

Лекція № 27

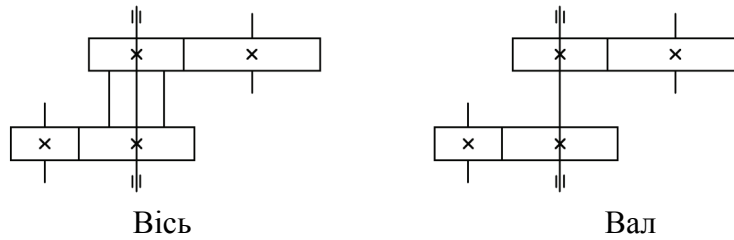
Тема 9. Вали та осі

9.1. Загальні відомості

Вісь – деталь, що підтримує елементи машин у їхньому обертовому русі, не передаючи крутного моменту.

Вал – деталь, призначена для передачі крутного моменту та підтримки елементів машин у їхньому обертовому русі.

У деяких випадках конструкція може бути виконана з використанням або осі, або вала.

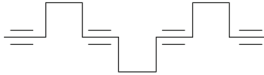


За формою геометричної осі розрізняють вали:

1) Прямолінійні;



2) Колінчасті;



3) криволінійні гнучкі.

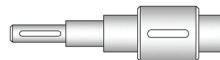


Прямолінійні вали бувають:

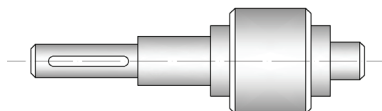
1) гладкі з постійним діаметром;



2) ступінчасті;



3) з нарізаними на них зубчастими вінцями (вал-шестірня, вал-черв'як)



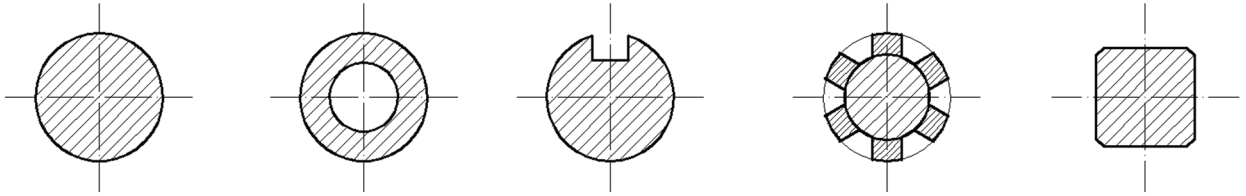
В редукторах розрізняють вали:

1) швидкохідні;

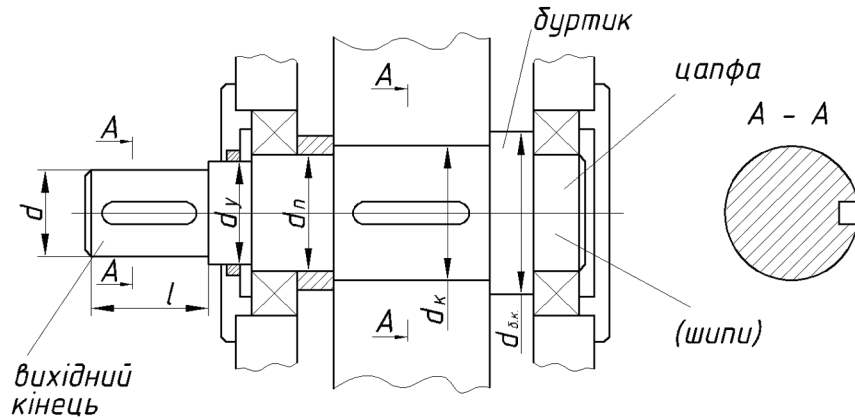
2) проміжні;

3) тихохідні.

