

2 КІНЕМАТИКА ПРИВОДІВ ГОЛОВНОГО РУХУ ІЗ БЕЗСТУПІНЧАСТИМ РЕГУЛЮВАННЯМ

2.1 Параметри та структури приводів

Застосування приводів з безступінчастим регулюванням дозволяє підвищити продуктивність верстатів за рахунок точного налагодження оптимальної швидкості різання та її регулювання у процесі обробки. Для безступінчастого регулювання швидкості найчастіше застосовують приводи на основі двигунів постійного струму з тиристорним керуванням.

Діапазон частот обертання такого приводу досить великий, але через особливості характеристик двигунів постійного струму, він має дві зони регулювання, які відрізняються характером залежності вихідних параметрів електродвигуна від частоти обертання вала. Від мінімальної частоти обертання $n_{\text{дmin}}$ до номінальної $n_{\text{дн}}$ регулювання здійснюється зміною напруги в колі якоря, при цьому на валу двигуна підтримується постійний крутний момент $M = \text{const}$. Вище $n_{\text{дн}}$ до максимальної частоти $n_{\text{дmax}}$ регулювання здійснюється зміною поля збудження статора, що забезпечує постійну потужність на валу $P = \text{const}$. Діапазон регулювання таких приводів при постійній потужності складає $R_p = 2,5 \dots 4$ (10). Якщо цього достатньо для верстата, регульований електродвигун постійного струму з максимальною частотою обертання $n_{\text{дmax}} = 4000 \dots 6000 \text{ хв}^{-1}$ з'єднують безпосередньо із шпинделем верстата. В тих випадках, коли потрібний більш широкий діапазон регулювання частоти обертання шпинделя з постійною потужністю, між електродвигуном та шпинделем ставлять дво-, три- або чотириступеневу коробку швидкостей, а між приводним двигуном та коробкою або між коробкою та шпинделем розміщують пасову передачу з передаточним відношенням $i_{\text{п}} = 0,5 \dots 2$. У верстатах з ЧПК загальний діапазон регулювання досягає $50 \dots 250$. Доведено, що при відносно низьких частотах обертання шпинделя повна потужність двигуна ніколи не використовується у процесі різання. Для розмежування зон роботи приводу верстата використовують розрахункову частоту обертання. Вираз для її визначення ґрунтується на статистичних дослідженнях і пов'язує розрахункову частоту обертання із загальним діапазоном регулювання приводу R

$$n_{\text{min}} \sqrt[4]{R} \leq n_p \leq n_{\text{min}} \sqrt[3]{R}. \quad (2.1)$$

При великих значеннях загального діапазону регулювання R межа зони роботи приводу з постійною потужністю – розрахункова частота обертання n_p , визначена за наведеним виразом (2.1), відокремлює діапазон регулювання з постійною потужністю R_p , який не може забезпечити електродвигун постійного струму навіть з чотириступеневою коробкою передач. В таких випадках з економічних міркувань діапазон регулювання з постійною потужністю штучно обмежують значеннями $R_p = 8 \dots 20$.

