

Основні поняття і визначення розділу «Деталі машин»

План

1. Поняття ланки і кінематичної пари.
2. Поняття машини і механізму.
3. Вимоги, що ставляться до конструкції деталей і машин.

Мета роботи: Ознайомитися з основними поняттями і визначеннями розділу «Деталі машин».

Опорний конспект

Машиною називається механічний пристрій, виконуючий рух для перетворення енергії, матеріалів або інформації з метою заміни або полегшення фізичної і розумової праці людини.

В залежності від функціонального призначення машини діляться на класи: *машини–двигуни* – енергетичні машини призначенні для перетворення любого виду енергії в механічну (ДВЗ, електродвигуни і т.п.); *технологічні машини*, призначенні для змінювання розмірів, форми, властивостей або стану предмета (металорізальні верстати, преси, машини харчової та хімічної промисловості); *транспортні машини*, призначенні для переміщення людей, вантажів (ескалатори, транспортери підйомні крани і т.п.); *обчислювальні машини* ІОМ, комп'ютери і т.п.

Мета курсу "Деталі машин" являє вивчення будови машини, принцип роботи, розрахунки і проектування деталей машин і механізмів загального призначення. Вивчаються кінематичні розрахунки, основи розрахунків на міцність і жорсткість, методи конструювання, раціональний вибір матеріалів і способи з'єднання деталей.

Задача курсу "Деталі машин" полягає в тому, що виходячи із заданих умов роботи деталей і складальних одиниць загального призначення отримати навички їх розрахунка і конструювання; вивчити методи, правила і норми проектування, забезпечуючі виготовлення надійних і економічних конструкцій.

Поняття «виріб» має широкий діапазон значень. До поняття «виріб» належать і технічні об'єкти.

Технічним об'єктом називають створений людиною реально існуючий пристрій, призначений для задоволення певної потреби.

Під виробом розуміють усі об'єкти матеріального виробництва і їхні складові частини: різні машини, апарати, прилади, ручні знаряддя праці та ін. Стандарт установлює такі види виробів: деталі, складальні одиниці, комплекси, комплекти.

Деталь – виріб, виготовлений із матеріалу однієї марки без використання складальних операцій або з використанням місцевих з'єднувальних операцій (зварювання, паяння, склеювання), чи виконанням декоративного або захисного покриття. Приклади деталей такі: вал, виготовлений з одного матеріалу; трубка, виготовлена зварюванням аркушевого матеріалу; гайка, покрита хромом.

Складальна одиниця – виріб, складові частини якого підлягають з'єднанню між собою на підприємстві за допомогою складальних операцій (згинчування, зварювання, паяння, пресування тощо). До складальних одиниць також відносять: вироби, для яких конструкцією передбачене розбирання на складові частини, наприклад для зручності монтажу, контролю, обслуговування; сукупність складальних одиниць або деталей, які мають загальне функціональне призначення, наприклад двигун чи колесо в автомобілі.

Комплекс – виріб, який складається з кількох окремих виробів, не зв'язаних на підприємстві, яке його виготовляє, складальними операціями, але призначених для виконання взаємопов'язаних експлуатаційних функцій. Приклади комплексів такі: цех–автомат для виготовлення певних виробів; роботизована дільниця для термообробки деталей.

Комплект – кілька виробів загального функціонального призначення допоміжного характеру, не з'єднаних на підприємстві складальними операціями. Приклади такі: комплект запасних частин; комплект інструментів; комплект вимірювальної апаратури.

Загальні вимоги до машин та їхніх елементів

Якість машин, приладів та інших технічних об'єктів, а також їхніх окремих складальних одиниць і деталей залежить від деяких загальних вимог, які повинен задовольняти створюваний об'єкт. Розглянемо загальні вимоги, які треба брати до уваги на всіх етапах і стадіях проектування та конструювання машин.

Роботоздатність – поняття, що визначає такий стан машини або довільної її складальної одиниці чи деталі, при якому вона здатна виконувати задані функції з параметрами щодо вимог технічної документації із збереженням міцності, незмінності форми і розмірів, стійкості проти спрацювання, потрібної жорсткості, тепло-і вібростійкості. Ці показники роботоздатності, порушення яких спричинює вихід з ладу машини чи деталі, називають критеріями роботоздатності.

Роботоздатність деталей машин забезпечується наданням їм відповідних розмірів і форм, раціональним добором матеріалів для виготовлення їх з використанням зміцнюючих технологій, застосуванням антикорозійного захисту і відповідного змащування. Роботоздатність машин та їхніх деталей може бути оцінена розрахунком або експериментальне.

Високі експлуатаційні показники машини оцінюють існуючими зразками подібних машин. При збереженні або зменшенні маси і габаритних розмірів нова машина повинна забезпечувати більш високі продуктивність і ККД, менше споживання енергії, підвищену точність, менші затрати праці на обслуговування і ремонт тощо. Всього цього можна досягнути вдосконаленням конструктивної схеми машини, раціональним вибором основних параметрів і конструктивних форм, використанням автоматичних систем для регулювання і керування машиною та забезпеченням оптимізації робочого режиму.

Висока надійність – властивість машини, складальної одиниці або деталі виконувати задані функції, зберігаючи при цьому свої експлуатаційні показники в допустимих межах, протягом наперед заданого проміжку часу. Показником надійності може бути ймовірність безвідказної роботи машини в призначеному інтервалі часу. Чим ближче ймовірність безвідказної роботи до одиниці, тим вище надійність конструкції.

Безпечність в експлуатації характеризує придатність конструкції машини до нормальної експлуатації протягом визначеного технічною документацією строку служби без аварійних руйнувань, небезпечних для обслуговуючого персоналу, виробничого обладнання, а також інших суміжних об'єктів.

Технологічність і економічність конструкції машини чи деталі – це найбільша простота і найменші матеріальні затрати при виготовленні. При розробці проекту треба надавати виробу такі конструктивні форми і розміри, а також використовувати для його виготовлення такі матеріали і методи їхньої

обробки, які забезпечували б мінімальну масу і витрати матеріалу, найбільш спрощене і економне виробництво з урахуванням загального обсягу виготовлення виробів.

Екологічність машини – здатність її виконувати свої функції без шкідливого впливу на навколишнє середовище. Екологічність при проектуванні і конструюванні досягається такими заходами використанням технологічно чистих джерел енергії, запобіганням шкідливого забруднення виробничих приміщень, нейтралізацією продуктів робочого процесу машини, відповідною герметизацією робочих об'ємів машини, використанням матеріалів для деталей із урахуванням можливості їх утилізації після виходу з ладу, забезпеченням виконання функції машини з низьким рівнем шуму та вібрації.

Усі ці вимоги в значній мірі взаємопов'язані, і лише повне задоволення їх дає можливість досягнути високої якості машин при проектуванні і конструюванні.

Питання для самоконтролю

1. Що таке деталь?
2. Яка різниця між машиною і механізмом?
3. Які основні вимоги ставляться до машин і механізмів

Література

1. О.О. Ердеди “Технічна механіка” ст. 220-223.
2. І.І. Устюгов “Деталі машин” ст. 6-11.

Способи стопоріння нарізних з'єднань

План

4. Гайкові замки
5. Засоби проти самовідгвинчування гайок.

Мета роботи: Вивчити методи забезпечення надійності різьбових з'єднань.

Опорний конспект

Стопоріння різьбових з'єднань

Запобігання самовідгвинчуванню різьбових деталей є важливим заходом у підвищенні надійності з'єднань деталей.

У з'єднаннях деталей із кріпильними різьбами забезпечується самогальмування, оскільки кут тертя між витками різьби гвинта та гайки значно перевищує кут підйому гвинтової лінії. Крім цього, самовідгвинчуванню чинять опір сили тертя між деталями та опорними поверхнями гайки чи головки болта (гвинта). Але самогальмування різьбового з'єднання надійно реалізується тільки при статичному навантаженні. При дії змінних (вібраційних чи ударних) навантажень різко знижується коефіцієнт тертя між витками, умови самогальмування порушуються і спостерігається самовідгвинчування різьбових деталей, що може спричинити руйнування з'єднання або навіть аварійний стан у роботі машини.

Щоб запобігти самовідгвинчуванню, слід використовувати стопорні пристрої, робота яких базується або на створенні додаткових сил тертя, або на використанні спеціальних замкових засобів.

Пристрої, що базуються на створенні додаткового тертя, показані на рис. 1, а–г. Контргайка (рис. 1, а) створює додатковий натяг і додаткові сили тертя в різьбі. Пружинна шайба (рис. 1, б) підтримує натяг і додаткові сили тертя в різьбі на деякій ділянці самовідгвинчування (до 1–1,5 оберта гайки). Крім цього, пружність шайби значно зменшує вплив вібрації на тертя в різьбі. В гайках із завальцьованим кільцем з поліаміду (рис. 1, в) додаткове стопоріння здійснюється за рахунок сил зчеплення zdeформованого при загвинчуванні гайки кільця та витків різьби гвинта. Знаходять застосування також гайки на рис. 1, г, додаткове тертя в яких створюється у верхній частині гайки, zdeформованої на еліпс після нарізування різьби.



На практиці використовують такі способи стопоріння різьбових з'єднань, як зварювання (гайка або головка гвинта приварюються до деталі з'єднання) або пластичне деформування з руйнуванням витка різьби кернуванням

4. Які способи запобігання само відгвинчуванню Ви знаєте?
5. Які типи гайкових замків Ви знаєте?
6. Для чого використовують контргайки?

1. О.О. Ердєді “Технічна механіка” ст. 232-233.
2. І.І. Устюгов “Деталі машин” ст. 246-247.

Шліцеві з'єднання

План

1. Типи шліцевих з'єднань.
2. Розрахунок навантажувальної здатності шліцевих з'єднань.

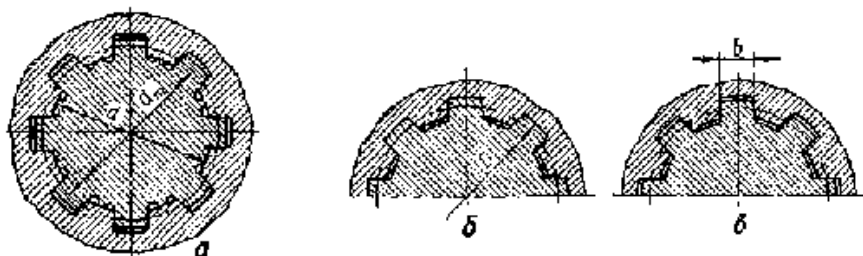
Мета роботи: Вивчити типи і способи підбору шліцевих з'єднань..

Опорний конспект

1. Основні типи зубчастих з'єднань і області їхнього використання

У випадках, коли не можна забезпечити міцність шпонкових з'єднань деталей із валами (через обмежену довжину маточини), використовують зубчасті з'єднання. Такі з'єднання утворюються за допомогою зубців (шліців), що нарізаються на поверхнях вала та отвору маточини деталі, яка з'єднується з валом. За формою профілю зубців розрізняють три типи з'єднань (рис. 13.1): *прямокутні, евольвентні та трикутні*.

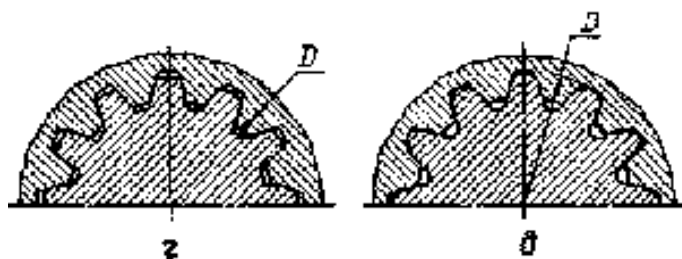
З'єднання з прямокутним профілем зубців виготовляють із центруванням за внутрішнім діаметром d (рис. 13.1, а), за зовнішнім діаметром D (рис. 13.1, б) і за бічними гранями зубців (розмір b на рис. 13.1, в). Центрування за внутрішнім і зовнішнім діаметрами забезпечує більш високу точність з'єднання, а центрування за бічними гранями зубців – більш рівномірний розподіл навантаження на зубці.



Прямокутні зубці використовують для зовнішніх діаметрів валів від 14 до 125 мм; число зубців від 6 до 20. ГОСТ 1139–80 передбачає з'єднання трьох серій: *легкої, середньої та важкої*. З переходом від легкої до середньої та важкої серій при одному і тому ж діаметрі d зростає діаметр D і збільшується число зубців. Тому з'єднання середньої та важкої серій відрізняються підвищеною несучою здатністю.

Умовне позначення та допуски з'єднань із прямокутним профілем зубців регламентовані стандартами і має такий вигляд: $D-8 \times 56 \times 62 H8/h7 \times 10 F10/h9$.

З'єднання з евольвентним профілем зубців (рис. 13.1, г, д) згідно з ГОСТ 6033–80 можна виготовляти з центруванням по бічних сторонах, внутрішньому або зовнішньому діаметрах.

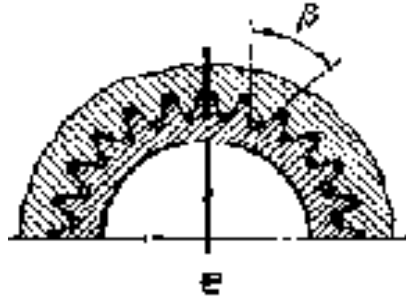


Евольвентні з'єднання використовують для діаметрів від 4 до 500 мм та $z = 6 \dots 82$. За стандартом кут профілю початкового контуру зубців $\alpha = 30^\circ$, а за номінальний діаметр з'єднання беруть його зовнішній діаметр $D = m(z + 1,0 + 2x)$,

де m – модуль з'єднання; x – коефіцієнт зміщення початкового контуру.

Позначення з'єднання з евольвентним профілем: $50 \times 2 \times H9/g9$ ГОСТ 6033–80. Наприклад, позначення з'єднання з $D = 50$ мм; $m = 2$ мм; центрування по бічних сторонах зубців із посадкою H9/g9.

З'єднання з трикутним профілем зубців (рис. 13.1, е) виготовляють із центруванням тільки по бічних сторонах зубців. Ці з'єднання не стандартизовані і використовуються як нерухомі при тонкостінних втулках і обмежених габаритних розмірах за діаметром.



Із розглянутих типів зубчастих з'єднань тепер найрозповсюдженішими є з'єднання з прямокутним профілем зубців. Вони використовуються для з'єднання з валами зубчастих коліс, півмуфт та інших деталей. Такі з'єднання можуть бути рухомими або нерухомими. Зубчасті з'єднання порівняно із шпонковими мають переваги: можливість передачі більших обертових моментів (при однакових довжинах маточини) завдяки значно більшій поверхні контакту з'єднаних деталей та більш рівномірному розподілу навантаження по цій поверхні; більш точне центрування деталей на валу; краще напруження деталей при переміщенні їх уздовж вала.

Розрахунок шліцевих з'єднань

Основним критерієм роботоздатності зубчастих з'єднань є опір робочих поверхонь зминанню та спрацьовуванню, яке виникає через відносні мікропереміщення навантажених поверхонь внаслідок деформацій вала та зазорів у деталях з'єднання (корозійно–механічне спрацьовування).

Для всіх типів зубчастих з'єднань, навантажених обертовим моментом T , умовне напруження зминання робочих поверхонь зубців визначають за формулою

$$\sigma_{зм} = F_t / A_{зм} = 2T / (d_m \cdot h \cdot l \cdot z \cdot \xi), (1)$$

де $F_t = 2T/d_m$ – колова сила в зубчастому з'єднанні; $A_{зм} = hlz\xi$ – розрахункова площа дотикання зубців з'єднання; d_m – середній діаметр з'єднання; h – висота робочої поверхні контакту зубців; l – довжина зубчастого з'єднання (довжина маточини деталі, розміщеної на валу); z – число зубців у з'єднанні; $\xi = 0,75 \dots 0,80$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на зубці з'єднання.

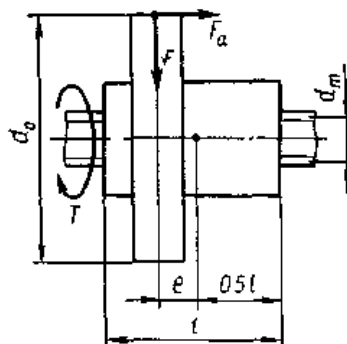


Рис. 13.2. Схема навантаження шліцевого з'єднання

Розрахунок зубчастих з'єднань може бути використаний для з'єднань, навантажених тільки обертовим моментом T . При навантаженні з'єднання моментом T , а також радіальною F_t та осьюовою F_a силами (рис 13.2) розрахунок треба виконувати згідно з ГОСТ 21425–75, який розповсюджується тільки на зубчасті з'єднання з прямокутним профілем зубців. Тут умова (1) може бути використана лише для орієнтовного визначення довжини l з'єднання.

Роботоздатність зубчастого з'єднання забезпечується за умови $\sigma_{зм} < [\sigma]_{зм}$, де $[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження, що запобігає зминанню та спрацюванню зубців; $[\sigma]_{зм} = (10...20)$ МПа – для рухомих з'єднань із загартованими робочими поверхнями і спокійного навантаження; $[\sigma]_{зм} = (80...100)$ МПа – для нерухомих з'єднань з незагартованими робочими поверхнями; $[\sigma]_{зм} = (110...130)$ МПа – для нерухомих з'єднань із загартованими робочими поверхнями.

За стандартом формула (1) для визначення умовних напружень на робочих поверхнях зубців має вигляд

$$\sigma = T/(S_F l), \quad (2)$$

де $S_F = 0,5d_m h_z$ – питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь з'єднання щодо осі вала при $\xi = 1$ (табл. 13.1).

