

9. РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ ТА ПРИЙМАЛЬНИХ ТА ДОПОМІЖНИХ ВАЛІВ

9.1 Розрахунок клинопасових передач

Параметри клинопасової передачі преса залежать від типу преса, навантаження і розбивки загального передатного відношення. Правильність їхнього вибору визначається результатами перевірного розрахунку.

Для розрахунку клинопасової передачі повинні бути задані наступні початкові дані: потужність, передана пасами N_p (кВт), кутова швидкість ведучого ω_1 и веденого шківів ω_2 , число змін m_c роботи кривошипного преса, коефіцієнт режиму роботи ременів k_p (табл. 9.1).

Таблиця 9.1 Коефіцієнт режиму роботи пасів k_p

Тип преса	k_p	
	$m_c = 2$	$m_c = 3$
Листоштампувальні відкриті і закриття простої дії, обрізні:		
• універсальні	0,72	0,58
• спеціалізовані	0,61	0,47
• подвійної дії	0,63	0,50
Для гарячого об'ємного штампування	0,68	0,56
Автомати гаряче і холодно штампувальні	0,52	0,42
Машини для гнуття і правильні, ножиці сортові	0,67	0,54

Розрахунок клинопасової передачі виконується в такій послідовності:

1. Визначається розрахункове передатне відношення клиноремінної передачі

$$i_{pp} = \omega_1 / \omega_2. \quad (9.1) \square$$

Максимальне значення передатного відношення не повинне перевищувати 7. В окремих випадках передатне відношення може досягати 10.

2. У залежності від переданої потужності N_p по табл. 9.2 вибирається перетин пасу і мінімальний діаметр ведучого шківа D_{1min} . Розміри перетину ременів визначені за ГОСТ 1284.1–80 (нормальні ремені). Для підвищення довговічності ременя рекомендується діаметр ведучого шківа приймати на 2–3

номери більше зі стандартного ряду: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000.

3. Визначається розрахунковий діаметр веденого шківів

$$D_2 = D_1 i_{pp}. \quad (9.2)$$

Якщо веденим шківом є маховик, тоді його діаметр може визначатися розрахунком моменту інерції маховика. У цьому випадку вихідним буде діаметр веденого шківів (маховика), а діаметр ведучого шківів буде визначатися по формулі

$$D_1 = D_2 / i_{pp}, \quad (9.3)$$

і округляється до найближчого значення з зазначеного ряду кращих значень діаметра. Величина діаметра ведучого шківів не повинна бути менше, ніж по табл. 9.2.

4. Розрахункові значення діаметрів шківів округляють до найближчих значень, кратних 5 чи 10 мм і обчислюють дійсне передатне відношення з урахуванням прослизання ременів

$$i_p = \frac{D_2}{D_1(1-S_p)}, \quad (9.4)$$

де S_p – ковзання пасової передачі, $S_p = 0,01 \dots 0,04$.

Відхилення передатного відношення від розрахункового допускається не більш 4%.

$$\Delta i = \frac{i_{pp} - i_p}{i_{pp}} * 100\% \leq \pm 4\% .$$

Таблиця 9.2 Параметри клинопасових передач

Параметр	Тип пасу по ГОСТ 1284.1–80					
	A	B	B	Г	Д	Е
N_p , кВт	4...7	8...14	15...55	60...200	> 200	
D_{1min} , мм	90	125	200	315	500	800
h_p , мм	8	10,5	13,5	19	23,5	30
F_p , мм ²	81	138	230	476	692	1170
k_g	0,005	0,008	0,013	0,028	0,040	0,067
c_p , Н	40	60	150	320	470	780
Інтервал довжин ременя	560... 4000	800... 6300	1800... 10000	3150... 15000	4500... 18000	6300... 18000

Примітка: У таблиці позначено:

h_p – висота ременя;

F_p – площа перетину ремня;
 k_g – коефіцієнт впливу відцентрових сил;
 c_p – коефіцієнт жорсткості ремня.