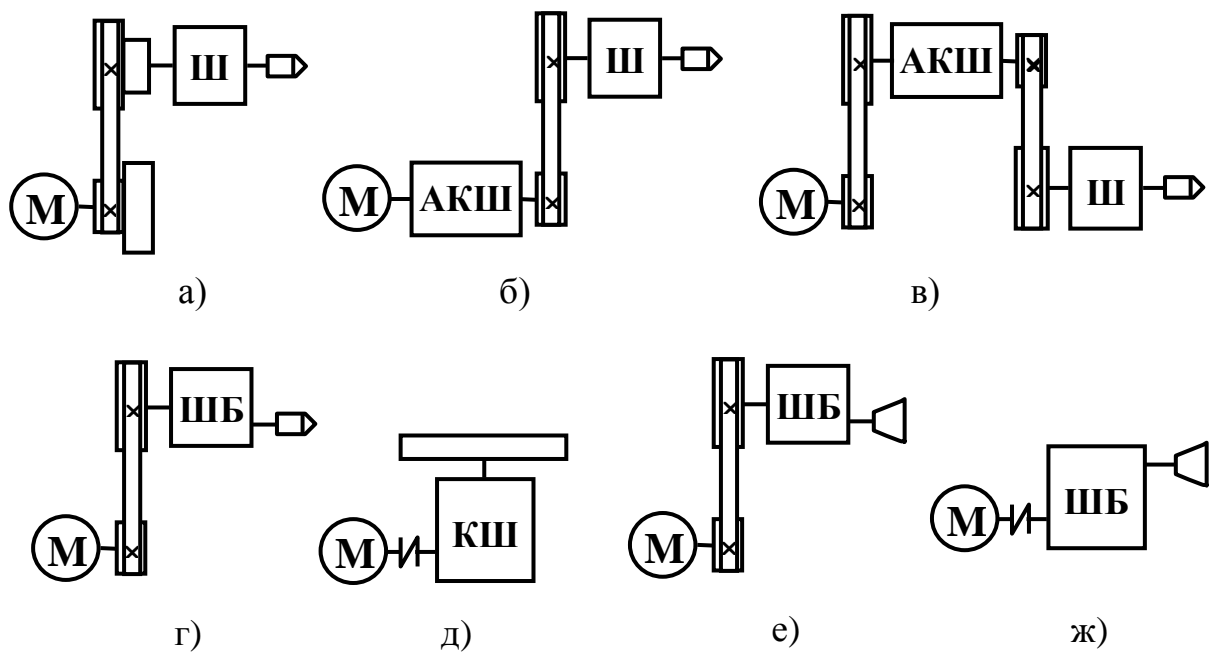


Рисунок 2.1 — Типові структури головного приводу верстатів з ЧПК

Типові структури головного приводу з безступінчастим регулюванням різних типів верстатів з ЧПК зображені на рисунку 2.1. Привод за схемою **а** містить регульований електродвигун постійного струму **М**, двоступеневу пасову передачу, перемикання якої може здійснюватись дистанційно, та шпиндельний вузол **Ш**. До складу приводів за схемами **б** та **в** входить автоматична коробка швидкостей **АКШ**. На схемі **г** показана структура, де коробка швидкостей вмонтована у шпиндельну бабку **ШБ**. Приводи за схемами **а – г** з пасовими передачами, здатними передавати відносно невеликий крутний момент, доцільно застосовувати у токарних верстатах невеликих та середніх розмірів (найбільший діаметр оброблюваної заготовки 200...400 мм). Приводи за схемою **д** з двигуном постійного струму автоматичною коробкою швидкостей та постійними передачами на планшайбу рекомендуються для карусельних верстатів (найбільший діаметр оброблюваного виробу 1000...4000 мм). Структури **е** та **ж** відповідають приводам верстатів свердлильно-розточувальної та фрезерувальної груп, а також свердлильно-фрезерувально-розточувальних обробних центрів.

2.2 Кінематичний розрахунок приводу

Для виконання кінематичного розрахунку приводу з електродвигуном постійного струму та безступінчастим регулюванням частоти обертання потрібні такі початкові дані:

- вибрана структура приводу;
- граничні частоти обертання шпинделя n_{\min} та n_{\max} ;

- граничні та номінальну частоти обертання шпинделя $n_{Дmin}$; $n_{Дн}$; $n_{Дmax}$ (мінімальну частоту обертання призначати необов'язково, вона може визначатись розрахунками);
- передаточне відношення пасової передачі i_n (або двох передач – в залежності від структури приводу).

Метою кінематичних розрахунків є визначення числа ступенів коробки швидкостей, передаточні відношення усіх передач та числа зубців коліс.

Введемо основні поняття та їх визначення:

$R = n_{max} / n_{min}$ — загальний діапазон регулювання приводу;

$R_P = n_{max} / n_p$ — діапазон регулювання приводу при постійній потужності;

$R_M = n_p / n_{min}$ — діапазон регулювання приводу при постійному моменті;

$R_{дP} = n_{Дmax} / n_{Дн}$ — діапазон регулювання двигуна при постійній потужності;

$R_{дM} = n_{Дн} / n_{Дmin}$ — діапазон регулювання двигуна при постійному моменті;

R_K — діапазон регулювання механічної коробки швидкостей.

