

Лекція ОСІ та ВАЛИ

Загальні відомості. Конструкції та матеріали осей і валів

Окремі елементи машин, що здійснюють обертовий рух, розміщують на осях та валах, які забезпечують для цих елементів постійне положення геометричної осі обертання.

Вісь – деталь видовженої циліндричної форми, що підтримує елементи машини у їхньому обертовому русі, не передаючи корисного крутного моменту.

Вал – деталь, призначена для передавання крутного моменту та підтримування елементів машини у їхньому обертовому русі. Існують такі види валів, наприклад *гнучкі дротяні* та *торсійні*, які не підтримують деталей, а лише передають крутний момент.

У деяких випадках конструктивне розв'язування певних задач може бути виконане з використанням осі або вала. Так, у приводі барабана підйомного механізму у кранах (рис. 31.1, а) зубчасте колесо 1 разом із приєднаним до нього барабаном 2 встановлені на осі 3.

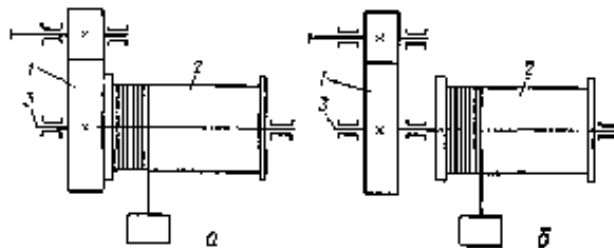


Рис. 31.1. Конструктивне розв'язування задачі з використанням осі або вала

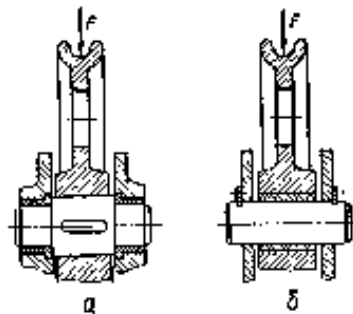


Рис. 31.2. Конструкції осей

У схемі привода (рис. 31.1, б) зубчасте колесо 1 і барабан 2 виконані розділеними і встановлені на валу 3, який передає крутний момент на відрізок між колесом та барабаном.

Конструктивно осі можуть бути виконані з *можливістю обертання* (рис. 31.2,а) або *нерухомими* (рис. 31.2,б). Осі, що обертаються працюють у гірших умовах циклічно змінних напружень, але більш зручні в експлуатації, бо допускають використання виносних підшипників. Нерухомі осі працюють у більш сприятливих умовах під час постійних навантажень (за модулем та напрямом), але для них потрібні більш складні та менш зручні в експлуатації підшипники, які влаштовуються в насаджуваних на вісь деталях. Осі завжди мають прямолінійну вісь обертання.

Вали за формою геометричної осі можуть бути *прямолінійними* або *колінчастими*. Колінчасті вали використовують у двигунах внутрішнього згоряння, поршневих помпах. Різновидністю валів із непрямолінійною геометричною віссю є гнучкі дротяні вали, які також належать до спеціальних деталей.

Прямолінійні вали за конструкцією можуть бути *циліндричними постійного діаметра* (рис. 31.3, а), *ступінчастими* (рис. 31.3, б) і з *нарізаними на них зубчастими вінцями або шліцами* (рис. 31.3, в).

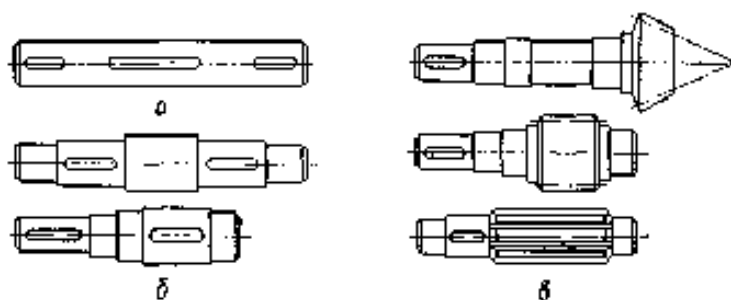


Рис. 31.3. Конструкції валів

Ступінчасті вали і вали з нарізаними зубчастими вінцями більш складні за конструкцією та у виготовленні, але дають змогу більш просто здійснити різні посадки деталей на окремих ділянках, забезпечують створення упорів та буртиків для осової фіксації встановлених на валах деталей. Крім цього, змінюючи розміри перерізів, можна наблизити форму вала до найвигіднішої форми бруса рівного опору, що особливо важливо для валів, навантажених змінними за довжиною згинальними та крутними моментами.

За видом поперечного перерізу вали можуть бути суцільними (рис. 31.4, а) або *порожністими* (рис. 31.4, б), а за обрисом перерізу гладкими *циліндричними, із шпонковим пазом, шліцевими або прямокутними* (рис. 31.4, в, г, д). Із використанням порожнистих валів значно зменшується їхня маса. Наприклад, якщо відношення

$d_0/d = 0,5 \dots 0,6$, то маса зменшується на 22–30 %.

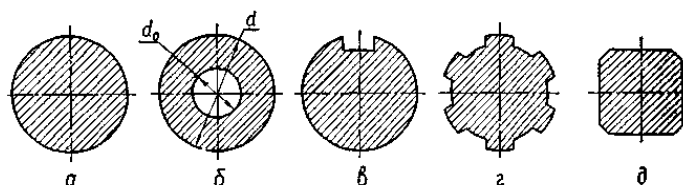


Рис. 31.4. Форми поперечних перерізів валів

Опорні частини валів та осей називаються цапфами. Проміжні цапфи називаються *шийками*, а кінцеві – *шипамі*.

Цапфи валів, що працюють у підшипниках ковзання, можуть бути *циліндричними, конічними* або *сферичними* (рис. 31.5, а). Циліндричні цапфи мають основне застосування як найпростіші у технологічному відношенні. Конічні цапфи використовують для регулювання зазорів у підшипниках, а інколи і для осової фіксації вала. Сферичні цапфи, що мають дуже обмежене

розповсюдження (через складність виготовлення), застосовують у разі значних кутових переміщень вала чи осі.