Поперечні перерізи валів:

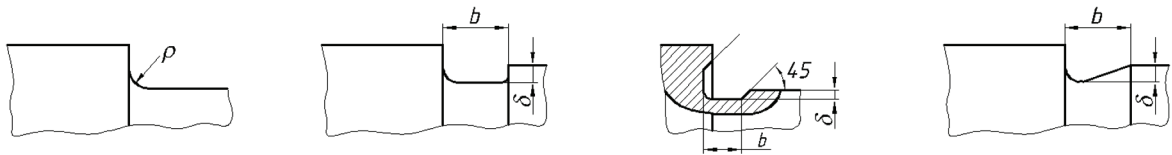


9.2. Конструкція валів

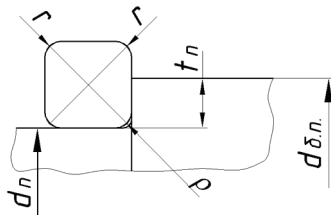


Конструкція вала визначається, в основному, деталями, які на них розміщуються, і розташуванням опор.

Перехідні ділянки між двома ступенями різних діаметрів:



Посадка підшипника і колеса на вал:



При $d = 10 \dots 50 \text{ мм} : b = 3 \quad \delta = 0.25 :$
 $d = 50 \dots 100 \text{ мм} : b = 5 \quad \delta = 0.5.$

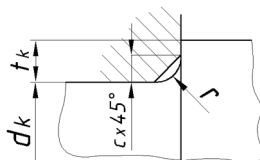
Для підшипників $\rho / d_n = 0.02 \dots 0.04$.

Радіус галтелі $\rho < r$, де r - радіус закруглення кілець підшипника.

$t_n = (1.5 \dots 2)r$ або $t_n / \rho \approx 3$.

Фаска $c \times 45^\circ$ на колесах залежить від d_k

$t_k = (1.5 \dots 2)c$ або $d_{\delta.k} = d_k + 2c + (3 \dots 5)$
 $d_{\delta.k} \geq d_k + 4c$



$d =$	r_{max}	c
18-30	1.6	2.0
30-50	2.0	2.5
50-80	2.5	3.0
80-120	3.0	4.0

9.3. Матеріали. Термообробка

Заготовки валів: до $\varnothing 150$ - круглий прокат
>150 мм – поковки.

Матеріали: сталь Ст5, Ст6, сталь 40, 50, 40Х, 40ХН

Термообробка: нормалізація, поліпшення, гартування з нагрівом СВЧ і низьким відпуском (шліцові вали...)

9.4. Проектний розрахунок валів

Оскільки невідома довжина ділянок вала і відстань між опорами, неможливо розрахувати згинальні моменти що діють на вал. Тому під час проектного розрахунку характерні діаметри вала визначаються з умови міцності тільки при крученні за заниженими допустимими напруженнями. Так, для швидкохідного і тихохідного валів редуктора визначають діаметри вихідних кінців, а для проміжних валів – діаметр вала під шестірнею:

$$d \geq (1.05 \dots 1.1)^3 \sqrt{\frac{16T}{\pi[\tau]}}$$

Тут T – крутний момент на валу. Коефіцієнт перед корнем враховує вплив шпонкового пазу на валу.

Якщо відомо, що ділянка вала буде працювати тільки на кручення, тоді беруть $[\tau] = (35 \dots 40)$ МПа. Якщо ділянка вала працює і на згин, беруть занижені допустимі напруження $[\tau] = (20 \dots 25)$ Мпа.

Якщо вал з'єднується муфтою з валом двигуна, щоб підібрати стандартну муфту, необхідно, щоб $d = (0.8 \dots 1.2)d_{\text{ов}}$, d узгоджують з внутрішнім діаметром муфти.

Діаметр під ущільнення $d_y = (1.1 \dots 1.15)d$, узгоджують з діаметром манжети.

Діаметр під підшипник $d_n = (1.0 \dots 1.1)d_y$, d_n округляють до числа, кратного 5 (20, 25, 30 ...)