На основі цих залежностей можна записати такі вирази:

$R_d = R_{дM} R_{дP}$ — загальний діапазон регулювання двигуна (діапазон електричного регулювання приводу);

$R = R_d R_K$ — загальний діапазон регулювання приводу.

Звідси $R_K = R / R_d$.

Відповідно способу регулювання електродвигуна відбувається регулювання частоти обертання шпинделя при постійній потужності або при постійному моменті.

Діапазон регулювання шпинделя при постійній потужності

$$R_P = R_{дP} \cdot R_K . \quad (2.2)$$

Як відомо, діапазон регулювання z -ступінчатої коробки швидкостей визначається залежністю

$$R_K = \varphi_1^{z-1} . \quad (2.3)$$

Для забезпечення безступінчатого регулювання частоти обертання шпинделя в усьому діапазоні регулювання приводу при постійній потужності (без “провалів”) приймають $\varphi_1 = R_{дP}$. Тоді із залежностей (2.2) та (2.3) отримуємо

$$R_P = R_{дP} \cdot R_K = \varphi_1 \varphi_1^{z-1} = \varphi_1^z .$$

Звідси потрібне число ступенів коробки швидкостей

$$z = \lg R_P / \lg \varphi_1 .$$

Число ступенів коробки швидкостей, а отже, і число піддіапазонів регулювання приводу оптимізують. Коли електродвигун забезпечує безступінчасте регулювання частоти обертання вхідного вала коробки швидкостей з постійною потужністю у інтервалі частот від m_{\min} до m_{\max} і шпинделя при такому ж регулюванні в інтервалі від n_{\min} до n_{\max} , діапазони регулювання записуються у вигляді

$$R_m = m_{\max} / m_{\min}; \quad R = n_{\max} / n_{\min}.$$

Якщо k_m та k числа інтервалів, що відповідають діапазонам R_m та R на графіку частот обертання, то мають місце такі співвідношення:

$$R_m = \varphi_1^{k_m}; \quad R = \varphi_1^k;$$

$$k_m = \lg R_m / \lg \varphi_1; \quad k = \lg R / \lg \varphi_1.$$

Якщо s_d та s – кількість частот обертання електродвигуна та шпинделя, відповідно, при регулюванні з постійною потужністю, можна записати

$$k_m = s_d - 1; \quad k = s - 1.$$

В загальному випадку двома сусідніми піддіапазонами регулювання можуть перекриватись k' інтервалів. Тоді необхідне число ступенів коробки швидкостей (піддіапазонів регулювання можна визначити з виразу

$$z = \frac{k - k'}{k_m - k'}. \quad (2.4)$$

Найменше значення z_{\min} отримуємо при відсутності перекриття, тобто коли $k' = -1$.

$$z_{\min} = \frac{k + 1}{k_m + 1}.$$

Якщо $z_{\min} \leq 2$, необхідно використовувати двоступеневу коробку передач. Якщо $z_{\min} > 2$, допускаючи “провал” регулювання з постійною потужністю між двома піддіапазонами, також можна використовувати двоступеневу коробку. У “провалі” відбувається регулювання з постійним крутним моментом. В такому випадку спрощується механічна частина верстата, але знижується його продуктивність. Потрібний діапазон регулювання частоти обертання шпинделя можна отримати введенням у двоступеневу коробку гітари змінних коліс.

Коли $k \leq 3k_m + 2$ потрібно застосовувати триступеневу коробку швидкостей, а коли $k \leq 4k_m + 3$ — чотириступеневу.

У верстатах з числовим програмним керуванням часто застосовують приводи з двигуном постійного струму та ступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя. При цьому використовують

ряд частот з малим знаменником ϕ , звичайно 1,12 (іноді 1,06). Завдяки цьому керування приводом спрощується, а економічні втрати внаслідок відхилення від оптимальної швидкості різання незначні. В цьому випадку $\phi = \sqrt[j]{\phi_1}$, де j – число поділок інтервалу $\log \phi_1$.

