

ГЛАВА 1. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРО ПРОЕКТУВАННЯ ТА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

Інженерне проектування – це неперервний процес, у якому наукова і технічна інформація використовується для створення нового приводу, машини або системи, що дають суспільству певну користь.

Конструювання – створення конкретної однозначної конструкції об'єкта згідно з проектом. Конструкція – це будова, взаємне розміщення частин і елементів будь-якого предмета, машини, приладу, яка визначається його призначенням. Конструкція передбачає спосіб з'єднання, взаємодію частин, а також матеріал, з якого виготовляються окремі елементи. Конструювання базується на результатах проектування й уточнює всі інженерні рішення, прийняті при проектуванні.

Проектування і конструювання мають одну мету – створення нового виробу, який ще не існує або існує в іншій формі і має інші розміри. (перестановка складових частин, заміна їх іншими елементами чи надання їм іншої форми).

Основні етапи створення технічних об'єктів

Процес створення нової машини, приладу або споруди можна розділити на ряд етапів. Це дозволяє контролювати і затверджувати проекти на різних стадіях їхньої розробки.

Практикою вироблена така послідовність проектування і конструювання:

Технічна пропозиція – початкова стадія проектування, яка є відповіддю проєктувальника на поставлену задачу, вимоги й обмеження, що наведені в технічному завданні. Запропоновані один або кілька варіантів об'єкта ретельно обґрунтовуються з використанням для цього теоретичних розрахунків і аналізу, а також практичного досвіду.

Ескізний проєкт. На цьому етапі проводиться конструкторське опрацювання оптимального варіанта до рівня принципів конструкторських рішень, які дають загальне уявлення про будову і принцип роботи об'єкта. У ескізному проєкті закладаються основи *використання типових стандартизованих і уніфікованих складових частин технічного об'єкта*.

Технічний проєкт виконується після ескізного проектування і містить сукупність конструкторських документів, які відображають повне технічне розв'язування проблеми. У технічному проєкті повинні бути розв'язані всі питання забезпечення високого технічного рівня створюваного об'єкта в процесі його виготовлення, складання, випробування та експлуатації.

Робоча конструкторська документація потрібна для забезпечення можливості виготовлення дослідного зразка або початкової серії спроектованого виробу.

Види виробів та їхні характеристики

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.

Види і комплектність конструкторських документів

Види і комплектність конструкторських документів на вироби всіх галузей промисловості встановлює ГОСТ 2.102–68.

До конструкторських документів належать графічні і текстові документи, які визначають склад і будову виробу і вміщують потрібні дані для його виготовлення, контролю, приймання, експлуатації і ремонту. Наведені деякі види конструкторських документів.

Креслення деталі – графічний документ, який містить зображення деталі й інші дані для її виготовлення і контролю.

Складальне креслення – графічний документ, який містить зображення складальної одиниці й інші дані, потрібні для її складання (виготовлення) і контролю.

Креслення загального вигляду – графічний документ, який визначає конструкцію виробу та взаємодію його основних складових частин і пояснює принцип роботи виробу.

Габаритне креслення – графічний документ, в якому дається контурне (спрощене) зображення виробу з габаритними, монтажними і приєднувальними розмірами.

Схема – графічний документ, на якому у вигляді умовних зображень або позначень показані складові частини виробу і зв'язки між ними. Схеми бувають кінематичні, гідравлічні, пневматичні, електричні та ін.

Специфікація – текстовий документ, який визначає склад складальної одиниці, комплексу чи комплекту.

Пояснювальна записка – текстовий документ, який містить опис будови і принципу дії спроектованого виробу, а також обґрунтування технічних і техніко-економічних рішень, прийнятих при розробці виробу.

Розрахунок – текстовий документ, який містить розрахунки параметрів і характерних величин виробу, наприклад кінематичний розрахунок, розрахунок розмірних ланцюгів, розрахунок на міцність та ін.

Інструкція – текстовий документ, який містить вказівки і правила для виготовлення або експлуатації виробу.

Для різних стадій або етапів проектування та конструювання технічних об'єктів обов'язковою є розробка тих чи інших конструкторських документів. Більш детальна потрібна номенклатура конструкторських документів на виробі інших галузей промисловості наведена у відповідних стандартах. Ця номенклатура повинна узгоджуватись із замовником проектних робіт.

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, за якого вона здатна виконувати задані функції з параметрами щодо вимог технічної документації із збереженням міцності, незмінності форми і розмірів, стійкості проти спрацьовування, 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 безвідмовної роботи машини в призначеному інтервалі часу. Чим ближче ймовірність безвідмовної 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.

Розрахунки при проектуванні і конструюванні

Проектування і конструювання машин нерозривно пов'язані з розрахунками, за допомогою яких встановлюються технічна характеристика, кінематичні параметри, розміри і форма навантажених деталей, запас міцності, довговічність для всіх умов експлуатації і для всіх навантажень. Розрахунки і конструювання поєднані між собою. Ці творчі процеси завжди коректують і доповнюють один одного. Розрахунки вказують шлях, за яким треба рухатися в напрямі найкращого технічного результату.

У проектуванні використовують такі види розрахунків: геометричні (розрахунок розмірних ланцюгів, координат, зазорів); кінематичні (розрахунок переміщень, швидкостей, прискорень, передаточних чисел

кінематичних ланцюгів та ін.); динамічні (розрахунок навантажень деталей і їхніх змін у часі); розрахунки на міцність та жорсткість (визначення напружень та деформацій елементів машини в робочих режимах); енергетичні (розрахунки затрат енергії, параметрів енергетичного балансу); техніко-економічні (розрахунки продуктивності, вартості, ефективності використання). Якщо кінематичні і геометричні розрахунки, а також розрахунки на міцність та жорсткість відповідальних елементів машини виконуються з достатньою точністю, то інші розрахунки на початковому етапі більш або менш умовні. Це пояснюється тим, що в процесі проектування і конструювання деякі дані, які використовуються в розрахунках, є попередніми і в деякій мірі наближеними. На кінцевій стадії проектування і конструювання всі потрібні види розрахунків повинні виконуватись із достатньою точністю.

Той чи інший розрахунок треба виконувати за такою схемою: а) підбір вихідних даних для розрахунку; б) складання розрахункової схеми; в) визначення основних критеріїв роботоздатності об'єкта розрахунку; г) безпосереднє виконання розрахунку; д) формулювання висновків і заключень.

Розрахунки на міцність та жорсткість залежно від їх місця в усьому процесі проектування і конструювання поділяють на проектні та перевірочні.

Проектні розрахунки використовують для визначення вихідних розмірів деталей чи їхніх елементів, до того ж ці розрахунки в більшості випадків виконують за спрощеними методиками. Розміри, здобуті в проектному розрахунку – це основа для вибору форми деталі та її конструктивних елементів і подальшої ув'язки з іншими деталями в конкретному вузлі машини. Інколи доцільно вибрати конструктивну форму і розміри деяких деталей машин, керуючись досвідом проектної роботи або беручи до уваги відомі подібні елементи машини, що перевірені в експлуатації.

Перевірні розрахунки є обов'язковими і найбільш точними. Вони виконуються за потрібними критеріями роботоздатності на кінцевих етапах проектування і конструювання для всіх відповідальних деталей машин. Якщо форма і розміри деталі не відповідають критеріям міцності чи жорсткості, то змінюють її розміри або конструкцію і повторюють розрахунок. Для деталей високого ступеня відповідальності або деталей складної форми з точно не встановленим характером навантаження доцільно проводити експериментальну перевірку розрахунків.

ГЛАВА 2. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Загальні відомості та параметри для розрахунку механічних передач

1. Призначення механічних передач та їхня класифікація

Більшість сучасних машин і приладів створюється по схемі двигун – передача – робочий орган (виконавчий механізм). Необхідність введення передачі як проміжної ланки між двигуном і робочими органами машини пов'язана з рішенням ряду задач. Наприклад, в автомобілях і інших транспортних машинах вимагається змінювати величину швидкості і напрям руху, а на підйомах і при рушанні з місця необхідно у декілька разів збільшити обертаючий момент на провідних колесах. Сам автомобільний двигун не може виконувати ці вимоги, оскільки він працює стійко тільки у вузькому діапазоні зміни величини обертаючого моменту і кутової швидкості. При виході за межі цього діапазону двигун зупиняється. Подібно автомобільному двигуну слабо регулюються багато інших двигунів, у тому числі більшість електричних.

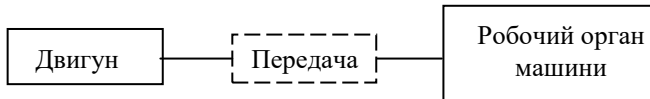


Рис. 1. Структурна схема машини

У деяких випадках регулювання двигуна можливо, але недоцільно з економічних міркувань, оскільки за межами номінального режиму роботи ККД двигунів істотно знижується.

Маса і вартість двигуна за однакової потужності зменшуються із збільшенням кутової швидкості його валу.

Механічною передачею називають механізм, що передає енергію від двигуна до робочого органу машини з перетворюванням параметрів руху.

Обертвий рух найпоширеніший у машинах в порівнянні з іншими видами руху: існує можливість здійснення неперервного та рівномірного руху; невеликі втрати на тертя в спряженнях обертючих деталей; порівняльна простота та компактність деталей, що забезпечують обертючий рух.

Безпосередній зв'язок двигуна з робочим органом машини використовується рідко, наприклад у відцентрових насосах, де вал електродвигуна безпосередньо з'єднується з валом насоса.

Потреба впровадження механічної передачі між двигуном та робочим органом машини як складової частини привода диктується такими міркуваннями: для вибору оптимальної швидкості руху; для регулювання швидкості руху (підвищення або пониження); для перетворення виду руху: обертального в поступальне (передачі рейковій і гвинт – гайка) і навпаки; для зміни напрямку руху (реверсування); для зміни обертаючих моментів і сил руху; для передачі потужності на відстань.

Отже, основне призначення механічних передач – це узгодження параметрів руху робочих органів машини з параметрами руху вала двигуна.

Усі механічні передачі поділяють на дві основні групи:

а) передачі, що базуються на використанні сил тертя (пасові, фрикційні);

б) передачі, що базуються на зачепленні (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинтові).

У свою чергу, передачі тертям та передачі зачепленням можуть здійснюватись безпосереднім дотиканням ведучого та веденого елементів передачі (фрикційні, зубчасті, черв'ячні) і за допомогою проміжної гнучкої ланки – так звані передачі гнучким зв'язком (пасові, ланцюгові).

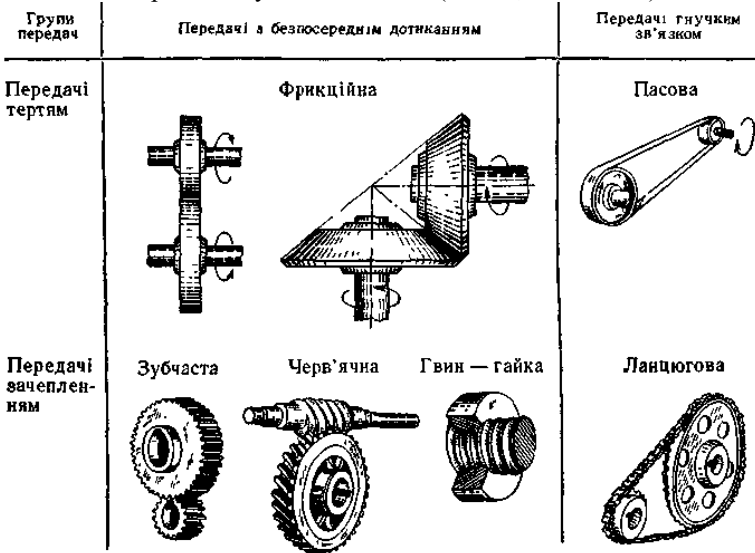


Рис. 2. Основні групи та види механічних передач

2. Основні співвідношення для кінематичних параметрів і параметрів навантаження механічних передач

Розглянемо загальні співвідношення між деякими параметрами всіх механічних передач на прикладі зубчастої передачі (рис. 2).

Усі параметри механічної передачі, що належать до ведучої ланки будемо позначати індексом 1, а до веденої ланки – відповідно індексом 2. Під ведучою або веденою ланкою будемо розуміти вал, зубчасте колесо, шків, зірочку тощо.

Переважно ведучі ланки або елементи мають більшу швидкість, а ведені – меншу. Тому перші інколи називають швидкохідними, а другі – тихохідними ланками.

Основний кінематичний параметр механічної передачі – передаточне число:

$$U = \omega_1 / \omega_2, \quad (1)$$

яке є відношенням кутової швидкості ω_1 ведучої ланки до кутової швидкості ω_2 веденої ланки передачі.

Енергетичними параметрами механічної передачі є передавані потужності на ведучій ланці P_1 і на веденій ланці P_2 , а також коефіцієнт корисної дії (ККД) η , що визначається за співвідношенням:

$$\eta = P_2/P_1. \quad (2)$$

ККД характеризує ступінь досконалості механічної передачі і за ним можна оцінити втрати потужності ΔP у передачі:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = P_1(1 - \eta). \quad (3)$$

Параметри ω_1 і ω_2 , а також P_1 і P_2 є мінімально потрібними для розрахунку будь-якої механічної передачі.

Передавані потужності, Вт, та кутові швидкості, рад/с, визначають обертові моменти, Нм, на валах передачі;

- на ведучому валу:

$$T_1 = P_1/\omega_1; \quad (4)$$

- на веденому валу:

$$T_2 = P_2/\omega_2. \quad (5)$$

Співвідношення між обертовими моментами на валах механічної передачі можна встановити за виразами (4) та (5) і записати у такому вигляді:

$$T_2/T_1 = U \cdot \eta \quad \text{або} \quad T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta. \quad (6)$$

Інколи швидкості обертання ланок механічної передачі задаються у вигляді частоти обертання n , хв⁻¹. Зв'язок між кутовою швидкістю ω , рад/с, та частотою обертання n , хв⁻¹, виражається співвідношенням:

$$\omega = \pi \cdot n/30.$$

У розрахунках механічних передач зустрічаються такі параметри, як колова швидкість та колова сила. Колова швидкість v – це лінійна швидкість точок обертової ланки передачі, розміщених на відстані $d_1/2$ або $d_2/2$ від осі обертання (рис. 3):

$$v = v_1 = v_2 = \omega_1 \cdot d_1/2 = \omega_2 \cdot d_2/2. \quad (7)$$

Колова сила F_t – це сила, що діє на ланку передачі, спричиняючи її обертання або створюючи опір обертанню, і напрямлена по дотичній до траєкторії (кола) руху точки її прикладання (рис. 2):

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2. \quad (8)$$

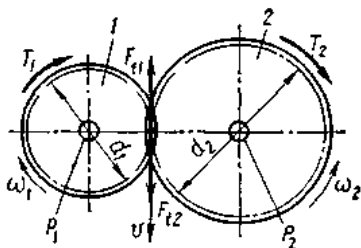


Рис. 3. Розрахункові параметри пасової передачі

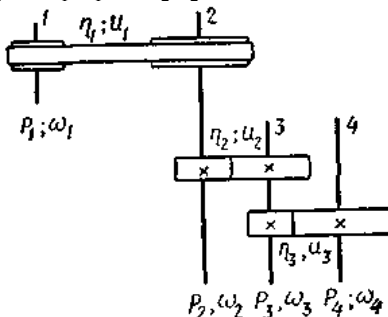


Рис. 4. Послідовне розміщення механічних передач

Потужність, κBm , що затрачається на рух ланки передачі із швидкістю v , m/c , у напрямі, протилежному дії на ланку зовнішньої сили F , H , визначають за формулою:

$$P = F \cdot v / 10^3. \quad (9)$$

У приводах машин можуть застосовуватись кілька послідовно розміщених механічних передач 1–4 (рис. 4). У цьому разі загальне передаточне число u привода та його ккд визначаються за наведеними нижче формулами:

$$\omega_2 = \omega_1 / u_1; \quad \omega_3 = \omega_2 / u_2 = \omega_1 / (u_1 \cdot u_2); \\ \omega_4 = \omega_3 / u_3 = \omega_1 / (u_1 \cdot u_2 \cdot u_3).$$

Загальне передаточне число привода:

$$u = \omega_1 / \omega_4 = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3.$$

Отже, загальне передаточне число привода, що складається з кількох механічних передач, дорівнює добутку передаточних чисел його складових передач, тобто:

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n. \quad (10)$$

Зв'язок між потужностями на окремих валах привода (рис. 6) запишемо у вигляді:

$P_2 = P_1 \cdot \eta_1$; $P_3 = P_2 \cdot \eta_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2$; $P_4 = P_3 \cdot \eta_3 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$. Відповідно ККД всього приводного механізму:

$$\eta = P_4 / P_1 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

ККД привода, що складається з кількох механічних передач, дорівнює добутку ККД всіх його складових передач, тобто

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n. \quad (11)$$

3. Загальні міркування щодо вибору розрахункових навантажень механічних передач

Навантаження, що передають механічні передачі, можуть бути постійними або змінними в часі. Як постійні, так і змінні навантаження спричиняють у деталях механічних передач циклічнозмінні напруження, що обумовлені, наприклад, періодичним входом у зачеплення зубців зубчастих передач або зміною положення паса на шківках у пасових передачах. Рівень циклічно змінних напружень залишається постійним при постійному зовнішньому навантаженні, але змінюється у разі змінного зовнішнього навантаження.

Вибір номінального навантаження залежить від призначення приводного механізму:

а) якщо привод проектують для роботи із заданим режимом навантаження то це навантаження беруть за номінальне розрахункове для передач цього привода. Приводні двигуни, що використовують в такому випадку, можуть мати потужність, яка відповідає даному номінальному навантаженню, або може бути дещо більшою від потрібної. В цьому випадку передачі приводного механізму не будуть перевантажені, це спричинить лише недовантаження двигуна;

б) якщо проектують механічну передачу без конкретних вказівок її призначення, але з відомим режимом навантаження, то треба мати на увазі,

що споживач може завантажити передачу на повну потужність використаного у приводі двигуна. У цьому разі розрахунок передачі слід виконувати за номінальним обертовим моментом, що дістають із номінальної потужності двигуна;

в) у разі проектування передачі з невідомим режимом навантаження, але із заданим номінальним навантаженням (наприклад, редуктори загального призначення) у розрахунках слід брати найважчий для передачі режим – режим з постійним навантаженням.

Максимальні навантаження T_{max} у передачах, що обумовлені дією короткочасних або випадкових перевантажень, можуть у кілька разів перебільшувати номінальні розрахункові навантаження. В основному вони залежать від характеру робочого процесу в машинах. У розрахунках механічних передач максимальне навантаження беруть таким: $T_{max} = T_{Kп}$, де $K_{п}$ – коефіцієнт короткочасного перевантаження, що беруть за рекомендаціями на основі досвіду експлуатації конкретних машин. Якщо рекомендації щодо вибору $K_{п}$ відсутні, а у приводних пристроях використовують асинхронні електродвигуни, то значення коефіцієнта перевантаження можна брати рівним відношенню пускового моменту до номінального моменту двигуна, яке задається в каталогах електродвигунів.

Приклади розв'язку задач

Задача 1

Визначити потужність P_2 , крутний момент T_2 і частоту обертання n_2 на тихохідному валу одноступінчастого прямозубого циліндричного редуктора, якщо задано: потужність на валу шестерні 2 кВт, частота обертання валу 900 хв^{-1} , модуль передачі 2 мм, число зубців шестерні 20, дільний діаметр колеса 80 мм. Навести схему привода.

Розв'язок. Складаємо схему привода.

Коефіцієнт корисної дії: $\eta = 0,96 \dots 0,98$.

Потужність на тихохідному валу: $P_2 = P_1 \cdot \eta = 2 \cdot 0,96 = 1,92 \text{ кВт}$.

Крутний момент на шестірні: $T_1 = 9555 \frac{P_1}{n_1} = 9555 \frac{2}{900} = 21,23 \text{ Нм}$.

Дільний (початковий) діаметр шестірні: $d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 20 = 40 \text{ мм}$.

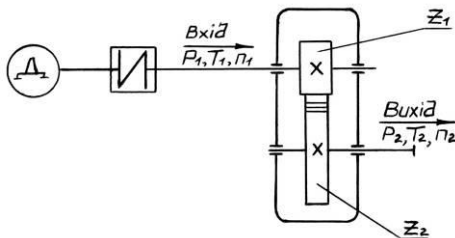


Схема привода з одноступінчастим прямозубим циліндричним редуктором

$$\text{Передаточне відношення: } u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{80}{40} = 2.$$

Кругний момент на тихохідному валу:

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 21,23 \cdot 2 \cdot 0,96 = 40,76 \text{ Нм.}$$

$$\text{Частота обертання тихохідного вала: } n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{900}{2} = 450 \text{ хв}^{-1}.$$

Задача 2

Визначити потужність P_2 , кругний момент T_2 і частоту обертання n_2 на тихохідному валу одноступінчастого косозубого циліндричного редуктора, якщо задано: потужність на шестірні $P_1 = 2$ кВт; частота обертання шестірні $n_1 = 900$ хв⁻¹; модуль $m = 2$ мм; число зубців колеса $z_2 = 40$; дільний діаметр шестірні $d_1 = 40$ мм; кут нахилу зубців $\beta = 10^\circ 30'$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Сформуємо схему привода:

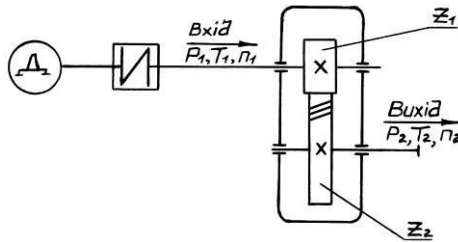


Схема привода з одноступінчастим косозубим циліндричним редуктором

Коефіцієнт корисної дії: $\eta = 0,96 \dots 0,98$.

Потужність на тихохідному валі $P_2 = P_1 \cdot \eta = 2 \cdot 0,96 = 1,92 \text{ кВт}$.

Кругний момент на шестірні: $T_1 = 9555 \frac{P_1}{n_1} = 9555 \frac{2}{900} = 21,23 \text{ Нм}$.

Дільний (початковий) діаметр колеса: $d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 40}{\cos 10^\circ 30'} = 81,36 \text{ мм}$.