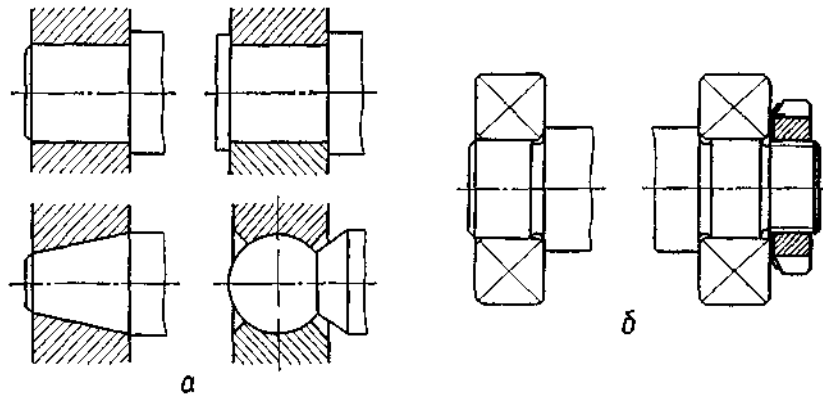
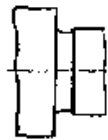


Рис 31.5. Конструкції опорних ділянок осей та валів

Цапфи валів для підшипників кочення (рис. 31.5, б) виконують циліндричними. В деяких випадках вони мають різбові ділянки або інші конструктивні елементи для закріплення підшипників.

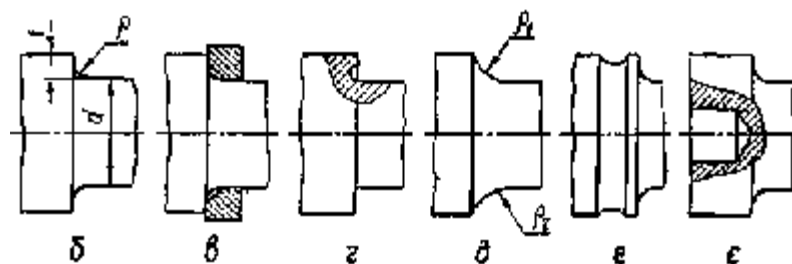
Перехідні ділянки валів між двома ступенями різних діаметрів виконують такими способами:

1. Із рівцем для виходу шліфувального круга (а). Рівці здебільшого виконують завширшки 3 мм і завглибшки 0,25–0,30 мм на валах діаметром 10–50 мм, а на валах діаметром 50–100 мм – завширшки 5 мм і завглибшки 0,5 мм. Рівці повинні мати максимально можливі радіуси закруглень *для зменшення концентрації напружень* і підвищення опору *проти втомного руйнування* в умовах дії змінних напружень. Рівці виконують на валах, діаметри яких визначають за умовою жорсткості, і на кінцевих ділянках валів, у перерізах яких діють незначні згинальні моменти. Якщо на валу є різбові ділянки, то рівці передбачають для виходу



різбонарізного інструменту.

2. Із перехідною поверхнею – галтеллю постійного радіуса (рис. 31.6, б). Радіус галтелі r вибирають меншим за радіус закруглення або за радіальний розмір фаски деталі, що розміщується на валу. Для шийок під підшипники кочення рекомендують $t/r = 3$, а $r/d = 0,02...0,04$. Для важконавантажених валів у випадках, коли збільшення радіуса галтелі обмежується радіусом закруглення або фаскою кромки деталей, слід застосовувати додаткові проміжні кільця (в).



3. Із галтеллю спеціальної форми. Небезпечною зоною здебільшого є перехід галтелі в ступінь меншого діаметра. Тому доцільно виконувати *галтель із змінним радіусом кривини*, до того ж найбільший радіус кривини повинен бути в зоні переходу до ступеня меншого діаметра. Застосовують *галтелі еліптичної форми* або галтелі, які окреслені двома радіусами кривини ρ_1, ρ_2 (г, д). *Галтелі з піднутренням* (г) важко шліфувати, а галтелі за рис.(д) вимагають збільшення довжини перехідної ділянки вала. Галтелі із змінним радіусом кривини значно підвищують стійкість вала проти втомного руйнування.

Підвищення втомної міцності валів у перехідних перерізах є *видалення малонапруженого матеріалу* виконанням розвантажувальних рівців (е) або *висвердлюванням отворів* у ступенях більшого діаметра (є). Такі заходи забезпечують більш рівномірний розподіл напружень і *зменшують концентрацію напружень*. Шкідливий вплив концентрації напружень можна значно зменшити, використовуючи *пластичне зміцнення галтелей* (обкочування роликком або обдування шротом).

Матеріалами для валів та осей є вуглецеві та леговані сталі. Заготовками для валів діаметром до 150 мм у більшості випадків є круглий прокат, а для валів більшого діаметра та фасонних валів – поковки. Поверхні валів, що призначені для спряження з іншими деталями, повинні бути точно і чисто оброблені різцями. Параметри шорсткості поверхонь: під підшипники кочення $Ra = (3,2 \dots 0,80)$ мкм, а під підшипники ковзання $Ra = (0,40 \dots 0,1)$ мкм.

Для валів, розміри поперечних перерізів яких вибирають за умовою жорсткості, переважно використовують сталі Ст5 і Ст6. Для більшості інших випадків застосовують сталі 45, 50, 40Х, 40ХН та ін. Вали з цих сталей піддаються нормалізації, поліпшенню або гартуванню з нагрівом СВЧ і низьким відпуском (шліцеві вали, вали, що працюють у підшипниках ковзання, та інші випадки).