Далі кінематичний розрахунок виконується аналогічно розрахунку приводу із ступінчастим регулюванням:

- за певним числом ступенів коробки швидкостей приймають структурну формулу та будують структурну сітку;
- синтезують кінематичну схему приводу на основі прийнятої структури, початкових даних та розробленої структурної сітки;
- будують графік частот обертання на основі кінематичної схеми та структурної сітки, враховуючи обмеження на передаточні відношення та визначивши граничні частоти обертання шпинделя на усіх піддіапазонах;
- знаходять передаточні відношення усіх передач приводу за графіком частот обертання;
- визначають число зубців усіх коліс.

Приклад. Виконати кінематичний розрахунок головного приводу з безступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя. Граничні частоти обертання шпинделя $n_{\min} = 10 \text{ хв}^{-1}$, $n_{\max} = 2000 \text{ хв}^{-1}$, електродвигуна $n_{\text{дmax}} = 3000 \text{ хв}^{-1}$, номінальна частота обертання $n_{\text{дн}} = 1500 \text{ хв}^{-1}$. Передаточне відношення пасової передачі $i_{\text{п}} = 0,8$.

Розрахунок виконуємо у такому порядку.

1. Вибираємо структуру приводу (рисунок 2.2,а).
2. Визначаємо діапазони регулювання:
 - приводу $R = n_{\max} / n_{\min} = 2000/10 = 200$;
 - двигуна при постійній потужності $R_{\text{дп}} = n_{\text{дmax}}/n_{\text{дн}} = 3000/1500 = 2$.
3. Визначаємо діапазон регулювання приводу при постійній потужності. Оскільки відсутня задана мінімальна частота обертання двигуна, що буває найчастіше, для визначення діапазону регулювання приводу при постійній потужності скористаємось відомою рекомендацією щодо співвідношення діапазонів регулювання приводу з постійною потужністю та постійним моментом. Відокремлює діапазони регулювання приводу розрахункова частота обертання шпинделя, для визначення якої існує така залежність $n_{\text{п}} = n_{\min} (\sqrt[4]{R} \dots \sqrt[3]{R})$. У даному прикладі розрахункова частота складає:

$$n_{\text{п}} = 10(\sqrt[4]{200} \dots \sqrt[3]{200}) = 10(3,76 \dots 5,85) = 37,6 \dots 58,5 \text{ хв}^{-1}.$$

Приймаємо $n_{\text{п}} = 50 \text{ хв}^{-1}$.

Тоді діапазон регулювання приводу при постійній потужності:

$$R_{\text{п}} = n_{\max} / n_{\text{п}} = 2000/50 = 40.$$

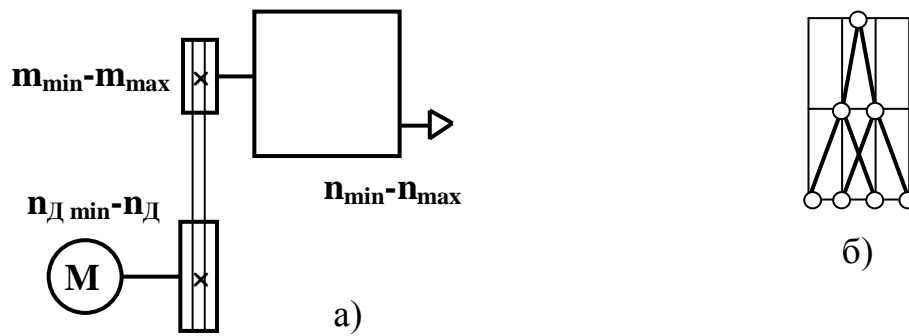


Рисунок 2.2 — Схеми до кінематичного розрахунку привода:
а — структура привода; б — структурна сітка

Отримане значення $R_P = 40$ надто велике. Згідно з рекомендаціями щодо обмеження діапазону регулювання привода при постійній потужності значеннями $R_P = 8 \dots 20$, приймаємо $R_P = 12$.