Діаметр буртика для упора підшипника $d_{\text{б.н}} = d_n + 2t_n$.

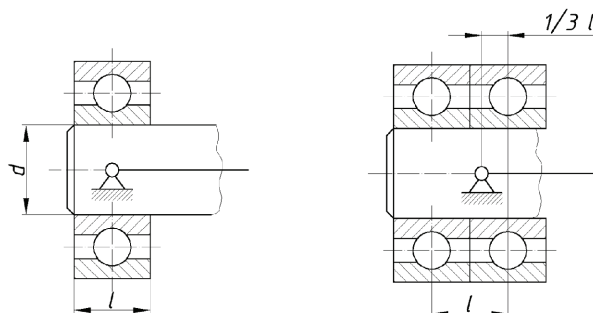
Діаметр під колесо $d_k = (1.02 \dots 1.05)d_n$

Діаметр буртика для упора колеса $d_{\text{б.к}} = d_k + 2t_k$; $d_{\text{б.к}} \geq d_k + 4c$, де c – розмір фаски в отворі колеса.

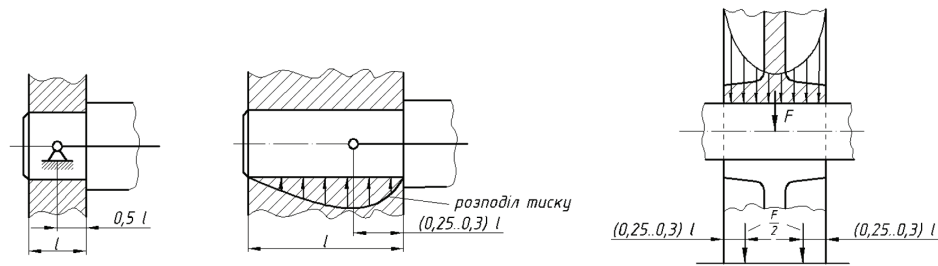
Довжина вихідного кінця знаходять за табл., $l \approx 2d$.

9.5. Розрахункові схеми валів

При побудові розрахункових схем підшипники замінюються шарнірами.

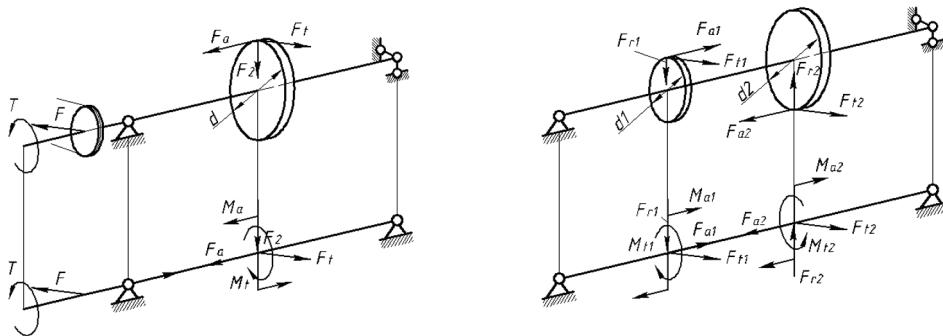


Під час заміни короткої опори ковзання ($l/d < 0.6$) або одного підшипника кочення, шарнір встановлюється посередині опори. Коли опора ковзання довга ($l/d \geq 0.6$) або маємо дворядний підшипник кочення, шарнір встановлюється на відстані $(0,2 \dots 0,3)l$ від бурта.



У більшості випадків приймають, що насаджені на вал деталі передають валу зосереджені сили і моменти посередині своєї ширини. При більш точних схемах розрахунків це навантаження представляють у вигляді двох зосереджених сил, що діють на певній відстані від краєвих маточини.

Розрахункові схеми швидкохідного (тихохідного) і проміжного валів редуктора представлені на рисунку.