Передаточне відношення: $u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{81,36}{40} = 2,03$.

Частота обертання тихохідного вала: $n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{900}{2,03} = 443,35 \text{ хв}^{-1}$.

Кругний момент на тихохідному

валу: $T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 21,23 \cdot 2,03 \cdot 0,96 = 41,37 \text{ Нм}$.

Питання для самоперевірки

1. Які елементи входять до складу привода.

2. Які функції у приводі виконують механічні передачі.
3. Яким чином класифікують механічні передачі.
4. Як визначити передаточне число привода, який містить три послідовно з'єднані механічні передачі.
5. Який зв'язок між величиною потужностей на веденому та ведучому валах.
6. Записати формулу для визначення потужності.
7. Який зв'язок між величиною кутових швидкостей на веденому та ведучому валах.
8. Записати формулу для визначення колової сили.
9. Як визначити ККД привода, який містить три послідовно з'єднані механічні передачі.
10. Яким показником оцінюють втрати енергії.

Задачі для самостійного розв'язування

Задача 1

На тихохідному валу одноступінчатого циліндричного редуктора обертовий момент 405,8 Нм. Число зубців шестерні 20, колеса 60; визначити обертовий момент на валу двигуна якщо К.К.Д. редуктора 0,97.

Задача 2

Привод складається з двигуна, муфти, конічного редуктора. Потужність валу двигуна 3,0 кВт, число зубців шестерні 40, колеса 80. Частота обертання валу двигуна 795 хв⁻¹. Визначити обертові моменти на валах і потужність на тихохідному валу конічної передачі.

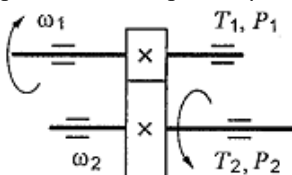
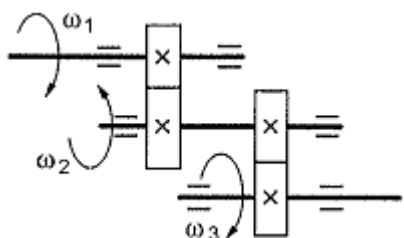
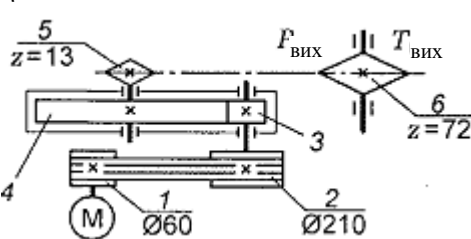
Задача 3

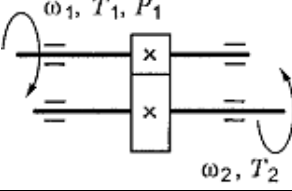
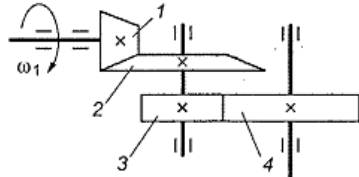
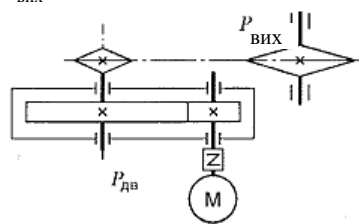
Привод складається з двигуна, муфти, циліндричного одноступінчатого редуктора. Потужність валу двигуна 3,5 кВт, число зубців шестерні 20, колеса 60. Частота обертання валу двигуна 795 хв⁻¹. Визначити обертові моменти на валах і потужність на тихохідному валу циліндричної передачі.

Тестові завдання

Питання	Відповідь	№
1. Серед представлених на схемах передач вибрати ланцюгову передачу і визначити її передаточне число, якщо $z_1=18$; $z_2=72$; $z_3=17$; $z_4=60$; $z_5=1$; $z_6=36$; $z_7=35$; $z_8=88$.	Передача 1–2; 4	1
	Передача 3–4; 3,5–3	2

	Передача 5–6; 2,5	3
	Передача 7–8; 2,5	4
<p>2. Визначити момент на ведучому валу зображеної передачі, якщо потужність на виході з передачі 6,6 кВт; швидкість на вході і виході 60 і 15 рад/с відповідно, ККД = 0,96</p>	440 Н·м	1
	110 Н·м	2
	1760 Н·м	3
	115 Н·м	4
<p>3. Визначити передаточне відношення другої ступені двохступінчастої передачі якщо $\omega_{\text{вх}}=155$ рад/с; $\omega_{\text{вих}}=20,5$ рад/с; $z_1=18$; $z_2=54$</p>	7,51	1
	3	2
	2,52	3
	5,5	4
<p>4. Визначити необхідну потужність електродвигуни, якщо потужність на виході з передачі 12,5 кВт, ККД пасової передачі 0,96; ККД черв'ячного редуктора 0,82</p>	12 кВт	1
	9,84 кВт	2
	15,24 кВт	3
	15,88 кВт	4
<p>5. Як зміниться потужність на вихідному валу передачі (див. рисунок до завдання 3), якщо число зубів другого колеса z_2 збільшиться в 2 рази?</p>	збільшиться в 2 рази	1
	зменшиться в 2 рази	2
	Не зміниться	3
	збільшиться в 4 рази	4
<p>6. Відомо, що передаточне відношення</p>	Мультиплікатор	1

передачі 2,5. До якого типу передач відноситься ця передача?	Редуктор	2	
	Варіатор	3	
	Немає відповіді	4	
7. Визначити момент на ведучому валу зображеної передачі, якщо $P_1=5$ кВт; $\omega_1=157$ рад/с; $\omega_2=62,8$ рад/с; $\eta=0.97$		$31,87 \text{ Н} \cdot \text{м}$	1
		$47,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$	2
		$77,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$	3
		$79,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$	4
8. Для зображеної багатоступінчастої передачі визначити загальне передаточне число якщо $\omega_1=100$ рад/с; $\omega_2=25$ рад/с; $\omega_3=5$ рад/с		20	1
		4,5	2
		5	3
		5,5	4
9. Визначити необхідну потужність електродвигуна, якщо $\eta_p=0.97$; $\eta_l=0.95$; $\eta_3=0.97$; $P_{\text{вих}}=10$ кВт		8,94 кВт	1
		10,64 кВт	2
		28,98 кВт	3
		11,18 кВт	4
10. Як зміниться частота обертання вихідного вала привода (див. рисунок до задачі 4) при збільшенні числа зубців колеса 3 в 2 рази?	збільшиться в 2 рази	1	
	зменшиться в 2 рази	2	
	збільшиться в 4 рази	3	
	зменшиться в 4 рази	4	
11. Відомо, що передаточне відношення	Мультиплікатор	1	

передачі 1,5. До якого типу передач відноситься ця передача?	Редуктор	2
	Варіатор	3
	Немає відповіді	4
12. Визначити момент на ведучому валу зображеної передачі, якщо $P_1=8$ кВт; $\omega_1=40$ рад/с; $\eta=0.97$; $u=4$ 	$800 \text{ Н} \cdot \text{м}$	1
	$2200 \text{ Н} \cdot \text{м}$	2
	$776 \text{ Н} \cdot \text{м}$	3
	$1940 \text{ Н} \cdot \text{м}$	4
13. Для зображеної багатоступінчастої передачі визначити загальне передаточне число якщо $d_1=50$ мм; $d_2=200$ мм; $d_3=35$ мм; $d_4=70$ мм 	4	1
	6	2
	8	3
	10	4
14. Визначити необхідну потужність електродвигуна, якщо $\eta_n=0.95$; $\eta_s=0.97$; $P_{\text{вих}}=5$ кВт 	5,4 кВт	1
	9,6 кВт	2
	6,4 кВт	3
	4,6 кВт	4
15. Яке із наведених відношень називається передаточним числом одноступінчастої зубчастої передачі	n_1/n_2	1
	ω_2/ω_1	2
	d_1/d_2	3
	z_2/z_1	4

ГЛАВА 3. ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Застосування зубчастих передач та їхня класифікація

Зубчасті передачі є найрозповсюдженішими механічними передачами у сучасному машино- та приладобудуванні. Вони застосовуються як у механізмах найточніших приладів, де розміри коліс вимірюються кількома міліметрами, так і в найпотужніших машинах із розмірами коліс до 10м. Зубчасті передачі здатні працювати в різноманітних умовах із коловими швидкостями від зовсім малих до 150 м/с і більше.

Зубчата передача складається з двох коліс, на ободі яких розміщені зубці. Зубці цих коліс входять у зачеплення між собою і завдяки їхній взаємодії забезпечують передачу обертового руху від одного колеса до другого. Менше з двох спряжених коліс називають шестірнею, більше – колесом; термін «зубчате колесо» належить до обох коліс передачі.

У більшості випадків зубчата передача призначена для передавання обертового руху, але її можна використовувати і як передачу для перетворення обертового руху в поступальний (передача зубчате колесо – рейка).

Зубчасті передачі можуть використовуватись для передавання обертового руху між довільно розміщеними у просторі валами, мають високий ККД ($\eta = 0,94\dots 0,99$), можуть легко та зручно компонуватись у окремі агрегати для серійного виробництва (редуктори), забезпечують достатній діапазон передаточних чисел ($u \leq 20$).

У порівнянні з іншими механічними передачами зубчасті передачі мають такі переваги: сталість передаточного числа; високу надійність та довговічність роботи; великий діапазон навантажень та компактність конструкції; незначні навантаження на вали передачі та їхні опори.

До недоліків зубчастих передач належать такі: відносно високі вимоги до точності виготовлення та монтажу; шум при роботі з високими швидкостями; потреба у постійному змащуванні; неможливість безступеневої зміни передаточного числа.

У зв'язку з великою відмінністю умов використання зубчастих передач форма елементів зубчастих зачеплень та конструкції зубчастих коліс дуже різноманітні. Тому зубчасті передачі та колеса можна класифікувати за цілим рядом ознак.

За формою профілю зубців розрізняють евольвентні зубчасті передачі, що мають переважне поширення, та неевольвентні передачі. До останніх відносять зубчасті передачі із круговим профілем зубців (передачі із зачепленням Новікова) та передачі із циклоїдальним профілем зубців, які в більшості випадків застосовують у приладах та годинникових механізмах.

За взаємним розміщенням осей валів зубчасті передачі бувають:

– із паралельними осями валів – циліндричні передачі зовнішнього зачеплення (рис. 5, а, б, в), передачі типу зубчате колесо – рейка (рис. 5, г) та циліндричні передачі внутрішнього зачеплення (рис. 5, а); – із валами, осі яких перетинаються, – конічні зубчасті передачі (рис. 6, а, б); – із мимобіжними у просторі осями валів – гвинтові зубчасті передачі (рис. 6, в).

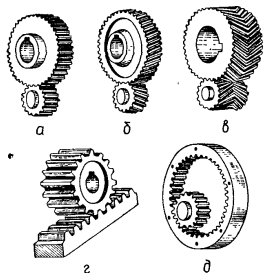


Рис. 5. Зубчасті передачі з паралельними осями валів

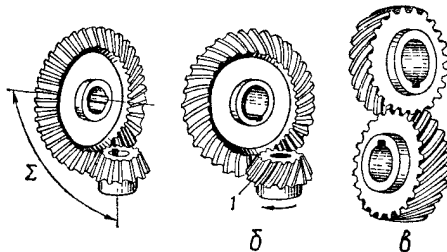


Рис. 6. Зубчасті передачі з мимобіжними осями валів та осями, що перетинаються

За розміщенням на ободі та формою зубців розрізняють передачі та колеса: прямозубі (рис. 5, а, г, д), косозубі (рис. 5, б), шевронні (рис. 5, в) та з круговими зубцями (рис. 6, б).

За конструктивним оформленням зубчасті передачі бувають: закриті (розміщені у спеціальному корпусі та забезпечені постійним змащуванням) і відкриті (працюють без мастила або змащуються періодично).

За коловою швидкістю зубчастих коліс передачі поділяють на тихо- ($v \leq 3$ м/с), середньо- ($v = (3...15)$ м/с) та швидкохідні ($v > 15$ м/с).

Основні параметри евольвентного зачеплення

Основною кінематичною умовою для профілів зубців зубчастих коліс є умова сталості передаточного числа. Цій умові задовольняють багато кривих, за допомогою яких можуть бути окреслені профілі зубців. Однак профілі зубців повинні бути такими, щоб сприяти нескладному виготовленню зубчастих коліс із різним числом зубців та забезпечувати високій ККД передачі, достатню міцність зубців тощо. Цим вимогам найбільше відповідає евольвентне зачеплення, і тому його широко застосовують у зубчастих передачах загального машинобудування.

Евольвентне зачеплення, ідея якого належить Л. Ейлеру, має суттєві технологічні та експлуатаційні переваги: простота побудови евольвентних профілів зубців; евольвентні зубці як прямозубих, так і косозубих коліс можуть бути точно нарізані простим інструментом рейкового типу; одним інструментом можна нарізати колеса з різним числом зубців, оскільки профіль евольвентного зубця окреслюється однотипною кривою; правильність евольвентного зачеплення не порушується при відхиленнях міжосьової відстані коліс від розрахункового значення; евольвентне зачеплення допускає виправлення (коригування) робочого профілю зубців із метою вибору оптимальних відрізків евольвенти, що забезпечує кращу роботоздатність, ККД та інші характеристики передачі.

Зубці з евольвентним профілем можуть бути нарізані на зубчастих колесах як зовнішнього, так і внутрішнього зачеплення.

На рис. 7 показано зачеплення зубців з евольвентним профілем двох зубчастих коліс. При перекочуванні прямої NN без ковзання по колу діаметром d_{b1} точка P, що належить прямій NN, описує евольвенту, яка є

профілем зубця колеса 1, а при перекочуванні прямої NN по колу діаметром d_{b2} точка P описує евольвенту, яка є профілем зубця колеса 2. Пряма NN називається відтворюючою, а кола діаметром d_{b1} та d_{b2} називаються основними. Точка P перетину спільної відтворюючої прямої NN із лінією центрів O_1O_2 зубчастих коліс називається полюсом зачеплення. Пряма NN є спільною нормаллю у точці P до евольвент, що описують профілі зубців коліс 1 і 2, а відрізки AP і BP є відповідними радіусами кривини профілів зубців у точці P їхнього дотикання. При обертанні зубчастих коліс точка дотикання профілів зубців постійно знаходиться на лінії NN, тобто спільна нормаль до профілів зубців займає постійне положення.

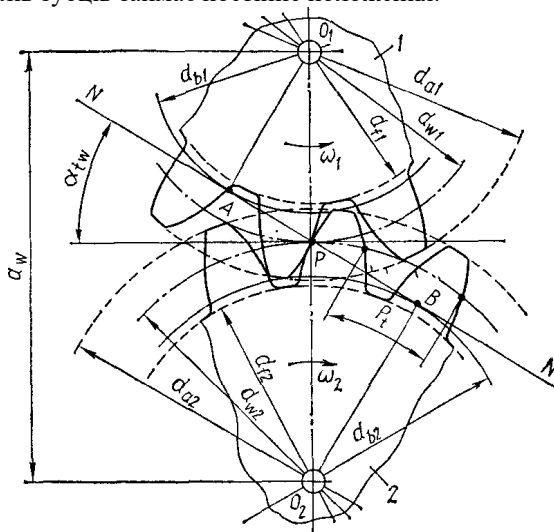


Рис. 7. Параметри зубчастої передачі

Основний закон зачеплення стверджує, що профілі зубців двох коліс повинні бути такими, щоб спільна нормаль до них у довільній точці дотикання профілів проходила через полюс зачеплення P, який ділить міжосьову відстань O_1O_2 на відрізки, обернено пропорційні кутовим швидкостям зубчастих коліс.

Отже, евольвентне зачеплення відповідає вимогам основного закону зачеплення, оскільки точка P займає постійне положення на лінії центрів O_1O_2 . Відповідно з основним законом зачеплення:

$$\omega_1 / \omega_2 = (PO_2) / (PO_1) = d_{\omega 2} / d_{\omega 1} = u.$$

Рівність колових швидкостей зубчастих коліс $[\omega_1 d_{\omega 1} = \omega_2 d_{\omega 2}]$ свідчить про те, що при обертанні зубчастих коліс кола діаметрами $d_{\omega 1}$ та $d_{\omega 2}$ перекочуються одне по одному без ковзання. Ці кола називаються початковими колами, а відповідні їм циліндри у циліндричній і конуси у конічній зубчастій передачі називаються початковими циліндрами і початковими конусами. Діаметри $d_{\omega 1}$ та $d_{\omega 2}$ називаються початковими діаметрами зубчастих коліс.

Єдиним параметром, що визначає форму евольвенти, є діаметр оснoвного кола d_b , оскільки кожному конкретному колу відповідає одна певна евольвента. Зі збільшенням діаметра d_b евольвента стає більш пологою, а при $d_b = \infty$ перетворюється у пряму лінію. У цьому разі зубчасте колесо перетворюється у зубчасту рейку, яка має прямолінійний профіль зубців.

Із наведеного вище випливає, що відтворююча пряма (спільна нормаль NN) є лінією зачеплення, тобто геометричним місцем точок контакту спрjжених зубців при обертанні зубчастих коліс.

Кут $\alpha_{тo}$ між лінією зачеплення та прямою, перпендикулярною до міжосьової лінії, називається кутом зачеплення.

Співвісна циліндрична поверхня зубчастого колеса, яка є базою для визначення розмірів елементів зубців, називається ділильною поверхнею (ділить зубець на дві частини – головку та ніжку).

Концентричне коло, що лежить у торцевому перерізі колеса і належить ділильній поверхні, називається ділильним колом. Діаметри ділильних кіл позначають d_1 і d_2 і називають ділильними діаметрами зубчастих коліс. На рис. 7 ділильні та початкові кола збігаються.

За висотою зубці обмежені поверхнею вершин зубців та поверхнею впадин. Концентричне коло, що належить поверхні вершин, називається колом вершин зубців, а концентричне коло, що належить поверхні впадин, називається колом впадин. Діаметри кіл вершин зубців позначаються d_{a1} і d_{a2} (відповідно для шестірні та колеса на рис. 7) і називаються діаметрами вершин зубців. Відповідно діаметри кіл впадин позначаються d_{f1} і d_{f2} і називаються діаметрами впадин.

Відстань між однойменними профілями двох сусідніх зубців по дузі концентричного кола зубчастого колеса називається коловим кроком зубців і позначається P_t (рис. 7 і 8, а). Розрізняють ділильний, початковий та інші колові кроки зубців, що відповідають ділильному, початковому та іншим концентричним колам зубчастого колеса. Для косих та криволінійних зубців (рис. 8, б, в), крім колового кроку P_t , розрізняють нормальний крок з у б ц і в P_n , який є найкоротшою відстанню по ділильному або однотипному співвісному колу зубчастого колеса між однойменними профілями двох сусідніх зубців, а також осьовий крок зубців P_x .

Центральний кут концентричного кола зубчастого колеса, який дорівнює $2\pi/z$, де z – число зубців зубчастого колеса, називається кутовим кроком зубців і позначається τ .

Лінія перетину бічної поверхні зубця з ділильною, початковою або іншими співвісними поверхнями зубчастого колеса називається лінією зубця.

Гострий кут між лінією зубця та лінією перетину співвісної поверхні, якій належить ця лінія зубця, з площиною, що проходить через вісь зубчастого колеса, називається кутом нахилу лінії зубця, або кутом нахилу зубця. Кут нахилу зубця позначається β (рис. 8, б, в).

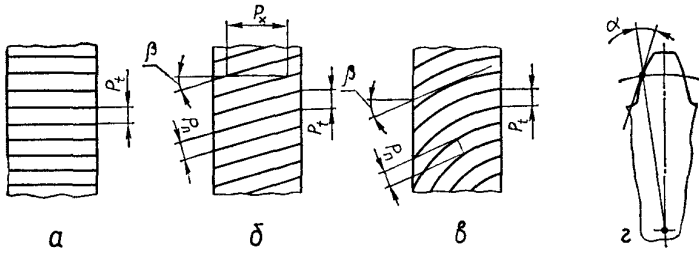


Рис. 8. Форма та розміщення зубців зубчастих коліс

Із рис. 8, б маємо зв'язок між P_n та P_t і P_x :

$$P_n = P_t \cdot \cos \beta; \quad P_x = P_n / \sin \beta. \quad (12)$$

Кут повороту зубчастого колеса від моменту входу зубця в зачеплення до моменту виходу його із зачеплення називається кутом перекриття і позначається φ_γ .

Відношення кута перекриття зубчастого колеса передачі до його кутового кроку називається коефіцієнтом перекриття і позначається ϵ_γ :

$$\epsilon_\gamma = \varphi_\gamma / \tau. \quad (13)$$

Коефіцієнт перекриття визначає середнє число пар зубців, що одночасно знаходяться у зачепленні. Якщо $\epsilon_\gamma = 1,6$, то це означає, що 0,4 періоду зачеплення одного зубця у зачепленні знаходиться одна пара зубців, а 0,6 періоду зачеплення того самого зубця у зачепленні знаходяться дві пари зубців.

Із збільшенням коефіцієнта перекриття підвищуються плавність роботи та несуча здатність передачі, зменшуються динамічні навантаження та шум передачі. Тому у швидкохідних та високонавантажених передачах замість прямозубих використовують косозубі, шевронні колеса або колеса з криволінійними зубцями, які забезпечують більші коефіцієнти перекриття.

Коефіцієнт перекриття завжди повинен бути більшим за одиницю, у противному разі при роботі зубчастої передачі можуть виникнути моменти, коли у зачепленні не буде знаходитися жодна пара зубців і передача буде працювати з ударами.

Лінійна величина, що в π раз менша за коловий крок зубців, називається коловим модулем зубців m_t , а лінійна величина, що в π раз менша за нормальний крок зубців, називається нормальним модулем зубців m_n :

$$m_t = P_t / \pi; \quad m_n = P_n / \pi. \quad (14)$$

На основі формул (12) та (14) маємо співвідношення :

$$\text{– для косих та криволінійних зубців} \quad m_n = m_t \cdot \cos \beta, \quad (15)$$

$$\text{для прямих зубців} \quad m_n = m_t = m.$$

Модулі зубців стандартизовані (у прямозубих колесах колові $m_t = m$, а в косозубих нормальні m_n). У ГОСТ 9563–60 наведено значення модулів, починаючи від 0,05 до 100 мм. Стандартні модулі від 1 до 18 мм такі:

1-й ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,9	11	14	18	

Модуль зубців є основною характеристикою розмірів вінців зубчастих коліс. Надалі стандартний модуль зубців прямозубих коліс, будемо позначати m (без індексу), а при визначенні розмірів косозубих коліс будемо використовувати стандартний нормальний модуль m_n .