2. Розрахункові схеми валів та осей. Критерії розрахунку

Розрахункові схеми валів та осей зображають у вигляді балок на шарнірних опорах, які навантажені поперечними та осьовими силами, що виникають у зачепленні встановлених на них зубчастих коліс, від натягу віток пасової чи ланцюгової передачі, від дії власної ваги шківів, барабанів та інших встановлених на валу деталей. При складанні розрахункових схем валів та осей необхідно із певним наближенням визначити відстань між опорами, місця розміщення деталей, через які передаються на вали та осі зовнішні навантаження.

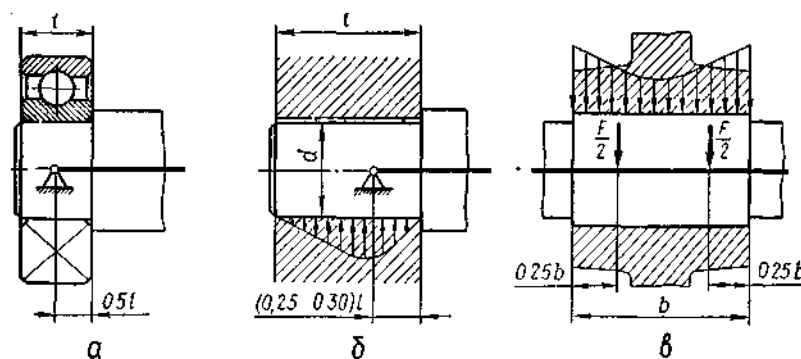


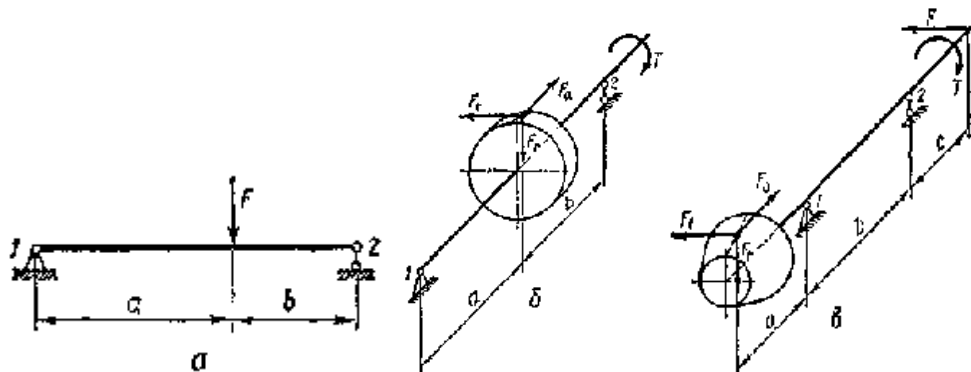
Рис. 31.7. До складання розрахункових схем валів

При коротких опорах вала чи осі (підшипники кочення, підшипники ковзання з відношенням довжини цапфи до її діаметра $l/d < 0,6$) центр опори суміщають із серединою підшипника (рис. 31.7, а). При довгих опорах ковзання ($l/d > 0,6$) внаслідок нерівномірності розподілу навантаження по довжині підшипника теоретично центр опори вважають розміщеним приблизно на відстані $(0,25 \dots 0,30)l$ від краю підшипника з боку навантаженої частини вала чи осі (рис. 31.7, б).

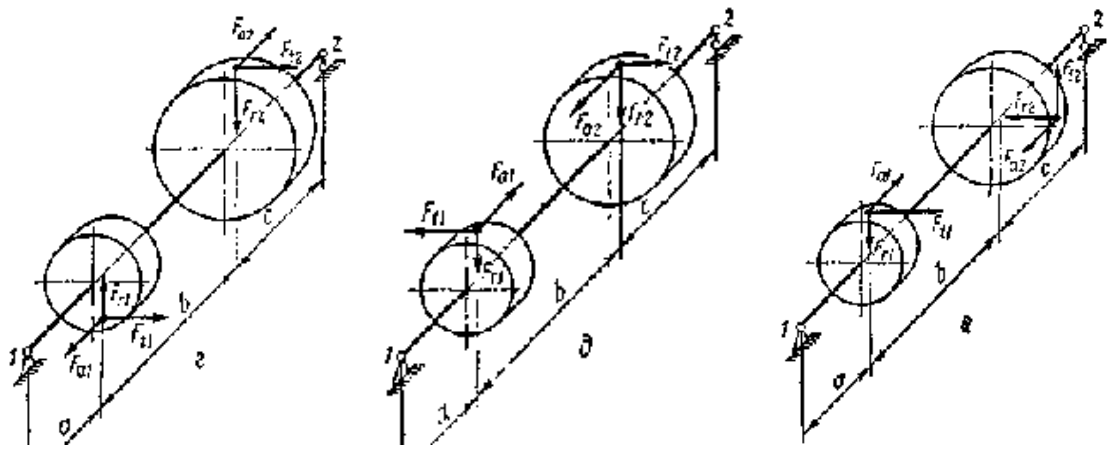
Вали, які передають навантаження від насаджених на нього деталей, передають навантаження у середньому перерізі по довжині посадочної поверхні. Це припущення можна брати, якщо відстань між опорами вала чи осі значно перевищує ширину B деталі. У противному разі слід враховувати закономірність розподілу навантаження вздовж посадочної поверхні хоча б рознесенням зовнішнього навантаження F так, як показано на рис. 31.7, в.

Розрахункові схеми валів та осей можуть бути надзвичайно різноманітними. Об'єктом нашого вивчення будуть двохопорні вали та осі як статично визначені системи. Власну вагу валів та встановлених на них деталей здебільшого у розрахунках не беруть до уваги при невеликих їхніх розмірах, хоча її врахування не створює принципових труднощів.

Найпростішою є розрахункова схема осі (рис. а), навантаженої однією (або кількома) поперечною силою F . Більш складними є розрахункові схеми валів.