Тут F – сила натягу пасів, або радіальна (консольна) сила від неврівноваженості муфти. Сили, що діють в зачепленні зубчастих коліс, необхідно привести до осі вала, обчисливши:

$$M_t = F_t \frac{d}{2} = T \quad M_{t1} = F_{t1} \frac{d_1}{2}; \quad M_{t2} = F_{t2} \frac{d_2}{2}$$

$$M_a = F_a \frac{d}{2} \quad M_{a1} = F_{a1} \frac{d_1}{2}; \quad M_{a2} = F_{a2} \frac{d_2}{2}$$

$$M_{r1} = M_{r2}$$

Консольна сила від муфти:

Для швидкохідних валів $F_k \approx 50\sqrt{T_u}$ при $T \leq 25 \text{ Нм}$; $T, \text{ Н}\cdot\text{м}$

$F_k \approx 80\sqrt{T_u}$ при $25 < T_u \leq 250 \text{ Нм}$.

Для тихохідних валів:

а) для зубчастих одноступінчастих редукторів $F_k \approx 125\sqrt{T_T}$

б) для зубчастих багатоступінчастих і черв'ячних редукторів $F_k \approx 250\sqrt{T_T}$

Лекція № 28

9.6. Перевірних розрахунків валів

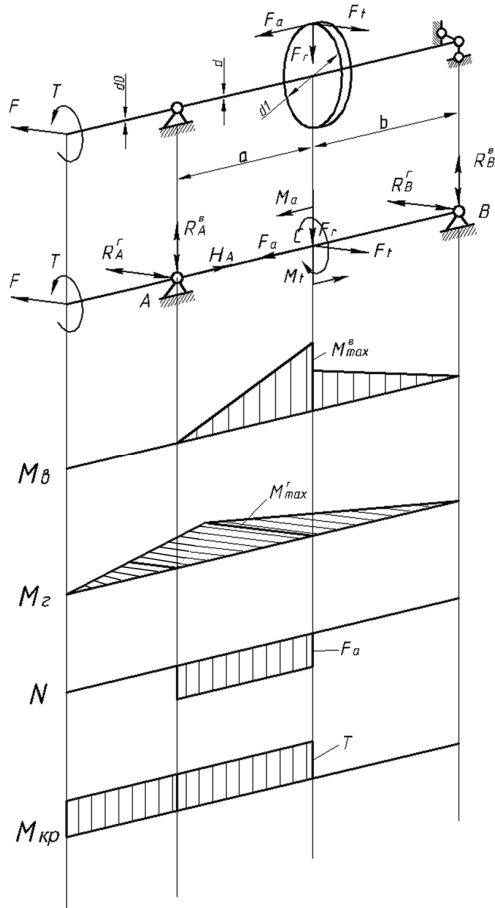
Після конструктивної розробки вала під час виконання складального креслення вузла проводять перевірні розрахунки:

1) на статичну міцність під час перевантаження;

- 2) на витривалість;
- 3) на жорсткість;
- 4) на вібростійкість.

9.6.1. Розрахунок валів на статичну міцність

Перевірку проводять з метою запобігання появі пластичних деформацій під час короткочасного перевантаження.



$$M_t = F_t \frac{d_1}{2} = T$$

$$M_a = F_a \frac{d_1}{2}$$

d_1 – дільний діаметр колеса; для конічного колеса – середній дільний діаметр d_m

Вал працює на згин, кручення і розтяг (стиск)

Реакція опор

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0$$

$$R_A^e = F_2 \frac{b_2}{a+b} + \frac{M_a}{a+b}$$

$$R_B^e = F_2 \frac{a}{a+b} - \frac{M_a}{a+b}$$

$$R_B^c = F_t \frac{b}{a+b}; \quad R_B^c = F_t \frac{a}{a+b}$$

$$\sum X = 0; \quad H_A = F_A \quad ;$$

Згинальні моменти:

$$M_e^{\max} = R_A^e a; \quad M_z^{\max} = R_A^c a$$

$$M_{\max} = \sqrt{(M_e^{\max})^2 + (M_z^{\max})^2}$$

$$\text{Напруження згину } \sigma_{z2} = \frac{M_{\max}}{W_0} = \frac{32M_{\max}}{\pi d^3}$$

$$\text{Напруження стиску } \sigma_c = \frac{N}{A} = \frac{4F_a}{\pi d^2}$$

$$\text{Напруження кручення } \tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Еквівалентні напруження за III теорією пружності