5. Розраховується окружна швидкість ремня, м/с

$$V = \frac{\omega_1 D_1}{2}. \quad (9.5)$$

По величині окружної швидкості оцінюється можливість використання ремня даного перетину і вибирається матеріал для виготовлення шківів. Для ременів типів *A–B* швидкість не повинна перевищувати 25 м/с, для ременів типів *Г–Д* – 30 м/с. Проектування шківів клинопасових передач виконується відповідно до ГОСТ 20889–75 – ГОСТ 20891–75 (монолітні шківви), ГОСТ 20892–75–ГОСТ 20894–75 (шківви з дисками і маточиною), ГОСТ 20895–75–ГОСТ 20897–75 (шківви з маточиною і спицями). Шківви з окружною швидкістю < 25 м/с виготовляють із сірого чавуну марки не нижче СЧ 15, з окружною швидкістю 25–40 м/с із сталей 25Л и 35Л.

6. Визначається міжвісьова відстань A_0 у залежності від передатного відношення

$$A_0 = kD_2, \quad (9.6)$$

де k – коефіцієнт, що залежить від передатного відношення, $k = 0,85 \dots 1,5$ (більші значення коефіцієнта приймаються для менших передатних відносин).

При розрахунку відстані A_0 мають на увазі, що

$$A_{0\min} = 0,55(D_1 + D_2) + h_p, \quad A_{0\max} = 2(D_1 + D_2).$$

7. Знаходиться довжина ремня, мм

$$L_p = 2A_0 + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A_0}. \quad (9.7)$$

Результат округляється до стандартної величини за ГОСТ 1284.1–80: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000 відповідно до обмежень в таблиці 9.2.

8. Розраховується дійсна міжвісьова відстань, що відповідає прийнятій стандартній довжині ременя, мм

$$A_0 = 0,25[(L_p - \Delta_1) + \sqrt{(L_p - \Delta_1)^2 - 8\Delta_2}], \quad (9.8)$$

де

$$\Delta_1 = 0,5\pi(D_1 + D_2), \Delta_2 = 0,25(D_2 - D_1)^2.$$

Величина регулювання міжцентрової відстані у бік сторону зменшення приймається рівною $0,015A_0$, а у бік збільшення – $0,05A_0$.

9. Визначається кут обхвату на ведучому шківі, град

$$\alpha_1 = 180 - \frac{D_2 - D_1}{A_0} * 57 \geq [\alpha_{min} [^\circ]]. \quad (9.9)$$

10. Знаходиться число пробігів ременя за одну секунду

$$n = \frac{V}{L_p} \leq [n] = 10 \dots 20c^{-1}. \quad (9.10)$$

11. По графіках на рис. 9.1 знаходиться потужність N_0 , передана одним ременем і визначається необхідне число клинових ременів з урахуванням нерівномірності розподілу навантаження між ременями

$$Z_p = \frac{0,7N_p}{N_0 k_o k_p}, \quad (9.11)$$

де k_o – коефіцієнт кута обхвату

$$k_o = 1 - 0,003(180 - \alpha_1); \quad (9.12)$$

k_p – коефіцієнт режиму роботи ременів (табл. 9.1);

При числі ременів більше восьми варто збільшити перетин ременя і повторити розрахунок, починаючи з п. 2.

12. Визначається зусилля відтягування частини нового ременя

$$Q = \frac{73,5N_p}{k_o^2 k_p^2 k_v Z_p} + 1,75k_g V^2 + 62,5 \cdot 10^{-2} c_p, \quad (9.13)$$

де k_v – швидкісний коефіцієнт

$$k_v = 1,05 - \frac{V^2}{2000};$$

c_p – коефіцієнт жорсткості ременя, приведений у табл. 9.2.

k_g – коефіцієнт впливу відцентрових сил, приведений у табл. 9.2;