Напруження σ , добуто за формулою (2), не повинно бути більшим від меншого із двох значень умовних допустимих напружень, тобто $[\sigma]_{сп} \geq \sigma \leq [\sigma]_{зм}$, де $[\sigma]_{сп}$ – умовне допустиме напруження для обмеження спрацювання, $[\sigma]_{зм}$ – умовне допустиме напруження для обмеження зминання.

Для визначення допустимих напружень $[\sigma]_{сп}$ та $[\sigma]_{зм}$ (з урахуванням деяких спрощень порівняно з ГОСТ 21425–75) вводять параметри, що характеризують умови навантаження зубчастого з'єднання (рис. 13.2):

$$\psi = F \cdot d_m / (2T); \quad \varepsilon = M_{\Pi} / (F \cdot l), \quad (3)$$

де F – радіальна сила; M_{Π} – перекидний момент, що визначається за формулою

$$M_{\Pi} = F \cdot e \pm 0,5 F_a \cdot d_0. \quad (4)$$

У виразі (4) беруть знак «плюс» при дії в одному напрямі двох складових моменту щодо точки O осі вала, яка лежить на середині довжини маточини, і знак «мінус» – при дії в різних напрямках.

Умовне допустиме напруження для обмеження спрацювання визначають за формулою

$$[\sigma]_{сп} = [\sigma]'_{сп} K_N / (K_E K_{OC} K_M). \quad (5)$$

Тут $[\sigma]'_{сп}$ – середнє допустиме напруження при розрахунку нерухомих зубчастих з'єднань, яке беруть за табл.; $K_N = \sqrt{10^8 / N}$ – коефіцієнт числа циклів навантаження зубців з'єднання за повний строк служби, тобто сумарного числа обертів з'єднання щодо вектора радіального навантаження ($N = 60 n h$, де n – частота обертання, h – строк служби з'єднання, год); K_E – коефіцієнт режиму навантаження з'єднання; K_{OC} – коефіцієнт, що враховує осьові переміщення деталей з'єднання; K_M – коефіцієнт умов змащування рухомого з'єднання.

Умовне допустиме напруження для обмеження зминання в рухомих зубчастих з'єднаннях із загартованими робочими поверхнями беруть $[\sigma]_{зм} = (10...20)$ МПа за нормальних умов експлуатації і $[\sigma]_{зм} = (5...10)$ МПа за важких умов.

Для нерухомих з'єднань умовне допустиме напруження

$$[\sigma]_{зм} = \sigma_T / (s \cdot K_d \cdot K_{\Pi} \cdot K_H \cdot K_K). \quad (6)$$

Тут σ_T – границя текучості матеріалу зубців деталі меншої твердості (для матеріалів з поверхневим зміцненням беруть σ_T для поверхневого шару);

$s = 1,25 \dots 1,40$ – коефіцієнт запасу (менші значення для незагартованих поверхонь, більші – для загартованих); $K_D = T_{\max}/T$ – коефіцієнт динамічності навантаження; $K_{\Pi} = 1,2 \dots 1,5$ – коефіцієнт, що враховує похибки виготовлення з'єднання; K_H – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубцями при дії на з'єднання радіальної сили F ; K_K – коефіцієнт, що враховує вплив поздовжньої концентрації навантаження, який визначають за формулою

$$K_K = K_{KP} + K_e - 1, \quad (7)$$

де K_{KP} – коефіцієнт концентрації навантаження від закручування вала; K_e – коефіцієнт концентрації навантаження в зв'язку із зміщенням лінії дії радіальної сили від середньої площини маточини визначається за графіком.

Формулу (7) використовують при зміщенні радіальної сили F від середини з'єднання на величину e у бік тієї ділянки вала, де прикладений обертовий момент T , так як це має місце на рис. 13.2. При цьому проявляється концентрація навантаження, яка спричинена скручуванням вала та дією перекидного моменту M_{Π} , і яка зосереджена біля одного і того ж торця з'єднання. При зміщенні e у бік, протилежний від ділянки вала, де прикладається момент T , коефіцієнт K_K вибирають рівним більшому із значень коефіцієнтів K_{KP} та K_e .

Питання для самоконтролю

1. Які ти шліцевих з'єднань Ви знаєте?
2. Які типи шліцевих з'єднань використовуються найбільш частіше?
3. Як здійснюється підбір і розрахунок шліцевих з'єднань?

Література

1. О.О. Ердеди “Технічна механіка” ст. 2432-243.
2. І.І. Устюгов “Деталі машин” ст. 231-234.

Муфти

План

1. Призначення і класифікація муфт.
2. Конструкція муфт.
3. Вибір і перевірний розрахунок муфт.

Мета роботи: Вивчити типи і способи підбирання муфт.

Опорний конспект

1. Загальні відомості та класифікація муфт

Муфтами називають пристрої, що з'єднують вали і передають обертовий момент. Інколи муфтами з'єднують вал із розміщеними на ньому деталями – зубчастими колесами, шківками, зірочками тощо.

Застосування муфт пов'язане з тим, що більшість машин, у тому числі і їхній привод, komponують із окремих складальних одиниць, що мають вхідні та вихідні вали. Такими складальними одиницями є, наприклад, двигун, редуктор і робочий орган машини. Безпосередній кінематичний і силовий зв'язок між двигуном і редуктором, редуктором і робочим органом здійснюється за допомогою муфт. Потреба у муфтах виникає і в тих випадках, коли довгі вали за умовами технології виготовлення і складання або транспортування слід виготовляти з кількох складових частин.

З'єднання валів і передавання обертового моменту є спільним, але не єдиним призначенням муфт. Муфти можуть виконувати і інші функції, такі як компенсування похибок взаємного розміщення валів, захист елементів машини від перевантажень, зменшення динамічних навантажень, з'єднання і роз'єднання робочого органу машини з двигуном без його вимикання.

Характерні похибки взаємного розміщення валів, які потрібно з'єднувати муфтами, показані на рис. 37.1. Розрізняють осьове зміщення Δ_0 валів, радіальне зміщення Δ_r і кутове зміщення Δ_α . На практиці переважно зустрічається комбінація вказаних похибок, яку надалі будемо називати неспіввісністю валів.

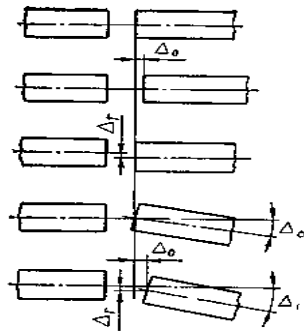


Рис. 37.1. Можливі похибки у взаємному розміщенні валів

У машинобудуванні використовують муфти дуже різноманітних конструкцій. Найбільш часто вживані муфти стандартизовані.

Основною характеристикою муфти є обертовий момент T_p , на передавання якого вона розрахована. Важливими показниками конструкцій муфт є частота обертання, габаритні розміри, маса і момент інерції.

Стандартні муфти не розраховують, а підбирають за обертовим моментом у відповідних довідниках. Лише у деяких випадках в разі потреби виконують перевірні розрахунки.

Муфти обчислюють за розрахунковим обертовим моментом $T_p = K_p T$, де T – номінальний обертовий момент; K_p – коефіцієнт, що враховує коротко-часні перевантаження або режим роботи муфти. Для машин із невеликими приводними масами і спокійному навантаженні $K_p = 1,0 \dots 1,5$, для машин із середніми масами та змінним навантаженням (поршневі компресори, стругальні верстати) $K_p = 1,5 \dots 2,0$. У машинах із великими приводними масами та ударним навантаженням (молоти, прокатні стани, беруть $K_p = 2,5 \dots 3,0$.

Усі муфти приводів машин за принципом роботи поділяють на три типи: механічні, електричні та гідролічні.

Класифікація механічних муфт наведена на рис. 37.2 у вигляді структурної схеми. Усі муфти поділяють на чотири класи: некеровані, керовані, самокеровані та комбіновані. Кожний клас муфт складається з груп, а кожна група має відповідні підгрупи, види.

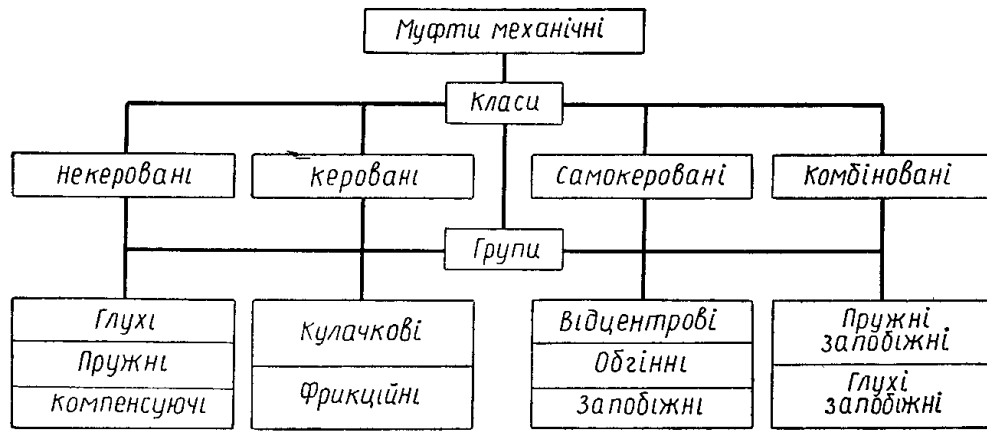


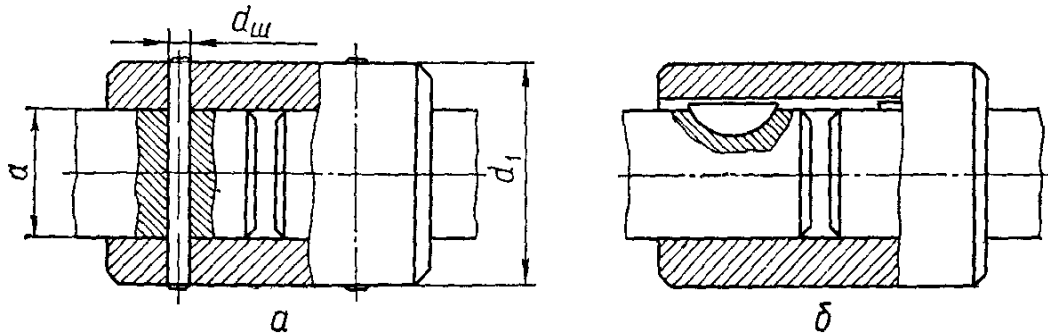
Рис. 37.2. Класифікація муфт

2. Некеровані муфти

До класу некерованих муфт належать усі нерозчипні (постійно діючі) муфти, тобто такі, в яких частини муфти (ведуча і ведена півмуфти) з'єднані між собою постійно. Цей клас муфт є найпоширенішим.

Глухі муфти призначені для жорсткого з'єднання співвісних валів. Вони бувають втулкові і фланцеві.

Втулкова муфта – найпростіша з глухих муфт, суцільна і насаджується на кінці валів (рис. 37.3, а, б), які підлягають з'єднанню. З'єднання суцільної втулки з валами може здійснюватись за допомогою штифтів, шпонок або за допомогою шліців. При монтажі або демонтажі муфти виникає потреба у відносному осьовому зміщенні валів. Тому для втулкових муфт не використовують посадки з гарантованим натягом.



Втулкові муфти застосовують для діаметрів валів $d \leq (60 \dots 70)$ мм. Матеріал втулок – сталь 40, 45, а при великих розмірах – чавун СЧ 18, СЧ 20. Штифти виготовляють із сталей 45, 50.

Міцність муфти визначається міцністю її з'єднання з валами, а також міцністю самої втулки.

Розрахунок втулки виконують за умовою міцності на кручення

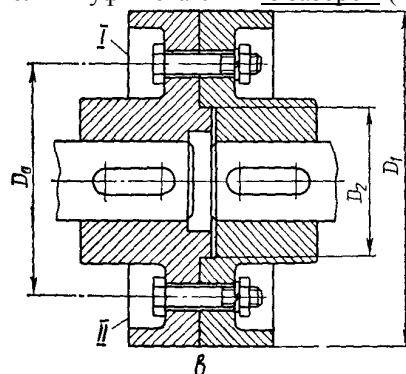
$$\tau = T_p / W_p = 16 T_p / \{ \pi d_1^3 [1 - (d/d_1)^4] \} \leq [\tau], \quad (1)$$

а штифтів – за умовою міцності на зріз

$$\tau_{зр} = F / A_{зр} = 4 T_p / (\pi d d^2_{ш}) \leq [\tau]_{зр}. \quad (2)$$

Розрахункові розміри в залежностях (1) і (2) відповідають позначенням на рис.а. Допустимі напруження при розрахунках беруть: $[\tau] = (30 \dots 40)$ МПа; $[\tau]_{зр} = (40 \dots 45)$ МПа.

Фланцева муфта (рис.в) складається з двох виконаних у вигляді фланців півмуфт, які насаджено на кінці валів і з'єднані між собою болтами. Болти муфти ставлять із зазором (варіант I), або без зазора (варіант II).



У першому випадку момент T_p передається за рахунок моменту сил тертя, що виникає у площині стику півмуфт від затяжки болтів, а у другому випадку – безпосередньо болтами, які знаходяться під дією деформацій зрізу.

Фланцеві муфти стандартизовані (ГОСТ 20761–80) для валів діаметром 12– 220 мм і обертових моментів 8 – 45 000 Н·м.

Півмуфти виготовляють із сталі 35, сталевого литва 35Л або з чавунного литва. Болти, що ставляться з зазором, переважно зі сталі Ст3, а болти без зазора – зі сталей 40, 45.

Міцність муфти визначається міцністю болтового з'єднання фланців.

Якщо болти у муфті поставлені з зазором, то за розрахунками маса муфти набагато більша, ніж для варіанта болтів без зазора для одного і того ж обертового моменту. Однак болти, що ставляться без зазора, вимагають підвищеної точності виготовлення для них отворів у півмуфтах і самі болти повинні бути також точно виготовленими.

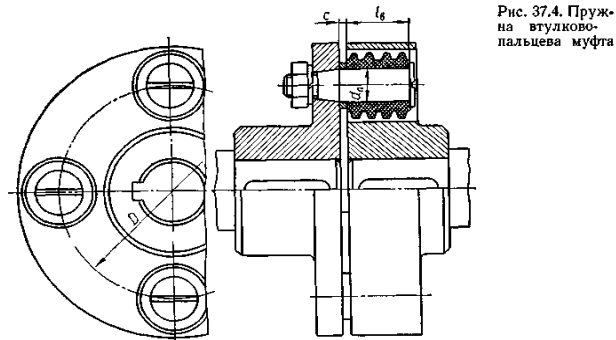
Розглянуті глухі муфти прості за конструкцією, мають малі габаритні розміри, але не компенсують похибоку взаємному розміщенні валів, що вимагає досить високої точності їх центрування.

Пружні муфти використовують переважно для зменшення динамічних навантажень у приводі і можуть у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів. За конструкцією пружні муфти дуже різноманітні. За матеріалом пружних елементів їх поділяють на дві групи: муфти з неметалевими пружними елементами; муфти з металевими пружними елементами.

Основним матеріалом неметалевих пружних елементів є гума, оскільки вона має високі еластичність, демпфувальну здатність і діелектричні властивості. Металеві пружні елементи муфт виготовляють у вигляді гвинтових пружин, плоских пружин, сталевих пружинних стержнів, пакетів пластин.

Широко застосовують такі муфти: пружні втулково-пальцеві; із пружним елементом у вигляді зірочки; із тороподібною пружною оболонкою та ін.

Муфта пружна втулково-пальцева (МПВП) складається з двох півмуфт (рис. 37.4), нерухомо закріплених в одній півмуфті пальців, на яких розміщені гумові гофровані втулки, що взаємодіють із другою півмуфтою.



Пружність муфти забезпечується за рахунок гофрованих втулок, здатних деформуватись при передаванні муфтою обертового моменту T_p . МПВП допускає зміщення валів: $\Delta_0 = (1 \dots 5) \text{ мм}$, $\Delta_r = (0,2 \dots 0,5) \text{ мм}$ і $\Delta\alpha = (0,5 \dots 1,0)^\circ$. Однак зміщення Δ_r і $\Delta\alpha$ збільшують спрацювання пружних елементів і нерівномірність розподілу навантаження між пальцями муфти. Крім цього, такі зміщення додатково навантажують вали у радіальному напрямі.

Перевагами МПВП є простота конструкції та заміни пружних елементів, малі габаритні розміри та маса. МПВП стандартизовані (ГОСТ 21424–75) для валів діаметром (10...160) мм і обертових моментів 6,3–16 000 Н·м.

Півмуфти виготовляють із сірого чавуну СЧ 20, сталі 30 або 35Л. Матеріал пальців – сталь 45, а втулок – гума з границею міцності при розтягу не менш ніж 8 МПа.

Роботоздатність МПВП визначається міцністю пальців та гумових втулок. Перевірний розрахунок гумових втулок виконують за умовою обмеження тиску на поверхні їхнього контакту із пальцями, а самих пальців – за умовою міцності на згин.

Навантаження, яке припадає на один палець, визначають за формулою

$$F_n = 2T_p / (Dz), \quad (3)$$

де D – діаметр кола розміщення пальців (рис. 37.4); z – кількість пальців у муфті (переважно $z = 4 \dots 8$).

Умова міцності втулок муфти

$$p = F_n / (d_n d_B) \leq [p]. \quad (4)$$

Умова міцності на згин пальців

$$\sigma = M / W_0 = 32 F_n (0,5 l_B + c) / (\pi d_n^3) \leq [\sigma]. \quad (5)$$

У залежностях (4) і (5): d_n – діаметр пальця; l_B – довжина втулки; c – осевий зазор між півмуфтами (рис. 37.4).