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_{z2} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2}$$

Максимальні еквівалентні напруження

$$\sigma_{E\max} = \sigma_E K_{II} \quad \text{Коефіцієнт перевантаження } K_{II} = \frac{T_{\max}}{T}$$

Умова статичної міцності

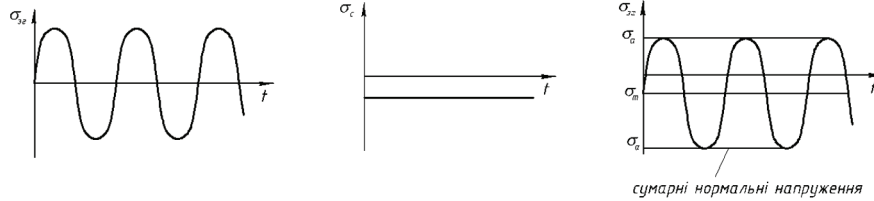
$$\sigma_{E\max} \leq [\sigma]_E$$

де допустимі еквівалентні напруження $[\sigma]_E = 0.8\sigma_T$

9.6.2. Розрахунок валів на витривалість

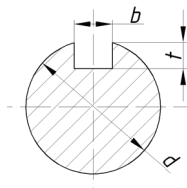
Це основний розрахунок валів.

Нормальні напруження згину змінюються за симетричний цикл, нормальні напруження стиску – постійні. Сумарні нормальні напруження змінюються за асиметричним циклом



Амплітуда і середнє значення нормальних напруження в небезпечному перерізі:

$$\sigma_a = \sigma_{z2} = \frac{M_{\max}}{W_{OH}}; \quad \sigma_m = \sigma_c = \frac{F_a}{A_H}$$

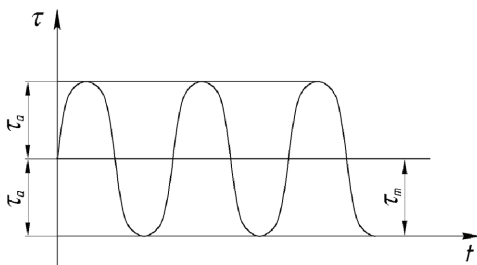


M_{\max}, F_a – дивись розрахунок на статичну міцність.

Уточнені значення площі і осевого моменту опору перерізу

$$A_H = \frac{\pi d^2}{4} - bt \quad W_{OH} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$$

Вважають, що дотичні напруження змінюються: за віднулевим (пульсуючим) циклом – для валів, що обертаються в один бік і за симетричним циклом – для валів зі змінним напрямом обертання. Дотичні напруження в небезпечному перерізі:



$$\tau = \frac{T}{W_{PH}}; \quad W_{PH} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$$

Амплітуда і середнє значення напружень

$$\tau_a = \frac{\tau}{2}; \quad \tau_m = \frac{\tau}{2} \quad \text{при віднулевому циклі;}$$

$$\tau_a = \tau; \quad \tau_m = 0 \quad \text{при симетричному циклі.}$$

Коефіцієнти запасу за нормальними і дотичними напруженнями:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

Границі витривалості при симетричному циклі

$$\sigma_{-1} \approx 0.45\sigma_\sigma; \quad \tau_{-1} = 0.25\sigma_\sigma; \quad \text{де } \sigma_\sigma \text{ – границя міцності при розтягу.}$$

Якщо задано змінний режим навантаження ступінчастою циклограмою, обчислюють $\sigma_{-1e} = \sigma_{-1}K_L$; $\tau_{-1e} = \tau_{-1}K_L$, де K_L - коефіцієнт довговічності

$$K_L = \sqrt[m]{\frac{N_O}{N_E}}$$

Тут базове число циклів навантажень для невеликих і середніх валів $N_O = 5 \cdot 10^6$, для великих перерізів валів $N_O = 10^7$.