Прогин ременя при додатку цього зусилля дорівнює

$$f = 1,55 \cdot 10^{-2} A_0. \quad (9.14)$$

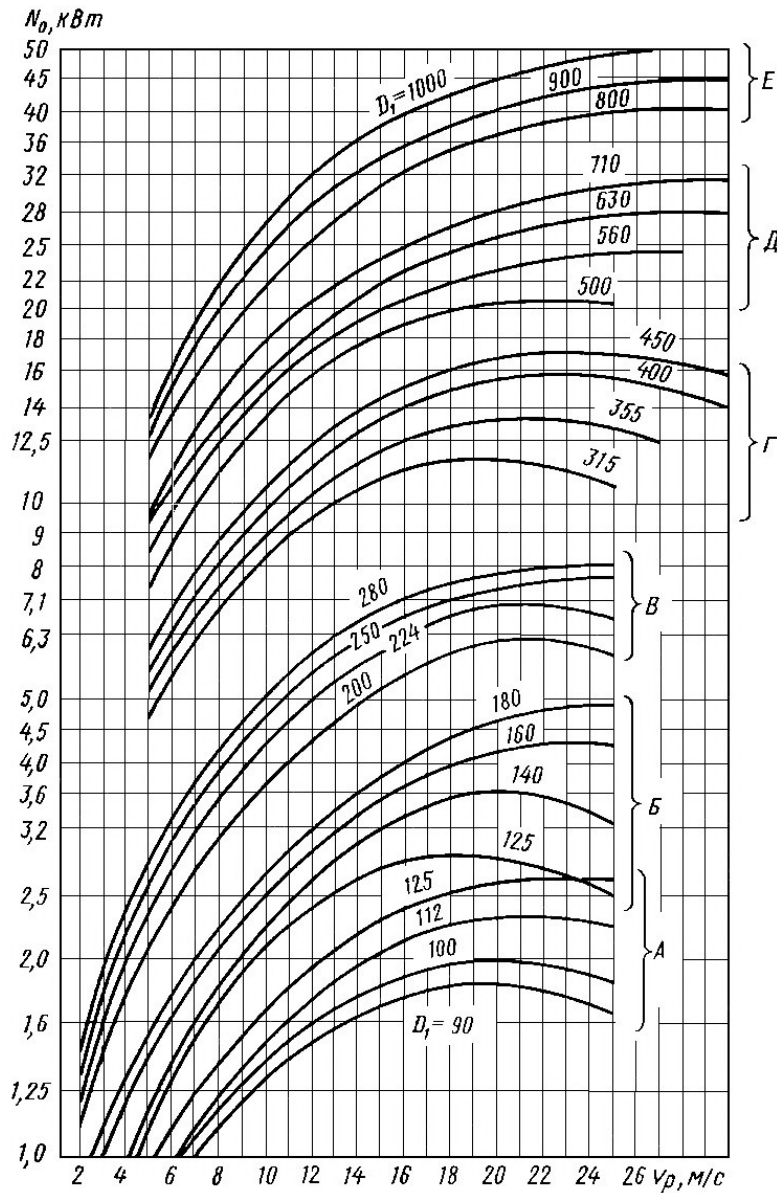


Рис. 9.1. Графіки для визначення потужності, переданої одним ременем

13. Ремені перевіряються на міцність по величині максимальної напруги в перетині, що набігає на ведучий шків:

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_{и} + \sigma_v \leq [\sigma], \quad (9.15)$$

де σ_p – напруга, що розтягує

$$\sigma_p = \sigma_0 + \sigma_{раб} ;$$

σ_0 – напруга від попереднього натягу. При числі пробігів ременя n менше 5 в секунду рекомендується приймати σ_0 рівним $1,5 \text{ Н/мм}^2$; при $n = 5 \dots 10 \text{ с}^{-1}$ приймається $\sigma_0 = 1,2 \text{ Н/мм}^2$; при n більше 10 с^{-1} приймається $\sigma_0 = 0,9 \text{ Н/мм}^2$;