На (рис.б,в) зображені розрахункові схеми валів відповідно циліндричної та конічної передач з розміщенням зубчастого колеса між опорами 1, 2 вала і консольним розміщенням колеса. В цих схемах вали навантажуються крутним моментом T , поперечними та осьовими силами F_t , F_r , F_a , що виникають у зачепленні зубців відповідної передачі. Крім сил у зачепленні на вал можуть діяти також *сили від натягу віток пасової чи ланцюгової передачі* (сила F на рис. в) або *сили від взаємодії деталей муфт*, що з'єднують вали.



Розрахункові схеми проміжних валів багатоступеневих зубчастих передач зображені на рис. г, д, е. Ці схеми відрізняються між собою взаємним розміщенням місць прикладання сил, що виникають у зачепленні зубчастих коліс, розміщених на валу. Під час аналізу таких схем навантаження валів слід розглядати окремо силові фактори в різних площинах, а відтак сумувати геометричне.

Із розглянутих схем видно, що вали в процесі роботи зазнають деформацій згину, розтягу або стиску і кручення. Сталість напрямку поперечних щодо поздовжньої осі вала сил спричинює у валах, що обертаються, появу циклічно змінних напружень згину, а дія осьових сил – виникнення у перерізах валів напружень розтягу або стиску. Характер зміни дотичних напружень кручення відповідає характеру зміни в часі крутного моменту T .

Отже, різні перерізи валів знаходяться під дією змінних у часі нормальних і дотичних напружень. Тому для більшості валів сучасних швидкохідних машин такий критерій міцності, як стійкість валів проти втомного руйнування, має вирішальне значення. Втомне руйнування відбувається у 40–50 % випадків виходу валів із ладу. Для тихохідних валів або валів, що зазнають дії короткочасних пікових перевантажень, основним розрахунковим критерієм є також статична міцність.

Вали, що мають значні (порівняно з діаметром) відстані між опорами, можуть бути недостатньо жорсткими у поперечному напрямі. Це може спричинити порушення геометрії зачеплень зубчастих коліс, заклинювання валів в опорах або недопустимі поперечні коливання валів. Тому важливим критерієм розрахунку довгих валів є також умова достатньої жорсткості.

3. Розрахунок осей на міцність і стійкість проти втомного руйнування

Конструктивно осі можуть бути виконані як такі, що обертаються, і нерухомими. При постійній поперечній силі F на вісь у нерухомій осі напруження будуть постійними, а в осі, що обертається, вони будуть змінюватись за симетричним циклом. Відповідно у першому випадку розрахунок осі ведуть за умовою статичної міцності, а у другому – за умовою стійкості проти втомного руйнування. Тут ці два розрахунки відрізняються між собою лише вибором допустимих напружень.

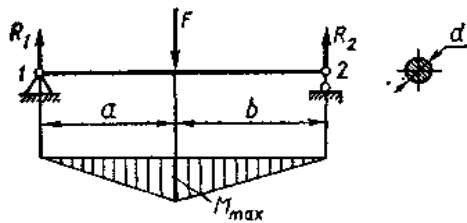


Рис. 31.9. До розрахунку осі на міцність

На рис.9 зображена розрахункова схема осі, навантаженої силою F , разом із епюрою згинальних моментів по її довжині.

Умова міцності осі при згині $\sigma_{zg} = M_{\max} / W_0 \leq [\sigma]$. (1)

Максимальний згинальний момент $M_{\max}$ у перерізі осі, де прикладена сила F , визначається за співвідношенням

$$M_{\max} = R_1 \cdot a = R_2 \cdot b = F \cdot a \cdot b / (a + b).$$

Тут R_1 , R_2 – реакції опор 1, 2 осі,

$$R_1 = F \cdot b / (a + b); R_2 = F \cdot a / (a + b).$$

Враховуючи, що осьовий момент опору круглого перерізу осі $W_0 = \pi \cdot d^3 / 32$, запишемо умову міцності осі у такому вигляді:

$$\sigma_{zg} = 32 \cdot F \cdot a \cdot b / [\pi \cdot d^3 \cdot (a + b)] \leq [\sigma]. \quad (2)$$

Допустиме напруження за умовою статичної міцності (нерухомі осі)

$$[\sigma] = \sigma_T / [s],$$

а за умовою забезпечення *стійкості проти втомного руйнування* (осі, що обертаються) $[\sigma] = \sigma_{-1} K_d / ([s] \cdot K_\sigma)$.

У записаних виразах: σ_T – границя текучості матеріалу осі;

$[s] = 1,5 \dots 2,5$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності;

σ_{-1} – границя витривалості;

K_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів перерізу осі;

K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень.

Вираз (2) можна використати для перевірних розрахунків осей із відомими розмірами, навантажених за схемою на рис. 31.9. Проектний розрахунок такої осі можна виконати за формулою, що дістали із (2) розв'язуванням щодо d :

$$d \geq \sqrt[3]{32 \cdot F a b / [\pi \cdot (a + b) \cdot [\sigma]]} \quad (3)$$

Розміри a і b , а також допустиме напруження за умовою стійкості проти втомного руйнування попередньо можуть бути визначені з певним наближенням.

4. Розрахунок валів на статичну міцність

Перевірку статичної міцності валів виконують із метою запобігання появі пластичних деформацій під час дії короточасних перевантажень. Щоб виконати розрахунок, слід мати всі розміри вала та його форму, які потрібні для правильного складання розрахункової схеми.

Умову статичної міцності вала беруть у вигляді

$$\sigma_{E \max} = \sigma_E \cdot K_P \leq [\sigma]_E, \quad (4)$$

Де $\sigma_{E \max}$ – максимальне еквівалентне напруження у небезпечному перерізі вала;
 σ_E – еквівалентне напруження, яке обчислюють за номінальним розрахунковим навантаженням;
 $K_P = T_{\max} / T$ – коефіцієнт, що враховує короточасні перевантаження;
 $[\sigma]_E \approx 0,8 \cdot \sigma_T$ – допустиме еквівалентне напруження.