Показник степеня кривої втоми $m = 9$, а за наявності посадок з гарантованим натягом $m = 6$. При чому обмежують $K_L \leq 1.7$.

Еквівалентне число циклів

$$N_E = \sum_{i=1}^n N_i \left(\frac{T_i}{T} \right)^m,$$

де T_i, N_i – крутні момент і число циклів на i -му ступеню;

T – номінальний розрахунок моменту на валу, за яким розраховуються напруження;

K_σ, K_τ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень, визначаються за табл.

(концентратори – шпонковий паз, галтель, канавка для виходу шліфувального круга тощо);

K_D – коефіцієнт масштабного фактору, залежить від діаметра вала, визначається за табл.;

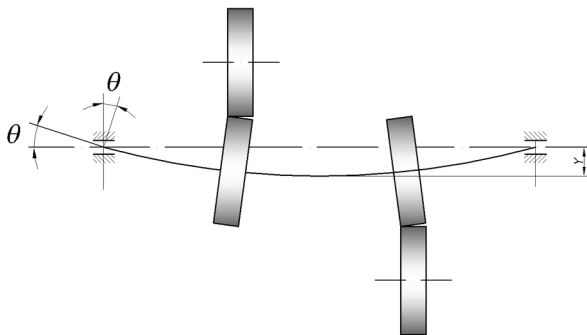
ψ_σ, ψ_τ – коефіцієнти, що враховують чутливість матеріалу до асиметрії циклу,

$$\psi_\sigma = 0.02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_e; \quad \psi_\tau = 0.5 \psi_\sigma.$$

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] = 1.5 \dots 2.5.$$

9.6.3. Розрахунок валів на жорсткість



Жорсткість валів характеризується параметрами: прогином вала y , кутом повороту поперечного перерізу θ , кутом закручування вала φ .

Прогини валів зубчастих передач спричиняють взаємний нахил коліс і концентрацію навантаження по довжині зубця, зміну міжосьової відстані.

Поворот поперечних перерізів може спричиняти защемлення тіл кочення в підшипниках.

Кут закручування вала може вплинути на точність роботи машини (гвинторізні і зуборізні верстати, ділильні машини тощо)

Умови жорсткості:

$$y \leq [y]; \quad \theta \leq [\theta]; \quad \varphi \leq [\varphi].$$

Прогин y і кути повороту θ визначаються методом Мора. Закручування вала

обчислюється за формулою $\varphi = \sum \frac{Tl}{GI_p}$. Для більшості валів приводів крутильна

жорсткість не перевіряється. Допустимі значення параметрів наведені нижче:

$[y] \approx 0.01m$ – під циліндричними зубчастими колесами;

$[y] \approx 0.005m$ – для валів конічних, черв'ячних передач;

$[\theta] \approx 3' - 4'$ – взаємний нахил валів під зубчастими колесами;

$[\theta] \approx 8'$ – для радіальних кулькових підшипників;

$[\theta] \approx 6' - 5'$ – для радіально-упорних кулькових підшипників;

$[\theta] \approx 4'$ – для циліндричних роликотпідшипників;

$[\theta] \approx 2'$ – для конічних роликотпідшипників;

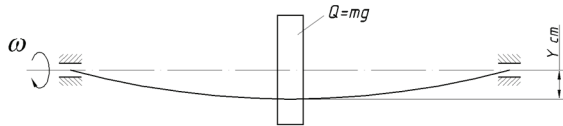
$[\varphi] \approx 5'$ – на 1 м довжини – ходові вали верстатів.