$\sigma_{раб}$ – робоча напруга

$$\sigma_{\text{раб}} = \frac{N_p}{2VFZ_p};$$

$\sigma_{\text{и}}$ – напруга вигину

$$\sigma_{\text{и}} = E_{\text{и}} \frac{h_p}{D_1};$$

$E_{\text{и}}$ – модуль пружності ременів при вигині, для прогумованих клинових ременів дорівнює 80...100 Н/мм²;

h_p – висота ременя (табл.9.2);

σ_v – напруга від відцентрової сили

$$\sigma_v = \rho V^2 \cdot 10^{-6}, \text{ Н/мм}^2;$$

ρ – щільність матеріалу ременів, $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$.

Припустима максимальна напруга $[\sigma]$ для клинових ременів дорівнює 9...10 Н/мм².

14. Визначається очікуваний ресурс передачі в годинах

$$T_p = \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\text{max}}} \right)^8 \frac{C_{\text{п}} C_{\text{н}} \cdot 10^7}{7200n} \quad (9.16)$$

де σ_y – границя витривалості для клинових ременів, рівна 9...10 Н/мм²;

n – число пробігів ременя;

$C_{\text{п}}$ – коефіцієнт, що враховує вплив передатного відношення:

при $i_p = 1$	2	4
$C_{\text{п}} = 1$	1,7	1,9;

$C_{\text{н}}$ – коефіцієнт, що враховує мінливість навантаження: при постійному навантаженні $C_{\text{н}} = 1$, при навантаженні, що змінюється – $C_{\text{н}} = 2$;

Мінімальна нормативна довговічність ременів кривошипних пресів повинна бути не менш 4000 годин.

9.2 Розрахунок приймальних і проміжних валів

Приймальні і проміжні вали (далі – просто проміжні, якщо не обговорено інше) пресів виготовляють зі сталей марки 45 з наступною нормалізацією і поліпшенням, 40X и 40XH із поліпшенням, 20X с цементацією і загартуванням. Як і для головних валів, при їхньому виготовленні особливу увагу приділяють заходам щодо зниженню концентраторів напруг, зв'язаних з наявністю на валах

виточень, шліців, шпонкових канавок, отворів, малих радіусів округлень, шорсткості поверхні і т. д.

Розрахунку проміжних валів передуює побудова кінематичної схеми преса, визначення передатних відносин по ступенях приводу і розрахунок клиноремінної і зубчастих передач, двигуна і маховика.

Після ескізної розробки конструкції вала визначаються розрахункові навантаження, будуються епюри моменту, що крутить, і згинальних моментів і визначаються небезпечні перерізи, які перевіряються на статичну міцність і на витривалість. Для довгих і багато опорних валів іноді перевіряють величину припустимого прогину (перевірка на жорсткість). Вали розглядають як балки на шарнірних опорах. Діючі навантаження і реакції в опорах вважають зосередженими, а точки додатка рівнодіючих приймають посередині маточин коліс маховика й опор. Таке допущення обґрунтоване тим, що в більшості приводів пресів довжина опори порівнянна з її діаметром.

Попередні розміри вала визначаються при компонованні механізмів приводу, при цьому найменший попередньо передбачуваний діаметр d вала визначається з розрахунку на чисте крутіння зі зниженими напругами, що допускаються:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{max}}{0,2\tau_k}}, \quad (9.17)$$

де M_{max} – максимальний крутильний момент, на валу;

τ_k – напруга, що допускається, на крутіння (для сталей 40 і 45 $\tau_k = 30 \dots 40$ МПа).

Інші розміри вала визначаються з урахуванням посадок коліс, підшипників і т.д. Усі лінійні розміри вала округляються до найближчих переважних чисел за ГОСТ 6636–60.

9.2.1 Розрахункові навантаження

У залежності від кінематичної схеми приводу на прийомний вал діють наступні зовнішні навантаження:

- крутильний момент;

- сила нормального тиску на зуби коліс;
- сила натягу ремінної передачі;
- реакції опор.