Допустимий тиск для гуми беруть $[p] = (2,0 \dots 2,5) \text{ МПа}$, а допустиме напруження згину для пальців $[\sigma] = (60 \dots 70) \text{ МПа}$.

Якщо МПВП працює в умовах радіального зміщення валів, то виникає додаткове їхнє радіальне навантаження. Усереднене значення цього навантаження можна визначити за співвідношенням

$$F_M = (0,5 \dots 0,6) T_p / D.$$

Робота МПВП супроводжується втратами енергії, які можна оцінити ККД її $\eta = 0,96 \dots 0,98$.

Муфта з пружним елементом у вигляді зірочки (рис. 37.5) складається з двох півмуфт, які мають торцеві кулачки. Кулачки входять у відповідні впадини розміщеного між півмуфтами пружного елемента – зірочки, виготовленої з гуми. Кожна півмуфта може мати два або, як показано на рис. 37.5, три торцеві кулачки. Взаємодія кулачків двох півмуфт при передаванні обертового моменту здійснюється через пружний елемент.

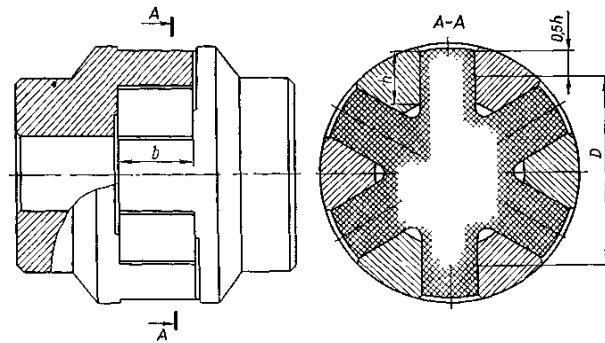


Рис. 37.5 Пружна муфта з гумовою зіркою

Дана муфта досить компактна і надійна в експлуатації, має малу податливість, її роботоздатність різко спадає зі збільшенням неспіввісності валів. Цей тип муфт також стандартизований (ГОСТ 14084 – 76) для діаметрів валів 6–48 мм і обертових моментів 2,5–400 Н·м. Півмуфти переважно виготовляють із Ст3.

Перевірний розрахунок муфти з пружним елементом у вигляді зірочки виконують за умовою обмеження тиску на робочих поверхнях пружного елемента:

$$p = 2T_p / (Dzhb) \leq [p]. \quad (6)$$

Тут z – число кулачків в одній півмуфті, а розміри D , h і b показані на рис. 37.5. Допустимий тиск беруть $[p] = (3 \dots 5)$ МПа (більші значення $[p]$ при малих кутових швидкостях валів).

Втрати у муфті оцінюються ККД $\eta = 0,97 \dots 0,98$, а додаткове радіальне навантаження валів при їх радіальному зміщенні $F_M \approx (0,3 \dots 0,4) T_p / D$.

Муфта з пружною оболонкою (рис. 37.6) складається з двох півмуфт і тороподібної пружної оболонки, яка закріплюється до півмуфт гвинтами і додатковими кільцями. Оболонку виготовляють із гуми, армованої спеціальним кордом.

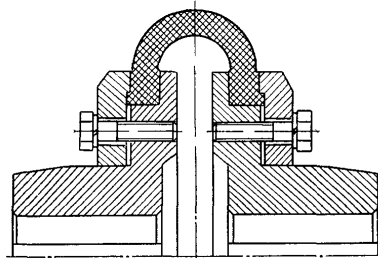
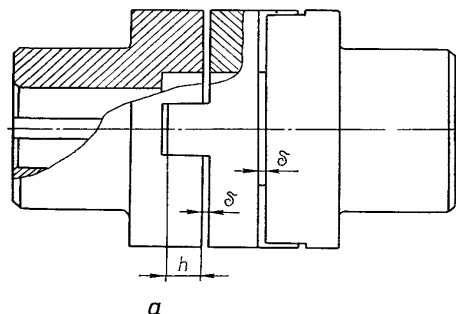


Рис. 37.6. Муфта з пружною оболонкою

Муфта має високі амортизувальні і демпфувальні властивості і може компенсувати значну неспіввісність валів: $\Delta_0 = (2 \dots 6)$ мм; $\Delta r = (1 \dots 4)$ мм; $\Delta \alpha = (2 \dots 4)^\circ$. Діаметральні габаритні розміри таких муфт більші, ніж пружних муфт інших типів. Муфти з пружною оболонкою стандартизовані (ГОСТ 20884–82) для валів із діаметром 14–200 мм і обертових моментів 20–25000 Н·м, ККД муфти $\eta \approx 0,98$.

Жорсткі компенсуючі муфти використовують для з'єднання валів із незначною неспіввісністю, спричиненою неточністю виготовлення та монтажу, а також пружними деформаціями валів. Вони підвищують надійність роботи приводів, бо призводять до незначних додаткових радіальних навантажень на вали. Для жорстких компенсуючих муфт належать кулачково-дискові, зубчасті, ланцюгові, шарнірні та ін.

Кулачково-дискова муфта (рис. 37.7, а) складається з двох півмуфт, що взаємодіють між собою через проміжний диск. На внутрішніх торцях півмуфт є діаметрально розміщені пази, а проміжний диск має на обох торцях взаємно перпендикулярні виступи, які входять у пази двох півмуфт. Осьовий зазор δ між проміжним диском і півмуфтами дозволяє компенсувати поздовжні зміщення валів, а взаємно перпендикулярний напрям виступів на торцях проміжного диску забезпечує можливість компенсації похибок Δr і $\Delta \alpha$.



а

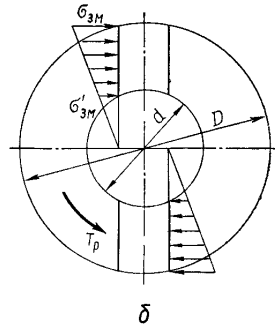
Переважно компенсаційна здатність муфти становить $\Delta_0 = (2 \dots 4)$ мм; $\Delta r = (1 \dots 3)$ мм; $\Delta \alpha \leq 0,5^\circ$. Розміри муфти вибирають згідно з ГОСТ 20720–81 для діаметрів валів 16–150 мм і обертових моментів 16–16000 Н·м.

Неспіввісність валів спричинює ковзання виступів проміжного диску у пазах півмуфт і їхнє спрацювання. Інтенсивність спрацювання зростає зі збільшенням неспіввісності та кутової швидкості валів.

Деталі кулачково-дискових муфт виготовляють із сталей Ст5 або 45Л. Для важко навантажених муфт застосовують леговані сталі типу 15Х, 20Х із цементацією робочих поверхонь.

Роботоздатність кулачково–дискової муфти визначається стійкістю робочих поверхонь проміжного диска і півмуфт проти спрацювання. Тому на вказаних поверхнях обмежують напруження зминання при передаванні муфтою обертового моменту.

При гранично малих зазорах між спряженими поверхнями деталей муфти розподіл напружень зминання, наприклад на виступах проміжного диску, відбувається згідно з епюрами рис. 37.7, б.



За умовою рівноваги проміжного диску наближено можна записати

$$T_p = 0,5\sigma_{зм} \cdot 0,5Dh \cdot 2D/3 - 0,5\sigma'_{зм} \cdot 0,5dh \cdot 2d/3.$$

Із рис. 37.7, б видно, що $\sigma_{зм}/\sigma'_{зм} = D/d$. Тому запишемо

$$T_p = \sigma_{зм} D^2 h / 6 - \sigma'_{зм} d^3 h / 6D = \sigma_{зм} h (D^3 - d^3) / (6D).$$

Виходячи із записаної рівності, можна визначити максимальне напруження зминання і подати умову стійкості муфти проти спрацювання у вигляді

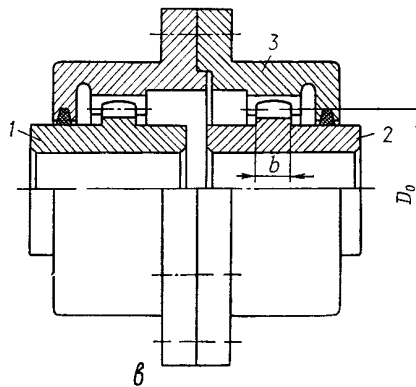
$$\sigma_{зм} = 6T_p D / [h (D^3 - d^3)] \leq [\sigma]_{зм}. \quad (7)$$

Допустиме напруження зминання для сталевих термооброблених деталей кулачково–дискової муфти беруть $[\sigma]_{зм} = (15...20)$ МПа.

Спрацювання деталей муфти можна зменшити також змащуванням поверхонь тертя твердими мастильними матеріалами на основі графіту або дисульфиду молібдену (рідкі і пластичні мастила не утримуються на деталях муфти під час її обертання).

Під час передавання муфтою обертового моменту вали навантажуються радіальною силою $F_M \approx (0,3...0,4) T_p/D$.

З у б ч а с т а муфта (рис. 37.7, в) складається з півмуфт 1 і 2, що мають зубчасті вінці, і роз'ємної обойми 3 з двома внутрішніми зубчастими вінцями.



Дві половинки обойми з'єднуються між собою за допомогою болтів або гвинтів. Зубці півмуфт і обойми мають евольвентний профіль, аналогічний профілю зубців зубчастих коліс, що дає змогу нарізати їх нормальним зуборізним інструментом.

Зубчаста муфта компенсує осьове, радіальне і кутове зміщення валів, бо її зубчасте зачеплення виготовляють із гарантованим боковим зазором і з можливістю вільного осьового зміщення спряжених зубців, а самі зубці мають бочкоподібну форму зі сферичною зовнішньою поверхнею. Компенсаційна здатність зубчастих муфт: $\Delta_0 = (3...4)$ мм; $\Delta r = (1,5...2)$ мм; $\Delta \alpha = (0,5... 1,0)^\circ$.

Широке використання зубчастих муфт пояснюється їхніми перевагами: невеликою масою і габаритними розмірами; високою несучою здатністю, що визначається великою кількістю зубців у зачепленні; допускає високі швидкості.

Зубчасті муфти стандартизовані для діаметрів валів 40–200 мм і обертових моментів 1000–63 000 Н·м.

Деталі зубчастих муфт виготовляють із вуглецевих сталей марок 45, 50 або 40Х. Для підвищення стійкості проти спрацювання зубці півмуфт піддають термообробці до твердості не менше, ніж 45 HRC, а зубці обойми – не менше, ніж 40 HRC. Тихохідні муфти виготовляють з твердістю зубців $H \leq 350$ HB.

Компенсація неспіввисності валів під час роботи муфти супроводжується неперервним ковзанням у контакті зубців і відповідним їхнім спрацюванням. Практикою експлуатації зубчастих муфт виявлено, що спрацювання зубців є основною причиною виходу їх із ладу. Для зменшення спрацювання в обойму муфти заливають рідке мастило високої в'язкості.

Стійкість зубців муфти проти прискореного спрацювання можна перевірити за умовою

$$\sigma_{зм} = T_p / (0,9D_0^2 b) \leq [\sigma]_{зм}, \quad (37.8)$$

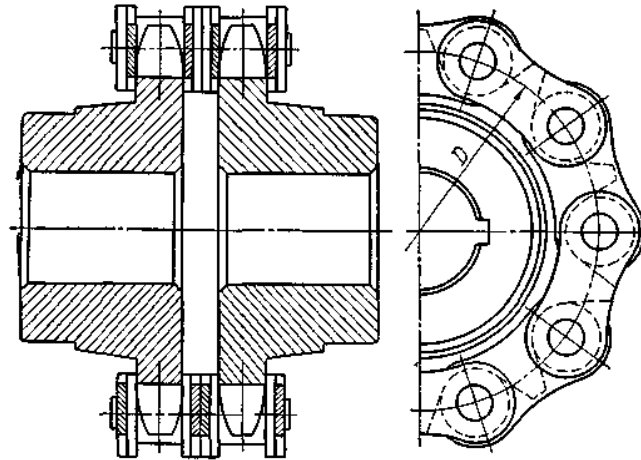
де D_0 – дільний діаметр зубчастих вінців; b – ширина вінця півмуфти.

Для стандартних зубчастих муфт допустиме напруження зминання $[\sigma]_{зм} = (12...15)$ МПа. Втрати потужності в зубчастій муфті оцінюється ККД $\eta = 0,98...0,99$, а радіальне навантаження валів при їхньому радіальному зміщенні

$$F_M \approx (0,2 \dots 0,3) T_P / D_0.$$

Ланцюгова муфта (рис. 37.8) складається з двох півмуфт, виконаних у формі двох зірочок із однаковим числом зубців, охоплених одно- або дворядним ланцюгом.

Рис. 37.8. Ланцюгова муфта



За допомогою ланцюгових муфт можна компенсувати кутові $\Delta\alpha = (0,5 \dots 1,0)^\circ$ і радіальні $\Delta r = (0,5 \dots 1)$ мм зміщення валів. Зазори у зачепленні ланцюга з півмуфтами забезпечують значний вільний хід, тому не можна рекомендувати використовувати ланцюгові муфти у приводах із частими реверсами.

Для ланцюгових муфт характерні простота конструкції, відносно невеликі габаритні розміри, зручність монтажу і демонтажу без осьових зміщень валів. Габаритні розміри ланцюгових муфт приблизно у 1,5 раза менші, ніж пружних втулково-пальцевих муфт.

Ланцюгові муфти стандартизовані (ГОСТ 20742–81) для валів діаметром 20–130 мм і обертових моментів 63–8000 Н·м.

Неспіввісні вали, що з'єднані ланцюговою муфтою, навантажуються радіальною силою $F_M \approx 0,6 T_P / D_0$.

Шарнірні муфти застосовують при значних зміщеннях з'єднуваних валів. За конструкцією та розмірами вони бувають дуже різноманітні. Схеми деяких типів шарнірних муфт зображені на рис. 37.9.

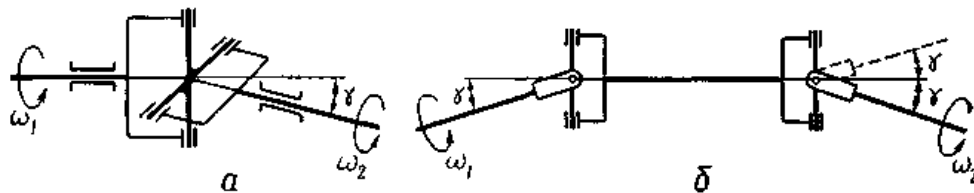


Рис. 37.9. Схеми шарнірних муфт

Найпростішою шарнірною муфтою є одинарна муфта (рис. 37.9, а), яка складається з двох півмуфт у вигляді вилок, розміщених під прямим кутом, і шарнірно з'єднаної з вилками хрестовини. Недоліком такої муфти є те, що при рівномірному обертанні ведучого вала ведений вал обертається нерівномірно.

Щоб забезпечити обертання веденого вала з постійно кутовою швидкістю або щоб була можливість передавати обертовий рух між паралельними валами, а також збільшити кут γ між валами вище від граничного для одинарної муфти, слід застосовувати здвоєні шарнірні муфти (рис. 37.9, б). Потрібними умовами сталості кутової швидкості веденого вала є вимога, щоб обидва вали ведучий і ведений були паралельні і нахилені відносно проміжного вала здвоєної шарнірної муфти під однаковим кутом, а дві вилки проміжного вала лежали в одній площині.

Шарнірні муфти допускають перекося осей валів до 40° – 45° . За габаритними розмірами шарнірні муфти поділяють на малогабаритні, що передають невеликі навантаження, і великогоабаритні, які призначені для передавання середніх і великих навантажень.

Малогабаритні одинарні і здвоєні шарнірні муфти стандартизовані (ГОСТ 5147–80) для валів діаметром 8–40 мм і обертових моментів 11,2–1120 Н·м.

3. Керовані муфти

До класу керованих належать муфти, за допомогою яких з'єднують і роз'єднують вали під час зупинки і роботи привода. Ці муфти поділяють на кулачкові і фрикційні.

Кулачкові муфти. У найпростішому вигляді кулачкова муфта (рис. 37.10, а) складається з двох півмуфт, на торцях яких розміщені кулачки. Одна півмуфта закріплюється на валу нерухомо, а інша, що знаходиться на другому валу, може переміщатись уздовж цього вала. Рухому півмуфту переміщують за допомогою спеціального пристрою – механізму керування муфтою. Вилку механізму керування розміщують у кільцевому пазу рухомої півмуфти. Із введенням у зачеплення кулачків двох півмуфт здійснюється передавання обертового моменту від одного вала до другого (на рис. 37.10, а муфта показана у розімкненому стані).

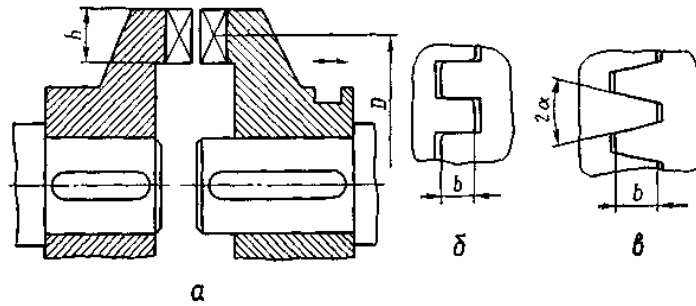


Рис. 37.10. Кулачкова муфта

Кулачкова муфта вимагає достатньої високої точності центрування валів, оскільки перекоси різко зменшують надійність її роботи. Дуже часто кулачкові муфти застосовують для з'єднання або роз'єднання із валом розміщених на ньому зубчастих коліс (наприклад, у коробках швидкостей). У цьому випадку муфта і зубчасті колеса розміщуються на одному і тому ж валу.