Довжина ділильного кола зубчастого колеса:

$$\pi d = zP_t = zP_n / \cos \beta.$$

Із записаного співвідношення визначається ділильний діаметр косозубого колеса: $d = m_n \cdot z / \cos \beta$. (16)

Для прямозубого зубчастого колеса при $\beta = 0$ відповідно маємо:

$$d = m \cdot z. \quad (17)$$

До параметрів евольвентного зачеплення належить також кут профілю зубця. Гострий кут у поперечному перерізі зубця між дотичною до профілю зубця у даній точці та лінією, яка проходить через цю точку і центр колеса, називається кутом профілю зубця (рис. 4, г). Розрізняють ділильний α , початковий α_w та інші кути профілю зубця, які відповідають точкам на ділильній, початковій та інших співвісних циліндричних поверхнях. У разі збігання початкових та ділильних коліс початковий кут профілю зубця α_w дорівнює куту зачеплення α_{tw} .

Не можна змішувати поняття початкового та ділильного кіл зубчастих коліс. Ділильне коло – постійна геометрична фігура даного зубчастого колеса, діаметр якого залежить тільки від модуля та числа зубців. Початкове коло – поняття кінематичне і у окремо взятого колеса такого кола не має. Про початкові кола говорять, коли розглядають колеса, що знаходяться у зачепленні. Як зазначалось вище, ці кола стикаються у полюсі зачеплення і при обертанні зубчастих коліс перекочуються одне по другому без ковзання.

Якщо міжосьова відстань зубчастої передачі:

$$a_w = (d_1 + d_2)/2 = m_n \cdot (z_1 + z_2)/(2 \cos \beta), \quad (18)$$

то ділильні і початкові кола зубчастих коліс збігаються. При зміні міжосьової відстані a_w передачі діаметри ділильних кіл не змінюються, а діаметр початкових кіл змінюються пропорційно зміні a_w . Тоді:

$$d_{w1} = 2a_w / (u + 1); \quad d_{w2} = 2a_w \cdot u / (u + 1), \quad (19)$$

де u – передаточне число зубчастої передачі. Його також визначають і як відношення чисел зубців зубчастих коліс:

$$u = z_2/z_1. \quad (20)$$

Початковий контур зубчастих коліс

При безмежно великому діаметрі основного кола зубчасте колесо перетворюється у зубчасту рейку, а евольвентний профіль зубця – у прямолінійний, надзвичайно зручний для виготовлення та контролю розмірів. Можливість зачеплення евольвентного зубчастого колеса із зубчастою рейкою має важливе практичне значення, що дозволяє виготовляти зуборізний інструмент у вигляді рейки із зубцями прямолінійного профілю.

Профілювання зубців евольвентного профілю та інструменту для їх нарізування здійснюється відповідно до початкового контуру, тобто до контуру зубців номінальної початкової рейки у перерізі площиною, перпендикулярною до її ділильної площини та напрямку зубців.

Початковий контур стандартизований для циліндричних та конічних зубчастих коліс. Профіль зубців одного і другого контурів є прямолінійним на однаковій довжині по обидва боки від середньої лінії $a - a$, на якій товщина зубця та ширина впадини рівні між собою (рис. 5, а). Середня лінія рейки називається ділильною прямою.

Початковий контур характеризується кутом головного профілю α , коефіцієнтом висоти головки h_a^* , коефіцієнтом радіального зазора у парі початкових контурів c^* , коефіцієнтом висоти ніжки $h_f^* = h_a^* + c^*$, коефіцієнтом радіуса кривини перехідної кривої ρ_f^* .

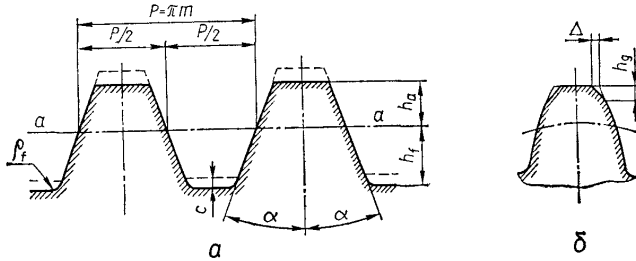


Рис. 9. Початковий контур для евольвентних зубчастих коліс

Згідно з названими параметрами початкового контуру розміри зубців нормального евольвентного зачеплення визначають за формулами (рис. 9, а і рис. 10): кут профілю зубців $\alpha = 20^\circ$;

$$\text{висота головки зубців} \quad h_a = h_a^* \cdot m; \quad (21)$$

$$\text{висота ніжки зубців} \quad h_f = h_f^* \cdot m = (h_a^* + c^*) \cdot m; \quad (22)$$

$$\text{висота зубців} \quad h = h_f + h_a = (2h_a^* + c^*) \cdot m; \quad (23)$$

$$\text{радіальний зазор} \quad c = c^* \cdot m; \quad (24)$$

$$\text{радіус кривини перехідної кривої} \quad \rho_f = \rho_f^* \cdot m. \quad (25)$$

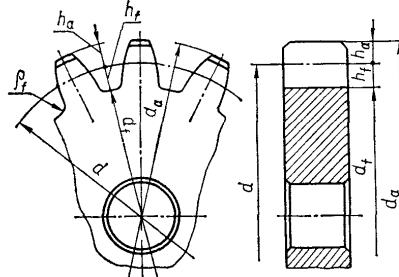


Рис. 10. Розміри зубців евольвентного зубчастого колеса

Діаметр вершин зубців та діаметр впадин зубчастого колеса можна визначити за виразами:

$$d_a = d + 2h_a = m \cdot z + 2h_a^* \cdot m; \quad (26)$$

$$d_f = d - 2h_f = m \cdot z - 2h_f^* \cdot m = m \cdot z - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m. \quad (27)$$

З метою покращення роботи зубчастого зачеплення у важконавантажених та високошвидкісних циліндричних зубчастих передачах із зовнішнім зачепленням рекомендують застосовувати початковий контур із

модифікацією профілю головки зубців (рис. 42, б), при цьому для $m \geq 1$ мм лінія модифікації пряма.

Параметри модифікації зубців визначають за такими залежностями:

$$h_g = h_g^* \cdot m; \quad \Delta = \Delta^* \cdot m. \quad (28)$$

Коефіцієнти висоти модифікації $h_g^* \leq 0.45$ та глибини модифікації $\Delta^* \leq 0,02$.

Коригування зубців циліндричних зубчастих передач

Із зменшенням числа зубців зубчастого колеса збільшується кривина евольвентного профілю і відповідно зменшується товщина зубців в їх основі та на вершині. Якщо число зубців z менше від деякого граничного значення z_{\min} , то при нарізуванні зубців інструментальною рейкою відбувається підріз ніжок зубців (рис. 11, а). Це спричинює значне зменшення їхньої міцності. Мінімальне число прямих зубців, які можна нарізувати інструментальною зубчастою рейкою без підрізання, становить 17.

Щоб усунути явище підрізання зубців нормального евольвентного зачеплення, треба використати спеціальні способи виправлення їхнього профілю, які називаються коригуванням зубчастих зачеплень.

Коригуванням зубчастого зачеплення при $z < z_{\min}$ досягається не тільки підвищення міцності зубців на згин, а й контактної міцності. Крім цього, можна зменшити спрацьовування зубців та усунути явища їхнього заклинювання. Коригування зачеплення дозволяє також вписати зубчасту передачу у наперед задану міжосьову відстань.

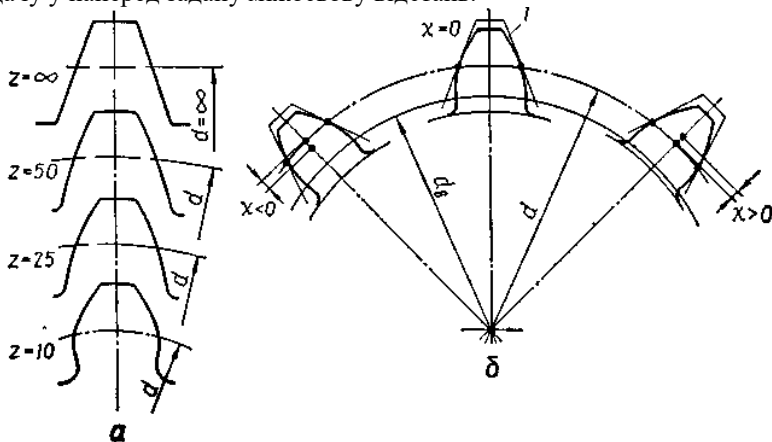


Рис. 11. Форма не коригованих та коригованих зубців

Кориговане зачеплення відрізняється від нормального тим, що профілі зубців виконують іншими, більш доцільними для даної передачі відріzkами евольвенти того самого основного кола. Кориговані зубчасті колеса виготовляють на тому самому обладнанні та тим же стандартним інструментом, що й некориговані. Різниця полягає в тому, що для коригованих коліс інструмент встановлюють з деяким зміщенням у радіальному напрямі. Заготовки зубчастих коліс виготовляють із зміненим

діаметром, а початковий контур дістають із зміщенням, яке визначають за формулою:

$$\chi = x \cdot m, \quad (29)$$

де x – коефіцієнт зміщення; m – модуль зубців.

Коефіцієнт зміщення буде додатнім ($x > 0$), якщо інструмент зміщають від центра заготовки, і від'ємним ($x < 0$), якщо інструмент зміщають до центра заготовки.

На рис. 11, а показана форма зубців, що нарізані одним і тим же інструментом 1 на одній і тій же заготовці, але з різними коефіцієнтами зміщення. Чим більше зміщення χ , тим віддаленішими від основного кола діаметром d_b відрізками евольвенти окреслюється профіль зубців. При цьому зменшується кривина евольвентного профілю і зубець в основі потовщується, а на вершині загострюється.

У нормальній зубчастій передачі коефіцієнти зміщення: $x_1 = x_2 = 0$. Тому таку передачу називають нульовою.

Розрізняють висотну та кутову корекцію зубчастого зачеплення.

Зубчасті передачі з висотною корекцією виготовляють із коефіцієнтами зміщення шестірні x_1 і колеса x_2 , які відповідають таким умовам:

$$x_1 = -x_2; \quad x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0, \quad (30)$$

де x_Σ – сумарний коефіцієнт зміщення.

При висотній корекції висота зубців залишається незмінною, але змінюється співвідношення висот головок та ніжок зубців і відповідно змінюються діаметри кіл вершин зубців та впадин.

У зубчастих колесах із висотною корекцією висоту головок h_a зубців та ніжок h_f визначають за формулами:

$$h_a = (h_a^* + x) \cdot m; \quad h_f = (h_a^* + c^* - x) \cdot m. \quad (31)$$

Початкові кола при висотній корекції збігаються із ділильними і кут зачеплення не змінюється. Товщина зубців шестірні збільшується, а зубців колеса зменшується, але сума товщин на ділильному колі пари зубців у зачепленні тут залишається постійною і дорівнює кроку зубців. Тут висотна корекція зубців не вимагає зміни міжосьової відстані передачі.

Висотна корекція дозволяє збільшити міцність зубців шестірні з одночасним зменшенням міцності зубців колеса. При великому числі зубців шестірні та колеса висотне коригування малоефективне, оскільки форма зубців змінюється мало. Тому висотну корекцію застосовують тільки при малому числі зубців шестірні і великому числі зубців колеса.

Зубчасті передачі з кутовою корекцією виготовляють із неоднаковими коефіцієнтами зміщення x_1 та x_2 . Ці коефіцієнти повинні задовольняти умову:

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0. \quad (32)$$

Рекомендації щодо вибору коефіцієнтів зміщення циліндричних зубчастих коліс наведені у ГОСТ 16532–70. Ці коефіцієнти можуть бути вибрані з умов підвищення контактної міцності активних поверхонь зубців або міцності на згин, забезпечення високої стійкості проти спрацювання та опору проти заїдання зубців.

При кутовій корекції сума товщин зубців шестірні та колеса на ділильних колах більша від кроку зубців, і тому ділильні кола не можуть дотикатись. Тут зубчасті колеса повинні бути зміщеними одне відносно одного. В результаті цього ділильні кола не збігаються з початковими колами, висота зубців зменшується, а кут профілю зубців буде збільшеним.

Розміри елементів зубців із кутовою корекцією знаходять за формулами: висота головки зубців $h_a = (h_a^* + x - \Delta u)m$; (33)
висота ніжки зубців $h_f = (h_a^* + c^* - x) \cdot m$. (34)

Тут Δu – коефіцієнт вирівнювального зміщення, який визначають за співвідношеннями:

$$\Delta u = x_\Sigma - u; \quad u = (a_w - a)/m, \quad (35)$$

де a , a_w – відповідно ділильна та початкова міжшосьові відстані передачі.

Кутова корекція зубчастого зачеплення у порівнянні з висотною має ряд переваг, головними з яких є підвищення міцності зубців двох зубчастих коліс передачі і можливість вписування зубчастої передачі у наперед задану міжшосьову відстань. Кутову корекцію можна використовувати за довільної комбінації чисел зубців шестірні і колеса. Тому з коригованих зубчастих передач переважене застосування мають передачі з кутовою корекцією.

Граничні значення коефіцієнтів зміщення обмежуються такими факторами: недопустимим підрізанням зубців при їхньому нарізуванні; загостренням зубців, тобто зменшенням їхньої товщини на колі виступів нижче, ніж допустимі межі; проявом інтерференції (взаємного проникнення) зубців при зачепленні їх; зменшенням коефіцієнта перекриття до граничного значення.

Порядок розрахунку параметрів циліндричних зубчастих передач зовнішнього зачеплення

Послідовність розрахунку параметрів циліндричних зубчастих передач наведена у табл. 1, в якій формули дані для коригованих косозубих передач із зубчастими колесами, нарізаними інструментом рейкового типу. Щоб дістати формули, придатні для розрахунку параметрів некоригованих передач із прямими зубцями, слід взяти коефіцієнти зміщень $x_1 = x_2 = 0$, кут нахилу зубців $\beta = 0$, а нормальний модуль зубців m_n замінити на m .

Деякі з наведених розрахункових формул не розглядались вище, однак вони відомі з курсу теорії машин та механізмів.

Вихідні дані для розрахунку такі: число зубців шестірні z_1 та колеса z_2 ; модуль зубців m_n ; кут нахилу лінії зубців β ; параметри нормального початкового контуру: кут головного профілю α , коефіцієнт висоти головки зубця h_a^* , коефіцієнт радіального зазору c^* , коефіцієнт радіуса кривини перехідної кривої ρ^* ; коефіцієнт зміщення за ГОСТ 16532–70 для шестірні x_1 та колеса x_2 .

Ковзання і тертя у зачепленні зубців

У точці контакту зубців, що знаходяться у зачепленні, мають місце відносні перекочування та ковзання профілів зубців. Швидкість v_s ковзання профілів є одним із основних факторів, які визначають втрати енергії у зачепленні, стійкість зубців проти спрацьовування та заїдання.

Розглянемо швидкість точки K контакту спряжених профілів зубців у довільний момент зачеплення. Абсолютні значення швидкостей точки K , що належить до зубців шестірні V_{K1} та колеса V_{K2} , можна визначити за формулами:

$$V_{K1} = \omega_1 \cdot (O_1 \cdot K); \quad V_{K2} = \omega_2 \cdot (O_2 \cdot K).$$

Ці швидкості направлені перпендикулярно до радіусів $O_1 \cdot K$ та $O_2 \cdot K$.

Нормальні та дотичні складові цих швидкостей відповідно мають вигляд:

$$V_{n1} = V_{K1} \cdot \cos \delta_1 = V_{K1} \cdot (O_1 \cdot a_1) / (O_1 \cdot K) = \omega_1 \cdot (O_1 \cdot a_1);$$

$$V_{n2} = V_{K2} \cdot \cos \delta_2 = V_{K2} \cdot (O_2 \cdot a_2) / (O_2 \cdot K) = \omega_2 \cdot (O_2 \cdot a_2);$$

$$V_{t1} = V_{K1} \sin \delta_1 = V_{K1} \rho_{K1} / (O_1 K) = \omega_1 \rho_{K1};$$

$$V_{t2} = V_{K2} \sin \delta_2 = V_{K2} \rho_{K2} / (O_2 K) = \omega_2 \rho_{K2}.$$

За умовою нерозривності зачеплення:

$$V_{n1} = V_{n2} = V_n = \omega_1 \cdot (O_1 \cdot a_1) = \omega_2 \cdot (O_2 \cdot a_2).$$

При контакті зубців у точці K відносна швидкість ковзання їхніх профілів:

$$V_{SK} = [V_{t1} - V_{t2}] = [\omega_1 \rho_{K1} - \omega_2 \rho_{K2}] = (\omega_1 + \omega_2) (PK), \quad (36)$$

де (PK) – змінна відстань від полюса зачеплення P до точки K дотикання профілів зубців.

Отже, швидкість ковзання зубців у зачепленні пропорційна відстані точки контакту до полюса. У полюсі P вона дорівнює нулю, а при переході через полюс міняє свій знак (спюра v_s на рис. 12, a).

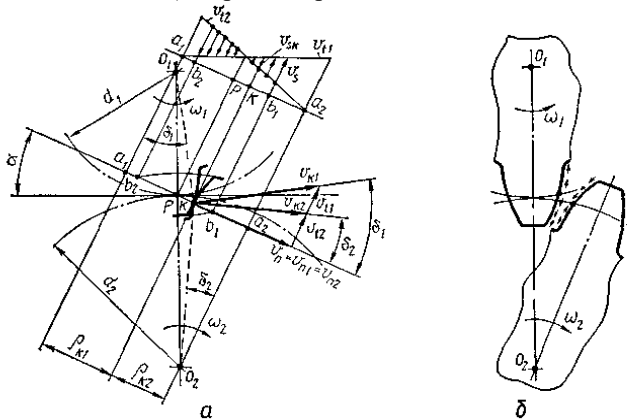


Рис. 12

Максимальні значення швидкості ковзання має при контакті верхньої точки профілю головок зубців із нижньою точкою профілю ніжок зубців.

Ковзання профілів зубців супроводжується тертям. Тертя є причиною втрат потужності у зачепленні зубців та спрацьовування їхніх робочих поверхонь.

Ділянки профілів зубців шестірни та колеса, які контактують між собою при зачепленні, називаються активними профілями, а відповідні їм поверхні зубців називають активними поверхнями зубців. На ведучих зубцях сили тертя направлені від початкового кола, а на ведених зубцях – навпаки. Швидкість ковзання збільшується з ростом висоти зубців, тобто їхнього модуля. У коліс із малим модулем та великим числом зубців ковзання менше, ніж у коліс із великим модулем та малим числом зубців.

Конструкції зубчастих коліс та їхнє виготовлення

Конструкція зубчастих коліс залежить від їхніх розмірів, матеріалу, способу і технології виготовлення заготовки, експлуатаційних вимог. Якщо діаметр кола впадин мало відрізняється від діаметра вала, шестірно виготовляють із валом як одну деталь (рис. 13, а, б). Зубчасті колеса, що допускають посадку та закріплення на валу, як правило, виготовляють насадними. Це дає змогу підбирати різні найвигідніші матеріали і термообробку для вала і колеса, спрощує технологію виготовлення та дає можливість після спрацювання зубців колеса зробити його заміну, зберігаючи при цьому вал. Однак вали, виготовлені разом із зубчастими колесами, мають більшу жорсткість, що позитивно впливає на роботу зубчастої передачі.

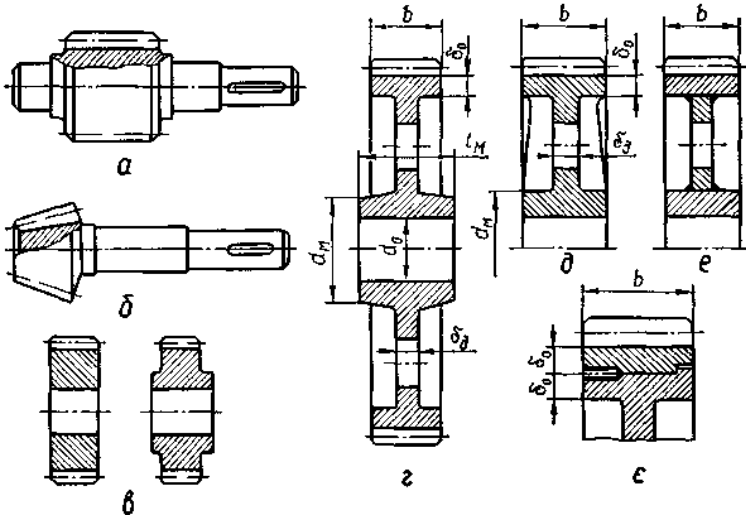


Рис. 13

Зубчасті колеса невеликого діаметра ($d \leq 200$ мм) можуть виготовлятися із круглого прокату, кованих або штампованих заготовок у вигляді суцільного диска без маточини або з маточиною (рис. 46, е).

Колеса середніх діаметрів ($d \leq 600$ мм) виготовляють із заготовок куванням, штампуванням або литтям. У більшості випадків такі колеса мають дискову конструкцію (рис. 13, з, д). Наближені розміри елементів цих коліс такі: діаметр маточини $d_M = (1,8 \dots 2,0)d_0$; довжина маточини $l_M = (1,0 \dots 1,2)b$; товщина диска $\delta_d = (0, \dots 0,35)b$; товщина обода $\delta_0 = (3 \dots 4)t$.

Для великогабаритних передач заготовки для зубчастих коліс виготовляють литтям (рис. 13, *д*) або зварюванням (рис. 13, *е*). При використанні для зубчастих вінців високоякісних сталей інколи застосовують бандажовані зубчасті колеса (рис. 13, *е*). У цьому разі зубчастий вінець насаджують на центральну колісну частину з гарантованим натягом і додатково закріплюють гвинтами.