Крутильні моменти на відповідних валах визначаються з обліком *ККД* і передатних відносин ступенів

$$M_i = \frac{M_{kmax}}{i_1 i_2 \dots i_n \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n}, \quad (9.18)$$

де M_{kmax} – максимальний крутильний момент на головному валу;

$i_1, i_2 \dots i_n$ – передатні відносини ступенів передач, починаючи від головного вала;

$\eta_1, \eta_2 \dots \eta_n$ – *ККД* відповідних ступенів передач з урахуванням втрат у підшипниках. Для підшипників ковзання $\eta = 0,96$, для підшипників кочення $\eta = 0,98$.

Колова сила, на зубчатому колесі, тобто сила, діюча на вал

$$F_{30} = \frac{2M_i}{d_o} = \frac{2M_i}{m_{ні} \cdot z_i}. \quad (9.20)$$

Радіальна сила, діюча на вал з боку зубчатого колеса

$$F_{3p} = F_{30} \operatorname{tg} \alpha_{ш}, \quad (9.21)$$

Тут позначено:

M_i – крутильний момент на відповідному колесі;

d_o – діаметр початкового кола колеса;

$m_{ні}$ – нормальний модуль зачеплення колеса;

z_i – число зубів колеса.

Сила попереднього натягу пасової передачі визначається по наближеній формулі

$$P_p = 2\sigma_o F_p Z_p, \quad (9.22)$$

де σ_o – початковий натяг ременів, прийнятий рівним $0,9 \dots 1,5$ МН/м²;

F_p – площа перетину клинового ременя;

z_p – число ременів.

Зусилля від пасової передачі вважається спрямованим по лінії, що з'єднує центри шківів.

Реакції в опорах валів визначаються за відомими правилами механіки. При цьому враховуються напрямки сил у просторі, зв'язані з різним розташуванням щодо вертикальної осі вала зубчастих і клиноремінної передач. Після розрахунку навантажень і реакцій будуються епюри згинаючих і крутильних моментів і визначаються кілька небезпечних перетинів.

9.2.2 Розрахунок валів на статичну міцність

Розрахунок небезпечних переріз вала на статичну міцність виконується за умовою забезпечення коефіцієнту запасу статичної міцності

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{екв}}} \geq [n]_c, \quad (9.23)$$

де σ_T – границя текучості матеріалу вала (МПа), приймається по табл. 93;

Таблиця 9.3 Механічні властивості матеріалів проміжних валів

Марка сталі	Діаметр вала	Твердість, НВ	σ_B	σ_T	$\sigma_{-1и}$	τ_{-1}	ψ_σ	ψ_τ
			МПа					
45	До 120	240	800	550	350	210	0,1	0,05
	За 120	200	560	280	250	150		
40Х	До 120	270	900	750	410	240		
	120–200	240	800	650	360	210		
	За 200	200	730	500	320	200		
40ХН	До 200	270	920	750	420	250		
	За 200	240	820	650	360	210		
20Х	120	197	650	400	300	160	0,05	
30ХГТ	До 120	320	1150	950	520	310	0,15	0,1
	За 120	270	950	750	450	260	0,1	0,05

$\sigma_{\text{екв}}$ – еквівалентна напруга, обумовлена по енергетичній теорії міцності

$$\sigma_{\text{уєа}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3\tau_{\text{max}}^2}; \quad (9.24)$$

$$\sigma \frac{M_{и}}{W_{и}} \frac{M_{и}}{0,1d^3} \text{max} \quad (9.25)$$

$$\tau \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \frac{M_{кр}}{0,2d^3} \text{max} \quad (9.26)$$

σ_{max} – максимальна напруга від вигину;

τ_{max} – максимальна напруга від крутіння;

d – діаметр вала в розрахунковому перетині;

$W_{\text{и}}, W_{\text{кр}}$ – відповідно, момент опору вигину і крутінню перетину;