Вмикання кулачкових муфт під час обертання валів завжди супроводжується ударами, які можуть спричинити руйнування кулачків. Тому такі муфти не рекомендують використовувати для вмикання приводів під навантаженням і при великих швидкостях відносного обертання валів (відносна колова швидкість кулачків $v > 1$ м/с).

Розповсюджені форми кулачків показані на рис. 37.10, б, в. *Прямокутний профіль* вимагає точного взаємного розміщення півмуфт у момент вмикання. Крім цього, у муфтах із прямокутним профілем кулачків завжди наявні технологічні зазори і пов'язані з цим удари при зміні напрямку обертання. *Трапецієвидний профіль* не вимагає точного взаємного розміщення півмуфт у момент вмикання, а бокові зазори тут компенсуються зміною глибини заходу кулачків. Муфти з трапецієвидним профілем кулачків застосовують переважно у приводах із реверсуванням навантаження.

У муфтах із трапецієвидним профілем кулачків виникають осьові сили, які можуть розімкнути півмуфти і затруднити їхнє вмикання. Тому кут α трапецієвидного профілю вибирають у межах $\alpha = (2... 5)^\circ$, щоб забезпечити самогальмування силами тертя між кулачками і невелике постійне зусилля з боку механізму керування муфтою.

Півмуфти кулачкових муфт виготовляють із сталей, що підлягають цементації, 15, 20, 15X, 20X, а при великих розмірах – із сталей 45, 40X, 40XH. Твердість кулачків повинна бути $H \geq 50...55$ HRC.

Роботоздатність кулачкових муфт оцінюється в основному стійкістю кулачків проти спрацювання, яка залежить від напружень змінання на робочих поверхнях.

При рівномірному розподілі навантаження між усіма кулачками стійкість проти спрацювання забезпечується з виконанням умови (рис. 37.10):

$$\sigma_{3M} = 2T_p / (Dz b h) \leq [\sigma]_{3M} \quad (9)$$

Допустиме напруження змінання рекомендують брати: $[\sigma]_{3M} = (90... 100)$ МПа (вмикання муфти із зупиненим приводом) і $[\sigma]_{3M} = (35... 40)$ МПа (вмикання муфти під час обертання валів).

Фрикційні муфти передають обертовий момент за рахунок моменту сил тертя на робочих поверхнях їхніх деталей.

Під час вмикання фрикційних муфт обертовий момент на веденому валу зростає поступово і пропорційно збільшенню сили притискання поверхонь тертя. Це дозволяє з'єднувати вали під навантаженням і зі значною початковою різницею їх кутових швидкостей. У процесі вмикання муфта пробуксоує, а розгін веденого вала відбувається плавно без ударів. Фрикційна муфта може виконувати також функції запобіжного пристрою через можливе проковзування при перевантаженнях привода.

Фрикційні муфти за формою робочих поверхонь бувають таких видів: *дискові*, робочими поверхнями яких є плоскі торцеві поверхні дисків; *конусні*, робочі поверхні яких мають конічну форму; *циліндричні*, які мають циліндричну робочу поверхню.

Дискові фрикційні муфти бувають із однією парою поверхонь тертя і з багатьма парами поверхонь тертя. На рис. 37.11, а показано приклад найпростішої дводискової муфти, а на рис. 37.11, б – багатодискової муфти.

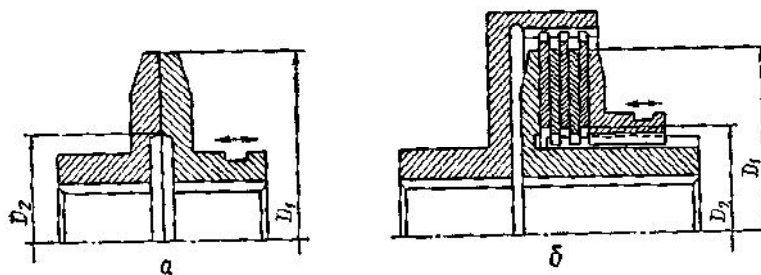


Рис. 37.11. Фрикційні дискові муфти

У першому випадку муфта складається з двох півмуфт, притиснутих одна до другої своїми торцевими площинами (одна пара поверхонь тертя). Вмикання муфти здійснюється осьовим зміщенням на валу однієї півмуфти за допомогою механізму керування.

У багатодисковій муфті є дві групи дисків – зовнішні і внутрішні, які з'єднані за допомогою шліців із відповідними півмуфтами, що розміщуються на двох валах. Вмикання або вимикання муфти здійснюється осьовим

переміщенням натискного диска механізмом керування. Використання багатодискової конструкції дозволяє зменшити осьову силу F_a стискання дисків, що потрібна для передавання певного обертового моменту T_p .

Осьова сила стискання дисків визначається за умовою рівності розрахункового обертового моменту T_p і моменту сил тертя T_s на кільцевих поверхнях дисків, обмежених діаметрами D_1 і D_2 (рис. 37.11). Для припрацьованих поверхонь тертя (див. 5.2) запишемо:

$$T_p = T_s = F_a f z (D_1 + D_2) / 4. \quad (10)$$

Із цієї рівності дістанемо потрібну силу притискання дисків

$$F_a = 4 T_p / [f z (D_1 + D_2)], \quad (11)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання на поверхнях дисків; z – число пар поверхонь тертя (для муфти на рис. 37.11, а $z = 1$, а для муфти на рис. 37.11, б $z = 6$).

Таким чином, із застосуванням багатодискових муфт можна збільшити передаваний обертовий момент у зразів порівняно з дводисковою муфтою, якщо зберігається та сама сила стискання дисків і їхні діаметри.

Найвідповідальнішими деталями фрикційних муфт є диски. Матеріали дисків повинні задовольняти ті самі вимоги, що ставляться до матеріалів деталей фрикційних передач. На практиці широко розповсюджені такі комбінації матеріалів: загартована сталь по загартованій сталі або сталь по чавуні при достатньому змащуванні; азбестові або обкладки зі спеченого матеріалу по сталі або чавуні без змащування.

Основним критерієм роботоздатності фрикційних муфт є стійкість проти спрацювання поверхонь тертя. Стійкість проти спрацювання досягається обмеженням тиску на поверхнях тертя за умовою

$$p = 4 F_a / [\pi (D_1^2 - D_2^2)] \leq [p]. \quad (12)$$

Щоб зменшити нерівномірність спрацювання дисків фрикційних муфт, слід рекомендувати співвідношення розмірів поверхонь тертя $D_1/D_2 = 1,5 \dots 2,0$.

Конусна фрикційна муфта (рис. 37.12) має дві півмуфти, які стикаються між собою по конічних поверхнях. Вмикання або вимикання муфти здійснюється осьовим переміщенням на валу однієї з півмуфт.

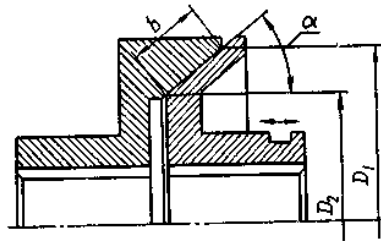


Рис. 37.12. Фрикційна конусна муфта

Конусні муфти порівняно з дисковими фрикційними мають більші габаритні розміри. Вони вимагають підвищеної точності центрування валів. Півмуфти в конусних фрикційних муфтах виготовляють із сталі або чавуну. Інколи застосовують облицювання однієї з поверхонь тертя матеріалами, що мають підвищені фрикційні властивості.

Потрібна осьова сила F_a притискання півмуфт визначається за умовою рівності розрахункового обертового моменту T_p і моменту сил тертя на конічній поверхні:

$$T_p = T_s = F_a f (D_1 + D_2) / (4 \sin \alpha); \quad (13)$$

$$F_a = 4 T_p \sin \alpha / [f (D_1 + D_2)]. \quad (14)$$

Умова стійкості проти спрацювання робочої конічної поверхні муфти

$$p = F_a / (b \pi D_m \sin \alpha) \leq [p], \quad (15)$$

де $D_m = 0,5 (D_1 + D_2)$ – середній діаметр робочої поверхні.

Із зменшенням кута конуса α зменшується також потрібна сила F_a притискання півмуфт. Однак використовувати дуже малі кути α не рекомендується, оскільки може відбутись самозаклинювання півмуфт, що створить труднощі під час роз'єднання їх. Щоб запобігти самозаклинюванню, треба мати $\alpha > \arctg f$. Переважно беруть $\alpha \approx 15^\circ$.

Потрібні у розрахунках значення коефіцієнтів тертя f і допустимих тисків $[p]$ можна брати за табл.

4. Самокеровані та комбіновані муфти

Самокеровані муфти автоматично з'єднують або роз'єднують вали, якщо параметри роботи машини недопустимі за тими чи іншими показниками. В разі потреби з'єднання валів залежно від швидкості обертання одного з них застосовують відцентрові муфти; із обмеженням напряму обертання і передавання навантаження використовують обгінні муфти, а із обмеженням робочого навантаження – запобіжні муфти.

Відцентрові муфти автоматично з'єднують (роз'єднують) вали з досягненням певної кутової швидкості. Такі муфти керуються відцентровою силою.

Відцентрові муфти для з'єднання валів при певній кутовій швидкості використовують: для автоматичного вмикання або вимикання робочого органу машини за допомогою регулювання кутової швидкості двигуна; для розгону машин із великими обертовими масами при малому пусковому моменті двигуна; для підвищення плавності пуску машини в дію тощо. Муфти для роз'єднання валів при заданій кутовій швидкості переважно використовують для обмеження високих швидкостей робочих органів машини, наприклад з метою запобігання їхньому руйнуванню.

За конструкцією відцентрові муфти дуже різноманітні. На рис. 37.13 зображена принципова схема відцентрової муфти, що застосовується для з'єднання валів при досягненні певної кутової швидкості. Муфта складається зі з'єднаної з ведучим валом півмуфти 1, у пазах якої розміщені колодки 2, що утримуються пружинами 3, і півмуфти 4 у вигляді барабана, закріпленої на веденому валу.

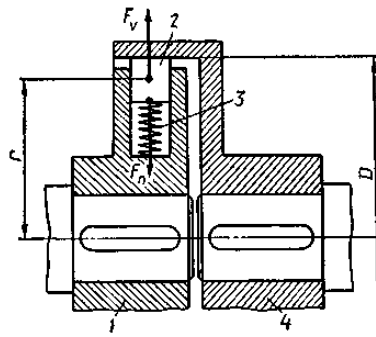


Рис. 37.13. Принципова будова відцентрової муфти

Під час обертання ведучого вала колодки знаходяться під дією відцентрової сили F_v та сили пружини P_n . Якщо швидкість вала мала, то $F_n > F_v$ і колодки не притиснуті до барабана, тобто муфта не передає обертового моменту (ведений вал не обертається). Із збільшенням кутової швидкості ω_1 зростає і відцентрова сила F_v , а при $F_v > F_n$ колодки стикаються з барабаном і за рахунок сил тертя між колодками і барабаном передається обертовий момент до веденого вала (вал почне обертатись). Відповідно зі зменшенням кутової швидкості ведучого вала муфта розмикається.

Для передавання муфтою розрахункового обертового моменту T_p треба, щоб цей момент дорівнював моменту сил тертя T_s між колодками і барабаном:

$$T_p = T_s = (F_v - F_n) f z D / 2, \quad (16)$$

де f – коефіцієнт тертя між колодками і барабаном; z – число колодок у муфті.

Відцентрова сила, що діє на колодку під час роботи муфти у розрахунковому режимі (передається обертовий момент T_p із кутовою швидкістю ω),

$$F_v = m \omega^2 r, \quad (17)$$

де m – маса колодки; r – радіус розміщення центра ваги колодки.

Сила пружини, що утримує колодку, дорівнює відцентровій силі у момент вмикання муфти, тобто коли кутова швидкість ведучого вала має значення ω_0 :

$$F_n = m \omega_0^2 r \quad (18)$$

Після підстановки (17) і (18) в умову (16) дістанемо

$$T_p = 0,5 m r f z D (\omega^2 - \omega_0^2). \quad (19)$$

Із рівності (19) можна визначити потрібну масу однієї колодки муфти з відомими розмірами D і r .

$$m = 2 T_p / [D r f z (\omega^2 - \omega_0^2)]. \quad (20)$$

У формулі (20) T_p – обертовий момент, Н·м; D , r – діаметр і радіус, м;

ω , ω_0 – кутові швидкості, рад/с; m – маса колодки, кг.

Стійкість проти спрацювання колодок і барабана муфти забезпечується обмеженням тиску на поверхнях тертя (за аналогією фрикційних муфт):

$$p = (F_v - F_n) / A = m r (\omega^2 - \omega_0^2) / A \leq [\rho], \quad (21)$$

де A – площа стикання колодки із барабаном, мм²; ρ – тиск у контакті колодки з барабаном, МПа.

Отже, при конструюванні відцентрової муфти треба мати розрахунковий обертовий момент T_p , робочу кутову швидкість валів ω і кутову швидкість ω_0 , при якій відбувається вмикання муфти (переважно беруть $\omega_0 = (0,7 \dots 0,8) \omega$). Розміри муфти назначаються конструктивно, потрібну масу колодок знаходять за формулою (20), а стійкість проти спрацювання колодок і барабана перевіряють за умовою (21). Розрахована таким чином муфта в діапазоні кутових швидкостей ведучого вала

$0 < \omega_1 \leq \omega_0$ не передає обертового моменту, при $\omega_0 < \omega_1 < \omega$ муфта пробуксовує і поступово розганяє ведений вал, а при $\omega_1 \geq \omega$ муфта передає обертовий момент T_p без буксування.

Об'єднані муфти передають обертовий момент тільки в одному напрямі. Якщо кутова швидкість веденого вала більша, ніж ведучого, то відбувається автоматичне розмикання кінематичного ланцюга привода. Такі муфти широко застосовують у різних верстатах, автомобілях, мотоциклах, велосипедах та інших машинах.

Обгінні муфти за способом з'єднання півмуфт поділяють на храпові і фрикційні. Переважне використання мають фрикційні обгінні муфти з роликками, оскільки у них майже повністю відсутній вільний хід і вони працюють безшумно.

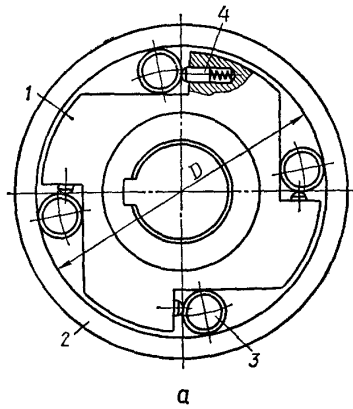
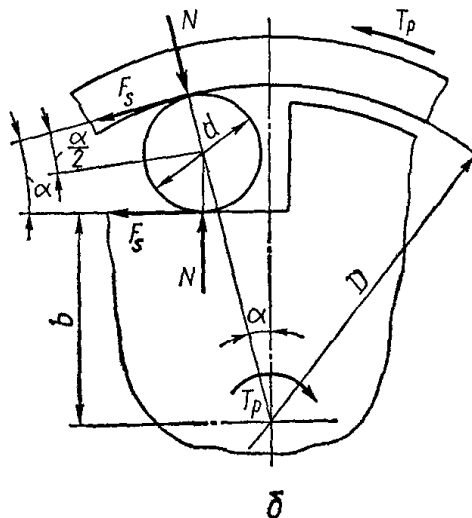


Рис. 37.14. Обгінна роликова муфта

Роликова обгінна муфта (рис. 37.14, а) складається з зірочки 1, зовнішньої обойми 2, роликів 3 і притискних пристроїв 4, які забезпечують мінімальний вільний хід і сприяють рівномірному розподілу навантажень на ролики. Зірочки переважно розміщують на валу, а обойма може бути з'єднана із зубчастим колесом, шківом або іншою деталлю. В деяких випадках обойма розміщується на іншому валу привода. В муфті на рис. 37.14, а зірочка може бути ведучою ланкою під час її обертання за годинниковою стрілкою, а обойма – під час обертання проти годинникової стрілки. Під час роботи муфти ролики силами тертя зтягуються в бік звуження зазора між обоймою та зірочкою і заклинюються. Притискні пристрої у муфті утримують ролики у постійному стиканні з обоймою та зірочкою.

В обгінних муфтах переважно використовують стандартні ролики із роликотішників, а обойму і зірочку виготовляють із сталей ШХ15, 20Х (твердість $H \approx 60$ HRC після цементації та гартування робочих поверхонь).

При передаванні обертового моменту T_p на ролик (рис. 37.14, б) з боку зірочки та обойми діють нормальні сили N і сили тертя F_s . Сили N намагаються виштовхнути ролик із клинового зазора, а сили тертя перешкоджають цьому.



Щоб ролик не висковзнув із клинового зазора, треба виконати умову

$$2F_s \cos \alpha / 2 \geq 2N \sin \alpha / 2. \quad (22)$$

Враховуючи, що $F_s = Nf$, із виразу (22) дістанемо

$$f \geq \tan \alpha / 2 \text{ або } \alpha / 2 \leq \arctg f. \quad (23)$$

Тут f – коефіцієнт тертя ковзання у парі ролик – обойма і ролик – зірочка. Кут α переважно беруть $5-7^\circ$.

Із геометричних співвідношень розмірів муфти можна записати (р.14, б):

$$\cos \alpha = (b + d/2) / (D/2 - d/2) = (2b + d) / (D - d). \quad (24)$$

За співвідношеннями (23) і (24) можна визначити діаметр ролика d для вибраних значень a , b і D .