Розглянемо розрахунок вала зубчастої передачі, за конструкцією (рис. а), а розрахункова схема із епюрами згинального та крутного моментів – на (рис. б).

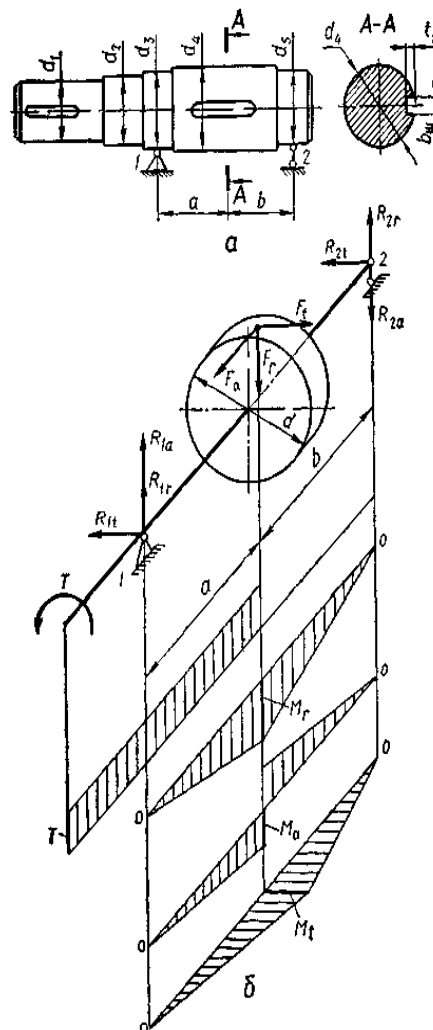


Рис. 31.10. До розрахунку вала на статичну міцність

Вал має діаметри окремих ступенів $d_1 - d_5$, а його опорні цапфи – діаметри d_3 і d_5 . Відстань від середнього перерізу вала під зубчастим колесом до центрів його опор 1 і 2 відповідно дорівнюють a і b . Вал навантажений зовнішнім обертовим моментом T та силами F_t , F_r і F_a , які виникають у зачепленні колеса діаметром d і передаються на вал.

Для даної схеми навантаження радіальні реакції опор вала (окремо від дії кожної з сил F_t , F_r і F_a) визначаються за такими співвідношеннями:

$$R_{1t} = F_t \cdot b / (a + b); R_{2t} = F_t \cdot a / (a + b);$$

$$R_{1r} = F_r \cdot b / (a + b); R_{2r} = F_r \cdot a / (a + b);$$

$$R_{1a} = R_{2a} = 0,5 \cdot F_a \cdot d / (a + b).$$

Сумарні радіальні реакції опор вала знаходимо як результат геометричної суми окремих складових:

$$R_1 = \sqrt{(R_{1r} + R_{1a})^2 + R_{1t}^2};$$

$$R_2 = \sqrt{(R_{2r} + R_{2a})^2 + R_{2t}^2}. \quad (5)$$

Осьова реакція опори 1 дорівнює осьовій силі F_a , тобто $R_{x1} = F_a$.

Після побудови епюр згинальних моментів M (також окремо від дії сил F_t , F_r і F_a) та крутного моменту T можна стверджувати, що найнебезпечнішим перерізом вала буде його переріз $A - A$ (рис. 31.10,а) під зубчастим колесом. У цьому перерізі діють крутний момент, який дорівнює зовнішньому обертовому моменту T , та максимальні згинальні моменти M_r , M_a і M_t відповідно від сил F_r , F_a і F_t :

$$M_r = R_{1r} \cdot a = R_{2r} \cdot b; M_a = R_{1a} \cdot a; M_t = R_{1t} \cdot a = R_{2t} \cdot b.$$

Результуючий максимальний згинальний момент $M_{\max}$ визначається як геометрична сума окремих складових:

$$M_{\max} = \sqrt{(M_r + M_a)^2 + M_t^2} \quad (6)$$

Згідно з наведеною схемою навантаження вала у перерізі $A - A$ мають місце нормальне напруження згину σ_z , дотичне напруження кручення τ та напруження стиску σ_c , яке обумовлене осьовою силою F_a та осьовою реакцією R_{x1} опори 1 вала. Тому еквівалентне напруження можна визначити за формулою

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_{zt} + \sigma_c)^2 + 4 \cdot \tau^2}, \quad (7)$$

де складові напруження

$$\sigma_{zg} = 32 \cdot M_{\max} / (\pi \cdot d^3); \sigma_c = 4 \cdot F_a / (\pi \cdot d^2); \tau = 16 \cdot T / (\pi \cdot d^3). \quad (8)$$

Отже, визначивши еквівалентне напруження σ_E для небезпечного перерізу вала та маючи коефіцієнт K_P короточасних перевантажень, можна перевірити за умовою (4) статичну міцність вала при його перевантаженнях.

5. Розрахунок валів на втомну міцність

Розрахунок валів на втомну міцність є основним і обов'язковим. У ньому враховуються характер зміни напружень, характеристики витривалості матеріалів, фактори концентрації напружень тощо. Розрахунок на *втомну міцність* виконують у вигляді перевірки коефіцієнтів запасу міцності в певних перерізах валів за умовою

$$S \geq [S] = 1,5 \dots 2,5.$$

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності визначають за формулою.

$$S = S_\sigma \cdot S_\tau / \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}, \quad (9)$$

де коефіцієнти запасу міцності за нормальними S_σ і дотичними S_τ напруженнями відповідно (без урахування поверхневого зміцнення)

$$S_\sigma = \sigma_{-1} / (K_\sigma \cdot \sigma_a / K_d + \psi_\sigma \cdot \sigma_m);$$

$$S_\tau = \tau_{-1} / (K_\tau \cdot \tau_a / K_d + \psi_\tau \cdot \tau_m). \quad (10)$$

Границі витривалості матеріалу валів для необмеженого строку служби можна брати: при симетричному циклі згину $\sigma_{-1} \approx 0,45 \cdot \sigma_B$; при симетричному циклі кручення $\tau_{-1} \approx 0,25 \cdot \sigma_B$ (див. табл. 3.5).