$[n]_c$ – мінімально припустимий статичний запас міцності, прийнятий рівним 1,4...1,6;

$M_{\text{и}}$ і $M_{\text{кр}}$ – відповідно, моменти що згинає і крутить в розрахунковому перетині, причому згинальний момент визначається як векторна сума згинальних моментів у вертикальній $M_{\text{ив}}$ і горизонтальній $M_{\text{иг}}$ площинах

$$M_{\text{и}} = \sqrt{M_{\text{ив}}^2 + M_{\text{иг}}^2}.$$

Для суцільного круглого перетину моменти опори визначаються по формулах

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi d^3}{32}, W_{\text{кр}} = \frac{\pi d^3}{16}.$$

9.2.3 Розрахунок валів на витривалість

Розрахунок вала на витривалість виконується для перетинів вала з найбільшою ймовірною концентрацією напруг, що у загальному випадку можуть не збігатися з небезпечними переріз при розрахунку вала на статичну міцність.

Як головні вали, так і приймальні вали на витривалість розраховуються по приведеному коефіцієнті запасу міцності

$$n_{\text{в}} = \frac{0,2d^3 \sigma_{-1\text{и}}}{k_{\text{э}} \sqrt{M_{\text{и}}^2 \left(\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} + \psi_{\sigma} \right)^2 + 0,75 M_{\text{кр}}^2 \left(\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} + \psi_{\tau} \right)^2}} \geq [n_{\text{в}}]. \quad (9.27)$$

Допустима напруга на втому визначається по табл. 9.3.

Коефіцієнт еквівалентного навантаження $k_{\text{э}}$ визначається також як і для головного вала.

Ефективні коефіцієнти концентрації нормальних k_{σ} і дотичних k_{τ} напруг визначаються по табл. 9.4-9.5 у залежності від виду концентратора напруг і механічних властивостей сталей. При декількох концентраторах напруг для того самого перетину враховують той, для якого величина $k_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma}$ чи $k_{\tau}/\varepsilon_{\tau}$ більше.

Для шліцьових валів коефіцієнти концентрації напруг приймаються рівними $k_\sigma = 1,35 \dots 1,75$; $k_\tau = 2,1 \dots 2,8$. Більші значення приймаються для більш важких серій. Моменти опору перетини визначаються по формулах

$$W_H = \xi W_{\text{им}}, \quad W_{\text{кр}} = 2W_{\text{им}}.$$

Тут позначено:

$W_{\text{им}}$ – момент опору суцільного круглого перетину внутрішнім діаметром d ;

d – внутрішній діаметр шліцьової ділянки вала;

ξ – поправочний коефіцієнт: для легкої серії $\xi = 1,09-1,16$; для середньої $\xi = 1,14-1,27$; для важкої $\xi = 1,14-1,39$.

Таблиця 9.4 Ефективні коефіцієнти концентрації нормальних напруг k_σ для ступінчастих валів з галтелями

D/d	r/d	k_σ для валів із сталі, що мають σ_B , МПа					
		<500	600	700	800	900	>1000
1,1– 1,2	0	2,85	3,10	3,39	–	–	–
	0,02	2,18	2,34	2,51	2,68	2,89	3,10
	0,04	1,84	1,92	1,97	2,05	2,13	2,22
	0,06	1,71		1,76		1,84	
	0,08	1,56		1,59		1,64	
	0,10	1,48		1,51		1,54	
	0,15	1,35		1,38		1,41	
	0,20	1,27		1,30		1,34	
1,2– 2	0	3,20	3,50	3,85	–	–	–
	0,02	2,40	2,60	2,80	3,00	3,25	3,50
	0,04	2,00	2,10	2,15	2,25	2,35	2,45
	0,06	1,85		1,90		2,00	
	0,08	1,66		1,70		1,76	
	0,10	1,57		1,61		1,64	
	0,15	1,41		1,45		1,49	
	0,20	1,32		1,36		1,40	

Масштабні фактори ε_σ і ε_τ вибираються по табл. 9.7

Коефіцієнт β , що враховує стан поверхні визначається по формулі

$$\beta = \beta_1 \beta_2,$$

де β_1 – коефіцієнт зниження міцності, вибирається по табл. 9.8;

β_2 – коефіцієнт зміцнення, вибирається по табл. 9.9.