За умовою рівноваги обойми запишемо (при числі роликів z):

$$T_p = F_s z D / 2 = 0,5 N D z f - 0,5 N D z \tan \alpha / 2. \quad (25)$$

Із рівності (37.25) визначасмо нормальну силу на ролик під час передавання муфтою розрахункового обертового моменту T_p , вибравши для малих кутів $\tan \alpha / 2 \approx \alpha / 2$:

$$N = 4T_p / (Dz\alpha). \quad (26)$$

Міцність ролика і робочих поверхонь обойми та зірочки розраховують за поверхневими контактними напруженнями. Більші контактні напруження виникають у контакті ролика і зірочки, оскільки тут зведена кривина контактуючих поверхонь більша (див. 4.1):

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{4T_p / (Dz d l_p \alpha)} \leq [\sigma]_H. \quad (27)$$

Умова (27) дозволяє визначити потрібну довжину роликів l_p . Для вказаних вище матеріалів деталей муфти допустимі контактні напруження рекомендують брати $[\sigma]_H = (1200 \dots 1500)$ МПа.

Запобіжні муфти використовують для захисту окремих органів машини від перевантажень. Вони бувають із неруйнованими елементами та з руйнованими елементами.

Запобіжні муфти із неруйнованими елементами поділяють на кулачкові, кулькові та фрикційні. Такі муфти спрацьовують, коли обертовий момент перевищує деяке наперед задане значення.

Кулачкові запобіжні муфти (рис. 37.15, а) подібні до керованих кулачкових муфт, але вони не мають механізму примусового керування.

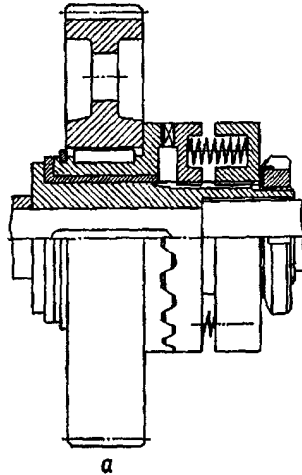
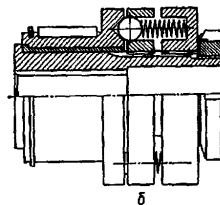


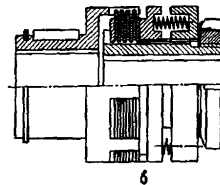
Рис. 37.15 Запобіжні муфти

Тут півмуфти замикаються зусиллям стиснутих пружин. Кут профілю кулачків α у цих муфтах вибирають великим ($\alpha \geq 40^\circ$). При перевантаженнях ($T_p > T_{\max}$) зачеплення кулачків порушується через осьове зміщення рухомої півмуфти. Кулачкові запобіжні муфти стандартизовані для діаметрів валів 8–48 мм і обертових моментів 4–400 Н·м.

Кулькові запобіжні муфти (рис. 37.15, б) за принципом дії схожі до кулачкових. При перевантаженнях під дією осьових зусиль, обумовлених формою впадин в одній із півмуфт, кульки зміщуються в осьовому напрямі і відбувається розмикання муфт. За ГОСТ 15621–77 для діаметрів валів 8–48 мм такі муфти допускають обертові моменти 4–400 Н·м.



Фрикційні запобіжні муфти (рис. 37.15, в) відрізняються від фрикційних керованих муфт відсутністю механізму керування. Ці муфти замикаються постійним зусиллям стиснутих пружин. Згідно з ГОСТ 15622–77 передбачають фрикційні запобіжні муфти для діаметрів валів 9–48 мм і обертових моментів 6,3–400 Н·м.



У всіх розглянутих запобіжних муфтах регулювання обертового моменту $T_{\max}$, при якому відбувається розмикання муфти, здійснюється відповідним стисканням пружин за допомогою гайок.

Запобіжні муфти із руйнованим елементом застосовують при відносно рідких перевантаженнях привода машини. Недоліком цих муфт є потреба заміни зруйнованих елементів.

На рис. 37.16, а зображена муфта із запобіжним штифтом. Тут обертовий момент від однієї півмуфти до іншої передається через штифт, який зрізається при перевантаженні. Для відновлення роботи муфти штифт замінюють.

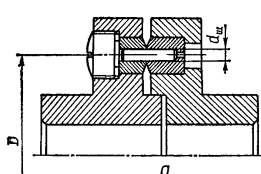


Рис. 37.16 Муфти із зрізним штифтом (а) та комбінована (б)

Загартовані втулки, в яких знаходиться штифт, запобігають зминанню більш м'якого матеріалу півмуфт штифтом і тим самим наближають дійсні умови зрізу штифта до розрахункових. Переважно число штифтів у муфті $z = 1$, рідше $z = 2$. Матеріал штифтів – середньовуглецева сталь.

Максимальний обертовий момент $T_{\max}$, при якому відбувається руйнування (зріз) штифта, визначається за умовою рівності розрахункового напруження зрізу границі міцності матеріалу штифта на зріз τ_B :

$$\tau_{зр} = 8T_{\max}/(Dz\pi d_{ш}^2) = \tau_B; \quad T_{\max} = Dz\pi d_{ш}^2 \tau_B / 8. \quad (28)$$

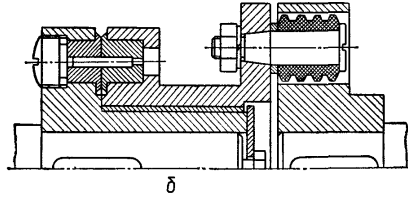
Якщо для муфти відомий максимальний обертовий момент $T_{\max}$, то потрібний діаметр штифта можна визначити за формулою

$$d_{ш} = \sqrt{8 T_{\max} / (Dz\pi \tau_B)}. \quad (29)$$

У записаних виразах D – діаметр кола, на якому розміщені штифти. Границю міцності на зріз τ_B можна наближено визначити залежно від границі міцності на розтяг σ_B матеріалу штифта за співвідношенням $\tau_B \approx 0,8\sigma_B$.

Комбіновані муфти застосовують у тих випадках, коли жодна з розглянутих вище муфт не може повністю задовольнити усі вимоги, що ставляться до з'єднання валів приводного механізму.

На практиці використовують комбінації пружних муфт із запобіжними або керованими муфтами. На рис. 37.16, б зображена пружна запобіжна муфта – комбінація пружної втулково–пальцевої муфти та запобіжної муфти зі зрізним штифтом. Така муфта об'єднує переваги МПВП (зменшення динамічних навантажень, деяка компенсація неспіввісності валів) і одночасно захищає привод від перевантажень.



Розрахунок елементів муфти (рис. 37.16, б) виконують згідно з вказівками, наведеними вище для МПВП і запобіжної муфти зі зрізним штифтом.

Питання для самоконтролю

7. Що таке муфта?
8. Для чого використовуються муфти?
9. Які типи самокерованих муфт Ви знаєте?
10. Для чого використовують самокеровані муфти?
11. Як здійснюють підбір муфт?

Література

1. О.О. Ердеді “Технічна механіка” ст. 358-364.
2. І.І. Устюгов “Деталі машин” ст. 280-288.

Загальні відомості про деякі механізми

План

1. Шарнірні чотири ланкові механізми.
2. Кривошипно-повзунні і кулісні механізми.
3. Кулачкові механізми.
4. Механізми переривчастого руху.

Мета роботи: Вивчити поняття про деякі типи механізмів.

Опорний конспект

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ДЕЯКІ МЕХАНІЗМИ

У сучасній техніці, у різних машинах та приладах широко використовують прості і складні механізми. Основне призначення механізмів — перетворення одного виду руху в інший. У цьому розділі розглянуто кінематичні схеми ряду механізмів, які перетворюють обертальний рух ведучої ланки у зворотно-поступальний, коливальний або переривчастий рух ведених ланок, а також механізми, які забезпечують рух якої-небудь точки веденої ланки по певній траєкторії.

Шарнірні чотириланкові механізми

Принципову схему шарнірного чотириланкового механізму зображено на рис. 38.1. Залежно від співвідношення довжин ланок 1, 2, 3 і 4 такого механізму характер руху ланок буде різним. Якщо ланка 1 може повертатися відносно нерухомого шарніра O_1 на 360° , то вона називається *кривошипом*. Це можливо, якщо ланка 1 буде найкоротшою, а довжини

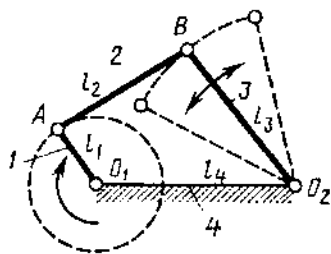
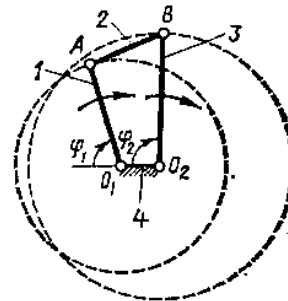


Рис. 38.1



решти ланок задовольняють нерівність $(l_1 + l_4) < (l_2 + l_3)$. Такий механізм називають *однокривошипним*, а його ланки 2 і 3 є *шатуном* і *коромислом*, які здійснюють відповідно складний плоскопаралельний рух і коливальний рух навколо нерухомої осі O_2 .

Якщо з стояком з'єднана найкоротша ланка (рис. 38.2), то механізм перетворюється на *двокривошипний* і ланки 1 і 3 зможуть повертатися навколо осей O_1 і O_2 на повний оберт. Двокривошипні механізми використовують, наприклад, у металорізальних верстатах для забезпечення нерівномірного обертання ланки 3 при рівномірному обертанні ведучої ланки 1. На рис. 38.3 зображено шарнірний чотириланковик, у якого протилежні ланки мають однакову довжину і утворюють паралелограм. Такий механізм застосовують у локомотивах для передавання обертання веденим колесам. Ланка 2 в такому механізмі рухається поступально.

Траєкторії точок, зв'язаних із шатуном AB (рис. 38.4), називають *шатунними кривими*. Відповідно добираючи форми і довжини ланок механізму, можна домогтися точного або приблизного відтворення траєкторій точок діючих механізмів, наприклад, для перемішування тіста (рис. 38.4, a), ворущіння сіна (38.4, b), переміщення кіноплівки (рис. 38.4, $в$) тощо. В останньому випадку потрібно, щоб крива на певній ділянці

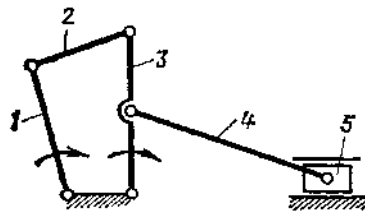


Рис. 38.5

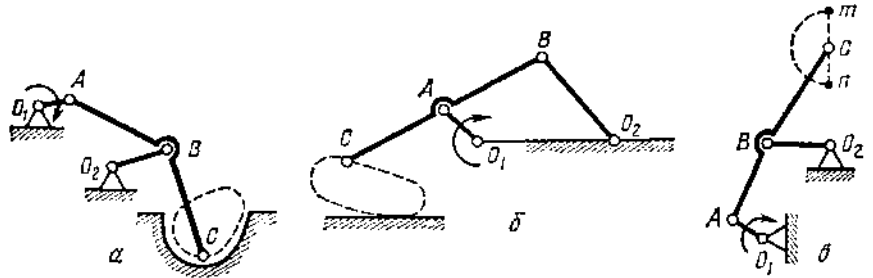


Рис. 38.4

$m - n$ переходила в пряму.

Ланка 3, яка обертається нерівномірно (рис. 38.2), сама може бути виконуючим органом машини: до ланки додатково можна приєднувати ланки 4 і 5 (рис. 38.5) з виконуючим органом у вигляді повзуна або поршня 5. '

Кривошипно-повзункові і кулісні механізми

Кривошипно-повзунковий механізм можна утворити з шарнірного чотириланковика, якщо одну з обертових кінематичних пар замінити поступальною. Кривошипно-повзункові механізми широко використовують у різноманітних машинах (у двигунах внутрішнього згорання, у насосах, у металорізальних верстатах і т. д.) для перетворення обертового руху на поступальний і, навпаки, зворотно-поступального руху на обертальний. Якщо вісь обертання кривошипа OA (рис. 38.6, a) — пряма, по якій

переміщується центр шарніра B , то механізм називають *центральним*. У центральних (дезаксіальних) механізмах (рис. 38.6, b) зміщення I осі O обертання кривошипа OA відносно осі B_0B називають *ексцентриситетом*.

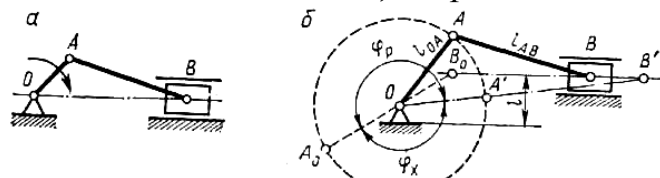


Рис. 38.6

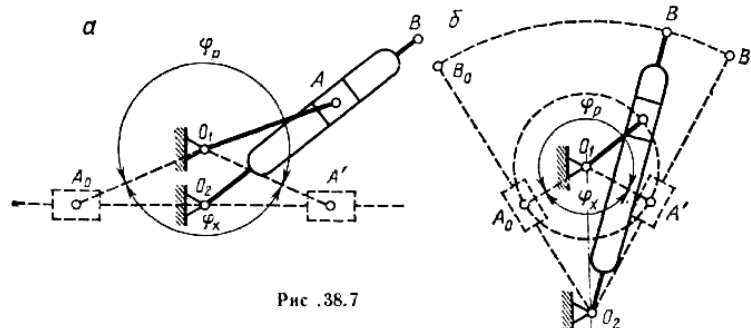


Рис. 38.7

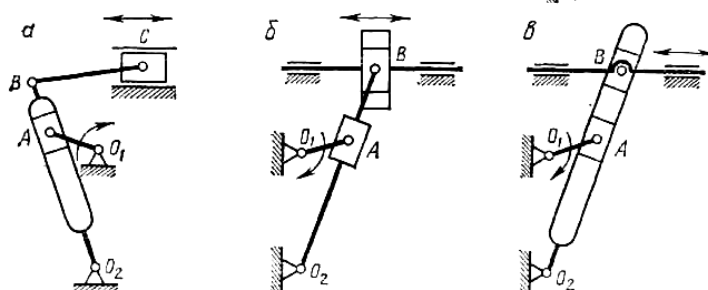


Рис. 38.8

У центральному механізмі тривалість прямого і зворотного ходів повзуна однакова і відповідає куту повороту кривошипа на кут 180° .

Фазові кути φ_p і φ_x робочого і холостого ходів повзуна в нецентральному механізмі (рис. 38.6, б) відрізняються від 180° звичайно не більше ніж на 30° і їх відношення не більше від 1,5. Умова провертання такого механізму: $l_{AB} > l_{OA} + l$.

Кулісні механізми. Кулісою називають рухому ланку O_2B (рис. 38.7), що є напрямною для каменя, який рухається по ній. Якщо в кулісному механізмі довжина кривошипа O_2A (рис. 38.7, а)

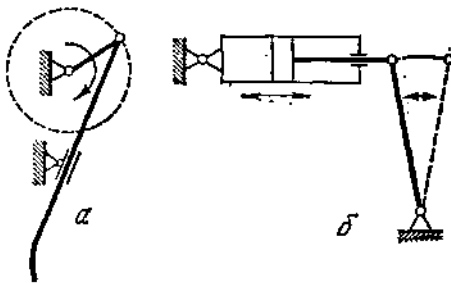


Рис. 38.9

більша від міжцентрової відстані O_2O_2 , то куліса O_2B може робити повний оберт і тому її називають *обертовою*. У протилежному разі маємо механізм з *коливною* кулісою (рис. 38.7, б).

Механізми з обертовою кулісою перетворюють рівномірний обертальний рух кривошипа на нерівномірне обертання куліси. Кутові швидкості кривошипа і куліси однакові тільки тоді, коли куліса стає перпендикулярно до лінії центрів O_2O_2 ; верхню частину оберту (поворот на кут φ_p , рис. 38.7, а) куліса робить з меншою кутовою швидкістю, ніж кривошип, а нижню — з більшою.

Механізми з коливною кулісою (рис. 38.7, б) перетворюють неперервне обертання кривошипа O_2A на коливальний рух куліси O_2B з різною тривалістю прямого і зворотного ходів (пропорційною кутам φ_p і φ_x). Різниця інтервалів зростає з наближенням довжини ланки O_2O_2 до O_2A .

У техніці звичайно використовують шестиланкові кулісні механізми; їх виготовляють за однією із схем (а, б, в), показаних на рис. 38.8. Ці механізми мають забезпечити зворотно-поступальний рух повзуна.

Різновидом кулісного механізму є механізм з *коливним повзуном*, який використовують, наприклад, у снігозбиральній машині (рис. 38.9, а) або в приводах від гідроциліндра (рис. 38.9, б).

Кулачкові механізми

У машинах з автоматичним керуванням, що працюють за певним технологічним циклом, широко використовують так звані **кулачкові механізми**, які дають змогу циклічно змінювати напрям і швидкість руху веденої ланки за певним законом. Основні ланки кулачкового механізму — це кулачок / (рис. 38.10, а) і штовхач 2. Обертання кулачка 1, виготовленого у вигляді закріпленої на ведучому валу шайби з криволінійним обрисом, зумовлює поступальний (рис. 38.10, а, б, г), коливальний (рис. 38.10, в) або значно складніший рух штовхача 2. І Від штовхача рух передається якомусь виконавчому органу машини чи механізму: плунжеру масляного насоса, різцевому супорту верстата-автомата тощо.