Для вала, зображеного на рис. 31.10, а, у перерізі А – А нормальні напруження згину змінюються за симетричним циклом, а нормальні напруження стиску постійні. Тому для цього перерізу маємо амплітуду та середнє значення нормальних напружень:

$$\sigma_a = \sigma_{zg} = M_{max} / W_{oH}; \quad \sigma_m = \sigma_c = F_a / A_H.$$

Щоб визначити амплітуду та середнє значення дотичних напружень, треба знати дійсний характер зміни крутного моменту T у реальних умовах експлуатації машини. У розрахунках беруть зміну дотичних напружень за пульсуючим циклом для валів, що обертаються тільки в один бік, і за симетричним циклом для валів із змінним напрямом передачі навантаження. Відповідно в першому випадку (переріз вала А – А на рис. 31.10, а)

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot \tau = T / (2 \cdot W_{pH}),$$

а у другому $\tau_a = \tau = T / W_{pH}$; $\tau_m = 0$.

У виразах для визначення амплітуд та середніх напружень *осьовий* W_{oH} і *полярний* W_{pH} *моменти опору перерізу*, а також *площу* A_H *перерізу* треба брати за фактичними розмірами перерізів. Наприклад, якщо у перерізі є шпонковий паз (див. рис. 31.10, а), то

$$W_{oh} = \pi \cdot d_4^3 / 32 - b \cdot t (d_4 - t)^2 / (2 \cdot d_4);$$

$$W_{PH} = \pi \cdot d_4^3 / 16 - b \cdot t (d_4 - t)^2 / (2 \cdot d_4);$$

$$A_H = \pi \cdot d_4^2 / 4 - b \cdot t.$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_σ і K_τ вибирають залежно від механічних характеристик матеріалу вала та форми концентратора напружень у перерізі вала, де визначають коефіцієнт запасу міцності. Концентраторами напружень для валів можуть бути галтелі, кільцеві різці, поперечні отвори, різьба, шпонкові пази, напресовка на вал інших деталей тощо. Якщо у перерізі вала є кілька концентраторів напружень, то у розрахунках беруть той, для якого K_σ і K_τ більші. Значення K_σ і K_τ для деяких форм концентраторів напружень наведені у табл. Коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень, можна брати для сталевих валів;

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B; \psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma,$$

де σ_B – границя міцності матеріалу вала, МПа.

Коефіцієнти, що враховують вплив абсолютних розмірів перерізу вала, залежать від його матеріалу та діаметра перерізу і можуть бути визначеними за табл.

Виконуючи розрахунок вала на втомну міцність, для визначення коефіцієнтів запасу міцності потрібно вибирати перерізи, де виникають максимальні напруження і розміщені концентратори напружень. У деяких випадках наявність фактора концентрації напружень у будь-якому перерізі вала є достатньою умовою потреби виконання розрахунку на втомну міцність навіть при незначних номінальних напруженнях у цьому перерізі.

У деяких перерізах валів можуть виникати тільки нормальні σ або тільки дотичні τ напруження. Тоді визначають S_σ або S_τ , а розрахунковий коефіцієнт запасу міцності $S = S_\sigma$ або $S = S_\tau$.

Розрахунок валів на втомну міцність виконують з урахуванням змінних режимів навантаження машин протягом строку їх служби. Однак через відсутність достатньої кількості вірогідних експериментальних відомостей із цього питання останнім часом обмежуються розрахунками валів, що працюють із постійним режимом навантаження, тобто виходять із найнесприятливіших умов навантаження валів.

6. Розрахунок валів на жорсткість

Для нормальної роботи механічних передач та підшипників валам потрібно надавати достатню жорсткість. Ступінь жорсткості валів характеризується такими параметрами: *прогином вала u , кутом нахилу поперечного перерізу θ , кутом закручування вала φ .* Прогини валів можуть спричинити перекося зубців у зачепленні зубчастих коліс, кути нахилу перерізів валів – заклинювання підшипників, а закручування валів можуть зменшити точність ділильних механізмів та ін.

Умови достатньої жорсткості валів записують у вигляді:

$$y \leq [y]; \theta \leq [\theta]; \varphi \leq [\varphi]. \quad (11)$$

Допустимі пружні переміщення перерізів валів $[y]$, $[\theta]$ і $[\varphi]$ залежать від конкретних вимог до валів і беруть у кожному окремому випадку на основі досвіду експлуатації певних систем. Існують рекомендації щодо вибору допустимих пружних переміщень:

$[y] \approx 0,01 \text{ м}$ – для перерізів валів під циліндричними зубчастими колесами;

$[y] \approx 0,005 \text{ м}$ – для валів конічних, гіпоїдних та черв'ячних глобоїдних передач (тут m – модуль зубців);

$[y] = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot l$ – для валів загального призначення у верстатобудуванні (l – відстань між опорами вала);

$[\theta] \leq 0,001 \text{ рад}$ – для підшипників ковзання;

$[\theta] \leq 0,01 \text{ рад}$ – для радіальних кулькових підшипників;

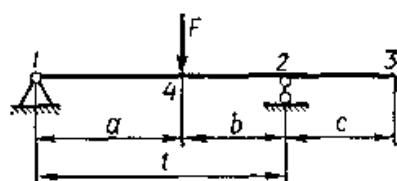
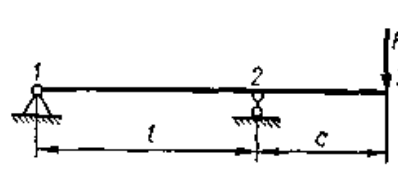
$[\theta] \leq 0,05 \text{ рад}$ – для сферичних кулькових підшипників;

$[\varphi] \leq 5'$ на 1 м довжини – для ходових валів важких верстатів;

$[\varphi] \leq 15 \dots 20'$ на 1 м довжини – для трансмісійних валів механізмів пересування мостових кранів.

