загальний діапазон регулювання зменшується у $\varphi^{x_п} (p_к - 1)$ разів.

Приклад 2. Змінимо нормальну структуру, наведену у прикладі 1, з метою отримання перекриття кількох ступенів частот обертання на останньому валу.

Для цього - зменшимо характеристику останньої групи $x_з = 12$ на $x_п = 4$. Тому:

- фактична характеристика останньої групи стане $x_з^- = 12 - 4 = 8$;
- фактичне число ступенів частот обертання на останньому валу $x^- = 24 - 4/(2 - 1) = 20$.

Структурна сітка нової структури зображена на рис. 8.2.

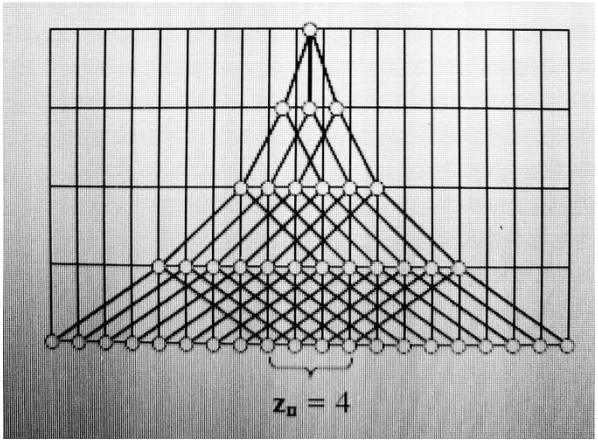


Рис. 8.2. Структурна сітка нової структури з перекриттям 4-ох ступенів частот обертання на останньому валу

Кількість передач та їх характеристики для цього випадку наступні:

P_a=3; x_1= x_a=1;

P_b=2; x_2 = x_b =3;

P_c=2; x_3= x_c=6;

P_d=2; x_4= x_d=12.