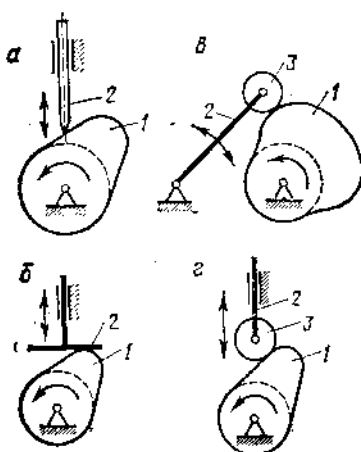


Рис. 38.10

Щоб зменшити втрати на тертя і підвищити зносостійкість ланок механізму, штовхач виготовляють з роликом 3 (рис. 38.10, в, г). Якщо кулачок рухається поступально (рис. 38.11), то його називають *копіром*. Поступальний рух передається кулачком механічно від якоря соленоїда чи від штока гідро- або пневмоциліндра.

Кулачкові механізми забезпечують рух штовхача практично за будь-яким законом. Переважно застосовують

закон руху при сталій швидкості, наприклад в автоматах поздовжнього точіння, і синусоїдний закон для безударної, м'якої роботи штовхача.

Крім *плоских* кулачкових механізмів (рис. 38.10 і рис. 38.11), у машинах-автоматах часто використовують *просторові* кулачкові механізми, наприклад, з циліндричним (барабанним) кулачком, як на рис. 38.12.

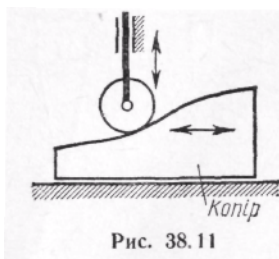


Рис. 38.11

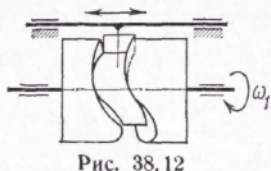


Рис. 38.12

Фази роботи кулачкового механізму.

Ділянки криволінійної поверхні кулачка 1 (рис. 38.13), набігаючи на ролик штовхача 2,

приушують його рухатися зворотно-поступально. Коли кулачок рухається за годинниковою стрілкою, то під дією ділянки *a — b* штовхач рухається, віддаляючись від центра кулачка. Поворот кулачка на кут φ_x відповідає фазі віддалення (умовно — фазі підйому) штовхача. Обертання кулачка в межах кута φ_2 не зміщує штовхача, бо ділянка *b — c* циліндрична. Кут φ_2 відповідає фазі дальнього стояння.

Наступне повертання кулачка внаслідок дії пружини зближує штовхач до центра кулачка. Кут

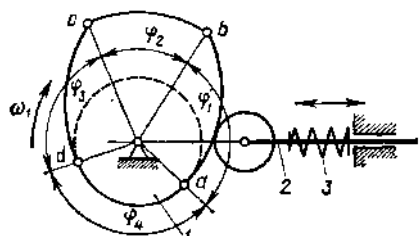


Рис. 38.13

кут відповідає фазі повернення штовхача. Циліндрична ділянка *d — a* поверхні кулачка в межах кута φ_4

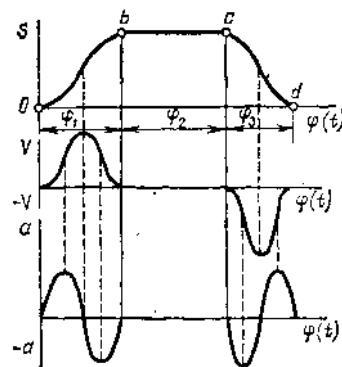


Рис. 38.14

відповідає фазі ближнього стояння штовхача. Сума фазових кутів $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 = 2\pi$. У реальних конструкціях кулачків кути φ_2 і φ_4 можуть дорівнювати нулю.

Нарис. 38.14 показано графіки переміщення, швидкості і прискорення штовхача в межах фазових кутів φ_1 , φ_2 і φ_3 . Суму цих кутів $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = \varphi_p$ називають робочим кутом кулачка.

Механізми переривчастого руху

У різних машинах і приладах використовують механізми, в яких ведена ланка рухається в одному напрямі з періодичними зупинками. Такі механізми називають механізмами переривчастого

руху. До них належать мальтійські, важільно-крокові і храпові механізми.

Мальтійські механізми широко використовують в автоматобудуванні. Мальтійський механізм складається з ведучого кривошипа / (рис. 38.15, а) з пальцем або ролик 2 на кінці і мальтійського хреста 3. Під час обертання кривошипа / палець 2 входить у паз мальтійського хреста 3 і повертає його на певний кут. Коли палець виходить із паза, то положення мальтійського хреста фіксується циліндричною ділянкою диска 4; диск прикріплений до кривошипа і входить у відповідної форми вирізи 5. Отже, мальтійський хрест

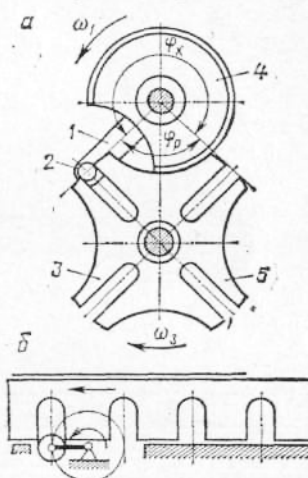


Рис. 38.15

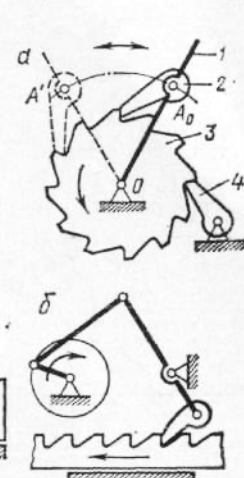


Рис. 38.16

обертається при повертанні кривошипа на кут Φ_1 стоїть нерухомо при повертанні кривошипа в межах кута Φ_x .

Геометричні параметри мальтійського механізму вибирають так, щоб у момент входу і виходу пальця з паза хреста вектор швидкості центра пальця збігався за напрямом з віссю радіального паза. Мінімально допустима кількість радіальних пазів мальтійського хреста $z = 3$, максимальна звичайно не більша від $\gamma = 12$. Коли $z = \infty$, то маємо рейковий механізм (рис. 38.15, б).

Важільно-крокові механізми звичайно виготовляють на базі шарнірних чотириланковиків і використовують для переміщення ланок, які рухаються поступально (див. рис. 38.4, в). У таких механізмах шатун робить складні рухи і періодично входить у зачеплення з веденою ланкою, переміщуючи її на один крок завжди в одному напрямі (так, наприклад, рухається плівка в кінокамері).

Храпові механізми. Найбільш типовий х р а п о в и й м е х а н і з м складається з ведучої ланки 1 (рис. 38.16, а), на якій на шарнірі встановлено заскочку 2, що впирається в зуби веденої ланки 3, яку називають храповим колесом. При коливальному русі ланки 1 під час робочого ходу (коли ланка 1 обертається проти годинникової стрілки) заскочка 2 повертає храпове колесо, а під час зворотного ходу під дією тертя або додаткової заскочки 4 ведена ланка залишається нерухомою. Якщо радіус храпового колеса нескінченно великий, то воно переходить у рейку (рис. 38.16, б), якій заскочка надає переривчастого поступального руху.

Храпові механізми мають два ступені вільності, тому храпове колесо або рейка можуть вільно переміщуватись, обганяючи ведучу ланку, якщо цьому не перешкоджають передбачені конструктивні пристрої.

Питання для самоконтролю

1. Що таке шарнірний механізм?
2. Які типи механізмів переривчатої дії Ви знаєте?
3. Що таке кулачкові механізми?
4. Що таке «мальтійський» хрест

Література

1. О.О. Ердеди “Технічна механіка” ст. 234-240.

Особливості конструкції передачі гвинт-гайка

План

1. Матеріал передачі гвинт-гайка.
2. Конструктивні особливості передачі гвинт-гайка.

Мета роботи: Вивчити конструктивні особливості передачі гвинт-гайка.

Опорний конспект

Передачі гвинт – гайка за призначенням поділяють на *силові* і *кінематичні*, а за видом тертя – на *передачі з тертям ковзання* і *передачі з тертям кочення*. Останні мають високий ККД, але складні за конструкцією і досить дорогі у виготовленні.

У передачах, в яких ставляться вимоги компенсації спрацювання і зменшення зазорів, застосовують гайки регульованої конструкції, наприклад розрізні (рис. 30.3, а) або складні підпружинені (рис. 30.3, б).

Щоб зменшити втрати на тертя при швидкостях ковзання $v_s > 6$ м/с, гайки слід виготовляти з олов'яних бронз БрОІОФІ, БрО6Ц6С3 та ін., а при малих швидкостях та незначних навантаженнях – із антифрикційного чавуну марок АЧВ–1, АЧС–3 або сірого чавуну СЧ 15, СЧ20.

У відповідальних приводах високої точності для підвищення ККД застосовують передачі гвинт – гайка кочення (рис. 30.3, в), де контакт гвинта і гайки здійснюється через тіла кочення – кульки або ролики. В таких передачах при обертанні гвинта кульки перекочуються по гвинтових рівцях на гвинті та у гайці і циркулюють по спеціальному обвідному каналу у гайці (на рис. 30.3, в не показано), повертаючись у робочу зону. Відомі також інші різновидності і конструкції гайок для передач гвинт – гайка.

4. Приклад розрахунку передачі гвинт – гайка

Задача. На рис. 1 зображена кінематична схема гвинтового підйомника, до складу якого входять приводний електродвигун із циліндричною шестірнею на його валу, пов'язане з шестірнею циліндричне колесо, у маточині якого розміщена гайка передачі гвинт – гайка.

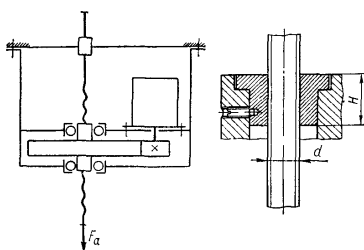


Рис. 1 Кінематична схема підйомника

Вертикальний гвинт верхнім кінцем утворює поступальну пару в корпусі, а до нижнього кінця закріплюється вантаж. При обертанні циліндричного колеса разом із гайкою гвинт здійснює поступальний рух, піднімаючи чи опускаючи вантаж.

Для підйомника треба підібрати електродвигун і розрахувати передачу

гвинт – гайка за такими даними: маса вантажу (вантажність) $m = 800$ кг, швидкість піднімання $v = 0,05$ м/с.

Розв'язання. 1. Визначення потрібних параметрів електродвигуна. Осьова сила, що навантажує гвинт

$$F_a = m \cdot g = 800 \cdot 9.8 = 7840 \text{ Н},$$

ККД приводного механізму підйомника

$$\eta_{\Pi} = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,45 \cdot 0,9 = 0,40.$$

Тут орієнтовно вибрано: $\eta_1 = 0,45$ – ККД передачі гвинт – гайка; $\eta_2 = 0,9$ – ККД циліндричної зубчастої передачі та опор циліндричного колеса і гвинта.

Потрібна потужність електродвигуна

$$P_{\text{дв}}^{\Pi} = F_a \cdot v / \eta_{\Pi} = 7840 \cdot 0,05 / 0,4 = 980 \text{ Вт}.$$

Щоб дістати самогальмівну передачу гвинт – гайка, слід орієнтуватись на малий крок різьби $P = 3$ мм (див. табл. 30.1) і число заходів $z = 1$. Тоді з формули (30.2) потрібна кутова швидкість гайки

$$\omega = 2\pi \cdot v / (P \cdot z) = 2 \cdot 3.14 \cdot 0.05 \cdot 10^3 / (3 \cdot 1) = 104.65 \text{ рад/с}.$$

Для привода підйомника можна застосувати електродвигун 4А71В2УЗ з номінальною потужністю $P_{\text{дв}} = 1,1$ кВт і частотою обертання його вала $n_{\text{дв}} = 2880 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$

або кутовою швидкістю $\omega_{\text{дв}} = \pi \cdot n / 30 = 3.14 \cdot 2880 / 30 = 301.6 \text{ рад/с}.$

Тоді передаточне число циліндричної зубчастої передачі

$$u = \omega_{\text{дв}} / \omega = 301,6 / 104,65 = 2,88.$$

2. *Проектний розрахунок передачі гвинт – гайка.* Для виготовлення передачі виберемо такі матеріали: гвинт – із сталі 45, нормалізованої, для якої $\sigma_B = 598$ МПа, а $\sigma_T = 363$ МПа (див. табл. 3.1); гайка із сірого чавуну СЧ 20. Допустимий тиск у контактні витків сталевих нормалізованих гвинта і чавунної гайки $[p] = 5$ МПа.

У зв'язку з однобічним осьовим навантаженням гвинта вибираємо для передачі гвинт – гайка упорну різьбу.

За формулою (30.11) при $\varepsilon = H/d_2 = 1,5$ і $\lambda = H_1/P = 0,75$ (для упорної різьби) середній діаметр різьби гвинта

$$d_2 = \sqrt{F_a / (\pi \cdot \varepsilon \cdot \lambda \cdot [p])} = \sqrt{7840 / (3.14 \cdot 1.5 \cdot 0.75 \cdot 5)} = 21.06 \text{ мм}.$$

Із табл. 30.1 виберемо упорну різьбу з параметрами: крок різьби $P = 3$ мм; номінальний діаметр $d = 26$ мм; внутрішній діаметр $d_1 = 20,795$ мм; середній діаметр $d_2 = 23,75$ мм.

Висота гайки

$$H = \varepsilon \cdot d_2 = 1.5 \cdot 23.75 = 35.62 \text{ мм}.$$

Беремо $H = 36$ мм.

Число витків у гайці

$$z_B = H / P = 36 / 3 = 12.$$

Кут підйому витків різьби за її середнім діаметром

$$\text{tg } \psi = Pz / (\pi d_2) = 3 \cdot 12 / (3.14 \cdot 23.75) = 0,040207; \quad \psi = 2,30248^\circ.$$

Зведений кут тертя у різьбі при коефіцієнті тертя $f = 0,05$ для змащених деталей (див. 5.1) та при $\delta = 3^\circ$ за формулою (30.6)

$$\text{tg } \varphi' = f / \cos \delta = 0,05 / \cos 3^\circ = 0,050069; \quad \varphi' = 2,86633^\circ.$$

Умова самогальмування різьбової пари виконується, оскільки $\varphi' > \psi$. За формулою (30.8) визначаємо фактичний коефіцієнт корисної дії передачі гвинт – гайка при підніманні вантажу:

$$\eta_1 = \text{tg } \psi / \text{tg } (\psi + \varphi') = 0.040207 / \text{tg } (2.30248^\circ + 2.86633^\circ) = 0.44.$$

Фактичний ККД передачі гвинт – гайка з вибраними розмірами практично дорівнює попередньо взятому значенню.

3. *Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання витків.* Розрахунковий тиск у контакті витків передачі з вибраними розмірами при робочій висоті витків

$$H_1 = 0.75 \cdot P = 0.75 \cdot 3 = 2.25 \text{ мм} \quad [\text{див формулу (30.10)}]$$

$$p = F_a / (\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_B) = 7840 / (3.14 \cdot 23.75 \cdot 2.25 \cdot 12) = 3.9 \text{ МПа}.$$

Стійкість витків проти спрацювання забезпечується, $p = 3.9 \text{ МПа} < [p] = 5 \text{ МПа}$.

4. *Розрахунок гайки на міцність за напруженнями зрізу у витках.* За формулою (30.12)

$$\tau_{зр} = F_a / (\pi \cdot d \cdot k \cdot H) = 7840 / (3.14 \cdot 26 \cdot 0.5 \cdot 36) = 5.33 \text{ МПа}.$$

Тут коефіцієнт повноти упорної різьби $k = 0.5$.

Допустиме напруження на зріз для витків чавунних гайок $[\tau]_{зр} = 45 \text{ МПа}$. Отже міцність витків на зріз забезпечується.

5 *Розрахунок гвинта на міцність.* Нижня частина гвинта знаходиться тільки під дією розтягу. Тому напруження розтягу у перерізі гвинта з внутрішнім діаметром різьби d_1

$$\sigma_p = 4F_a / (\pi \cdot d_1^2) = 4 \cdot 7840 / (3.14 \cdot 20.795^2) = 23.1 \text{ МПа}$$

Запас міцності гвинта за границею текучості

$$s = \sigma_T / \sigma_p = 363 / 23.1 = 15.7.$$

що забезпечує його достатню міцність.

Верхня частина гвинта (над гайкою) знаходиться тільки під дією кручення від моменту T_s сил тертя у різьбі (цей момент зрівноважується поступальною парою у корпусі):

$$T_s = 0.5F_a \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\psi + \varphi') = 0.5 \cdot 7840 \cdot 23.75 \cdot \text{tg}(2.3.0248^0 + 2.86633^0) = 8422 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\tau = T_s / W_p = 16T_s / (\pi \cdot d_1^3) = 16 \cdot 8422 / (3.14 \cdot 20.795^3) = 4.8 \text{ МПа}$$

Тут також гвинт має достатньо високий запас міцності за границею текучості при крученні:

$$\tau_T = 0.6 \cdot \sigma_T = 0.6 \cdot 363 = 218 \text{ МПа}.$$

Питання для самоконтролю

1. З чого виготовляють передачу гвинт-гайка? Чому використовують саме ці матеріали?
2. Як проводиться розрахунок передачі гвинт-гайка?
3. Де використовується передача гвинт-гайка?

Література

1. О.О. Ердеди “Технічна механіка” ст. 287-292.
2. І.І. Устюгов “Деталі машин” ст. 131-141.

Матеріали і конструктивні особливості зубчатих коліс. Види руйнування зубів.

План

1. Матеріали для виготовлення зубчатих коліс.
2. Види руйнування зубчатих коліс.

Мета роботи: Вивчити матеріали, що використовуються для виготовлення зубчатих коліс і види їх руйнувань.