Сучасні методи утворення поверхонь зубців зубчастих коліс достатньо різноманітні і нараховують у загальній кількості близько 50 найменувань. Сюди належать зубонарізування за допомогою зуборізних інструментів усіх типів, лиття, порошкова металургія та пластичне деформування, яке забезпечує підвищення міцності зубців і високу продуктивність при виготовленні. Вибір будь-якого методу формоутворення зубців залежить від комплексу економічних, експлуатаційних, технологічних вимог, що ставляться до конструкцій зубчастих коліс.

Широке застосування мають два методи нарізування зубців: копіювання та обкочування.

При нарізуванні зубців методом копіювання їх профіль дістають як копію контуру робочої частини зуборізного інструменту (рис. 14) – дискової або пальцевої фрези, що послідовно прорізає впадини між зубцями. Основні недоліки цього методу – це відносно низька продуктивність, мала точність та потреба великої кількості зуборізного інструменту, оскільки форма профілю зубців залежить не тільки від модуля, а й від числа зубців зубчастого колеса.

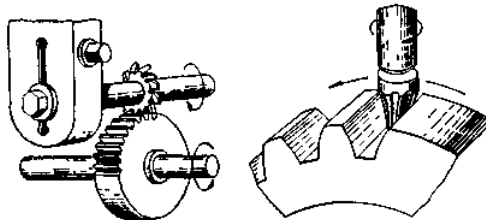


Рис. 14

Основний, більш продуктивний та точний метод нарізування зубців – це метод обкочування, при якому одночасно нарізується кілька зубців і профіль зубців утворюється у вигляді огинаючої лінії послідовних положень різальних кромки інструменту (рис. 15). Як інструмент тут може використовуватись спеціальне зубчасте колесо (довбач), що здійснює зворотно-поступальний рух. Одним довбачем можна нарізувати зубчасті колеса з різним числом зубців даного модуля, причому колеса як зовнішнього, так і внутрішнього зачеплень. При безмежному збільшенні діаметра та числа зубців довбача будемо мати інструментальну рейку – найбільш простий та точний інструмент для нарізування зубців за методом обкочування.

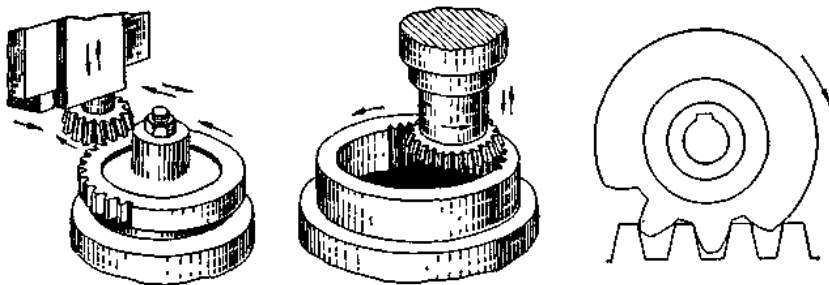


Рис. 15

Принцип стругання з почерговими робочими та холостими ходами інструменту, який має місце при нарізуванні зубців довбачем та рейкою, не забезпечує високої продуктивності. Якщо замінити інструментальну рейку черв'ячною фрезою (рис. 16), що має у нормальному перерізі профіль рейки, то процес стругання заміняється неперервним більш продуктивним процесом фрезерування. Цей спосіб нарізування зубців має переважне застосування. Він використовується для коліс як із прямими, так і з косими зубцями. Метод обкочування застосовується і для нарізування зубців конічних зубчастих коліс (рис. 16), яке здійснюється на спеціальних верстатах.

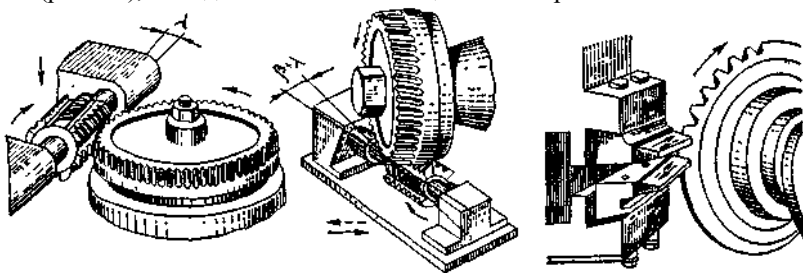


Рис. 16

Основними методами остаточної або фінішної обробки зубців є шліфування, що виконується на спеціальних зубошліфувальних верстатах, у більшості випадків після термообробки нарізаних зубців, та шевінгування, при якому інструмент (шевер), який працює за методом обкочування, знімає дуже тонкий шар металу з профільних поверхней зубців. Інколи для згладжування мікронерівностей на робочих поверхнях незагартованих зубців застосовують обкочування зубчастих коліс протягом кількох хвилин під навантаженням при зачепленні їх із еталонним колесом високої твердості.

Точність зубчастих передач

Одним із основних показників якості зубчастих передач є їх точність. Точність виготовлення зубчастих коліс та передач визначає не тільки їхні кінематичні та експлуатаційні показники, а й такі характеристики, як інтенсивність шуму та вібрації, а також суттєво впливає на показники міцності передач, довговічність її роботи, втрати на тертя тощо.

Термінологія та позначення похибок і допусків для зубчастих передач регламентовані відповідними стандартами.

Основними показниками точності функціонування евольвентних зубчастих передач є такі: кінематична точність; плавність роботи; контакт зубців; бічний зазор.

Норми кінематичної точності регламентують повну похибку передаточного відношення – найбільшу похибку кута повороту: для зубчастого колеса – у межах його одного оберту; для передачі – за повний цикл зміни відносного положення зубчастих коліс пари. Величина та характер кінематичних похибок є вирішальними для зубчастих передач точних кінематичних ланцюгів, ділільних механізмів, а також планетарних передач із кількома сателітами.

Норми плавності роботи регламентують циклічні похибки передаточного відношення – складові повної похибки кута повороту зубчастого колеса, що багатократно повторюються за один оберт колеса. Такі похибки є найважливішими для особливо точних відлікових і ділільних пристроїв та для високошвидкісних зубчастих передач.

Норми контакту зубців визначають точність (повноту) прилягання робочих поверхонь зубців спряжених у передачі коліс, що є найсуттєвішим для важконавантажених зубчастих передач.

Норми бічного зазору регламентують гарантований (найменший) бічний зазор між неробочими (при одному напрямі обертання) поверхнями зубців передачі і можливі межі коливання бічного зазору. Гарантований бічний зазор запобігає заклинюванню передачі при її нагріванні та появі ударів по неробочих профілях при динамічних навантаженнях, забезпечує потрібні умови змащування зубців.

Бічний зазор встановлюють видом спряження зубчастих коліс та видом допуску на бічний зазор. Для зубчастих передач із модулем $m \geq 1$ мм встановлено шість видів спряження – А, В, С, D, Е, Н та вісім видів допуску на боковий зазор – х, у, z, а, b, с, d, h. У спряженні виду Н мінімальний зазор дорівнює нулю, а у спряженні виду А мінімальний зазор найбільший. У більшості випадків для силових передач рекомендують використовувати спряження виду В, а для реверсивних передач спряження виду С і D.

За нормами кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців зубчасті передачі і колеса поділяють на 12 *ступенів точності* (із збільшенням номера ступеня точності точність зменшується). Найбільше розповсюдження у машинобудуванні мають зубчасті передачі із ступенем точності 5, 6, 7, 8, 9. Рекомендовані ступені точності зубчастих передач залежно від колової швидкості для силових передач наведені у таблицях.

Практично рідко зустрічаються передачі, для забезпечення якості яких усі три види норм треба витримувати з однаковим ступенем точності. У більшості випадків один або два показники точності є визначальними, а інші менш важливі. Залежно від конкретних експлуатаційних вимог до зубчастої передачі стандартами рекомендується комбінування норм кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців із різних ступенів точності для

однієї і тієї ж передачі. Границі комбінування ступенів точності обмежуються стандартами у зв'язку з наявністю експлуатаційного та технологічного взаємозв'язку похибок зубчастих передач.

Стандартами на допуски зубчастих передач встановлена система умовних позначень точності та вимог до бокового зазору зубчастих передач і зубчастих коліс.

При однаковому ступені точності за нормами кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців для відповідного виду спряження умовне позначення складається з цифри та літери, розділених тире. Цифра означає ступінь точності, а літера – вид спряження зубців, наприклад:

6 – В ГОСТ 1643–81 – для циліндричної евольвентної передачі;

7 – С ГОСТ 1758–81 – для конічної зубчастої передачі.

При комбінуванні норм із різних ступенів точності в умовному позначенні послідовно зазначають через тире три цифри, що відповідно означають ступені точності за нормами кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців, а літера – вид спряження зубців:

7 – 8' – 7 – В ГОСТ 1643–81; 8 – 7 – 6 – D ГОСТ 1758–81.

Показники, норми точності та норми бічного зазору для неевольвентних зубчастих передач нормуються галузевими стандартами або стандартами підприємств.

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 $H \leq 350$ НВ після нормалізації та поліпшення;

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

Із твердістю $H \leq 350$ НВ 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 ($H_1 \geq H_2 + \dots 30$ НВ).

У косозубих та шевронних зубчастих передачах інколи назначають твердість зубців шестірні значно вищою, ніж твердість зубців колеса

(приблизно на 100 одиниць НВ). Цим досягається деяке підвищення несучої здатності зубчастих передач із косими зубцями.

Технологічні переваги сталей із твердістю $H \leq 350$ НВ забезпечили їм широке застосування в умовах індивідуального та малосерійного виробництва, 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 $H > 350$ НВ застосовують для високонавантажених зубчастих коліс відносно невеликих розмірів. Спеціальні види термообробки дозволяють дістати твердість $H = 50... 60$ 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, цементация) 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, 12XНЗА 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, 40ХН 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 (38ХМЮА, 42Х2Н2МФЮА 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 нормалізувати.

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.

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

Під час роботи зубчастої передачі зубці коліс періодично взаємодіють між собою. При цьому лінія контакту зубців 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 спричинюють 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 довгочасної 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 $H \leq 350$ НВ.

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. 17, а показані сліди втомного прогресуючого викришування на поверхні ніжок зубців поблизу полюсної лінії.

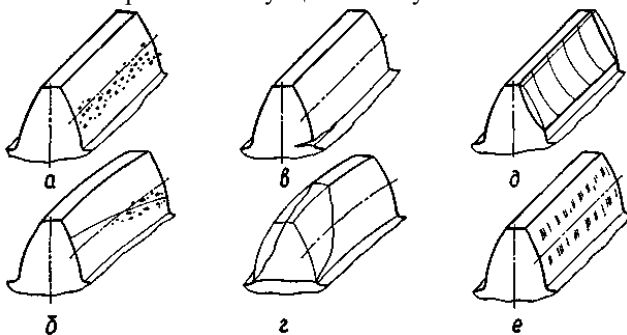


Рис. 17. Види руйнування зубчастих коліс

Відмітимо особливості втомного руйнування активних поверхонь зубців у передачах із косозубими колесами. При нахиленому розміщенні

контактної лінії (рис. 17, 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 появляються 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 педачі.

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. 50, 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. 17, г) і розповсюджується похило по довжині зубця до його вершини.

Загальні заходи запобігання поломки зубців: збільшення модуля зубців; використання додатних коефіцієнтів зміцнення 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. 17, *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 спричиняють 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 зчиплювання частинок металу з подальшим відривом їх від менш міцної поверхні. Нерівності, що утворились при цьому, задирають робочі поверхні зубців у напрямі ковзання (рис. 17, *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 протизадірних 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.

Допустимі напруження у розрахунках зубчастих передач

Допустимі контактні напруження. При розрахунках активних поверхонь зубців на контактну втому допустиме контактне напруження визначають за такою формулою (тут і далі при розрахунках зубчастих передач на міцність уведено деякі спрощення щодо ГОСТ 21354–87):

$$[\sigma]_H = (\sigma_{\text{Hlim b}} Z_R \cdot K_{\text{HL}}) / S_{\text{Hb}} \quad (37)$$

де $\sigma_{\text{Hlim b}}$ – границя контактної витривалості поверхонь зубців, що відповідає базі випробувань N_{HO} ; Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубців (беруть спільним для пари коліс, але для більш грубої поверхні одного з них: $Z_R = 1$ при $R_a = 1, \dots, 0,63$; $Z_R = 0,95$ при $R_a = 2,5 \dots 1,25$ і $Z_R = 0,9$ при $R_z = 40 \dots 10$); K_{HL} – коефіцієнт довговічності; S_H – коефіцієнт запасу (для зубчастих коліс із однорідною структурою $S_H = 1,1$, а для коліс із поверхневим зміцненням зубців $S_H = 1,2$).

Границю контактної витривалості поверхонь зубців $\sigma_{\text{Hlim b}}$ знаходять залежно від виду термічної обробки зубців та їхньої твердості за табл. 5, а базу випробувань N_{HO} – за формулою (твердість H_{HB} в одиницях Брінелля):

$$N_{\text{HO}} = 30 \cdot H_{\text{HB}}^{2,4}. \quad (38)$$

Коефіцієнт довговічності K_{HL} враховує можливості збільшення допустимих напружень при еквівалентному числі циклів N_{HE} навантаження зубців за строк служби передачі, меншому від бази випробувань N_{HO} :

$$K_{\text{HL}} = \sqrt[3]{N_{\text{HO}} / N_{\text{HE}}}. \quad (39)$$

Еквівалентне число циклів навантаження зубців за строк служби передачі визначають з урахуванням режиму навантаження зубчастих коліс (значення K_{HE} див. з табл.)::

$$N_{\text{HE}} = K_{\text{HE}} \cdot N_{\Sigma},$$

де сумарне число циклів навантаження зубців N_{Σ} , за строк служби h , год, передачі при кутовій швидкості ω , рад/с, зубчастого колеса знаходять за формулою:

$$N_{\Sigma} = 1800 \cdot i \cdot \omega \cdot h / \pi, \quad (40)$$

де i – число зубчастих коліс, спряжених із даним зубчастим колесом, для якого визначається N_{Σ} .

Існують такі обмеження коефіцієнта довговічності K_{HL}

а) при $N_{\text{HO}} < N_{\text{HE}}$ і постійному режимі навантаження ($K_{\text{HE}} = 1$) рекомендують брати:

$$K_{\text{HL}} = \sqrt[3]{N_{\text{HO}} / N_{\text{HE}}} \geq 0,9,$$

а для інших типових режимів навантаження (див. рис. 2.3) беруть $K_{\text{HL}} = 1$;

б) при $N_{\text{HO}} > N_{\text{HE}}$ і однорідній структурі матеріалу зубчастих коліс $K_{\text{HL}} \leq 2,6$, а для зубців із поверхневим зміцненням $K_{\text{HL}} \leq 1,8$.

У розрахунках прямо– і косозубих передач із твердістю зубців $H > 350$ HB за розрахункове допустиме напруження $[\sigma]_H$ беруть менше із двох значень $[\sigma]_{H1}$ та $[\sigma]_{H2}$, розрахованих для зубців шестірні та колеса. Для косозубих передач, якщо твердість зубців хоча б одного колеса $H < 350$ HB, за розрахункове допустиме контактне напруження беруть:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \quad (41)$$

із виконанням умов: $[\sigma]_H \leq 1,23 \cdot [\sigma]_{\text{Hmin}}$ – для циліндричних зубчастих передач;

$[\sigma]_H \leq 1,15 \cdot [\sigma]_{\text{Hmin}}$ – для конічних зубчастих передач. Тут $[\sigma]_{\text{Hmin}}$ менше з двох значень $[\sigma]_{H1}$ і $[\sigma]_{H2}$.

Підвищення несучої здатності передач із косими зубцями та значною різницею у твердості зубців шестірні та колеса (більше значення допустимого контактного напруження $[\sigma]_H$) пов'язане із нахиленим

розміщення контактних ліній на робочих поверхнях зубців. Ніжки зубців мають меншу стійкість проти викришування, ніж головки, бо у них несприятливе поєднання напрямку ковзання та перекочування поверхонь зубців. Відповідно ніжка зубця колеса, що працює з головкою зубця шестірни, починає викришуватись у першу чергу. При цьому через нахил контактної лінії навантаження (частково або повністю) передається на головку зубця колеса, що працює із ніжкою зубця шестірни. Послаблена ніжка зубця колеса розвантажується і її подальше викришування не відбувається. Додаткове навантаження ніжки зубця шестірни не є небезпечним, оскільки її зубці мають більшу твердість. Використання косозубої шестірни з високою твердістю зубців дозволяє додатково підвищити несучу здатність передачі до 20–25 %.

Допустиме граничне контактне напруження $[\sigma]_{Hmax}$ залежить від виду термічної або хіміко-термічної обробки зубчастих коліс. Для зубців зубчастих коліс після нормалізації, поліпшення або об'ємного гартування з низьким відпусканням (в тому числі і після нагрівання СВЧ) $[\sigma]_{Hmax} = 2,8\sigma_T$, де σ_T – границя текучості при розтягу. Для зубців після цементації, а також після контурного гартування при нагріванні СВЧ $[\sigma]_{Hmax} = 40 \cdot H_{HRC}$. Для зубців після азотування:

$$[\sigma]_{Hmax} = 3H_{HV}.$$

Допустимі напруження на згин. У розрахунках зубців на втому при згині допустиме напруження визначають окремо для зубців шестірни $[\sigma]_{F1}$ та зубців колеса $[\sigma]_{F2}$ за формулою:

$$[\sigma]_F = \sigma_{Flim b} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} / S_F, \quad (42)$$

де $\sigma_{Flim b}$ – границя витривалості зубців при згині, що відповідає базі випробувань $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ при коефіцієнті асиметрії $R = 0$; K_{FC} – коефіцієнт впливу напрямку прикладання навантаження на зубці; K_{FL} – коефіцієнт довговічності; S_F – коефіцієнт запасу, який беруть: $S_F = 1,75$ – при ймовірності неруйнування зубців 0,90; $S_F = 2,2$ – при ймовірності неруйнування більше від 0,99.

Границя витривалості зубців при згині залежить від виду термічної або хіміко-термічної обробки сталевих зубчастих коліс.

При однобічному прикладанні до зубців навантаження (нереверсивні передачі) коефіцієнт $K_{FC} = 1$, а при двобічному прикладанні навантаження (реверсивні передачі) коефіцієнт K_{FC} визначають за формулою:

$$K_{FC} = 1 - \gamma_{FC} \cdot T''_1 / T'_1 \quad (43)$$

де γ_{FC} – коефіцієнт, що враховує здатність матеріалу чинити опір руйнуванню при зміні напрямку навантаження ($\gamma_{FC} = 0,35$ для зубців після нормалізації або поліпшення; $\gamma_{FC} = 0,25$ – для зубців із поверхневим зміцненням; $\gamma_{FC} = 0,1$ – для зубців після азотування); $T''_1 > T''_1$ – обертові моменти, що навантажують передачу у протилежних напрямках.

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{FC} = m_F \sqrt{N_{F0} / N_{FE}}. \quad (44)$$

Тут m_F – показник степеня кривої втоми, який беруть: $m_F = 6$ для зубчастих коліс із твердістю поверхні зубців $H \leq 350$ HB та зі шліфованою

перехідною поверхнею незалежно від твердості; $m_F = 9$ – для зубчастих коліс із нешліфованою перехідною поверхнею при твердості зубців $H > 350$ НВ; N_{FE} – еквівалентне число циклів зміни напружень згину за строк служби передачі, яке знаходять із урахуванням режиму навантаження передачі:

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma}$$

Сумарне число циклів навантаження зубців N_{Σ} за строк служби передачі визначають за формулою (40).

Необхідно враховувати такі обмеження коефіцієнта K_{FL} якщо $N_{F0} < N_{FE}$, то беруть $K_{FL} = 1$; якщо $N_{F0} > N_{FE}$ і $m_F = 6$, то $K_{FL} \leq 2,08$, а якщо $m_F = 9$, то $K_{FL} \leq 1,63$.

Граничне допустиме напруження на згин $[\sigma]_{F \max}$, що використовують у розрахунках зубців на міцність при згині максимальним навантаженням, визначають за формулою:

$$[\sigma]_{F \max} = \sigma_{F \lim M} / S_F \quad (45)$$

Тут граничне напруження $\sigma_{F \lim M}$, що не спричинює залишкових деформацій або крихкої поломки зубців, рекомендують брати таким: $\sigma_{F \lim M} = 4,87/H_{HB}$ (МПа) – для легованих та вуглецевих сталей після нормалізації та поліпшення; $\sigma_{F \lim M} = 6H_{HB}$ (МПа) – для легованих та вуглецевих сталей після гартування з нагріванням СВЧ та твердістю серцевини зубців 200–300 НВ; $\sigma_{F \lim M} = 2800$ МПа – для легованих сталей із вмістом нікелю більше ніж 1 % після об'ємного, гартування.

Циліндричні зубчасті передачі

Параметри прямо- та косозубих зубчастих передач

Параметри початкового контуру. Згідно з діючими стандартами параметри початкового контуру для циліндричних прямо- та косозубих передач регламентовані такими значеннями (для зубчастих коліс із модулем $m \geq 1$ мм): кут головного профілю $\alpha = 20^\circ$; коефіцієнти – висоти головки зубця $h_a^* = 1$, радіального зазора $c^* = 0,25$, висоти ніжки зубця $h_f^* = h_a^* + c^* = 1,25$, радіуса кривини перехідної кривої $\rho_f^* = 0,38$.

Розміри зубців та вінців зубчастих коліс.

Основною відмінністю косозубих коліс у порівнянні з прямозубими є те, що у косозубих лінія зубців нахилена під деяким кутом β до твірної ділильного циліндра (рис. 18, а). Різновидністю косозубих коліс є шевронні зубчасті колеса (рис. 18, б). Шевронне зубчасте колесо складається як би з двох косозубих коліс, суміщених торцями так, щоб зубці мали протилежний нахил. Косозубі колеса використовують із кутом нахилу зубців $\beta = 8...20^\circ$, а у шевронних колесах беруть $\beta = 20...40^\circ$, кут нахилу зубців прямозубих коліс $\beta = 0$.