$[\varphi] \approx 0.25^0$ – на 1 м довжини – загальне машинобудування (норма необґрунтовується)

9.6.4. Розрахунок валів на вібростійкість

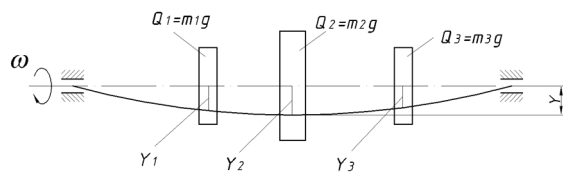
Розрізняють крутильні і згинальні коливання валів. Задача розрахунку валів на вібростійкість полягає у визначенні частот власних коливань з метою запобігання резонансу.

Власна частота поперечних коливань вала з однією закріпленою масою



$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{g}{Y_{cm}}};$$

де c – поперечна жорсткість вала;
 Y_{cm} – статичний прогин від ваги $Q = mg$.



Якщо на валу закріплено декілька мас,
 Y_i – статичний прогин у перерізах центра мас від сили Q_i , м;

m_i – маси насаджених на вал деталей в кг;

тоді власна основна частота коливань

$$\omega = \sqrt{\frac{\sum m_i Y_i}{\sum m_i Y_i^2} g}.$$

Відомо, що критична кутова швидкість вала дорівнює власній частоті поперечних коливань, тобто $\omega_{кр} = \omega$, а критична частота обертання вала $n_{кр} = \frac{30\omega_{кр}}{\pi}$.

Фактична кутова швидкість обертання вала повинна знаходитись в межах

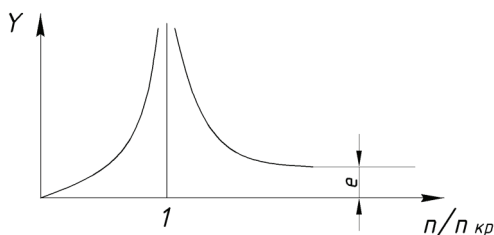
$$0.7\omega_{кр} \geq \omega \geq 1.3\omega_{кр}.$$

Якщо маси, закріплені на валу, незбалансовані, тобто має місце ексцентриситет центра мас – e , виникають динамічні прогини валів.

Для вала з диском посередині

$$y_{\max} = \frac{e}{\left(\frac{n_{кр}}{n}\right)^2 - 1} \quad \text{при } n < n_{кр} \quad (\text{докритична зона});$$

$$y_{\max} = \frac{e}{1 - \left(\frac{n_{кр}}{n}\right)^2} \quad \text{при } n > n_{кр} \quad (\text{закритична зона}).$$



При $n \rightarrow n_{кр}$ $y_{\max} \rightarrow \infty$ (резонанс).

В закритичній зоні при $n \rightarrow \infty$ $y_{\max} \rightarrow e$ тобто відбувається самоцентрування вала (центрифуги, турбіни).

Вали, призначені для роботи в докритичній зоні, виготовляються жорсткими, щоб збільшити $\omega_{кр}$ і не досягати резонансу. Вали, що працюють в

закритичній зоні, виготовляються гнучкими, щоб зменшити $\omega_{кр}$ і швидко перейти в закритичну зону.

Необхідно передбачати спеціальні пристрої , що зменшують прогин під час переходу через резонансну область.

9.7. Допуски і посадки

Для закріплення маточини зубчастого або черв'ячних коліс використовують посадки з гарантованим натягом: H7/p6 (допускає демонтаж); H7/r6 ; H7/s6 (демонтажу не підлягає).

У деяких випадках використовуються перехідні посадки: H7/k6; H7/n6

.Цапфи валів під підшипники виготовляються з допуском: k6; m6

Ширина шпонкового паза виготовляється з допуском N9 або P9 (підвищена щільність).