Опорний конспект

Матеріали і термообробка зубчастих коліс

Зубчасті колеса виготовляють із різноманітних матеріалів. Основним із них є сталь, яка допускає зміцнюючу термічну або хіміко–термічну обробку. Сталеві зубчасті колеса забезпечують високу несучу здатність та довговічність зубчастої передачі.

Для виготовлення зубчастих коліс найбільше застосування мають якісні вуглецеві сталі 40, 45, 50, сталі з підвищеним вмістом марганцю 40Г2, 50Г, леговані сталі 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 35ХГСА та ін.

Залежно від твердості після термообробки сталеві зубчасті колеса умовно можна поділити на дві основні групи:

а) зубчасті колеса з твердістю $H \leq 350$ HB після нормалізації та поліпшення;

б) зубчасті колеса з твердістю $H > 350$ HB після об'ємного гартування, гартування СВЧ, цементації, азотування.

Із твердістю $H \leq 350$ HB зубчасті колеса нарізають після термообробки заготовки. При цьому досягається достатня точність виготовлення зубчастих коліс без використання дорогих фінішних операцій. Колеса цієї групи добре припрацьовуються, а зубці не піддаються крихкому руйнуванню при динамічних навантаженнях. Для ліпшого припрацьовування зубців твердість шестірні рекомендують назначати більшою від твердості колеса ($H_1 \geq H_2 + 25 \dots 30$ HB).

У косозубих та шевронних зубчастих передачах інколи назначають твердість зубців шестірні значно вищою, ніж твердість зубців колеса (приблизно на 100 одиниць HB). Цим досягається деяке підвищення несучої здатності зубчастих передач із косими зубцями

Технологічні переваги сталей із твердістю $H \leq 350$ HB забезпечили їм широке застосування в умовах індивідуального та малосерійного виробництв, у мало–та середньонавантажених передачах, якщо не ставляться жорсткі обмеження відносно габаритних розмірів зубчастих передач. Такі сталі можуть бути використані для виготовлення великогабаритних зубчастих коліс, термообробка яких утруднена.

Сталі з твердістю $H > 350$ HB застосовують для високонавантажених зубчастих коліс відносно невеликих розмірів. Спеціальні види термообробки дозволяють дістати твердість $H = 50 \dots 60$ HRC. Однак висока твердість створює деякі труднощі у виготовленні зубчастих коліс. Нарізування зубців при високій твердості заготовки неможлива або дуже утруднена. Тому термообробку здійснюють після нарізування зубців. Деякі види термообробки (об'ємне гартування, цементація) супроводжуються значним коробленням зубців. Тому для виправлення форми зубців потрібні додаткові дорогі фінішні операції (шліфування, притирання та ін.). Ці труднощі простіше перебороти в умовах великосерійного та масового виробництва

зубчастих коліс, де значно легше окупаються спеціальні обладнання, інструменти, верстати.

Крім того, зубчасті колеса з високою твердістю погано припрацьовуються (немає потреби в різниці твердості), що вимагає підвищеної точності виготовлення та монтажу передачі, значно більшої жорсткості валів та їхніх опор.

Високу твердість зубців зубчастих коліс можна дістати різними видами термічної та хімікотермічної обробки.

Об'ємне гартування – найпростіший спосіб добування високої твердості. Для об'ємного гартування використовують вуглецеві та леговані сталі з середнім вмістом вуглецю 0,35–0,60 %. При цьому можна дістати твердість $H = 45...55$ HRC. Недоліки об'ємного гартування: викривлення зубців і потреба подальших фінішних операцій; зменшення міцності зубців при ударних навантаженнях; обмеження розмірів заготовок, які можуть сприймати об'ємне гартування.

Цементация є тривалим та дорогим процесом. Однак вона забезпечує дуже високу твердість $H = 58...63$ HRC. При гартуванні після цементації форма зубців також викривляється. Для цементації використовують маловуглецеві леговані сталі 20X, 12XH3A та ін. Леговані сталі забезпечують підвищену міцність серцевини і цим запобігається продавлювання крихкого поверхневого шару зубців при перевантаженнях. Глибина цементації 0,8–1,2 мм. Цементацию застосовують для зубчастих коліс, маса і габаритні розміри яких мають вирішальне значення (транспортні засоби, авіація).

Поверхнєве гартування здійснюють нагріванням СВЧ або газовим полум'ям; воно забезпечує твердість $H = 48...54$ HRC. Застосовується для зубчастих коліс із порівняно великими зубцями ($m > 5$ мм). При малих модулях виникає небезпека прогартування зубців наскрізь. При відносно тонкому поверхневому гартуванні зубці викривляються мало. Для поверхневого гартування використовують сталі 45, 40XH та ін.

Азотування також забезпечує високу твердість поверхневого шару зубців ($H = 60...65$ HRC). Мала товщина твердого шару близько 0,1–0,6 мм робить зубці чутливими до перевантажень та непридатними для роботи в умовах абразивного спрацювання. Ступінь викривлення зубців після азотування невеликий. Тому цей вид хіміко–термічної обробки доцільно використовувати у тих випадках, коли важко шліфувати зубці (наприклад, у колесах із внутрішніми зубцями). Азотуванню піддаються колеса із середньовуглецевих сталей, до складу яких входить алюміній (38XMЮА, 42X2H2MФЮА та ін.). Заготовки зубчастих коліс, призначених для азотування, треба попередньо гартувати та зробити відпуск (поліпшення) для підвищення міцності серцевини.

Сталеве литво використовують для виготовлення великогабаритних зубчастих коліс ($d > 500$ мм). При цьому застосовують сталі 40Л, 45Л, 50Л, які треба пормалізуваїи.

Механічні характеристики деяких марок сталей, що використовуються для виготовлення зубчастих коліс, наведені у таблицях.

Для виготовлення шестірні та колеса можна брати однакові або різні марки сталей. У табл. 22.4 наведено рекомендації щодо вибору різних варіантів матеріалів для шестірні і колеса та доцільних видів термообробки і твердості.

Крім сталей для виготовлення великогабаритних тихохідних зубчастих коліс використовують чавуни. Чавунні зубці достатньо стійкі проти заїдання та спрацювання, але мають низьку міцність на згин. Вони також не можуть працювати в умовах ударного навантаження. Для виготовлення зубчастих коліс у більшості випадків застосовують сірі чавуни марок СЧ 18 – СЧ 35.

Останнім часом у малонавантажених передачах широко застосовуються зубчасті колеса з неметалевих матеріалів. Такі колеса виготовляють із шаруватих пластиків, текстоліту або поліамідів (капрон, нейлон). Вони здебільшого працюють у парі із сталевими зубчастими колесами. Передачі з пластмасовими колесами менш чутливі до неточностей виготовлення та монтажу, добре припрацьовуються, створюють менший шум, але поступаються металевим колесам за несучою здатністю та довговічністю. Поліамідні колеса достатньо стійкі при роботі в агресивному корозійному середовищі.

Види руйнування зубців та критерії розрахунку на міцність зубчастих передач

Підчас роботи зубчастої передачі зубці коліс періодично взаємодіють між собою. При цьому лінія контакту зібців постійно міняє своє положення на активній поверхні зубців за час знаходження їх у контакті. Наявність ковзання активних поверхонь призводить до виникнення сил тертя між навантаженими зубцями. Такий складний характер навантаження контакту зубців зубчастих коліс є причиною певних руйнувань як поверхневого шару зубців, так і зубців взагалі.

Практика експлуатації зубчастих передач показує, що найбільш характерними є такі види руйнування зубців: втомне викришування активних поверхонь, поломка зубців, відшаровування поверхневих шарів зубців, абразивне спрацювання, пластична деформація та заїдання зубців.

Втомне викришування активних поверхонь зубців пов'язане з дією циклічно змінних контактних напружень. Ці напруження спричиняють виникнення втомних тріщин у поверхневих шарах матеріалу зубців, подальший розвиток яких призводить до викришування частинок металу.

Поява слідів викришування не завжди є ознакою небезпечного руйнування активних поверхонь зубців. У початковий період припрацьовування зубчастих коліс через неточності виготовлення та монтажу, податливість валів та їхніх опор може бути значна нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубців. На деяких ділянках поверхонь зубців контактні напруження можуть досягати великих значень і бути причиною появи локального викришування. Подальше припрацьовування збільшує контакт зубців і контактні напруження зменшуються. Підчас подальшої довготривалої роботи передачі кількість раковин викришування не збільшується. Сліди викришування, що появились у початковий період роботи передачі, з часом можуть частково або повністю завальцюватись, зробитись непомітними і навіть зовсім зникнути. Таке явище називається обмеженим викришуванням. Воно допустиме при роботі передач і особливо характерне для зубчастих коліс із твердістю робочих поверхонь зубців $H \leq 350 \text{ HB}$.

Якщо число раковин викришування та їхні розміри збільшуються, то викришування називається прогресуючим. Спотворення профілів зубців внаслідок викришування їх призводить до порушень правильності зачеплення і до появи додаткових навантажень на зубці.

У розвитку викришування суттєву роль відіграє мастило. При наявності мастила створюються сприятливі умови для розвитку мікротріщин та викришування, перш за все на ніжках зубців, поверхні яких є відстаючими у відносному русі зубців. На рис. 22.13, а показані сліди втомного прогресуючого викришування на поверхні ніжок зубців поблизу полюсної лінії.

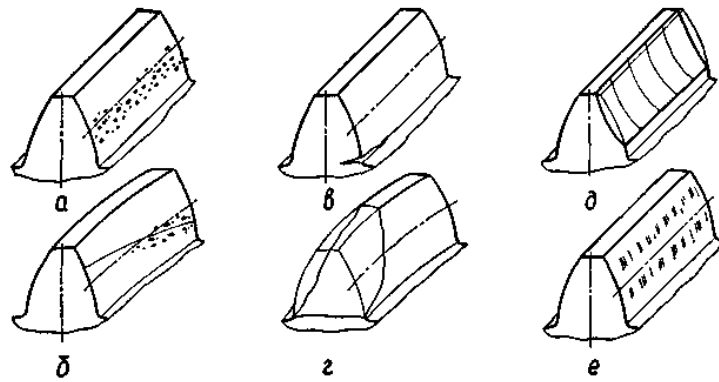


Рис. 22.13. Види руйнування зубців зубчастих коліс

Відмітимо особливості втомного руйнування активних поверхонь зубців у передачах із косозубими колесами. При нахиленому розміщенні контактної лінії (рис. 22.13, б) викришування, що почалось на ніжках зубців, може не викликати порушень правильності зачеплення, оскільки головки зубців залишаються роботоздатними, сприймаючи більшу частину навантаження. У зв'язку з цим під час експлуатації косозубих коліс можна допускати викришування ніжок зубців. Косозубу передачу вважають спрацьованою, якщо викришування розповсюдилось і на головки зубців.

У передачах, що працюють із великим спрацюванням активних поверхонь зубців, наприклад в умовах недостатнього змащування та абразивного забруднення, втомне викришування не спостерігається, оскільки поверхневі шари матеріалу зубців стираються раніше, ніж появляются тріщини втоми.

Основні заходи для запобігання викришування активних поверхонь зубців такі: обмеження контактних напружень за допомогою розрахунків розмірів передачі; підвищення твердості матеріалів зубчастих коліс термообробкою; підвищення точності виготовлення зубчастих коліс та монтажу передачі.

Поломка зубців внаслідок раптового характеру появи є дуже небезпечним видом їхнього руйнування. Розрізняють два види поломки зубців зубчастих передач:

- а) поломка від великих перевантажень статичної або ударної дії;
- б) втомна поломка, що відбувається внаслідок дії змінних напружень згину протягом порівняно тривалого строку експлуатації пеедачі.

Довгочасно діючі змінні напруження, спричинені деформацією згину зубців, сприяють появі мікротріщин, що виникають у зоні концентрації напружень, здебільшого в області переходу зубців у обід колеса (рис. 22.13, в). Мікротріщини під час подальшої роботи передачі розповсюджуються в глибину зубця по нормалі до перехідної кривої. Поломка зубців найчастіше зустрічається в чавунних зубчастих колесах і колесах із високою твердістю зубців. У зубчастих колесах із середньою та низькою твердістю поломки виникають значно рідше, оскільки в цьому разі гранична несуча здатність зубців визначається стійкістю їхніх активних поверхонь проти втомного викришування.

При поломці зубців косозубих коліс тріщина виникає біля торцевої поверхні колеса в основі зубця (рис. 22.13, з) і розповсюджується похило по довжині зубця до його вершини.

Загальні заходи запобігання поломки зубців: збільшення модуля зубців; використання додатних коефіцієнтів зміщення при нарізуванні зубців; термообробка та зміцнення поверхонь зубців у зоні дії максимальних напружень; підвищення точності виготовлення та монтажу передачі; захист передачі від великих перевантажень.

Відшаровування поверхневих шарів зубців спостерігається у тих випадках, коли під зміцненим поверхневим шаром зубців зведені контактні напруження достатньо великі. Через періодичну дію глибинних напружень під зміцненим шаром матеріалу можуть виникати втомні тріщини, розвиток яких спричинює відшаровування окремих ділянок поверхневого зміцненого шару. Цей вид руйнування найнебезпечніший для коліс, зубці яких мають поверхнєве зміцнення (цементацію, азотування, поверхнєве гартування). Відшаровуванню сприяє дія підвищених навантажень на зубці.

Щоб запобігти відшаровуванню поверхневих шарів зубців, треба забезпечити відповідну товщину зміцненого шару та достатню міцність серцевини зубця.

Абразивне спрацювання зубців – основна причина виходу з ладу зубчастих передач із недостатнім змащуванням зубців. Суть його полягає в стиранні активних поверхонь зубців, яке залежить від тиску, швидкості ковзання зубців, можливості попадання в зону зачеплення абразивних частинок та ін. Спрацювання зубців (рис. 22.13, д) може бути у відкритих передачах та недостатньо захищених від забруднення закритих передачах гірничого обладнання, сільськогосподарських машинах та ін.

У передачах із спрацьованими зубцями збільшуються зазори у зачепленні, виникає шум, зростають динамічні навантаження. Одночасно міцність спрацьованого зубця зменшується внаслідок зміни його поперечного перерізу.

Розрахунку зубців із умови запобігання спрацюванню в даний час не існує, бо закономірності спрацювання дуже складні і залежать від багатьох випадкових факторів. Однак можна перелічити основні заходи, що сприяють підвищенню стійкості зубців проти спрацювання: збільшення твердості активних поверхонь, надійний захист передачі від попадання твердих абразивних частинок, використання мастил із відповідними властивостями.

Пластична деформація зубців може виникнути в зоні контакту зубців, де їх матеріал знаходиться під дією значного всебічного стиску. Сили тертя спричинюють переміщення поверхневих шарів матеріалу у напрямі вектора швидкості ковзання. При цьому на поверхні ведучих зубців поблизу полюсної лінії утворюється впадина, а на поверхні ведених зубців – виступ. Особливо значні пластичні деформації виникають у зубчастих колесах, виготовлених із матеріалів з невеликою твердістю активних поверхонь зубців. Щоб запобігти пластичним деформаціям, треба збільшити твердість зубців та використати мастила підвищеної в'язкості.

Заїдання спостерігається переважно у високонавантажених та високошвидкісних зубчастих передачах. У зоні контакту зубців цих передач розвивається висока температура, яка сприяє розриву масляної плівки і утворенню безпосереднього металевого контакту зубців. Тут відбувається зчіплювання частинок металу з подальшим відривом їх від менш міцної поверхні. Нерівності, що утворились при цьому, задирають робочі поверхні зубців у напрямі ковзання (рис. 22.13, е). Ударні навантаження, особливо кромковий удар, сприяють заїданню зубців.

Заходи запобігання проти заїдання такі самі, як і проти спрацювання зубців. Ефективними є азотування та ціанування зубців. Бажане використання зубців із модифікованим профілем та інтенсивне охолодження мастила. Позитивні результати дає застосування протизадирних мастил із підвищеною в'язкістю.

Розглянуті види руйнування зубців зубчастих передач не в однаковій мірі вивчені до цього часу. Найглибше теоретично і практично досліджені явища втомного викришування активних поверхонь зубців, що спричинені контактними напруженнями σ_H , та явища втомної поломки зубців, які є результатом циклічної дії напружень згину σ_F у зубцях (позначення контактних напружень σ_H та напружень згину σ_F для зубців

зубчастих передач узгоджені з позначеннями, взятими в іноземній літературі). Вибір норм допустимих напружень $[\sigma]_H$ та $[\sigma]_F$ сприяє запобіганню появи інших видів руйнування зубців зубчастих передач.

У сучасній методиці розрахунку зубчастих передач на міцність із двох напружень σ_H та σ_F за основне у більшості випадків беруть контактне напруження, оскільки в межах заданих габаритних розмірів зубчастих коліс σ_H залишається постійним, а σ_F можна зменшити, збільшуючи модуль зубців.

ГОСТ 21354–87 рекомендує такі види розрахунків на міцність зубців циліндричних евольвентних передач:

1. Розрахунок на контактну втому; виконується, щоб запобігти втомному викришуванню активних поверхонь зубців.

2. Розрахунок на контактну міцність при дії максимального навантаження (розрахунок на контактну міцність); виконується, щоб запобігти залишковій деформації або крихкому руйнуванню поверхневого шару зубців.

3. Розрахунок на втому при згині; виконується, щоб запобігти втомній поломці зубців.

4. Розрахунок на малоциклову втому при згині; виконується, щоб запобігти поломці зубців від малоциклової втоми при плавному та ударному навантаженнях.

5. Розрахунок на міцність при згині максимальним навантаженням; виконується, щоб запобігти залишковим деформаціям або крихкій поломці зубців.