Мале значення допустимих пружних переміщень перерізів валів вимагає визначати розміри вала не за умовою міцності, а за умовою жорсткості. Для двох схем навантаження валів значення прогинів та кутів повороту перерізів визначають за формулами табл. 31.4. Формули наведені для валів постійного перерізу діаметром d і осьовим моментом інерції $I = \pi \cdot d^4 / 64$. Цифрами 1, 2, 3 і 4 на схемах табл. 31.4 позначені номери перерізів вала.

Таблиця 31.4. Формули для обчислення пружних переміщень перерізів валів

	
$\begin{aligned} \theta_1 &= Fab(l+b)/(6EI) \\ \theta_2 &= -Fab(l+a)/(6EI) \\ \theta_3 &= \theta_2 \\ \theta_4 &= Fab(b-a)/(3EI) \\ y_4 &= Fa^2b^2/(3EI) \\ y_3 &= -Fabc(l+a)/(6EI) \end{aligned}$	$\begin{aligned} \theta_1 &= -Fcl/(6EI) \\ \theta_2 &= Fcl/(3EI) \\ \theta_3 &= Fc(2l+3c)/(6EI) \\ &= - \\ y_3 &= Fc^2(l+c)/(3EI) \end{aligned}$

Кути закручування валів постійного діаметра довжиною l визначають за формулою

$$\varphi = T \cdot l / (GI_p), \quad (12)$$

де φ – кут закручування, рад; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності при зсуві сталевго вала; $I_p = \pi \cdot d^4 / 32$ – полярний момент інерції перерізу вала діаметром d . Якщо вал ступінчастий, то кут φ обчислюють для окремих ділянок, та підсумовують результат.

7. Розрахунок валів для запобігання поперечним коливанням

Більшість швидкохідних валів знаходяться під дією змінних за модулем або напрямом сил, перпендикулярних до осі обертання, наприклад сил, спричинених дисбалансом встановлених на них деталей. Частота таких збурюючих сил переважно дорівнює частоті обертання вала. Якщо частота збурюючих сил стає рівною частоті власних коливань вала, то настає явище резонансу, коли амплітуда коливань різко зростає і може досягнути такого значення, при якому відбудеться руйнування вала. Кутова швидкість вала, що відповідає резонансним коливанням, називається критичною кутовою швидкістю $\omega_{кр}$.

Розрізняють *згинальні* та *крутильні* коливання валів. Крутильні коливання мають суттєве значення під час розрахунків валів із великими приєднаними до них масами, наприклад роторів потужних турбін.

Розрахунок валів для запобігання поперечним коливанням полягає у перевірці *умови відсутності резонансу* під час усталеного режиму роботи. Відповідно до цієї умови фактична кутова швидкість обертання не повинна знаходитись у межах від $0,7 \cdot \omega_{кр}$ до $1,3 \cdot \omega_{кр}$, тобто

$$0,7 \cdot \omega_{кр} > \omega > 1,3 \cdot \omega_{кр}. \quad (13)$$

Критичну кутову швидкість вала визначимо на основі таких міркувань. Припустимо, що на валу симетрично щодо опор розміщений диск масою m , центр ваги якого зміщений відносно геометричної осі обертання на величину e (р.31.11 а).

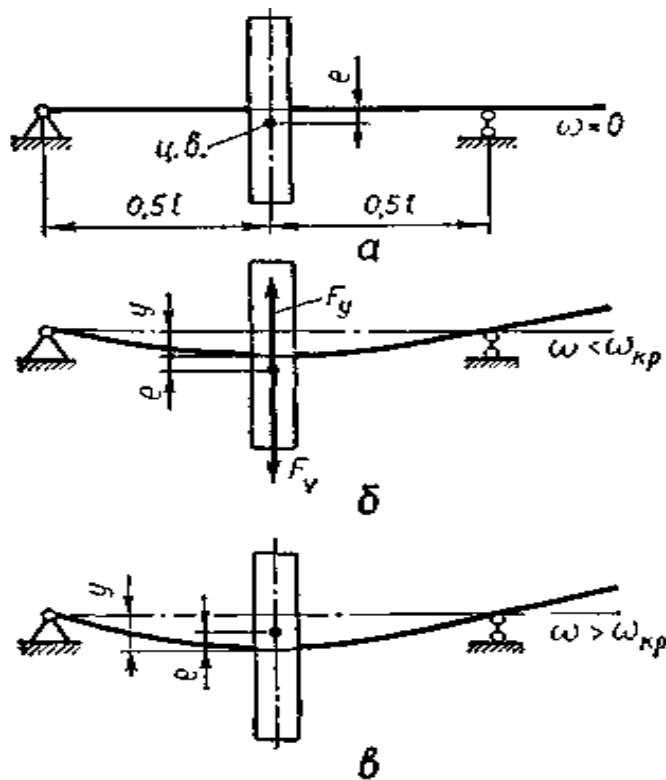


Рис. 31.11. До розрахунку валів на поперечні коливання

Під час обертання вала під дією відцентрової сили F_v на диск відбувається його поперечний згин. При кутовій швидкості ω прогин вала буде y (рис. 31.11, б), а відцентрова сила $F_v = m \cdot \omega^2 \cdot (y + e)$. (14)

Відцентрову силу F_v зрівноважує сила поперечної пружності вала

$$F_{np} = k \cdot y, \quad (15)$$

де k – згинальна жорсткість вала (сила, що спричинює прогин вала на 1мм).