Зважаючи на те, що косозубі (шевронні) зубчасті колеса можуть нарізуватись таким самим стандартним інструментом, як і прямозубі, кут профілю зубців косозубих (шевронних) коліс у їх нормальному перерізі $\alpha_n = \alpha = 20^\circ$ (відповідно до початкового контуру).

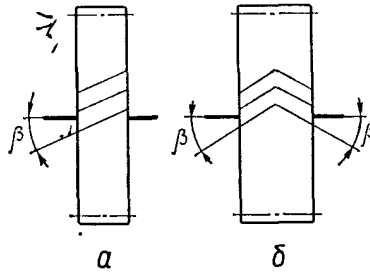


Рис. 18. Розміщення зубців на косозубому та шевронному колесах

За стандартний модуль зубців косозубих (шевронних) коліс беруть модуль m_n також у нормальному перерізі зубців. У прямозубих колесах нормальний та коловий модулі однакові: $m = m_n = m_r$.

Згідно зі значеннями параметрів стандартного початкового контуру розміри зубців циліндричних зубчастих коліс визначають за формулами, наведеними у табл. 1.

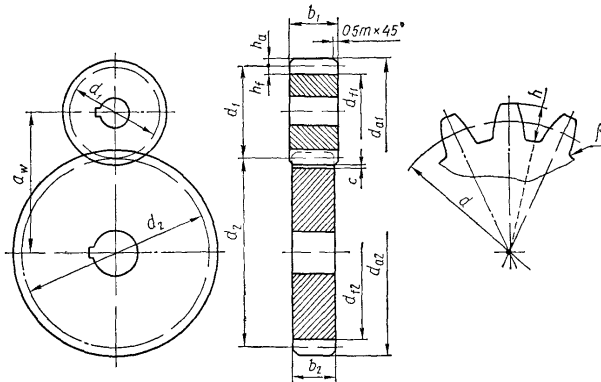


Рис. 19. Параметри циліндричної зубчастої передачі

Формули для розмірів вінців циліндричних зубчастих коліс із числами зубців z_1 і z_2 , що утворюють зубчасту передачу згідно з рис. 52, наведені у табл. 2.

Таблиця 1. Розміри елементів зубців циліндричних зубчастих коліс

Елементи зубця	Колесо	
	прямозубе	косозубе (шевронне)
Висота:		
голівки	$h_a = h^* \cdot m = m$	$h_a = h_a^* \cdot m_n = m_n$
ніжки	$h_f = (h^* + c^*) \cdot m = 1,25m$	$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m_n = 1,25m_n$
зубця	$h = h_a + h_f = 2,25m$	$h = h_a + h_f = 2,25m_n$
Радіальний зазор	$c = c^* \cdot m = 0,25m$	$c = c^* \cdot m_n = 0,25m_n$
Радіус кривини перехідної кривої	$pf = pf^* \cdot m = 0,38m$	$pf = pf^* \cdot m_n = 0,38m_n$

Таблиця 2. Розміри вінців пари циліндричних зубчастих коліс

Діаметри вінців	Передача	
	прямозуба	косозуба (шевронна)
Ділильні	$d_1 = m \cdot z_1$; $d_2 = m \cdot z_2$	$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos\beta$; $d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos\beta$
Вершин зубців	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m$, $d_{a2} = d_2 + 2h_a = d_2 + 2m$;	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m_n$; $d_{a2} = d_2 + 2h_a = d_2 + 2m_n$;
Впадин	$d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2,5m$; $d_{f2} = d_2 - 2h_f = d_2 - 2,5m$	$d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2,5m_n$; $d_{f2} = d_2 - 2h_f = d_2 - 2,5m_n$

Міжосьова відстань циліндричних зубчастих передач:

– прямозубої:

$$a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5m \cdot (z_1 + z_2); \quad (46)$$

– косозубої або (шевронної):

$$a_w = 0,5m_n \cdot (z_1 + z_2) / \cos \beta. \quad (47)$$

Враховуючи те, що передаточне число зубчастої передачі $u = z_2 / z_1$, ділильні діаметри зубчастих коліс (у некоригованих передачах початкові збігаються з ділильними) можуть бути виражені через міжосьову відстань:

$$d_1 = 2a_w / (u \pm 1); \quad d_2 = 2a_w \cdot u / (u \pm 1). \quad (48)$$

Тут знак плюс – для передачі зовнішнього зачеплення; знак мінус – для передачі внутрішнього зачеплення.

Ширину зубчастого вінця b_2 колеса потрібно брати залежно від міжосьової відстані передачі:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w, \quad (49)$$

де ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця, який беруть: $\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,4$ – для прямозубих передач, $\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,5$ – для косозубих та $\psi_{ba} = 0,4 \dots 0,8$ – для шевронних передач. Менші значення ψ_{ba} вживають при несиметричному або консольному розміщенні зубчастого колеса щодо опор вала, а також при твердості зубчастих коліс $H > 350$ НВ.

Граничні значення ψ_{ba} повинні бути такими, щоб виконувались умови:

$$\psi_{ba} = b_2 / d_1 = 0,5 \psi_{ba} (u + 1) \leq 1 \text{ – для прямозубих передач,}$$

$$\psi_{ba} \leq 1,5 \text{ – для косозубих передач,}$$

$$\psi_{ba} \leq 2,5 \text{ – для шевронних зубчастих передач.}$$

Ширину зубчастого вінця шестірні b_1 беруть на 2 – 5 мм більшою від ширини вінця колеса з метою забезпечення повноти контакту зубців по довжині їх при можливих похибках у монтажі валів передачі в осьовому напрямі.

Коефіцієнти торцевого та осьового перекриття. Загальний коефіцієнт перекриття зубчастої передачі:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad (50)$$

де ε_α і ε_β – коефіцієнти торцевого та осьового перекриття зубців відповідно.

Для зубчастих передач без модифікації зубців і з некоригованими зубцями коефіцієнт торцевого перекриття можна визначити за такою наближеною залежністю:

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 \pm 1/z_2)] \cdot \cos \beta. \quad (51)$$

Тут знак плюс для передач зовнішнього, а знак мінус – внутрішнього зачеплення. У прямозубих передачах ($\beta = 0$) рекомендують $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$, а у косозубих:

$$(\beta \neq 0) - \varepsilon_\alpha \geq 1.$$

Коефіцієнт осевого перекриття ε_β виражається відношенням ширини зубчастого вінця колеса b_2 до осевого кроку зубців P_x :

$$\varepsilon_\beta = b_2 / P_x = b_2 \cdot \sin \beta / P_n = (b_2 \cdot \sin \beta) / (\pi \cdot m_n). \quad (52)$$

У прямозубих зубчастих передачах $\varepsilon_\beta = 0$, а у косозубих передачах рекомендують брати $\varepsilon_\beta \geq 1,1$, що досягається вибором ширини вінця B_2 при заданих β та m_n .

Заміна косозубих зубчастих коліс еквівалентними прямозубими.

Міцність зубця визначають його розміри та форма у нормальному перерізі. Форму косоного зубця у нормальному перерізі визначають через параметри еквівалентного прямозубого колеса (рис. 20).

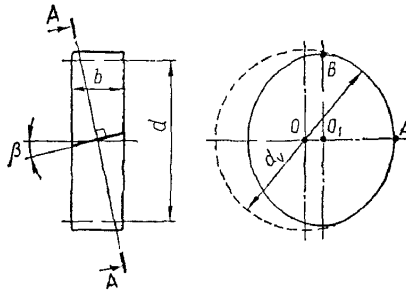


Рис. 20. До питання заміни косозубого колеса еквівалентним прямозубим

Нормальний до зубця переріз зубчастого колеса має форму еліпса з півосями:

$$O_1 \cdot A = 0,5 \cdot d; \quad O_1 \cdot B = 0,5 \cdot d / \cos \beta.$$

Максимальний радіус кривини еліпса:

$$O \cdot A = (O_1 \cdot B)^2 / (O_1 \cdot A) = d / (2 \cdot \cos^2 \beta).$$

Радіус еквівалентного прямозубого колеса беруть рівним максимальному радіусу кривини еліпса, тобто діаметр d_0 еквівалентного прямозубого колеса визначають за формулою:

$$d_0 = d / \cos^2 \beta. \quad (53)$$

Ширина вінця еквівалентного прямозубого колеса дорівнює ширині вінця косозубого колеса, тобто $b_0 = b$, а його модуль m_v дорівнює нормальному модулю m_n косозубого колеса.

Число зубців еквівалентного прямозубого колеса знаходять на основі співвідношення $d_0 = m_n \cdot z_0 = m_n \cdot z / \cos^3 \beta$, звідки дістаємо

$$z_0 = z / \cos^3 \beta. \quad (54)$$

Заміна косозубих зубчастих коліс еквівалентними прямозубими використовується у розрахунках на міцність зубців зубчастих передач.

Радіуси кривини профілів зубців та приведена їхня кривина

У розрахунках зубців зубчастих коліс на контактну втому використовують зведену кривину профілів зубців у їхньому нормальному перерізі, коли точка контакту профілів знаходиться у полюсі зачеплення.

Для прямозубої передачі (рис. 21, а) радіуси кривини профілів зубців у полюсі зачеплення визначають за такими формулами:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= a_1 \cdot P = 0,5 \cdot d_1 \cdot \sin \alpha_{t\omega}; \\ \rho_2 &= a_2 \cdot P = 0,5 \cdot d_2 \cdot \sin \alpha_{t\omega}, \end{aligned} \quad (55)$$

де $\alpha_{t\omega}$ – кут зачеплення, який у некоригованих зубчастих колесах дорівнює дільному куту профілю зубців ($\alpha_{t\omega} = \alpha = 20^\circ$).

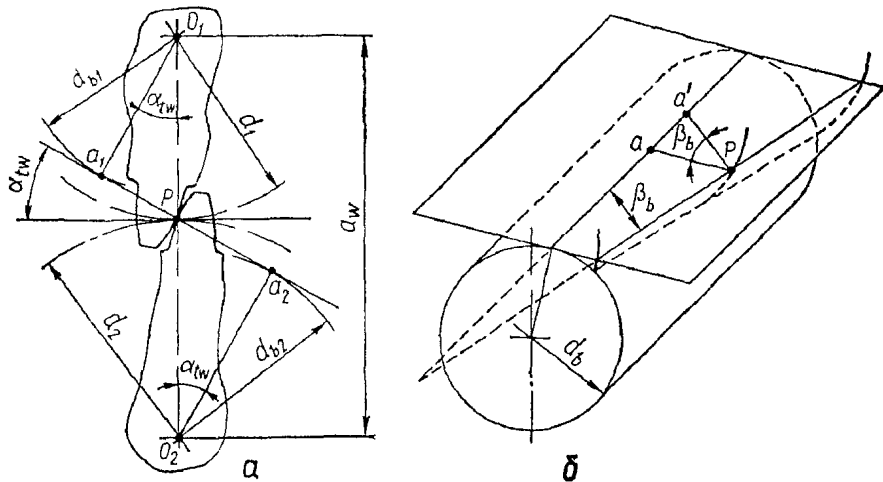


Рис. 21. До визначення радіусів кривини профілів зубців

У косозубому зубчастому колесі радіус кривини профілю у нормальному перерізі зубця (рис. 21, б):

$$\rho_n = a \cdot P = (a \cdot P) / \cos \beta_b = \rho / \cos \beta_b$$

Відповідно для косозубих шестірни та колеса з урахуванням залежностей (55) маємо для нормального перерізу зубців:

$$\rho_{n1} = 0,5d_1 \cdot \sin \alpha_n / \cos \beta_b; \quad \rho_{n2} = 0,5d_2 \cdot \sin \alpha_n / \cos \beta_b, \quad (56)$$

де β_b – кут нахилу лінії зубців на основному циліндрі діаметром d_b .

У точці контакту зубців зведена кривина їхніх профілів:

$$\begin{aligned} 1/\rho_{зв} &= 1/\rho_{n1} \pm 1/\rho_{n2} = 2 \cos \beta_b / d_1 \sin \alpha_n \pm 2 \cos \beta_b / d_2 \sin \alpha_n = \\ &= 2 \cos \beta_b / \sin \alpha_n (1/d_1 \pm 1/d_2). \end{aligned}$$

Якщо $d_2 = u d_1$, то остаточно запишемо:

$$1/\rho_{зв} = [2 \cos \beta_b \cdot (d_1 \cdot \sin \alpha_n)] (u \pm 1) / u.$$

Тут знак плюс – для передач зовнішнього зачеплення; знак мінус – для передач внутрішнього зачеплення.

Сумарна довжина ліній контакту зубців у зачепленні. Сумарна довжина контактних ліній l_{Σ} зубців, що одночасно знаходяться у зачепленні, залежить від значення коефіцієнтів торцевого ε_{α} та осьового ε_{β} перекриття. В прямозубих передачах l_{Σ} різко змінюється при переспряженні зубців (рис. 22, а, б). Здебільшого $1 < \varepsilon_{\alpha} < 2$ і сумарна довжина контактних ліній у період однопарного зачеплення (рис. 22, а) буде $l_{\Sigma} = b$, а у період двопарного зачеплення $l_{\Sigma} = 2b$ (рис. 22, б). У косозубих передачах (рис. 22, в) сумарна довжина контакту: $l_{\Sigma} = b \varepsilon_{\alpha} / \cos \beta$.

Якщо ε_{α} або ε_{β} – ціле число, то l_{Σ} у косозубій передачі не змінюється, оскільки зменшення довжини контакту зубця 1 (рис. 22, в) відповідає такому ж збільшенню довжини контакту зубця 3 при незмінній довжині контакту зубця 2.

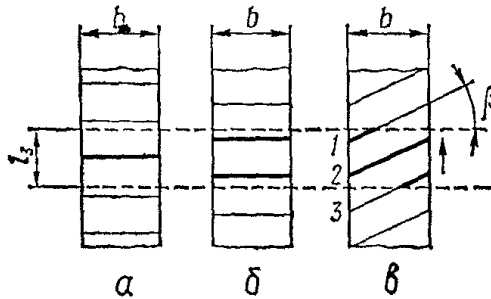


Рис. 22. До визначення сумарної довжини ліній контакту зубців у зачепленні

У загальному випадку ε_{α} і ε_{β} не цілі числа і l_{Σ} коливається у деяких межах. Тому рекомендується сумарну довжину ліній контакту зубців визначати за формулою

$$l_{\Sigma} = K_{\varepsilon} \cdot b \cdot \varepsilon_{\alpha} / \cos \beta,$$

де K_{ε} – коефіцієнт, що враховує коливання сумарної довжини ліній контакту зубців.

Для розповсюджених на практиці зачеплень величина K_{ε} змінюється в межах 0,9–1,0. У середньому можна брати $K_{\varepsilon} = 0,95$.

Найвигіднішим для роботи зубчастої передачі є випадок $l_{\Sigma} = \text{const}$. Цього можна досягнути відповідним вибором β та ширини зубчастого вінця b так, щоб коефіцієнт осьового перекриття ε_{β} був цілим числом.

Навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач

Номінальні сили у зачепленні циліндричних коліс. У навантаженій зубчастій передачі сила взаємодії зубців розподілена вздовж їхнього контакту. Цю розподілену силу замінимо зосередженою силою, прикладеною до зубця у середньому нормальному його перерізі. Силами тертя, що виникають у результаті ковзання профілів зубців, можна знехтувати, оскільки коефіцієнт тертя в зоні контакту малий, і тому таке припущення не впливає практично на кінцевий результат.

На рис. 23, а показано косоозубе зубчасте колесо, яке навантажене обертовим моментом T_1 . Зубці цього колеса взаємодіють із зубцями спареного зубчастого колеса. Схема взаємодії зубців показана у їх середньому нормальному перерізі А-А.

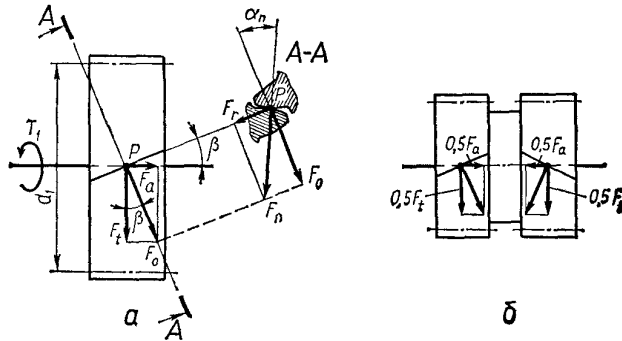


Рис. 23. Зусилля на зубці циліндричних зубчастих коліс

Сила F_n направлена вздовж нормалі до профілів зубців у точці їх контакту, тобто вздовж лінії зачеплення, яка утворює кут зачеплення α_n із перпендикуляром до лінії центрів коліс. Силу F_n замінимо двома її взаємно перпендикулярними складовими F_t і F_0 , які перенесемо на схему колеса. Тут сила F_t проєкціюється у точку Р, а сила F_0 направлена перпендикулярно до лінії зубця. Тепер силу F_0 також замінимо двома її взаємно перпендикулярними складовими F_t і F_a .

Отже, замість однієї нормальної сили F_n на зубець маємо три взаємно перпендикулярні її складові F_t , F_a і F_r . Таке зображення сил, що діють на зубці у зачепленні, зручне для розрахунків зубчастої передачі, її валів та їхніх опор.

Сила F_t , яку будемо називати коловою силою, лежить у площині дії обертового моменту T_1 і направлена по дотичній до ділильного кола зубчастого колеса. Тому:

$$F_t = 2T_1/d_1. \quad (57)$$

Складова F_a , яка перпендикулярна до площини колеса і паралельна осі його вала, називається осьюою силою. Вона може бути виражена через F_t та кут нахилу зубців β

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (58)$$

Сила F_r діє у площині колеса і направлена вздовж його радіуса, тому її називають радіальною силою. Для визначення F_r попередньо знайдемо

$$F_0 = F_t / \cos \beta,$$

а тоді (див. переріз А-А на рис. 23) запишемо:

$$F_r = F_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta. \quad (59)$$

Нормальна сила F_n до профілів зубців дорівнює геометричній сумі сил F_t , F_a і F_r .

Модуль цієї сили можна визначити за формулою:

$$F_n = F_0 / \cos \alpha_n = F_t / (\cos \alpha_n \cdot \cos \beta), \text{ або } F_n = 2T_1 / (d_1 \cos \alpha_n \cdot \cos \beta). \quad (60)$$

У разі зачеплення прямозубих коліс ($\beta = 0$) колова сила також визначається за формулою $F_t = 2T_1/d_1$, осьова сила $F_a = 0$, а радіальна сила може бути знайдена за формулою:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (61)$$

Наявність осової сили F_a у зачепленні косозубих коліс, що додатково навантажує вали та їхні опори, обмежує використання косозубих коліс із великим кутом нахилу лінії зубців β (F_a зростає із збільшенням β). Цього недоліку позбавлені шевронні зубчасті передачі, де осові сили у зачепленні взаємно зрівноважуються, бо лівий та правий півшеvronи мають протилежний нахил зубців. Цим пояснюється можливість збільшення кутів нахилу зубців у шевронних колесах у порівнянні з косозубими. Колова та радіальна сили у зачепленні шевронних зубчастих коліс визначаються відповідно за формулами: $F_t = 2T_1/d_1$ і $F_r = F_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_n / \cos \beta$.

Розрахункове навантаження на зубці зубчастої передачі. За розрахункове навантаження на зубці беруть максимальне значення питомого навантаження, розподіленого вдовж лінії контакту зубців у їхньому зачепленні:

$$q = (F_n/l_\Sigma) \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v = [F_t/(b \cdot K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha / \cos \alpha_n)] \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v. \quad (62)$$

Тут F_n та l_Σ вибрані згідно з формулами (18) і (14), $K_\alpha K_\beta$ – коефіцієнти, що враховують розподіл навантаження між зубцями та за шириною зубчастих вінців коліс відповідно; K_v – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження зубців.

Коефіцієнти $K_\alpha K_\beta$ і K_v різні у розрахунках зубців на контактну втому і на втому при згині. Тому вводять такі позначення коефіцієнтів: $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, K_{Hv} – у розрахунках на контактну втому; $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{Fv} – у розрахунках зубців на згин.

Додатково введемо поняття питомої розрахункової колової сили:

$$W_{Ht} = (F_{Ht} / b) \cdot K_{H\alpha}, K_{H\beta}, K_{Hv}, \quad W_{Ft} = (F_{Ft} / b) \cdot K_{F\alpha}, K_{F\beta}, K_{Fv}. \quad (63)$$

На основі виразу (62) розрахункове навантаження на зубці буде визначатись за такими формулами:

– при розрахунках зубців на контактну витривалість:

$$q_H = W_{Ht} / (K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha / \cos \alpha_n); \quad (64)$$

– при розрахунках зубців на втому при згині:

$$q_F = W_{Ft} / (K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha / \cos \alpha_n). \quad (65)$$

Колові сили F_{Ht} і F_{Ft} у виразах (63) знаходять згідно з формулою (15):

$$F_{Ht} = 2T_{1H}/d_1, \quad F_{Ft} = 2T_{1F}/d_1. \quad (66)$$

Взагалі беруть обертові моменти $T_{1H} = T_{1F}$ такими, що дорівнюють максимальному тривало діючому обертовому моменту T_1 відповідно до заданого типового режиму навантаження передачі (див. 2.2).

Розподіл навантаження між зубцями. У прямозубих зубчастих передачах та косозубих при $\varepsilon_\beta \leq 1$ навантаження у зачепленні може передаватись однією парою зубців. Тому для таких передач коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями, рекомендують брати $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$.

У косозубих та шевронних зубчастих передачах у зачепленні одночасно знаходяться кілька пар зубців. Через похибки кроків та напрямів нахилу зубців окремі пари контактуючих зубців навантажуються нерівномірно. Цю нерівномірність враховують відповідними значеннями коефіцієнтів K_{Ha} і K_{Fa} . Для косозубих та шевронних зубчастих передач значення K_{Ha} наведені у табл. 3, а K_{Fa} можна визначити за формулою:

$$K_{Fa} = [4 + (\varepsilon_a - 1) \cdot (n_{CT} - 5)] / (4\varepsilon_a), \quad (67)$$

де n_{CT} – ступінь точності за нормою контакту зубців. Якщо $n_{CT} > 9$, то беруть $n_{CT} = 9$ і аналогічно, якщо $n_{CT} < 5$, то $n_{CT} = 5$.