У розрахунках зубчастих передач треба враховувати умови навантаження зубців. Під час однобічного обертання коліс (нереверсивні передачі) зубці навантажуються тільки з одного боку, а під час обертання у двох напрямках (реверсивні передачі) – із двох боків. Тому при перевірці на контактну втому активних поверхонь зубців реверсивних зубчастих передач, якщо умови їхньої роботи (навантаження, його тривалість, швидкість обертання) при зміні напрямку обертання міняються, треба для кожного робочого боку зубців зубчастих коліс виконувати два самостійних розрахунки. Перевірку зубців на втому при згині виконують за допустимими напруженнями, які є різними у разі одно– і двобічного навантажень зубців.

Питання для самоконтролю

1. Які матеріали виготовляють для виготовлення зубчастих коліс? Чому?
2. Які види руйнування зубчастих коліс найбільш поширені?

Література

1. О.О. Ердеди “Технічна механіка” ст. 264-268.
2. І.І. Устюгов “Деталі машин” ст. 85-89.

Конструктивні особливості і розрахунок конічних косозубих і шевронних передач

План

1. Конструкція косозубих конічних передач.
2. Конструкція шевронних передач.
3. Особливості розрахунку косозубих конічних і шевронних передач.

Мета роботи: Вивчити конструкцію і особливості розрахунку косозубих конічних і шевронних передач..

Опорний конспект

ОСОБЛИВОСТІ КОНІЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ НЕПРЯМИМИ ЗУБЦЯМИ

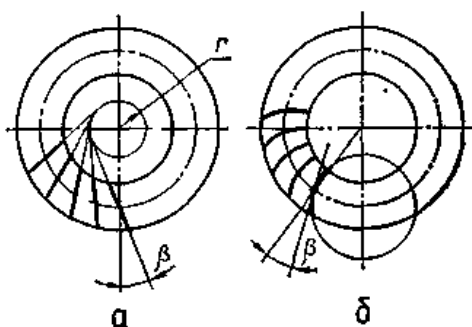


Рис. 24.6. Конічні колеса з непрямыми зубцями

Прямозубі конічні передачі використовують з порівняно невисокими коловими швидкостями до 3 м/с (інколи до 8 м/с) за умови шліфування зубців та 6–го або 7–го ступенів точності. При більш високих швидкостях доцільно застосовувати конічні колеса із тангенціальними або круговими зубцями (рис. 24.6), які забезпечують більш плавне зачеплення, більшу несучу здатність і, крім цього, вони більш технологічні.

У конічних колесах із тангенціальними зубцями (рис. 24.6, а) лінія зубців напрямлена по дотичній до деякого додаткового кола радіуса r_i утворює з твірною конуса кут β . Кут нахилу зубців β не повинен перевищувати 25–30°. Колова швидкість таких коліс може бути доведена до 15 м/с. Найбільш ефективні у силових передачах колеса з тангенціальними зубцями при $m \geq 8$ мм.

У конічних колесах із круговими зубцями (рис. 24.6, б) лінія зубців має форму дуги кола, де рухається інструмент при нарізуванні зубців. Кут нахилу β кругового зубця змінний для різних перерізів зубця. За розрахунковий беруть кут нахилу зубців на колі середнього діаметра колеса. Для коліс із круговими зубцями $\beta \approx 35^\circ$. Використовують конічні зубчасті передачі з колесами з круговими зубцями у трансмісіях транспортних машин та у верстатобудуванні. Колова швидкість може досягати 30 м/с.

Для конічних коліс із тангенціальними зубцями за розрахунковий беруть зовнішній нормальний модуль m_{ne} , а для коліс із круговими зубцями – середній нормальний модуль m_{mn} .

Розрахунок конічних зубчастих передач з непрямыми зубцями наведено у відповідній довідковій літературі, а їх розрахунки на міцність можна наближено виконувати за формулами (24.32) та (24.34), враховуючи деякі особливості цих передач при виборі розрахункових коефіцієнтів. Зараз широко застосовують спеціальні розрахунки конічних передач із круговими зубцями AGMA (США), що розроблені фірмою зуборізних верстатів «Глісон», яка має великий досвід у проектуванні, виготовленні та випробуванні конічних зубчастих передач.

Проектний розрахунок конічної зубчастої передачі

У проектному розрахунку конічної зубчастої передачі основний розмірний параметр визначають також із умови стійкості активних поверхонь зубців проти втомного викришування. Основним розмірним параметром конічної передачі, що визначає її габаритні розміри, беруть зовнішній дільний діаметр колеса d_{e2} .

Вихідними даними для проектного розрахунку передачі є такі:

- розрахункове тривало діюче навантаження T_{1H}
- передаточне число передачі u ;
- параметр $K_{be} = b/R_e$ або $K_{bd} = b/d_{v1} = K_{be}u / (2 - K_{be})$,
- вид передачі – із прямими, тангенціальними чи круговими зубцями;
- матеріали зубчастих коліс, термообробка їх та твердість активних поверхонь зубців, за цими даними попередньо визначають допустиме контактне напруження $[\sigma]_H$.

Розрахункову формулу для проектного розрахунку конічної зубчастої передачі дістанемо шляхом таких перетворень. У виразі (24.32) зробимо таку заміну:

$$W_{Ht} / d_{m1} = [F_t / (0,85bd_{m1})] K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} = [2 \cdot 10^3 T_{1H} / (0,85bd_{m1})] K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}.$$

Виразимо b і d_{m1} через зовнішній дільний діаметр колеса d_{e2}

$$b = K_{be} R_e = K_{be} 0,5 d_{e1} \sqrt{1 + u^2} = 0,5 K_{be} d_{e2} \sqrt{1 + u^2} / u ;$$

$$d_{m1} = d_{e1} (1 - 0,5 K_{be}) = d_{e2} (1 - 0,5 K_{be}) / u.$$

Підставивши відношення W_{Ht} / d_{m1} , в якому b та d_{m1} подані через d_{e2} , у розрахункову залежність (24.32), можна знайти формулу для визначення мінімального зовнішнього дільного діаметра конічного колеса:

$$d_{e2min} = K_d \sqrt[3]{T_{1H} K_{H\beta} u^2 / (K_{be} (1 - K_{be}) [\sigma]_H^2)} . \quad (24.35)$$

Тут допоміжний коефіцієнт K_d об'єднує ряд коефіцієнтів і виражається залежністю

$$K_d = \sqrt[3]{4 \cdot 10^3 (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha} K_{HV} / (0,85 \cdot 1,03)} .$$

У проектному розрахунку прямозубої конічної зубчастої передачі рекомендують брати: $K_d = 1000 \text{ МПа}^{1/3}$ для сталевих коліс; $K_d = 825 \text{ МПа}^{1/3}$ для чавунних коліс. Коефіцієнт $K_{H\beta}$ визначають за графіками на рис. 24.5.

Слід зауважити, що у формулі (24.35) T_1 беруть у ньютон–метрах (Н·м), $[\sigma]_H$ – у мегапаскалях (МПа), d_{e2min} – у міліметрах (мм).

Щоб визначити модуль зубців, треба попередньо вибрати числа зубців шестірні та колеса. Число зубців конічної шестірні для силових конічних передач рекомендується брати в таких межах:

$$Z_1 = 17 \dots 20 \text{ при } u = 1,0 \dots 1,5; \quad Z_1 = 13 \dots 18 \text{ при } u = 2 \dots 4.$$

За вибраним числом зубців шестірні визначають число зубців конічного колеса $z_2 = uz_1$. При цьому бажано виконувати умову $z_1 + z_2 \leq 80 \dots 85$.

Вибравши число зубців конічного колеса, можна визначити потрібний зовнішній коловий модуль $m'_e = d_{e2min}/z_2$, (24 36)

який треба узгодити зі стандартним значенням m_e (див. 22.2).

Знаючи модуль m_e та число зубців коліс z_1 та z_2 , за формулами у 24.2 можна знайти всі розміри вінців конічних зубчастих коліс.

У конічних зубчастих передачах перевага надається також маломодульним колесам (для силових передач $m_e \geq 1,5$ мм), що досягається відповідним вибором чисел зубців шестірні та колеса.

Питання для самоконтролю

1. Які конструктивні особливості конічних зубчастих передач?
2. Що таке шевронні передачі?
3. В чому полягають особливості розрахунку косозубих конічних і шевронних передач?

Література

1. О.О. Ердеди “Технічна механіка” ст. 277-280.
2. І.І. Устюгов “Деталі машин” ст. 103-107, 124-131.

Розрахунок фрикційних передач

План

1. Проектування і розрахунок фрикційних передач.

Мета роботи: Вивчити методику проектування і розрахунку фрикційних передач.

Опорний конспект

Через відсутність різниці в розрахунках циліндричних фрикційних передач із зовнішнім (рис. 20.6, а) та внутрішнім (рис. 20.6, б) дотиканням розглянемо ці розрахунки одночасно.

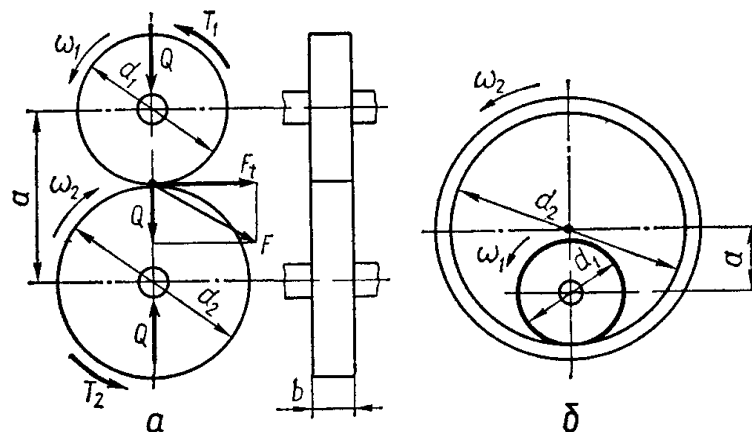


Рис.20.6 параметри та навантаження на елементи фрикційної передачі

Геометрія та кінематика передачі. Основними розмірами циліндричної фрикційної передачі є діаметри котків d_1 та d_2 , міжосьова відстань a і ширина котків b . Зв'язок між міжосьовою відстанню та діаметрами котків виражається залежністю

$$a = 0.5 \cdot (d_1 \pm d_2). \quad (2)$$

Тут і надалі верхній знак (плюс) належить до передачі із зовнішнім дотиканням котків, а нижній знак (мінус) — до передачі із внутрішнім дотиканням котків.

Ширину котків b вибирають залежно від міжосьової відстані, для чого беруть

$$b = \psi_a \cdot a, \quad (3)$$

де $\psi_a = 0,20 \dots 0,40$ — коефіцієнт ширини котків. Більші значення ψ_a беруть для точно виготовлених і змонтованих закритих передач, а менші — для менш точних відкритих передач.

Основними кінематичними параметрами передачі є кутові швидкості котків ω_1 і ω_2 , а також передаточне число $u = \omega_1/\omega_2$.

Передаточне число u можна виразити через діаметри котків з урахуванням пружного ковзання.

$$V_1(1-\varepsilon) = V_2; \quad \omega_1 d_1(1-\varepsilon)/2 = \omega_2 d_2/2; \quad u = \omega_1/\omega_2 = d_2/[d_1(1-\varepsilon)]. \quad (4)$$

Оскільки коефіцієнт пружного ковзання малий ($\varepsilon \leq 0,03$), то у розрахунках силових фрикційних передач можна брати

$$u = d_2/d_1. \quad (5)$$

Інші співвідношення між параметрами циліндричної фрикційної передачі, які будемо використовувати у розрахунках, такі:

$$a = 0,5(d_1 \pm d_2) = 0.5d_1(u \pm 1); \quad d_1 = 2a/(u \pm 1); \quad d_2 = 2au/(u \pm 1). \quad (6)$$

Зусилляуциліндричнійфрикційнійпередачі. Щобзапобігтибуксуваннюкотківприпередаваннізовнішньогонавантаження, уфрикційнійпередачіслідзабезпечитиумову

$$F_s > F_t, \quad (7)$$

де F_s — сила тертя у контактi котків; F_t — колова сила на котках. Враховуючи те, що $F_s = Qf$ і $F_t = 2T_1/d_1$, а також беручи до уваги коефіцієнт запасу зчеплення котків K , умову (20.7) запишемо у вигляді:

$$Qf = 2T_1K/d_1, \quad (8)$$

де T_1 — обертовий момент на ведучому валу передачі. Рівність (8) дозволяє визначити потрібну силу притискання котків Q , яка забезпечує відсутність їхнього проковзування:

$$Q = 2T_1K/(d_1f). \quad (9)$$

Коефіцієнт тертя ковзання f можна вибрати за таблицею залежно від матеріалів котків та умов їхньої роботи. Коефіцієнт запасу зчеплення рекомендують брати: $K = 1,3 \dots 1,5$ - для силових фрикційних передач $K = 2,5 \dots 3,0$ - для кінематичних фрикційних передач.

Сила, що передається на вали фрикційної передачі, дорівнює сумі сил притиску котків Q та колової сили F_t (див. рис. 20.6):

$$F = \sqrt{Q^2 + F_t^2}. \quad (10)$$

Сила F враховується у розрахунку валів, а сила Q - у розрахунку котків на міцність та розрахунку натискного пристрою.

Розрахунок котків на міцність. Розрахунок металевих котків виконують за умови контактної міцності робочих поверхонь:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H, \quad (11)$$

а неметалевих котків — за умови обмеження тиску у контактi для забезпечення стійкості проти прискореного спрацювання:

$$q \leq [q]. \quad (12)$$

Виходячи із цих умов, можна дістати основні розрахункові залежності. Згідно з формулою Герца при лінійному дотиканні деталей максимальне контактне напруження

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q}{(2 \cdot \rho_{np})}}. \quad (13)$$

Розрахунковий тиск по довжині контакту котків

$$q = Q \cdot K_\beta / b = 2 \cdot T_1 \cdot K \cdot K_\beta / (d_1 \cdot f \cdot b), \quad (14)$$

де $K_\beta = 1,1 \dots 1,3$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині котків. Менші значення K_β беруть для точно виготовлених та змонтованих передач при відносно невеликій ширині котків (малому значенні ψ_a).

Зведена кривина робочих поверхонь котків

$$\frac{1}{\rho_{gh}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1} \pm \frac{2}{d_2} = \frac{2}{d_1} \left(1 \pm \frac{1}{u} \right) = \frac{2}{d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \quad (15)$$

На основі (11) та (12) остаточні умови міцності, що використовуються для перевірного розрахунку: для металевих котків

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{[Q \cdot K_\beta / (b \cdot d_1)] \cdot (u \pm 1) / u} \leq [\sigma]_H; \quad (16)$$

для неметалевих котків

$$q = Q \cdot K_\beta / b \leq [q]. \quad (17)$$

Умови (16) та (17) використовують у перевірочних розрахунках фрикційних котків. Коефіцієнт Z_M , - враховує властивості матеріалів котків: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ - для сталевих котків;

$Z_M = 210 \text{ МПа}^{1/2}$ - для чавунних котків і $Z_M = 235 \text{ МПа}^{1/2}$ - для поєднання чавун — сталь. При невиконанні умов (16) і (17) слід збільшити ширину b котків.

Формули для проектного розрахунку циліндричних фрикційних передач дістанемо з умов (16) та (17) підстановкою в них сили Q із виразу (9) та заміною розмірів b і d_1 через міжосьову відстань a за формулами (3) та (6). У результаті маємо такі формули для проектного розрахунку: передачі з металевими котками

$$a \geq K_M \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{T_1 \cdot K_{\beta_1} / (u \cdot \psi_a \cdot f \cdot [\sigma]_H^2)}; \quad (18)$$

передачі з неметалевими котками

$$a \geq K_H \cdot \sqrt{T_1 \cdot K_{\beta_1} \cdot (u \pm 1) / (\psi_a \cdot f \cdot [q])}. \quad (19)$$

Тут $K_M = \sqrt{0.5 \cdot 10^3 \cdot K \cdot Z_M^2}$ — допоміжний коефіцієнт для металевих котків, що беруть рівним (при $K = 1,3$): $K_M = 370 \text{ МПа}^{1/3}$ - для сталевих котків;

$K_M = 300 \text{ МПа}^{1/3}$ — для чавунних котків;

$K_M = 330 \text{ МПа}^{1/3}$ — для поєднання чавун – сталь;

$K_H = \sqrt{10^3 \cdot K}$ - допоміжний коефіцієнт для неметалевих котків, який беруть рівним: $K_H = 36$ - для силових фрикційних передач ($K = 1,3$); $K_H = 50$ - для кінематичних передач ($K = 2,5$).

У формулах (18) та (19) T_1 слід підставляти у ньютон-метрах (Нм), $[\sigma]_H$ - у мегапаскалях (МПа), $[q]$ - у ньютонів на міліметр (Н/мм), міжосьову відстань - у міліметрах (мм).

Залежності (18) та (19) дозволяють попередньо визначити потрібну мінімальну міжосьову відстань передачі a . За визначеним значенням a підраховують діаметри котків d_1 і d_2 [формула (6)], ширину котків b [формула (3)] та потрібну силу притискання котків Q [формула (9)]. Остаточна перевірка міцності котків за взятими розмірами виконується за умовами (16) та (17), оскільки перевірний розрахунок передачі є вирішальним.

Питання для самоконтролю

1. Чому рівне зусилля в циліндричній фрикційній передачі?
2. В чому полягає розрахунок циліндричної фрикційної передачі на міцність?

Література

1. О.О. Ердеди “Технічна механіка” ст. 255-257.
2. І.І. Устюгов “Деталі машин” ст. 26-32.