4. Для забезпечення відсутності “провалів” у зоні регулювання привода з постійною потужністю приймаємо знаменник ряду передаточних відношень коробки швидкостей $\varphi_1 = R_{дР} = 2$. Потрібне число ступенів коробки швидкостей, відповідно, число піддіапазонів регулювання:

$$z = \lg R_P / \lg \varphi_1 = \lg 12 / \lg 2 = 1,079 / 0,301 = 3,58.$$

Приймаємо $z = 4$. Перевірка за залежністю (2.4) дала таке ж значення числа ступенів коробки швидкостей.

5. Діапазон регулювання коробки швидкостей:

$$R_K = \varphi_1^{z-1} = 2^{4-1} = 8.$$

6. Повний діапазон регулювання двигуна:

$$R_D = R / R_K = 200 / 8 = 25.$$

7. Мінімальна частота обертання вала двигуна:

$$n_{Дmin} = n_{Дmax} / R_D = 3000 / 25 = 120 \text{ хв}^{-1}.$$

8. Дійсний діапазон регулювання привода при постійній потужності:

$$R_P = R_{дР} \cdot R_K = 2 \cdot 8 = 16.$$

9. Мінімальна частота обертання шпинделя з постійною потужністю:

$$n_{Pmin} = n_{max} / R_P = 2000 / 16 = 125 \text{ хв}^{-1}.$$

10. Розробляємо коробку швидкостей з двома груповими та пасовою і зубчастою постійними передачами (рисунок 2.3). Будуємо структурну сітку за структурною формулою $z = 2_0 \cdot 2_1$ (рисунок 2.2,б).

11. Для побудови графіка частот обертання шпинделя визначаємо граничні частоти обертання усіх піддіапазонів регулювання.

Мінімальні частоти обертання шпинделя для кожного з піддіапазонів регулювання: $n_{1\min} = 10 \text{ хв}^{-1}$; $n_{2\min} = n_{1\min} \varphi_1 = 10 \cdot 2 = 20 \text{ хв}^{-1}$; $n_{3\min} = n_{2\min} \varphi_1 = 20 \cdot 2 = 40 \text{ хв}^{-1}$; $n_{4\min} = n_{3\min} \varphi_1 = 40 \cdot 2 = 80 \text{ хв}^{-1}$.

Максимальні частоти обертання шпинделя для кожного з піддіапазонів регулювання визначають як члени геометричної прогресії із знаменником φ_1 : $n_{1\max} = n_{p\min} \varphi_1 = 125 \cdot 2 = 250 \text{ хв}^{-1}$; $n_{2\max} = n_{1\max} \varphi_1 = 250 \cdot 2 = 500 \text{ хв}^{-1}$; $n_{3\max} = n_{2\max} \varphi_1 = 500 \cdot 2 = 1000 \text{ хв}^{-1}$; $n_{4\max} = n_{3\max} \varphi_1 = 1000 \cdot 2 = 2000 \text{ хв}^{-1}$.

12. Будуємо графік частот за тими ж правилами, що стосуються приводів із ступінчастим регулюванням, з позначенням піддіапазонів регулювання частоти обертання шпинделя (рисунок 2.4). За отриманими даними будуємо діаграму потужності приводу для усіх піддіапазонів регулювання (рисунок 2.5). Аналізуючи побудовані графік частот та діаграму потужності, можна зробити висновки: 1) відсутність “провалів” чи перекриття зон регулювання двигуна при постійній потужності у діапазоні регулювання приводу при постійній потужності забезпечується рівністю $\varphi_1 = R_{др} = 2$; 2) кількість піддіапазонів регулювання дорівнює числу ступенів коробки швидкостей.

2.3 Визначення навантаження на привод

Важливішою характеристикою головного приводу з безступінчастим регулюванням частоти обертання є номінальний крутний момент на шпинделі, який приймається за початкове навантаження при розрахунках передач $M_{н.р}$. Значення $M_{н.р}$ (Н·м) задається в початкових даних або визначається за наближеними емпіричними залежностями. Для головного приводу токарних верстатів така залежність має вигляд

$$M_{н.р} = C_1 C_2 D_{\max},$$

де C_1 — коефіцієнт, що враховує силу різання;

C_2 — коефіцієнт, що враховує коливання сили різання, залежить від наявності пружного елемента між приводним двигуном та шпинделем, якщо шпиндельна бабка з'єднана з двигуном або автоматичною коробкою швидкостей пасовою передачею, $C_2 = 0,85$, для інших конструкцій $C_2 = 0,85$;

D_{\max} — найбільший діаметр оброблюваної на верстаті заготовки, м.