Таблиця 3. Коефіцієнт K_{Ha} для косозубих та шевронних передач

Колова швидкість коліс v , м/с	Значення K_{Ha} для ступеня точності за нормами плавності				
	5	6	7	8	9
2,5	1	1,01	1,03	1,05	1,13
5	1	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,01	1,03	1,07	1,13	
15	1,01	1,04	1,09	–	–
20	1,02	1,05	1,12	–	–
25	1,02	1,06	–	–	–

Розподіл навантаження по ширині зубчастих вінців. Навантаження по ширині вінця зубчастих коліс розподіляється рівномірно тільки при ідеально точному виготовленні та монтажі передачі, а також при абсолютно жорстких валах та їхніх опорах. У реальних передачах при їхньому навантаженні зубчасті колеса перекошуються одне відносно одного (рис. 24, а).

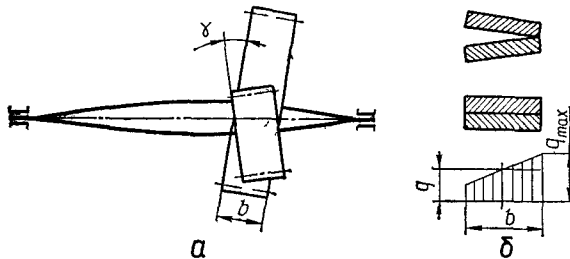


Рис. 24. До питання концентрації навантаження по ширині зубчастих коліс

У результаті деформацій валів та опор і похибок виготовлення та монтажу передачі із абсолютно жорсткими зубцями мали б кутове дотикання зубців, як показано на рис. 24, б. Через податливість зубців їх контакт відбувається на всій або на значній частині ширини зубчастого вінця. Однак пружні деформації зубців по їх довжині неоднакові і відповідно навантаження у контакті розподіляється нерівномірно (див. епюру q на рис. 24, б).

Нерівномірність навантаження по ширині вінця b враховується коефіцієнтом K_{β} , що дорівнює відношенню максимального питомого навантаження q_{\max} до його номінального значення q .

Зубці зубчастих коліс можуть припрацьовуватись, через що розподіл навантаження може частково або майже повністю вирівнюватися. Здатність до припрацювання зубців залежить від матеріалів зубчастих коліс та умов їхньої роботи.

Вважають, що зубці передачі припрацьовуються, якщо матеріал хоч би одного з коліс має твердість $H \leq 350$ HB, а колова швидкість коліс $v \leq 15$ м/с. При твердості зубців $H > 350$ HB і коловій швидкості $v > 15$ м/с зубці слабо припрацьовуються або не припрацьовуються зовсім. При швидкості $v > 15$ м/с систематичне спрацювання зубців відсутнє незалежно від матеріалів коліс, бо між зубцями утворюється стійка масляна плівка достатньої товщини.

Повне припрацювання зубців у передачах можливе не завжди, а тільки при постійному навантаженні передачі. Це пов'язано із закручуванням валів та самого тіла шестірні. При змінному навантаженні досягається часткове припрацювання зубців і нерівномірність розподілу питомого тиску у контакті зменшується в недостатній мірі.

Отже, основними факторами, що обумовлюють нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців, є: податливість валів та їхніх опор; похибки виготовлення зубчастих коліс та монтажу передачі; розміщення зубчастих коліс на валах відносно опор; умови, за яких не відбувається припрацювання зубців (висока твердість зубців, висока колова швидкість та несталість навантаження передачі). За інших рівних умов нерівномірність розподілу навантаження тим вища, чим більша ширина зубчастого вінця, яка характеризується коефіцієнтом $\psi_{bd} = b/d_1$.

Для наближеної оцінки коефіцієнта K_{β} рекомендують графіки, складені на основі розрахунків та практики експлуатації зубчастих передач. Графіки рекомендують для передач, жорсткість та точність деталей яких задовольняють нормам редукторобудування.

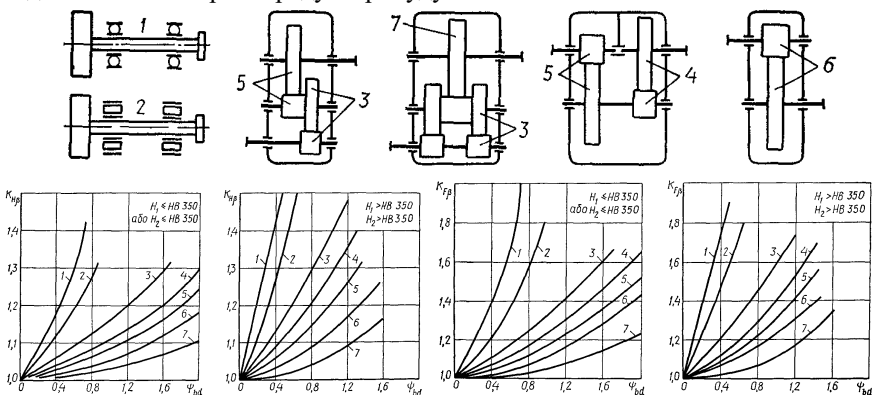


Рис. 25. Графіки для визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$

Явище нерівномірності розподілу навантаження по ширині вінців зубчастих коліс неоднаково впливає на контактну міцність активних поверхонь зубців та міцність зубців при згині. Тому за даними на рис. 25 графіками окремо вибирають коефіцієнти $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$, які використовуються у відповідних розрахунках зубчастих передач. Криві 1–7 на графіках відповідають різним випадкам розміщення коліс 1–7 щодо опор валів, а вплив ширини зубчастого вінця враховується коефіцієнтом ψ_{bd} . Графіки розроблені для різних твердостей зубців і для наявних на практиці змінних режимів навантаження передач при коловій швидкості коліс $v < 15$ м/с. При постійному навантаженні, твердості одного з коліс передачі $H < 350$ HB і швидкості $v < 15$ м/с можна брати $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$.

Коефіцієнти динамічного навантаження зубців $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$

Ступінь точності за нормою плавності	Твердість зубців колеса	Коефіцієнт	Колова швидкість зубців v , м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	$H_2 \leq 350$ HB	$K_{H\beta}$	1,03/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,17/1,04	1,23/1,06	1,28/1,07
		$K_{F\beta}$	1,06/1,02	1,13/1,05	1,26/1,10	1,40/1,15	1,53/1,20	1,67/1,25
	$H_2 \geq 40$ HRC	$K_{H\beta}$	1,02/1,00	1,04/1,00	1,07/1,02	1,10/1,02	1,15/1,03	1,18/1,04
		$K_{F\beta}$	1,02/1,01	1,04/1,02	1,08/1,03	1,11/1,04	1,14/1,06	1,17/1,07
7	$H_2 \leq 350$ HB	$K_{H\beta}$	1,04/1,02	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
		$K_{F\beta}$	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,67/1,22	1,80/1,27
	$H_2 \geq 40$ HRC	$K_{H\beta}$	1,03/1,00	1,05/1,01	1,09/1,02	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04
		$K_{F\beta}$	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	$H_2 \leq 350$ HB	$K_{H\beta}$	1,04/1,01	1,08/1,02	1,16/1,04	1,24/1,06	1,32/1,07	1,40/1,08
		$K_{F\beta}$	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	$H_2 \geq 40$ HRC	$K_{H\beta}$	1,03/1,01	1,06/1,01	1,10/1,02	1,16/1,03	1,22/1,04	1,26/1,05
		$K_{F\beta}$	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,21/1,07	1,26/1,08
9	$H_2 \leq 350$ HB	$K_{H\beta}$	1,05/1,01	1,10/1,03	1,20/1,05	1,30/1,07	1,40/1,09	1,50/1,12
		$K_{F\beta}$	1,13/1,04	1,28/1,07	1,50/1,14	1,77/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	$H_2 \geq 40$ HRC	$K_{H\beta}$	1,04/1,01	1,07/1,01	1,13/1,02	1,20/1,03	1,26/1,04	1,32/1,05
		$K_{F\beta}$	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09

Примітка. У чисельнику — значення для прямозубих передач, у знаменнику — для косозубих.

Динамічне навантаження у зачепленні зубчастих передач. Неминучі похибки у виготовленні зубчастих коліс, а також пружні деформації зубців під навантаженням спричиняють появу динамічних навантажень зачеплення. Основний вплив на динамічні навантаження мають похибки основного кроку P_b зубців шестірні та колеса і їхня колова швидкість.

Якщо основний крок зубців колеса більший від кроку зубців шестірні, то відбувається передчасний вхід у зачеплення кромки зубця колеса – кромковий удар зубців. У випадку, коли крок зубців менший від кроку зубців шестірні, має місце запізнення виходу із зачеплення попередньої пари зубців – серединний удар наступної пари зубців. Щоб зменшити ефект кромкового

удару в зачепленні, треба використовувати зубчасті колеса з модифікацією профілів головок зубців.

Вплив динамічного навантаження на контакту міцність активних поверхонь зубців та міцність зубців на згин оцінюється коефіцієнтами відповідно K_{HV} та K_{FV} . Точне визначення цих коефіцієнтів достатньо складне і для розрахунків зубчастих передач можна використати наближені значення коефіцієнтів K_{HV} і K_{FV} . При цьому колову швидкість зубців визначають за формулою: $v = 0.5 \cdot \omega_1 \cdot d_1$

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактні втому і міцність.

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому втрапляється до визначення розрахункових контактних напружень і порівняння цих напружень із допустимими. Згідно з умовою контактної міцності:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho_{3B}}} \leq [\sigma]_H$$

розрахунок ведеться для моменту зачеплення зубців у полюсі, оскільки втомне викришування активних поверхонь починається в зоні полюсної лінії контакту на ніжках зубців.

У зубчастій передачі питома розрахункова навантаження q_H на лінії контакту зубців визначається за виразом (64). Після підстановки виразів для q_H та $1/\rho_{3B}$ у записану вище умову дістанемо:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{[W_{Ht} / (K_\epsilon \epsilon_\alpha \cos \alpha_n)] \cdot [\cos \beta_b / (d_1 \sin \alpha_n)] \cdot [(u \pm 1) / u]} \leq [\sigma]_H$$

Якщо взяти $\cos \alpha_n \cdot \sin \alpha_n = 0,5 \sin 2\alpha_n$ та позначити:

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_b / \sin 2\alpha_n}; \quad Z_\epsilon = \sqrt{1 / (K_\epsilon \epsilon_\alpha)},$$

то дістанемо остаточну залежність для розрахунку активних поверхонь зубців на контактну втому:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{W_{Ht} / d_1} [(u \pm 1) / u] \leq [\sigma]_H. \quad (68)$$

Тут W_{Ht} – питома розрахункова колова сила, що визначається за формулою (65):

$$W_{Ht} = (F_{Ht}/b) \cdot K_{H\alpha}, \cdot K_{H\beta}, K_{HV}.$$

В умові міцності (68) маємо: Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів спряжених у передачі коліс; для сталевих зубчастих коліс: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$; для поєднання сталь – чавун $Z_M = 215 \text{ МПа}^{1/2}$; для чавунних коліс $Z_M = 200 \text{ МПа}^{1/2}$; Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців; для зубчастих передач із зміщенням ($x_\Sigma \neq 0$) Z_H визначають за відповідними графіками, а для передач без зміщення ($x_\Sigma = 0$) – за записаною вище спрощеною залежністю при $\alpha_n = 20^\circ$ $Z_H = 1,77 \cos \beta$; Z_ϵ – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній; для прямозубих передач та косозубих при $\epsilon_\beta \leq 0,9$ $Z_\epsilon = \sqrt{(1 - \epsilon_\alpha)/3}$, а для косозубих при $\epsilon_\beta > 0,9$ та шевронних передач $Z_\epsilon = \sqrt{1 / \epsilon_\alpha}$.

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому за умовою (68) є основним для зубчастих передач. У розрахунках зубців на контактну втому допускається розрахункове контактне напруження у межах $1,05[\sigma]_H \geq \sigma_H \geq 0,9[\sigma]_H$. Якщо ця умова не виконується, то можна змінити відповідно ширину вінця колеса b_2 , не виходячи за межі рекомендованих значень ψ_{ba} . Якщо це не дає бажаного результату, то змінюють міжосьову відстань або назначають інші матеріали коліс чи іншу термообробку і розрахунок повторюють.

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність при дії максимального навантаження виконують з метою, щоб запобігти появі залишкової деформації або крихкого руйнування поверхневого шару зубців при короткочасних перевантаженнях передачі. Умова відсутності появи руйнувань зубців має вигляд:

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma]_{H \max}, \quad (69)$$

де $\sigma_{H \max}$ – максимальне розрахункове контактне напруження, що виникає при найбільшому навантаженні $T_{1 \max}$ із спектра навантажень, які підводяться до передачі навіть при однократній дії за період експлуатації; $[\sigma]_{H \max}$ – допустиме граничне контактне напруження.

Враховуючи, що контактне напруження пропорційне квадратному кореню з навантаження, умову (69) перепишемо так:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{1 \max} / T_{1H}} \leq [\sigma]_{H \max}. \quad (70)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження, що виникає у зубцях при навантаженні T_{1H} (визначають за виразом (68)).

Розрахунок зубців на втому і міцність при згині

Розрахунок зубців на втому при згині. При розрахунках на згин зубець розглядають як консольну балку. Розрахункове навантаження прикладається до вершини зубця, тобто вибирають найнебезпечніший випадок навантаження зубця з точки зору виникнення максимального напруження згину у його основі.

На рис. 26 зображена розрахункова схема зубця. Зубець завдовжки 1 мм навантажений розрахунковою силою q_F , яка визначається за виразом (65).

Перенесемо точку прикладання сили q_F на вісь симетрії зубця і розкладемо цю силу на дві взаємно перпендикулярні складові:

$q_{Ft} = q_F \cos \alpha'$; $q_{Fr} = q_F \sin \alpha'$, де α' – кут, що визначає положення вектора навантаження q_F щодо осі зубця.

У небезпечному перерізі, який розміщений в основі зубця у зоні найбільшої концентрації напружень, навантаження q_{Ft} спричинює напруження згину σ_{zt} , а навантаження q_{Fr} – напруження стиску σ_{ct} (див. епюри на рис. 26):

$$\sigma_{zt} = q_{Ft} \cdot l/W_0 = 6 \cdot q_F \cdot l \cdot \cos \alpha' / a^2; \quad \sigma_{ct} = q_{Fr} / A = q_F \cdot \sin \alpha' / a.$$

На рис. 26 показана також епюра сумарних напружень σ_F у небезпечному перерізі зубця. Оскільки втомні тріщини і руйнування

починаються на розтягнутому боці зубців (тобто з боку робочого профілю), міцність зубців розраховують саме з цього боку за умовою, що

$$\sigma_F = Y_\beta \cdot (\sigma_{зг} - \sigma_{ст}) \cdot \alpha_k \leq [\sigma]_F, \quad (71)$$

де Y_β – коефіцієнт, що враховує зменшення напружень при нахиленому розміщенні зубців у косозубих передачах; α_k – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень.

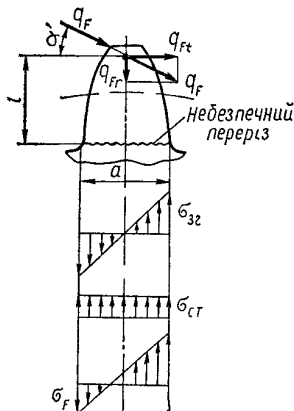


Рис. 26. До визначення напружень згину в зубці зубчастого колеса

Розміри l і a (див. рис. 26) пропорційні модулю зубців m_n : $l = \lambda_1 \cdot m_n$; $a = \lambda_2 \cdot m_n$ (λ_1 і λ_2 – коефіцієнти пропорційності). Якщо це взяти до уваги та підставити значення $\sigma_{зг}$ та $\sigma_{ст}$ в умову (29), то дістанемо:

$$\begin{aligned} \sigma_F &= Y_\beta \cdot \alpha_k \cdot [6q_F \cdot \lambda_1 \cdot m_n \cdot \cos \alpha' / (\lambda_2^2 \cdot m_n^2) - q_F \cdot \sin \alpha' / (\lambda_2 \cdot m_n)] = \\ &= (q_F \cdot Y_\beta \cdot \alpha_k / m_n) \cdot (6 \cdot \lambda_1 \cdot \cos \alpha' / \lambda_2^2 - \sin \alpha' / \lambda_2) \leq [\sigma]_F. \end{aligned}$$

Врахуємо залежність (65) для визначення розрахункового навантаження на зубці.

Остаточна формула для розрахунку зубців на втому при згині набуде вигляду:

$$\Sigma_F = Y_F \cdot Y_e \cdot Y_\beta \cdot W_{Ft} / m_n < [\sigma]_F. \quad (72)$$

Тут W_{Ft} – питома розрахункова колова сила, яка визначається за формулою (21):

$$W_{Ft} = (F_{Ft} / b) \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}.$$

В умові міцності (30) маємо такі коефіцієнти: Y_F – коефіцієнт форми зубців (залежить від розмірів l , a , α' та форми перехідної кривої зубця, яка впливає на α_k); Y_F визначають за відповідними графіками залежно від еквівалентного числа зубців Z_v шестірні та колеса з урахуванням коефіцієнтів зміщення x ; для некоригованих коліс ($x = 0$) зовнішнього зачеплення значення Y_F наведені у табл. 5, а для коліс внутрішнього зачеплення наближено можна брати:

$$Y_F = 4z / (z + 20);$$

Y_e – коефіцієнт перекриття зубців, у розрахунках прямозубих та косозубих (шевронних) передач можна наближено брати $Y_e = 1$; Y_β –

коефіцієнт нахилу зубців, для прямозубих передач $Y_\beta = 1$, а для косозубих та шевронних $Y_\beta = 1 - \beta/140^\circ$.

Коефіцієнти Y_F форми зубців

z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F
17	4,26	25	3,90	50	3,65
18	4,20	28	3,82	60	3,62
19	4,11	30	3,80	80	3,61
20	4,08	32	3,78	100	3,60
21	4,01	37	3,71	150	3,60
22	4,00	40	3,70	∞	3,63
24	3,92	45	3,68		

Перевірку міцності зубців на втому при згині виконують для зубців шестірни і колеса, оскільки Y_{F1} та Y_{F2} різні при $z_1 \neq z_2$.

Із співвідношення (72) видно, що за інших рівних умов напруження згину в зубцях тим більші, чим менший модуль зубців m_n . Міцність зубців на згин для передачі з відомою міжосьовою відстанню можна підвищити, збільшуючи модуль та зменшуючи відповідно числа зубців шестірни та колеса.

Розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням виконують для того, щоб запобігти появі залишкової деформації або крихкої поломки зубців. Цей розрахунок ведуть за найбільшим короткочасним навантаженням $T_{1 \max}$ для зубців того зубчастого колеса (шестірни або колеса), для якого напруження згину σ_F більше.

Щоб забезпечити потрібну міцність зубців, треба виконувати таку умову:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_F \cdot (T_{1 \max} / T_{1F}) \leq [\sigma]_{F \max}, \quad (73)$$

де $\sigma_{F \max}$ – максимальне розрахункове напруження згину; σ_F – розрахункове напруження згину, що спричинюється дією навантаження T_{1F} ; $[\sigma]_{F \max}$ – допустиме граничне напруження згину.

Проектний розрахунок циліндричних зубчастих передач та особливості розрахунку відкритих зубчастих передач

Проектний розрахунок. Добути вище розрахункові залежності σ_H ; $\sigma_{H \max}$; σ_F ; та $\sigma_{F \max}$ використовують для перевірних розрахунків на міцність зубчастих передач із відомими розмірами та навантаженням.

Проектний розрахунок має бути тільки для попереднього визначення орієнтовних розмірів передачі і не може замінити виконання перевірних розрахунків, які є основними.

Габаритні розміри зубчастої передачі визначаються умовою стійкості активних поверхонь зубців проти втомного викривування. Тому розрахункову залежність для визначення основного розмірного параметра передачі, який визначає її габаритні розміри, дістанемо з умови (68). Таким розмірним параметром для циліндричних зубчастих передач можна вважати міжосьову відстань a_w .

Вихідними даними для проектного розрахунку передачі є такі: розрахункове тривало діюче навантаження T_{1H} передаточне число передачі u ;

параметр $\psi_{ba} = b/a_w$ або $\psi_{bd} = b/d_1$ рекомендації для вибору яких наведені у 1; вид передачі – прямозуба чи косозуба (шевронна); типовий режим навантаження передачі та строк її служби; матеріали зубчастих коліс, їх термообробка, твердість активних поверхонь зубців; за цими даними попередньо розраховують допустиме контактне напруження $[\sigma]_H$.

Вивід формули для визначення мінімально допустимої міжосьової відстані передачі a_w подамо у певній послідовності. У формулі (68) виконаємо заміну дістанемо:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{[10^3 T_{IH} (u \pm 1)^2 / (2 \psi_{ba} a_w^3)] [(u \pm 1)/u] K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}} \leq [\sigma]_H$$

Із записаного співвідношення визначимо a_w :

$$a_w \geq (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{0,5 \cdot 10^3 (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha} K_{H\nu}} \times \sqrt[3]{T_{IH} K_{H\beta} / (u \psi_{ba} [\sigma]_H^2)}.$$

Якщо додатково позначити:

$$K_a = \sqrt[3]{0,5 \cdot 10^3 (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha} K_{H\nu}},$$

то можна дати остаточний запис формули для визначення мінімальної міжосьової відстані передачі у такому вигляді:

$$a_{w \min} = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{T_{IH} K_{H\beta} / (u \psi_{ba} [\sigma]_H^2)}. \quad (74)$$

У формулі (74) обертовий момент T_{IH} слід брати у ньютон-метрах (Нм), допустиме напруження $[\sigma]_H$ – у мегапаскалях (МПа), а міжосьову відстань $a_{w \min}$ – у міліметрах (мм)

Допоміжний коефіцієнт K_a у формулі (74) враховує параметри передачі, які попередньо можуть бути вибрані цілком однозначно, і параметри, які не можуть бути завчасно і точно визначені (Z_ε , $K_{H\alpha}$, $K_{H\nu}$). Тому коефіцієнту K_a надається деяка наближена оцінка і рекомендується брати: $K_a = 495 \text{ МПа}^{1/3}$, $K_a = 415 \text{ МПа}^{1/3}$ – для прямозубих передач із сталевими та чавунними зубчастими колесами відповідно;

$K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3}$, $K_a = 360 \text{ МПа}^{1/3}$ – для косозубих (шевронних) передач із сталевими та чавунними колесами відповідно.