Коефіцієнти ψ_σ і ψ_τ , враховуючі чутливість металу до асиметрії циклу, визначаються по таблиці 9.3.

Таблиця 9.5 Ефективні коефіцієнти концентрації дотичних напруг k_τ для ступінчастих валів з галтелями

D/d	r/d	k_τ для валів із сталі, що має σ_B , МПа			
		< 700	800	900	> 1000
1,1– 1,2	0	1,85	2,04	2,18	2,37
	0,02	1,59	1,67	1,74	1,81
	0,04	1,39	1,45	1,48	1,52
	0,06	1,30	1,33	1,37	1,39
	0,08	1,22	1,26	1,30	1,31
	0,10	1,19	1,21	1,24	1,26
	0,15	1,11	1,14	1,15	1,18
	0,20	1,08	1,10	1,16	1,15
1,2–2	0	2,15	2,40	2,60	2,85
	0,02	1,80	1,90	2,00	2,10
	0,04	1,53	1,60	1,65	1,70
	0,06	1,40	1,45	1,50	1,53
	0,08	1,30	1,35	1,40	1,42
	0,10	1,25	1,28	1,32	1,35
	0,15	1,15	1,18	1,20	1,24
	0,20	1,10	1,14	1,16	1,20

Примітка: У таблицях 9.4 і 9.5 позначено відповідно D і d – більший і менший діаметри вала; r – радіус галтелі.

Таблиця 9.6 Ефективні коефіцієнти концентрації напруг для валів зі шпонковою канавкою

Межа міцності сталі σ_B , МПа	< 500	600	700	800	900	> 1000
k_σ	1,50	1,62	1,75	1,82	1,90	2,00
k_τ	1,4	1,5	1,6	1,7	1,9	2,1

Таблиця 9.7 Масштабні фактори ε_σ і ε_τ

Вид деформації і метал	d , мм			
	50	70	100	200
Вигин для вуглецевої сталі ε_σ	0,82	0,76	0,70	0,61
Вигин для легованої сталі ε_σ і крутіння для всіх сталей ε_τ	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблиця 9.8 Коефіцієнт зниження міцності β_1

Вид обробки	Межа міцності σ_B , МПа		
	400	800	1200
Тонке шліфування	1		
Чистове шліфування і тонке обточування	0,95	0,90	0,80
Обдирання	0,85	0,80	0,65

Таблиця 9.9 Коефіцієнт зміцнення β_2

Вид обробки	Межа міцності σ_B , МПа	β_2		
		Гладкі вали	Вали с концентраторами	
			$k_\sigma < 1,5$	$k_\sigma > 1,5$
Гартування з нагрівом СВЧ	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	800...1000	1,3...1,5	—	—
Азотування	900...1200	1,1...1,25	1,5...1,7	1,7...2,1
Цементація	400...600	1,8...2,0	—	—
	700...800	1,4...1,5	—	—
	1000...1200	1,2...1,3	—	—
Наклеп, накатка роликками	600...1500	1,1...1,3	1,3...1,6	1,7...2,1

Припустимий коефіцієнт запасу міцності вала $[n_B]$ приймається рівним 1,1...1,3 для універсальних пресів, 1,4...1,6 для пресів-автоматів.

9.2.4 Розрахунок підшипників прийомних і проміжних валів

Прийомні і проміжні вали найчастіше встановлюють на підшипниках кочення, розрахунок яких практично не відрізняється від розрахунку аналогічних підшипників загального призначення.