Значення C_1 для універсальних токарних верстатів з ЧПК, призначених для обробки вуглецевих та легованих сталей твердосплавними різцями, залежать від перерізу тіла різця (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 — Значення коефіцієнта C_1

Переріз різця (h × b), мм ²	16×16	20×16	20×20	25×20	25×25	32×25	32×32
C_1	1250	1600	2000	2400	3000	3600	4350

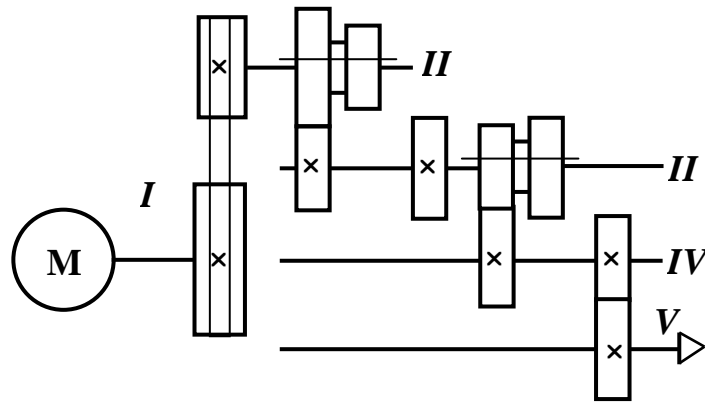


Рисунок 2.3 — Кінематична схема приводу головного руху з безступінчастим регулюванням

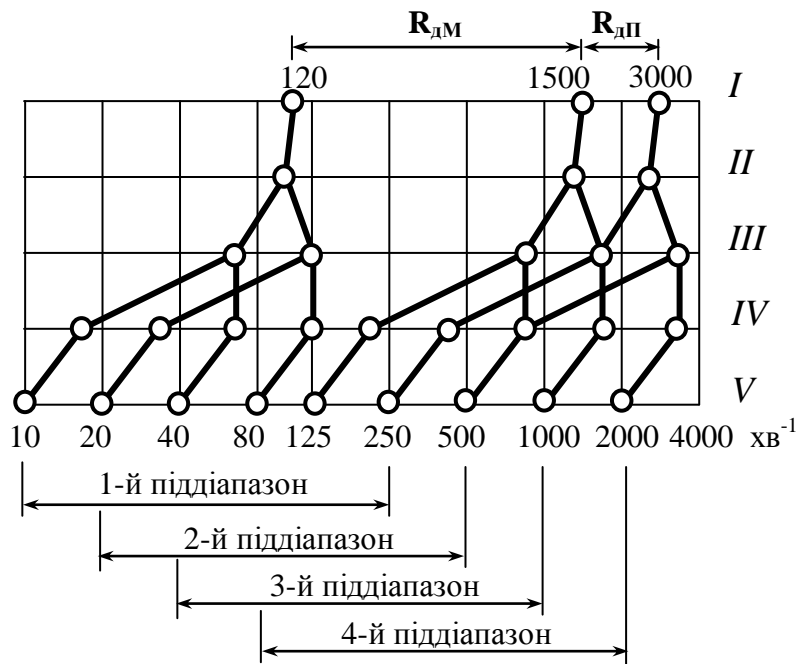


Рисунок 2.4 — Графік частот обертання приводу головного руху з безступінчастим регулюванням