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців, вибирають залежно від параметра ψ_{bd} за графіками на рис. 8.

Формула (74) дає змогу оцінити ступінь впливу окремих параметрів передачі u , ψ_{bd} , $[\sigma]_H$ на її габаритні розміри.

Обчислена за формулою (74) міжосьова відстань $a_{w \min}$ дає можливість визначити модуль зубців та розміри вінців зубчастих коліс. Потрібний модуль може бути визначений за формулою

$$m'_n = 2a_{w \min} \cdot \cos \beta / (Z_1 + Z_2). \quad (75)$$

Значення m_n округляють до найближчого стандартного значення m_n згідно з ГОСТ 9563–60.

Із співвідношення (75) видно, що при одній і тій же міжосьовій відстані передачі можна дістати різні модулі зубців при зміні чисел зубців шестірні Z_1 та колеса Z_2 . При великих значеннях Z_1 і відповідно $Z_2 = u \cdot Z_1$

маємо зубчасті колеса із малим модулем, а при малих значеннях z_1 та z_2 – із великим модулем.

Маломодульні колеса з великим числом зубців мають переваги за умовою підвищеної плавності роботи (збільшується ϵ_a) та за економічними міркуваннями. При малих значеннях m зменшуються втрати на тертя у зачепленні (зменшується ковзання), скорочуються витрати матеріалу (зменшується d_a), економиться час при нарізуванні зубців (зменшується кількість матеріалу, який зрізається). Однак при малих модулях зростають вімиги до точності та жорсткості передачі, суттєво зменшується міцність зубців на згин.

Великомодульні колеса з великими розмірами зубців не так чутливі до спрацювання, можуть працювати тривалий час після початку втомного викришування активних поверхонь, менш чутливі до перевантажень та неоднорідності матеріалу, але плавність роботи передачі з такими колесами значно падає.

Виходячи з наведених міркувань, для силових зубчастих передач рекомендують брати $m \geq 1,5$ мм.

Здебільшого число зубців шестірні $z_1 > z_{\min}$, де z_{\min} – мінімальне число зубців за умови непідрізання ніжок. Для некоригованих прямозубих коліс $z_{\min} = 17$, а для коліс із кутовою корекцією мінімальне число зубців може бути 10. У косозубих та шевронних колесах мінімальне число зубців залежить від кута нахилу лінії зубців, наприклад, якщо $\beta = ..24^\circ$, то $z_{\min} = 14$, а якщо:

$$\beta = 31^\circ, \text{ то } z_{\min} = 12.$$

З метою зменшення шуму у швидкохідних передачах рекомендують брати $z_1 \geq$

Щоб остаточно впевнитись у правильності вибору чисел зубців z_1, z_2 і модуля m , треба перевірити міцність зубців на втому при згині. У разі отримання незадовільного результату зменшують у допустимих межах z_1 і відповідно z_2 і тим самим збільшують модуль m .

Слід зазначити, що при перевірці міцності зубців на втому при згині можна дістати σ_F значно менше від $[\sigma]_F$. Це не є суперечливим або недопустимим результатом, оскільки габаритні розміри передачі за несучою здатністю обмежуються контактною міцністю активних поверхонь зубців, а не їхньою міцністю на згин.

Якщо розрахункове напруження σ_F перевищує допустиме $[\sigma]_F$, то, крім збільшення модуля зубців, можна застосовувати зубчасті колеса із зміцненням. У таких випадках вирішальне значення має не контактна міцність, а міцність зубців на згин. На практиці такі випадки можуть бути у зубчастих колесах із твердістю активних поверхонь зубців $H > 50...60$ HRC у реверсивних передачах.

Особливості розрахунку відкритих зубчастих передач. У відкритих передачах використовують прямозубі циліндричні або конічні колеса. Такі передачі працюють при колових швидкостях зубчастих коліс не більш як 2 м/с. Зубці відкритих передач припрацьовуються при довільних твердостях їхніх робочих поверхонь. Здебільшого колеса виготовляють із норма-

лізованих або поліпшених сталей. У процесі роботи передачі зубці інтенсивно спрацьовуються, що визначає особливості їхнього розрахунку.

Відкриті передачі проектуєть з вузькими колесами (коефіцієнт ширини вінця $\psi_{ba} = 0,10 \dots 0,15$). Розміри передачі визначають із розрахунку на контактну втому з подальшою перевіркою на згин (за аналогією закритих передач). Міжосьову відстань передачі визначають за формулою (74), При цьому коефіцієнти, що враховують розподіл навантаження по ширині вінця коліс, беруть $K_{HF} = K_{HF} = 1$.

Спрацювання зубців у відкритих передачах допускається до 25 % початкової їхньої товщини по дільному колу. Міцність зубців на згин при цьому зменшується приблизно у 2 рази. Тому треба так підібрати модуль зубців, щоб розрахункове напруження згину σ_F за формулою (72) було в 2 рази менше від попередньо обчисленого допустимого напруження $[\sigma]_F$.

КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Особливості конічних зубчастих передач. Конічні зубчасті передачі застосовуються в тих випадках, коли осі валів перетинаються. Кут між осями валів може бути довільним, але на практиці найширше розповсюджені конічні зубчасті передачі з міжосьовим кутом $\Sigma = 90^\circ$. Такі передачі називають ортогональними.

Конічна зубчаста передача (рис. 28) складається з двох зубчастих коліс, початковими поверхнями яких є бічні поверхні прямих кругових конусів, вписаних у сферу радіуса R_e так, що їхні вершини знаходяться у центрі сфери. Зубці на бічних поверхнях конусів відрізняються від зубців циліндричних коліс тим, що їхні розміри в поперечному перерізі поступово зменшуються з наближенням до вершин конусів.

Під час обертання зубчастих коліс початкові конуси з кутами при вершинах δ_1 і δ_2 перекочуються один по другому без ковзання.

Профілі зубців конічних зубчастих коліс так само, як і циліндричних, окреслюються евольвентою. Евольвента повинна утворюватись на сфері радіусом R_e , оскільки довільні точки контакту спряжених профілів зубців повинні знаходитись на однаковій відстані від точки O . Цій умові задовольняють точки, що лежать на поверхні сфери. Профілювання зубців на сфері утруднене, бо поверхня сфери не розгортається на площину. Практично профілювання зубців здійснюється наближено на поверхнях додаткових конусів із твірними O_1A та O_2A , перпендикулярними до спільної твірної OA початкових конусів.

Зазначені особливості роблять конічні передачі складнішими, ніж циліндричні у виготовленні та монтажі. Для нарізування зубців конічних коліс потрібне спеціальне обладнання та інструменти. Крім допусків на розміри зубчастих вінців, тут треба забезпечити допуски на кути Σ , δ_1 і δ_2 , а при монтажі – збіг вершин конусів з точкою перетину осей валів. Виготовити конічну зубчасту передачу з одним і тим же ступенем точності значно важче, ніж циліндричну.

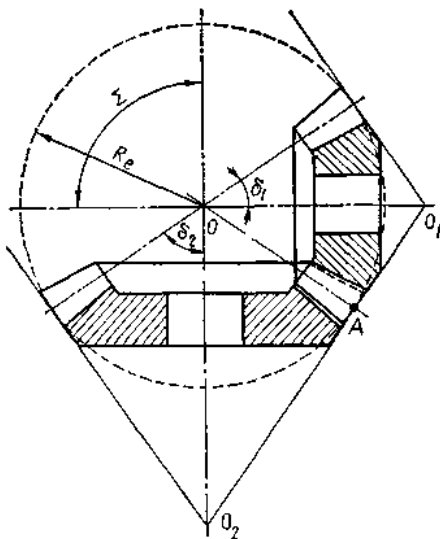


Рис. 28. Утворення конічної зубчастої передачі

Оскільки осі валів перетинаються, то виникають труднощі з розміщенням опор валів конічної передачі. В більшості випадків одне з конічних коліс розміщують консольно на валу. При цьому збільшується нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубців. За дослідними даними несуча здатність конічної зубчастої передачі суттєво нижча від циліндричної з порівняльними розмірами і становить близько 85 %. ККД конічної зубчастої передачі становить 0,95 – 0,96. Конічні зубчасті колеса бувають із прямими, тангенціальними та круговими зубцями.

Основні параметри конічної прямозубої передачі

Розміри зубців та вінців конічних зубчастих коліс. Конічна зубчаста передача з основними розмірами вінців зубчастих коліс показана на рис. 39.

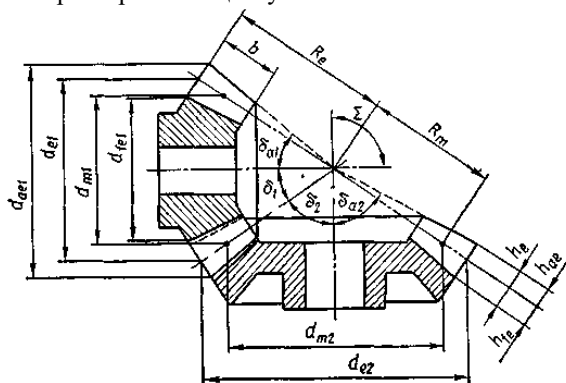


Рис. 29. Параметри конічної зубчастої передачі

В ортогональній конічній передачі міжосьовий кут $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, де δ_1 – кут при вершині ділильного конуса шестірні, а δ_2 – кут при вершині ділильного конуса колеса (у некоригованій передачі початковий та ділильний конуси збігаються).

Якщо число зубців конічної шестірні z_1 а колеса z_2 , то кути при вершинах ділильних конусів визначають за формулами:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1/z_2; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = z_2/z_1 = 90^\circ - \delta_1. \quad (75)$$

Число зубців умовного плоского колеса діаметра $d = 2R_e$ (рис. 29)

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (76)$$

Модуль зубців конічних зубчастих коліс не є постійним у різних нормальних перерізах зубців. Тому вибір стандартного модуля тут втрачає зміст. Однак часто з метою полегшення контролю конічних зубчастих коліс за стандартний беруть модуль у зовнішньому нормальному перерізі зубців. Такий модуль називається зовнішнім коловим модулем і позначається m_e . Надалі будемо брати до уваги, що зовнішній коловий модуль зубців стандартний.

Початковий контур конічних зубчастих коліс стандартизований. Згідно з ГОСТ 13754–81 для $m_e \geq 1$ мм регламентують такі параметри початкового контура: кут профілю зубця $\alpha = 20^\circ$; коефіцієнти – висоти головки зубця $h_a^* = 1$, радіального зазору $c^* = 0,2$, висоти ніжки зубця $h_f^* = h_a^* + c^* = 1,2$, радіуса кривини перехідної кривої у граничній точці профілю $\rho_f^* \geq 0,2$, але не більш ніж $0,3$.

Згідно з параметрами стандартного початкового контура розміри зубців конічних зубчастих коліс (рис. 29) визначаються за формулами:

- зовнішня висота головки зубця: $h_{ae} = h_a^* \cdot m_e = m_e$;
- зовнішня висота ніжки зубця: $h_{fe} = h_f^* \cdot m_e = 1,2 \cdot m_e$;
- зовнішня висота зубця: $h_e = h_{ae} + h_{fe} = 2,2 \cdot m_e$;
- радіальний зазор: $c = c^* \cdot m_e = 0,2 \cdot m_e$.

Розміри вінців конічних шестірні та колеса:

- зовнішні ділильні діаметри: $d_{e1} = m_e \cdot z_1, \quad d_{e2} = m_e \cdot z_2$;

– зовнішні діаметри вершин зубців:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cdot \cos \delta_1 = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1,$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cdot \cos \delta_2 = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2,$$

– зовнішні діаметри впадин:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe} \cdot \cos \delta_1 = d_{e1} - 2,4m_e \cdot \cos \delta_1;$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe} \cdot \cos \delta_2 = d_{e2} - 2,4m_e \cdot \cos \delta_2;$$

– зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot z_c;$$

– коефіцієнт ширини зубчастого вінця: $K_{\psi e} = b/R_e = 0, \dots 0,30$;

– ширина зубчастого вінця: $b = K_{\psi e} \cdot R_e$, але за умови, що $b \leq 10m_e$;

– середня конусна відстань: $R_m = R_e - 0,5b$;

– середній коловий модуль зубців: $m_m = m_e \cdot R_m / R_e$;

– середні ділильні діаметри шестірні та колеса: $d_{m1} = m_m \cdot z_1; \quad d_{m2} = m_m \cdot z_2$;

– кути головки θ_a та ніжки θ_f , зубця: $\operatorname{tg} \theta_a = h_{ae} / R_e; \quad \operatorname{tg} \theta_f = h_{fe} / R_e$;

– кути конуса вершин зубців шестірні та колеса:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a; \quad \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a;$$

– кути конуса впадин шестірни та колеса:

$$\delta_{f1} = \delta_1 + \theta_f; \quad \delta_{f2} = \delta_2 + \theta_f.$$

Додаткові співвідношення між розмірами елементів кінчної зубчастої передачі, які будуть використані у подальших теоретичних викладках: передаточне число кінчної зубчастої передачі:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = d_{e2} / d_{e1} = d_{m2} / d_{m1} = z_2 / z_1,$$

– кути при вершинах початкових конусів шестірни та колеса:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = 1 / u; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = u;$$

– зовнішня конусна відстань: $R_e = \sqrt{(d_{e1}/2)^2 + (d_{e1}/2)^2} = 0,5d_{e1} \sqrt{1+u^2}$;

– ділильні діаметри, виражені через R та u,

$$d_{e1} = 2 R_e / \sqrt{1+u^2}; \quad d_{e2} = 2 R_e u / \sqrt{1+u^2};$$

$$d_{m1} = 2 R_m / \sqrt{1+u^2}; \quad d_{m2} = 2 R_m u / \sqrt{1+u^2};$$

– середня конусна відстань, середній коловий модуль та середні ділильні діаметри:

$$R_m = R_e - 0,5b = R_e \cdot (1 - 0,5K_{be});$$

$$m_m = m_e \cdot (1 - 0,5K_{be});$$

$$d_{m1} = d_{e1} \cdot (1 - 0,5/K_{be});$$

$$d_{m2} = d_{e2} \cdot (1 - 0,5/K_{be}).$$

Заміна кінчної зубчастої передачі еквівалентною прямозубою циліндричною передачею. Щоб спростити виклад при виводах розрахункових залежностей для оцінки міцності зубців кінчних передач, замінимо кінчну зубчасту передачу еквівалентною прямозубою циліндричною передачею (рис. 30). При цьому початкові циліндри еквівалентних коліс будуть розгортками додаткових конусів у середньому перерізі зубців.

Параметри еквівалентних циліндричних коліс:

– модуль зубців еквівалентних коліс m_c дорівнює середньому коловому модулю кінчних коліс m_m ;

– ширина вінця еквівалентних коліс b_v дорівнює ширині вінця кінчних коліс b ;

– ділильні діаметри еквівалентних коліс:

$$d_{v1} = 2R_m \cdot \operatorname{tg} \delta_1 = d_{m1} \cdot \sqrt{1+u^2} / u = d_{m1} / \cos \delta_1;$$

$$d_{v2} = 2R_m \cdot \operatorname{tg} \delta_2 = d_{m2} \cdot \sqrt{1+u^2} = d_{m2} / \cos \delta_2;$$

– число зубців еквівалентних коліс:

$$d_{v1} = m_v \cdot z_{v1} = m_m \cdot z_1 \cdot \sqrt{1+u^2} / u, \text{ звідки } z_{v1} = z_1 \cdot \sqrt{1+u^2} / u = z_1 / \cos \delta_1;$$

$$d_{v2} = m_v \cdot z_{v2} = m_m \cdot z_2 \cdot \sqrt{1+u^2}, \text{ звідки } z_{v2} = z_2 \cdot \sqrt{1+u^2} = z_2 / \cos \delta_2.$$

– передаточне число еквівалентної передачі: $u_v = z_{v2} / z_{v1} = u^2$;

– міжосьова відстань еквівалентної циліндричної передачі визначається як півсума діаметрів коліс d_{v1} та d_{v2} : $a_w = d_{v1} + d_{v2} / 2$.

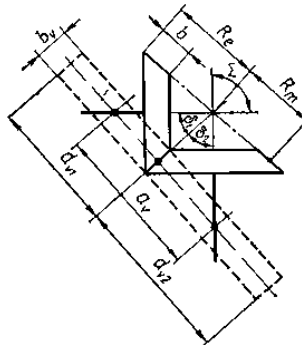


Рис. 30. До заміни конічних зубчастих коліс еквівалентними циліндричними

Навантаження на зубці конічної зубчастої передачі

Номінальні сили у зачепленні прямозубих конічних коліс. За аналогією з циліндричними передачами силу взаємодії зубців, розподілену по довжині їхнього контакту, замінимо зосередженою силою, яка прикладається до зубця у його середньому перерізі. Сили тертя між зубцями тут також не враховуємо.

У конічній передачі (рис. 31, а) взаємодія зубців показана у їх середньому нормальному перерізі А–А. Якщо до ведучого вала прикладений обертовий момент T_1 , то з боку зубця шестірні на зубець колеса діє нормальна сила F_n , яка направлена вздовж нормалі до профілів зубців у точці їхнього контакту, тобто вздовж лінії зачеплення, яка утворює кут зачеплення α з перпендикуляром до лінії центрів еквівалентних коліс. Силу F_n замінимо двома взаємно перпендикулярними складовими F_t та F_o , які перенесемо на схему передачі. Тут сила F_t проєкціюється у точку Р, а сила F_o направлена вздовж сліду площини А–А. Замінивши повторно силу F_o двома взаємно перпендикулярними складовими F_{r2} та F_{a2} , дістанемо в результаті три взаємно перпендикулярні компоненти нормальної сили F_n взаємодії зубців: F_t – колову силу; F_{r2} – радіальну силу на колесі та F_{a2} – осьову силу на колесі.

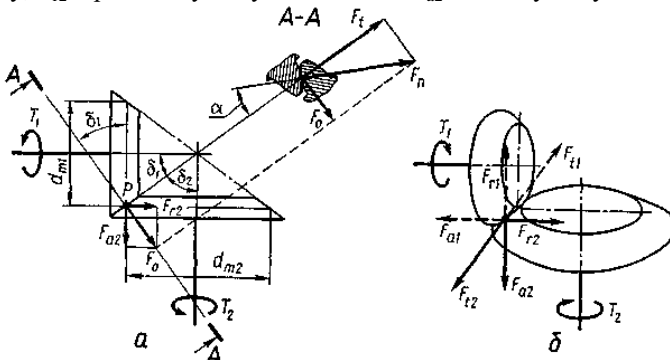


Рис. 31. Зусилля на зубці конічних зубчастих коліс

Колова сила направлена по спільній дотичній до конічних коліс і лежить у площині їхнього обертання. Тому ця сила може бути визначена через обертовий момент T_1 за формулою:

$$F_t = 2T_1/d_{m1}. \quad (77)$$

Нормальна сила F_n і сила F_0 виражаються через колову силу F_t за залежностями (див. паралелограм сил у перерізі А–А на рис. 31, а):

$$F_n = F_t/\cos \alpha = 2T_1/(d_{m1} \cdot \cos \alpha); \quad F_0 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (78)$$

Подаючи сили F_{r2} та F_{a2} через F_0 (див. паралелограм сил на схемі передачі), дістаємо:

$$F_{r2} = F_0 \cdot \cos \delta_2 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2; \quad (79)$$

$$F_{a2} = F_0 \cdot \cos \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1. \quad (80)$$

Отже, формула (78) дозволяє визначити нормальну силу F_n взаємодії зубців через обертовий момент T_1 , а формули (74), (79) та (80) – її три складові, що діють на зубці конічного колеса; колову силу F_t , радіальну F_{r2} та осьову F_{a2} .

Аналогічні складові діють з боку зубців конічного колеса на зубці шестірні, але у протилежному напрямі, до того ж радіальна сила на шестірні F_{r1} дорівнює осьовій силі F_{a2} на колесі, а осьова сила F_{a1} на шестірні – радіальній силі F_{r2} на колесі. Остаточо запишемо компоненти сили F_n взаємодії зубців конічної прямозубої передачі:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_{m1};$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1; \quad (81)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2.$$

Зображення сили взаємодії зубців F_n конічних зубчастих коліс у формі трьох взаємно перпендикулярних складових (81) дає певну зручність при складанні розрахункових схем валів передачі.

Розрахункове навантаження на зубці конічної зубчастої передачі.

За аналогією з циліндричними зубчастими передачами розрахункове навантаження на зубці конічної передачі визначають за формулами: при розрахунку зубців на контактну втому:

$$q_H = W_{Ht}/(K_\epsilon \cdot \epsilon_\alpha \cdot \cos \alpha); \quad (82)$$

при розрахунку зубців на втому при згині $q_F = W_{Ft}/(K_\epsilon \cdot \epsilon_\alpha \cdot \cos \alpha)$.

Під час визначення питомої розрахункової колової сили W_{Ht} і W_{Ft} треба враховувати такі особливості конічної зубчастої передачі. Несуча здатність конічної передачі становить приблизно 85 % від несучої здатності еквівалентної циліндричної передачі, тобто у конічній передачі тільки 85 % ширини вінця b ефективно бере участь у передаванні навантаження. Тому для конічної зубчастої передачі питому розрахункову колову силу рекомендують визначати за формулами:

$$W_{Ht} = [F_{Ht}/(0,85b)] \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (83)$$

$$W_{Ft} = [F_{Ft}/(0,85b)] \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}. \quad (84)$$

Тут колові сили $F_{Ht} = F_{Ft} = F_t$ визначаються за виразом (77), а коефіцієнти K_α , K_β і K_V мають такий же зміст, як і в циліндричних передачах. Для прямозубих конічних передач $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$, а коефіцієнти $K_{H\beta}$ та $K_{F\beta}$ знаходять за кривими 1–3 на рис. 32 залежно від схем 1–3 розміщення

конічних коліс, виду опор валів, твердості активних поверхонь зубців та коефіцієнта K_{bd} :

$$K_{bd} = b/d_{v1} = [K_{be}R_e/(2R_m)] u = K_{be}u / (2 - K_{be}). \quad (31)$$

Коефіцієнти динамічного навантаження зубців K_{HV} та K_{FV} можна брати такі самі, як і для циліндричних зубчастих передач при коліській швидкості зубців $v = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_{m1}$.