При необхідності збільшення жорсткості опори встановлюють два підшипники в одній опорі, однак у будь-якому випадку при розрахунку приймається одна точка опори, розташована по середині цапфи вала.

Перевірочний розрахунок підшипника виконується по величині приведенного радіального навантаження

$$Q = (k_k R + mA) k_\sigma k_\tau \leq Q_{пр} , \quad (9.28)$$

де k_k – кінематичний коефіцієнт: при обертанні внутрішнього кільця підшипника $k_k=1$; при обертанні зовнішнього кільця для сферичних підшипників $k_k=1,1$; для всіх інших підшипників $k_k=1,35$;

R – радіальне навантаження на підшипник;

m – коефіцієнт, що залежить від типу підшипника, вибирається по табл. 9.10;

A – осьове навантаження;

k_σ – динамічний коефіцієнт, що залежить від характеру навантаження на підшипник; для універсальних пресів $k_\sigma=1$; для пресів-автоматів і спеціалізованих вирубних пресів $k_\sigma=1,3 \dots 1,8$;

k_τ – температурний коефіцієнт, що залежить від температури підшипника, вибирається по табл. 9.11;

$Q_{пр}$ – припустиме статичне навантаження підшипника, що вказується в стандарті на підшипник.

Таблиця 9.10 Коефіцієнт m

Тип підшипника	Відношення R/A			При осьовому навантаженні
	За 2	2	1	
Шарикові:				
однорядні серій 200, 300, 400	1,5	1,7	1,9	2,0
сферичні легкої серії	4,5	5,2	4,6	6,1
сферичні середньої серії	4,0	4,6	5,0	5,4
сферичні широкої серії	2,5	2,9	3,1	3,4
радіально-упорні однорядні	1,5	1,8	1,9	2,0
Роликові:				
сферичні двохрядні легкої серії	4,5	5,2	5,6	6,1
сферичні двохрядні середньої серії	3,5	4,0	4,4	4,7
конічні легкої серії	1,5	1,7	1,9	2,0
конічні середньої серії	1,8	2,1	2,2	2,4
радіально-упорні	0,7			

Підшипник перевіряється за коефіцієнтом працездатності

$$C = Q(nh)^{0,3} \leq C_{пр}, \quad (9.29)$$

де n – число оборотів підшипника в хвилину;

h – число годин роботи підшипника, прийняте від 5000 до 30000 годин у залежності від важливості вузла;

$C_{пр}$ – припустимий коефіцієнт працездатності підшипника, що вказується в стандарті на підшипник.

Таблиця 9.11 Температурний коефіцієнт $k_{т\sigma}$

Робоча температура підшипника, °C	<100	125	150	175	200	225	250
$k_{т}$	1,0	1,05	1,1	1,15	1,15	1,35	1,4

Швидкість обертання валів у підшипниках кочення обмежується стійкістю сепаратора, нагріванням і динамічними навантаженнями

$$V = 0,5\omega d_{в} \leq V_{пр}, \quad (9.30)$$

де ω – кутова швидкість вала;

$d_{в}$ – діаметр шийки вала.

Гранична лінійна швидкість шийки вала складає для підшипників зі штампованими сепараторами $V_{пр} = 15...20$ м/с; для підшипників з масивними сепараторами $V_{пр} = 20...25$ м/с; для конічних підшипників $V_{пр} = 8...13$ м/с; .

При конструюванні і розрахунку підшипників валів варто враховувати наступне:

Заміна однорядного радіального підшипника на радіально-упорний дозволяє збільшити припустиме радіальне навантаження на 20...40 %, а при заміні циліндричного чи конічного на роликівий – на 40...80 % і більш. Середнє підвищення вантажопідйомності при заміні вузьких підшипників широкими для легкої і середньої серій складає 10...50 %.

Коефіцієнт тертя кочення збільшується для обліку неточностей виготовлення й обробки посадкових місць, монтажу, забруднення і складає для шарикопідшипників 0,015; для роликівих підшипників 0,03.