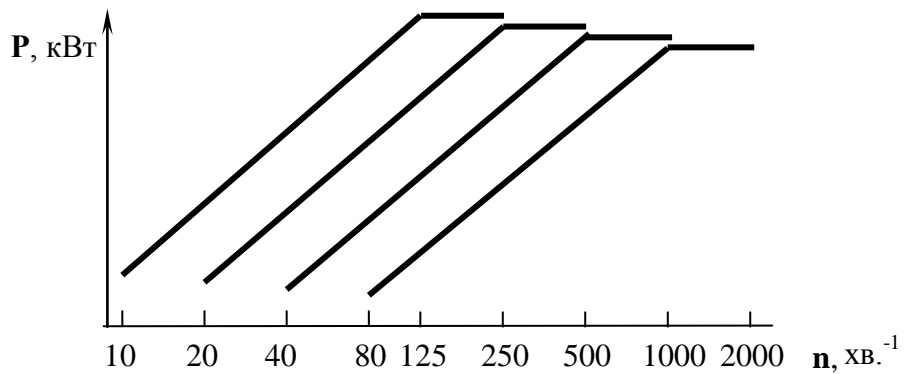


Рисунок 2.5 — Діаграма потужності приводу головного руху з безступінчастим регулюванням

Для головних приводів напівавтоматів з ЧПК ці значення C_1 потрібно збільшувати у 1,2...1,25 разів.

Для головного приводу токарно-карусельного верстата

$$M_{н.р} = 20000 D_{max}^{1.5}$$

При проектуванні головного приводу фрезерувальних, свердлильно-фрезерувальних та свердлильно-фрезерувально-розточувальних верстатів з ЧПК за розрахункове навантаження приймають крутний момент (Н·м) на шпинделі при обробці твердосплавною торцевою фрезою

$$M_{н.р} = C_3 t S_z z k ,$$

де C_3 — коефіцієнт, що враховує питомий крутний момент (таблиця 2.2);

t — глибина різання, мм;

S_z — подача на зуб, мм/зуб (t та S_z відповідають граничному для даного верстата перерізу зрізу);

z — число зубців торцевої твердосплавної фрези максимального діаметра;

$k = 1,1...1,4$ – коефіцієнт динамічного навантаження при фрезеруванні (більші значення використовуються при менших діаметрах фрези).

Таблиця 2.2 — Коефіцієнти C_3 при фрезеруванні деталей із сталі та сірого чавуну твердосплавними торцевими фрезами

Оброблюваний матеріал	Подача, мм/зуб	Значення C_3 при граничному діаметрі фрези, мм								
		100	125	160	200	250	320	400	500	600
Сталь	$\leq 0,25$	55	70	88	110	135	175	220	270	330
	$> 0,25$	40	50	65	80	100	125	160	200	240
Сірий чавун	$\leq 0,5$	22	28	35	44	55	70	88	110	132
	$> 0,5$	20	24	30	38	48	60	75	95	114

2.4 Рекомендації щодо конструювання приводів

Номінальний розрахунковий крутний момент на шпинделі $M_{н.р}$ становить собою найбільше тривале діюче навантаження. Виходячи з $M_{н.р}$ та кінематичних зв'язків, визначають розрахунковий момент $M_{н.рj}$ на кожному j -тому елементі приводу (на валах, на пасових передачах тощо). Використовуючи моменти $M_{н.рj}$, виконують розрахунки елементів приводу на втомлюваність.

Оскільки вхідні елементи головного приводу – перший вал автоматичної коробки швидкостей, зубчасті передачі між першим та наступним валом – працюють із значними перевантаженнями, розрахунок їх на витривалість виконують з використанням підвищеного розрахункового моменту (1,3...1,5) $M_{н,рj}$.

Шпindelний вузол та патрон рекомендується розраховувати, виходячи з моменту, що у 3–4 рази перевищує $M_{н,р}$.

Для врахування динамічних навантажень під час перехідних процесів (при пусках та гальмуваннях), а також короточасні перевантаження у процесі різання, виконують розрахунок передач та деталей на малоциклову або ударно-циклову міцність. При цьому елементи, що пов'язані з першим валом автоматичної коробки швидкостей, потрібно розраховувати з використанням моменту, який дорівнює контрольному моменту M_k розташованих на ньому електромагнітних муфт, але не більшому за $4M_{н,рj}$. Число циклів діючого навантаження приймають 10^5 . Елементи, що знаходяться у шпindelній бабці або на останньому валу коробки швидкостей, рекомендується розраховувати, виходячи з моменту $M = M_k n_1 / n$, де n_1 — частота обертання першого вала коробки швидкостей, $хв^{-1}$; n — частота обертання елемента, що розраховується, $хв^{-1}$.