З усталеним режимом обертання вала зберігається умова $F_v = F_{np}$, тобто

$$m \cdot \omega^2 \cdot (y + e) = k \cdot y,$$

$$\text{звідки можемо дістати вираз для прогину вала: } y = m \cdot \omega^2 \cdot e / (k - m \cdot \omega^2). \quad (16)$$

З аналізу виразу (16) випливає, що при $k = m \cdot \omega^2$ прогин $y = \infty$, тобто настає резонанс. Резонансна, або критична, кутова швидкість вала

$$\omega_{кр} = \sqrt{k/m}. \quad (17)$$

Формулу можна подати і в іншому вигляді. Якщо взяти $m = G / g$, де G – власна вага диска, g – прискорення вільного падіння, а $G / k = y_{ст}$ – статичний прогин вала під дією власної ваги диска, то

$$\omega_{кр} = \sqrt{g/y_{ст}}. \quad (18)$$

Для схеми на рис. 31.11, б згинальна жорсткість вала може бути визначена, якщо записати прогин вала у вигляді

$$y = F_v \cdot l^3 / (48 \cdot E \cdot I) = k \cdot y \cdot l^3 / (48 \cdot E \cdot I).$$

Звідси маємо $k = 48 \cdot E \cdot I / l^3$. (19)

Отже, маючи критичну кутову швидкість $\omega_{кр}$ вала заданих розмірів, за умовою (13) можна перевірити відсутність резонансу при усталеному режимі обертання з кутовою швидкістю ω .

Аналіз формули (16) показує, що при $\omega < \omega_{кр}$ (дорезонансний режим обертання вала) знаки e та y однакові, що відповідає обертанню вала за схемою рис. 31.11, б. Якщо $\omega > \omega_{кр}$ (зарезонансний режим обертання вала), знаки при e та y протилежні. В цьому випадку при $\omega \rightarrow \infty$ $y \rightarrow -e$, тобто центр ваги (ц. в.) диска наближається до геометричної осі обертання вала (рис. 31.11, в). Таке явище називають *самоцентруванням вала* в закритичній області кутових швидкостей.

Більшість валів працює в докритичній області. Щоб зменшити небезпеку резонансу, треба підвищити згинальну жорсткість валів і тим самим збільшити критичну кутову швидкість. При високих швидкостях обертання, наприклад у швидкохідних центрифугах та турбінах, застосовують вали, що працюють у закритичній області. В таких випадках слід передбачати додаткові спеціальні пристрої, що зменшують прогини валів під час переходу через резонансну область.

8. Проектний розрахунок валів та їхнє конструювання

Під час виконання проектного розрахунку на початковому етапі відомі лише деталі, що розміщуються на валу, та діючі зовнішні навантаження. Виходячи з умов роботи вала, вибирають матеріал для його виготовлення. Надалі орієнтовно визначають діаметр вала за умовою міцності на кручення

$$\tau = T / W_p \leq [\tau]. \quad (20)$$

Беручи полярний момент опору перерізу $W_p = \pi d^3 / 16$, в якому діє крутний момент T , із умови (20) можна визначити потрібний діаметр вала:

$$d \geq \sqrt[3]{16 \cdot T / (\pi \cdot [\tau])}. \quad (21)$$

Діаметр вала за умовою (21) визначають для його перерізів, у яких діє тільки крутний момент, для сталевих валів допустиме напруження беруть $[\tau] = (35 \dots 40) \text{ МПа}$. Наприклад, у конструкції вала на рис. 31.12, а ділянка вала діаметром d_1 зазнає тільки деформації кручення, тому значення цього діаметра попередньо можна оцінити за умовою міцності на кручення.

У деяких випадках, наприклад у конструкції проміжного вала зубчастого редуктора (рис. 31.12, б), немає перерізів, що зазнають тільки деформації кручення. Між опорами вал зазнає згин у всіх перерізах, а ділянка вала між зубчастими колесами додатково скручується.

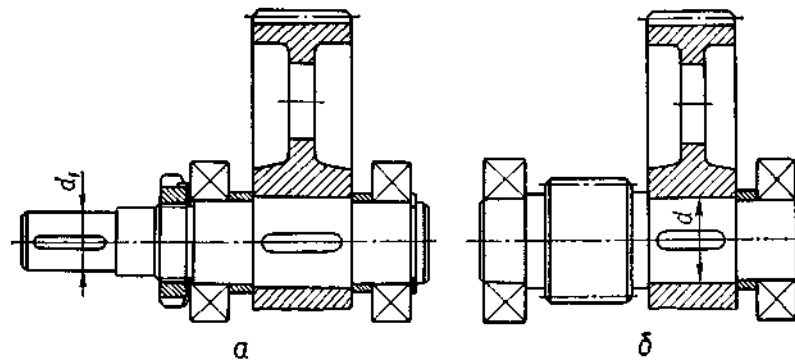


Рис. 31.12. Конструкції валів зубчастих передач

Тут також діаметр d під зубчастим колесом попередньо можна оцінити з умови міцності на кручення [див. формулу (21)], беручи заздалегідь занижене допустиме напруження $[\tau] = (25 \dots 30) \text{ МПа}$.

Маючи розміри деталей, що розміщуються на валу, надалі розробляють усю конструкцію вала. При цьому слід забезпечувати мінімальні перепади діаметрів сусідніх ступенів вала, але достатні для створення упорних буртиків, потрібних для осьової фіксації деталей. Радіуси галтелей слід брати достатньо великими для зменшення концентрації напружень, їхнє значення повинно бути однаковим, бо при цьому зменшується номенклатура різців для обробки вала. Якщо для вала передбачено кілька шпонкових пазів, то їх слід розміщувати на одній лінії. Під час конструювання вала треба приділяти значну увагу технологічності та економічності виготовлення з урахуванням обсягу виробництва. На цьому етапі назначають також посадки деталей на вал.

У результаті попередньої розробки конструкції вала дістають розміри всіх його конструктивних елементів. За цими розмірами виконують перевірні розрахунки. Якщо результати розрахунків будуть незадовільні, то розміри вала слід коректувати.