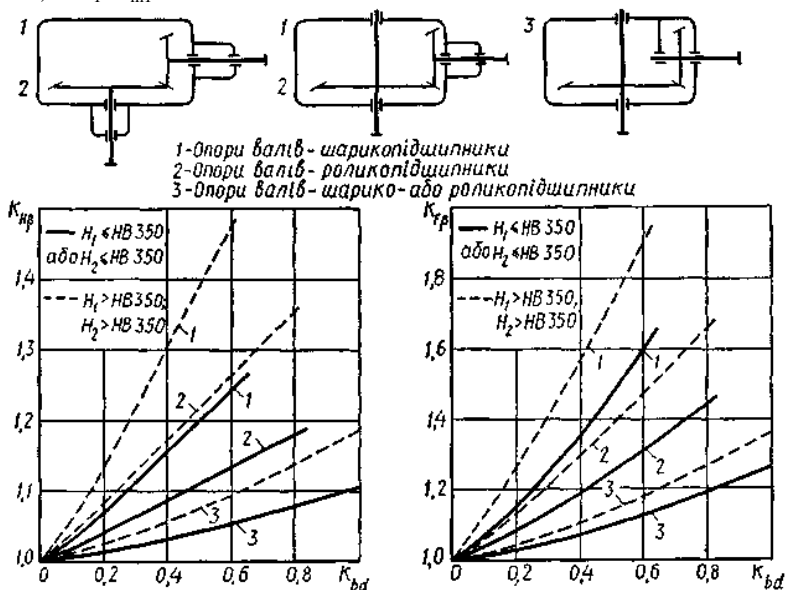


Рис. 32. Графіки для визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ та $K_{F\beta}$

Розрахунок зубців конічних зубчастих передач на контактні втому і міцність, на втому і міцність при згині

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактні втому та міцність. Розрахункову формулу для перевірки на контактну втому активних поверхонь зубців конічної зубчастої передачі можна дістати на основі залежності, яка використовується у розрахунках циліндричних зубчастих передач. Дістанемо розрахункову залежність для перевірки на контактну втому активних поверхонь зубців конічної зубчастої передачі у вигляді:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{(W_{Ht} / d_{m1})(\sqrt{1+u^2} / u)} \leq [\sigma]_H. \quad (85)$$

Тут W_{Ht} – питома розрахункова колова сила, яка визначається за виразом:

$$W_{Ht} = [F_{Ht} / (0,85b)] K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}.$$

Розрахункові коефіцієнти Z_M та Z_H в умові (85) беруть такими ж, як і для циліндричних передач, а коефіцієнт $Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha) / 3}$, де коефіцієнт торцевого перекриття ε_α можна знайти за числами зубців Z_{v1} та Z_{v2} еквівалентних циліндричних коліс:

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 (1 / z_{v1} + 1 / z_{v2}). \quad (86)$$

Розрахунок на контактну міцність активних поверхонь зубців конічних зубчастих передач виконують як і у циліндричних передачах. Допустимі контактне напруження $[\sigma]_H$ та граничне контактне напруження $[\sigma]_{H \max}$ визначають згідно з рекомендаціями 11. (циліндричних передачах).

Розрахунок зубців на втому при згині та на міцність при згині максимальним навантаженням. Для розрахунку зубців конічних передач на втому при згині справедлива формула, яку дістали для циліндричних передач, тільки замість нормального модуля m_n , треба брати середній коловий модуль зубців m_m конічних коліс, що дорівнює модулю зубців m_v еквівалентної циліндричної передачі:

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta W_{Ft} / m_m \leq [\sigma]_F. \quad (87)$$

Тут питома розрахункова колова сила визначається за формулою:

$$W_{Ft} = [F_{t1} / (0,85b)] K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Коефіцієнт форми зубців Y_F знаходять за даними табл. 5 залежно від еквівалентних чисел зубців Z_{v1} та Z_{v2} . Для конічних передач із прямими зубцями коефіцієнти $Y_\varepsilon = 1$ та $Y_\beta = 1$.

Розрахунок зубців конічних передач на міцність при згині максимальним навантаженням виконують за аналогією з циліндричними передачами.

Міцність зубців на втому та на міцність при згині перевіряють окремо для зубців шестірні та зубців колеса. Якщо результати перевірки незадовільні, то треба збільшити модуль зубців m_m .

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 ділильний діаметр колеса d_{e2} .

Вихідними даними для проектного розрахунку передачі є такі:

- розрахункове тривало діюче навантаження T_{1H} ;
- передаточне число передачі u ;
- параметр $K_{be} = b/R_c$ 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:

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

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

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

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

Підставивши відношення W_{Ht} / d_{m1} , в якому γ та d_{m1} подані через d_{e2} , у розрахункову залежність (74), можна знайти формулу для визначення мінімального зовнішнього дільного діаметра конічного колеса:

$$d_{e2 \min} = K_d \sqrt[3]{T_{Ht} K_{H\beta} u^2 / (K_{bc} (1 - K_{bc}) [\sigma]_H^2)} . \quad (88)$$

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

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

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_{HV} визначають за графіками на рис. 5.

Слід зауважити, що T_1 беруть у ньютон-метрах (Н·м), $[\sigma]_H$ – у мегапаскалях (МПа), а $d_{e2 \min}$ – 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:

$$m'_e = d_{e2 \min} / z_2, \quad (89)$$

який треба узгодити зі стандартним значенням m_e .

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

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

Особливості конічних зубчастих передач із непрямыми зубцями

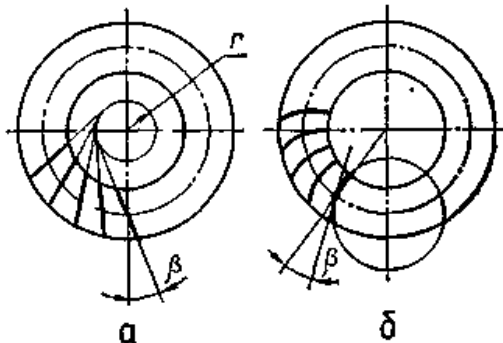


Рис. 33. Конічні колеса з непрямыми зубцями

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. 33), які забезпечують більш плавне зачеплення, більшу несучу здатність і, крім цього, вони більш технологічні.

У конічних колесах із тангенціальними зубцями (рис. 33, а) лінія зубців напрямлена по дотичній до деякого додаткового кола радіуса r і 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. 33, 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, враховуючи деякі особливості цих передач при виборі розрахункових коефіцієнтів. Зараз широко застосовують спеціальні розрахунки конічних передач із круговими зубцями АГМА (США), що розроблені фірмою зуборізних верстатів «Глісон», яка має великий досвід у проектуванні, виготовленні та випробуванні конічних зубчастих передач.

Приклади розв'язку задач

Задача 1

Визначити основні геометричні параметри пари косозубих коліс, якщо $z_1 = 24$, частота обертання $n_1 = 1200$ об/хв, $n_2 = 4800$ об/хв., ділильна міжосьова відстань $a = 250$ мм, нормальний модуль – 5,5 мм, параметр $\psi_{bd} = 0,8$.

Розв'язок

1. Визначаємо передаточне число:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1200}{480} = 2,5.$$

2. Число зубців колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u = 24 \cdot 2,5 = 60$$

3. Визначаємо кут нахилу лінії зубців:

$$\cos \beta = \frac{z_\Sigma \cdot m_n}{2a} = \frac{84 \cdot 5,5}{2 \cdot 250} = 0,924; \quad \beta = 22^\circ 29'$$

4. Визначаємо ділильні діаметри коліс:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{24 \cdot 5,5}{0,924} = 142,857 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{60 \cdot 5,5}{0,924} = 357,143 \text{ мм}.$$

Діаметри вершин:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n \cdot h_a^* = 142,857 + 2 \cdot 5,5 \cdot 1 = 153,857 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n \cdot h_a^* = 357,143 + 2 \cdot 5,5 \cdot 1 = 368,143 \text{ мм}.$$

5. Визначаємо ширину коліс:

$$b_\omega = \psi_{bd} \cdot d_1 = 0,8 \cdot 142,857 \approx 115 \text{ мм}.$$

6. Визначаємо довжину загальної нормалі:

$$W = [\pi(z_n - 0,5) + z_1 \operatorname{inv} \alpha_t] m_n \cos \alpha = [3,14(4 - 0,5) + 24 \cdot 0,018665] \cdot 5,5 \cdot 0,9397 = 59,115 \text{ мм},$$

де z_n – число зубців в загальній нормалі:

$$z_n = \frac{z_1}{\pi} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\cos^2 \beta} - \operatorname{inv} \alpha_t \right) + 0,5 = \frac{24}{3,14} \left(\frac{0,3939}{0,9332^2} - 0,018665 \right) + 0,5 = 3,81.$$

Приймаємо $z_n = 4$.

$$\text{Кут нахилу профілю } \cos \alpha_x = \frac{z_1 \cos \alpha_t}{z_1 + 2x \cos \beta} = \cos \alpha_t;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{0,924} = \frac{0,364}{0,924} = 0,3939;$$

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha = \sin 22^\circ 29' \cos 20^\circ = 0,3824 \cdot 0,9397 = 0,3593;$$

$$\beta_b = 21^\circ 49'; \quad \cos \beta_b = 0,9392;$$

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{inv} 21^\circ 30' = 0,018665.$$

$$\text{Умова } W < \frac{b_\omega}{\sin \beta} = \frac{115}{0,3282} = 350,4 \text{ мм виконується}.$$

Відхилення на довжину загальної нормалі назначаються за ГОСТ 1643–72 в залежності від виду спряження коліс і степеня точності передачі.

Задача 2

Визначити сили, які виникають в косозубій циліндричній передачі редуктора, якщо потужність, що передається $N = 10$ кВт, частота обертання $n_1 = 960$ об/хв., передаточне число $u = 3$. Число зубців $z_1 = 24$, модуль нормальний $m_n = 5,5$, модуль торцевий $m_t = 5,56$, кут зачеплення в нормальному перерізі $\alpha_n = 20^\circ$.

Розв'язок

1. Визначаємо кут нахилу лінії зубців β :

$$\cos \beta = \frac{m_n}{m_t} = \frac{5,5}{5,56} = 0,9892, \quad \beta = 8^\circ 25'$$

2. Дільний діаметр шестерні:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{5,5 \cdot 24}{0,9892} = 133,44 \text{ мм.}$$

3. Визначаємо колову силу за формулою:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \text{ Н}}{d_1 n_1} = \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 10}{133,44 \cdot 960} = 1491 \text{ Н.}$$

4. Радіальна сила:

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1491 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 8^\circ 25'} = 549 \text{ Н.}$$

5. Осьова сила за формулою:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 1491 \cdot 0,1479 = 221 \text{ Н.}$$

Задача 3

Визначити усі зусилля, що діють в прямозубій циліндричній передачі, якщо задано: потужність на шестірні $P_1 = 15$ кВт; частота обертання шестірні $n_1 = 940$ хв⁻¹; модуль $m = 4$ мм; число зубців шестірні $z_1 = 25$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язок

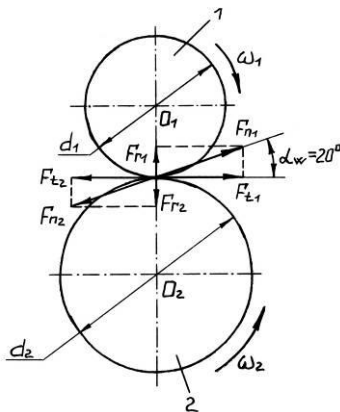


Рис. 34. Сили, які виникають в прямозубій циліндричній передачі

Круглий (обертальний) момент:

$$T_1 = 9555(P/n_1) = 9555(15/940) = 152,5 \text{ Нм.}$$

Ділильний (початковий) діаметр:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 25 = 100 \text{ мм.}$$

Колова сила на шестірні і колесі:

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_1 = 2 \cdot 152,5 / (100 \cdot 10^{-3}) = 3050 \text{ Н.}$$

Радіальна сила на шестірні і колесі:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \text{tg} \alpha_w = 3050 \cdot \text{tg} 20^\circ = 1110,11 \text{ Н.}$$

$$F_n = F_{t1} / \cos \alpha_w = 3050 / \cos 20^\circ = 3050 / 0,94 = 3245,74 \text{ Н.}$$

Задача 4

Визначити основні геометричні параметри прямозубого конічного колеса: δ_2 – кут при вершині початкового конуса колеса; d_{e2} – зовнішній ділильний діаметр; d_{ae2} – зовнішній діаметр вершин зубців; d_{fe2} – зовнішній діаметр западин зубців; d_{m2} – середній ділильний діаметр; R_e – зовнішня конусна відстань; b_2 – ширина вінця зубчастого колеса, якщо задано: зовнішній колесний модуль $m_e = 2,5$ мм; число зубців шестірні $z_1 = 20$; число зубців колеса $z_2 = 63$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язок

Передаточне відношення дорівнює відношенню числа зубців колеса до числа зубців шестірні:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{63}{20} = 3,15;$$

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 3,15 = 72,39^\circ.$$

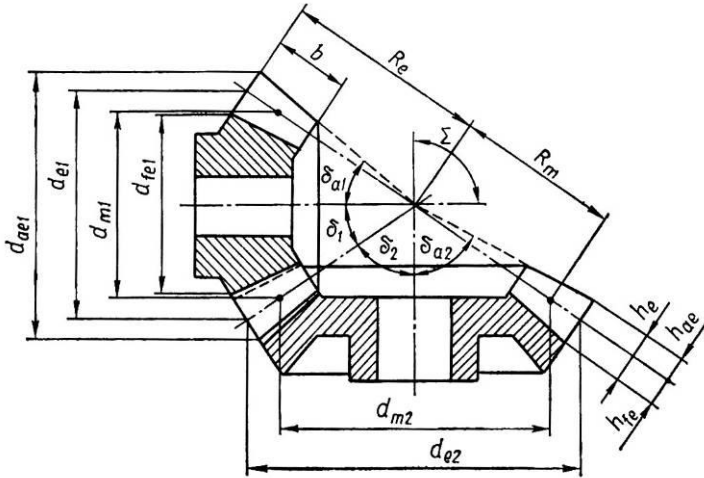


Рис. 35. Параметри прямозубої конічної зубчастої передачі

Зовнішня конусна відстань дорівнює модулю, помноженому на число зубців колеса діленому на $2 \sin \delta_2$:

$$R_e = \frac{m_e \cdot z_2}{2 \sin \delta_2} = \frac{2,5 \cdot 63}{2 \cdot \sin 72,39^\circ} = 82,62 \text{ мм.}$$

$$b_2 = 0,285 \cdot R_e = 0,285 \cdot 82,62 = 23,5 \text{ мм} \approx 24 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 2,5 \cdot 63 = 157,5 \text{ мм.}$$

Зовнішня висота головки і ніжки зубця:

$$h_{ae} = m_e = 2,5 \text{ мм} \text{ і } h_{fe} = 1,2 \cdot m_e = 1,2 \cdot 2,5 = 3 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = 2(R_e - 0,5b_2) \sin \delta_2 = 2(82,62 - 0,5 \cdot 24) \sin 72,39^\circ = 134,61 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos \delta_2 = 157,5 + 2 \cdot 2,5 \cos 72,39^\circ = 159,01 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe} \cos \delta_2 = 157,5 - 2 \cdot 3 \cdot \cos 72,39^\circ = 155,68 \text{ мм.}$$

Питання для самоконтролю.

1. Що таке модуль передачі?
2. Яку величину називають кроком зачеплення?
3. Що таке коловий крок?
4. Як визначається дільний діаметр прямозубого циліндричного колеса?
5. Запишіть формули для визначення основних геометричних параметрів циліндричного прямозубого колеса.
6. Запишіть формули для визначення основних геометричних параметрів циліндричного косозубого колеса.

7. У чому сутність методу копіювання. Які інструменти використовують при цьому?

8. У чому сутність методу обкатки. Які інструменти використовують при цьому?

9. Які матеріали застосовують для виготовлення циліндричних зубчастих коліс?

Задачі для самостійного розв'язку

Задача 1

Визначити сили, які діють в зачепленні прямозубої конічної передачі редуктора за наступними даними: потужність на валу шестерні $N_1 = 7$ кВт, частота обертання шестерні $n_1 = 300$ об/хв., число зубців шестерні $z_1 = 21$, колеса $z_2 = 42$, середній окружний модуль $m_m = 4,5$ мм.

Задача 2

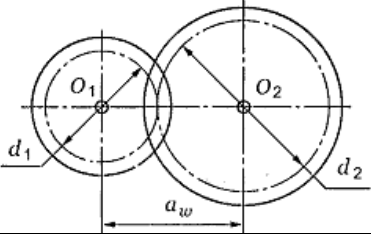
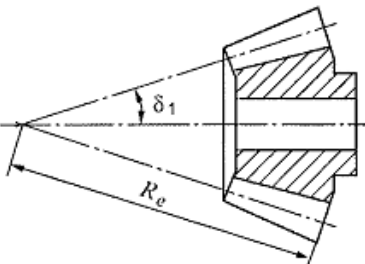

Визначити усі зусилля, що діють в косозубій циліндричній передачі, якщо задано: потужність на шестірні $P_1 = 15$ кВт; частота обертання шестірні $n_1 = 955$ хв⁻¹; модуль $m = 4$ мм; число зубців шестірні $z_1 = 30$; кут нахилу зубців шестірні $\beta = 15^\circ 30'$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Задача 3

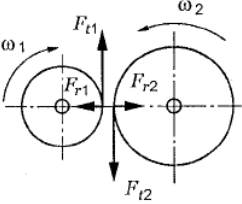
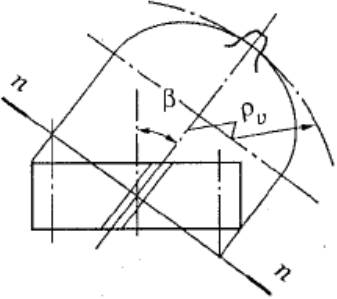
Визначити усі зусилля, що діють в прямозубій циліндричній передачі, якщо задано: потужність на шестірні $P_1 = 7,5$ кВт; частота обертання шестірні $n_1 = 755$ хв⁻¹; модуль $m = 2,5$ мм; число зубців шестірні $z_1 = 25$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Тестові завдання.

Питання	Відповідь	№
1. Що таке лінія зачеплення	Лінія обводу профілю зуба	1
	Лінія яка проходить через центр коліс	2
	Загальна нормаль до профілю зубів в точці дотику	3
	Дотична до профілю зуба в точці дотику	4
2. Вибрати формулу для модуля зубів	$0,5(d_1 + d_2)$	1

	$0,5(1 + u)d_1$	2
	p_t/π	3
	a_w/z	4
3. Визначити a_w , якщо $d_1=64$ мм; $z_2=80$; $m=2$ мм	78 мм	1
	224 мм	2
	112 мм	3
	160 мм	4
4. Які значення модулів зубців відповідають ГОСТ 9563–60?	19 мм	1
	2,4 мм	2
	4 мм	3
	21 мм	4
5. Визначити зовнішню корпусну відстань конічної передачі, якщо зовнішній окружний модуль зубців 4 мм; число зубців шестерні 13; передаточне число передачі 3,08	52 мм	1
	84 мм	2
	73,9 мм	3
	156 мм	4
6. Яка основна причина виходу з ладу зубчастих передач, працюючих в маслі?	Значний знос робочої поверхні зуба	1
	Злам зуба	2
	Викришування робочої поверхні зуба	3
	Заклинення підшипників	4
7. Визначити нормальну силу зачеплення зубів коліс F_n (див. рис. до завдання 1), якщо	1277 Н	1

крутний момент на валу циліндричної прямозубої передачі 120 Н·м ; дільний діаметр колеса 0,2 м	1754 Н	2
	3296 Н	3
	3509 Н	4
8. Вибрати формулу для проектного розрахунку циліндричної прямозубої передачі	$\sigma_H = \frac{310}{a_w u} \sqrt{\frac{T_2 K_m K_{H\beta} (u+1)^3}{b^3}} \leq [\sigma_H]$	1
	$a_w = 49,5(u+1) \sqrt{\frac{T_2 K_m}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{H\alpha}}}$	2
	$m_n \geq \frac{5,8 T_2 (u+1)}{u a_w b_2 [\sigma_F]}$	3
	$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$	4
9. Що збільшує коефіцієнт $K_{H\beta}$, який входить в формулу для розрахунку зубчастих коліс	Поштовхи і удари при роботі передачі	1
	Помилки основного кроку зубів	2
	Концентрацію навантаження в результаті перекосів вала	3
	Зміну режиму навантаження при роботі	4
10. Для якого колеса слід провести перевірку на згин, якщо коефіцієнт форми зуба $Y_{F1} = 4,27$, $Y_{F2} = 3,6$; допустимі навантаження згину $[\sigma_F]_1 = 325 \text{ МПа}$, $[\sigma_F]_2 = 260 \text{ МПа}$	Перевірити колесо 1	1
	Перевірити колесо 2	2
	Перевірка коліс не проводиться	3
	Перевірити два колеса	4
11. Які параметри косозубої циліндричної передачі стандартизовані?	$m_n; a_w; z_1$	1
	$m_n; a_w; u$	2
	$m_n; z_1; u$	3
	$m_n; a_w; z_1$	4
12. Встановити кругову силу в косозубо циліндричній передачі, якщо нормальний модуль зубця 2,5 мм; число зубців шестерні 20; кут нахилу зубця 11°; крутний момент на валу шестерні 44,1 Н·м	17,64 кН	1
	176 Н	2

	900 Н	3
	1733 Н	4
13. Вказати основну перевагу косозубих передач у порівнянні з прямозубими	Менше зусилля на опорах	1
	Відсутність періода однопарного зчеплення	2
	Низька ціна і доступність матеріалів	3
	Простота зубонарізання	4
14. Вибрати формулу для розрахунку числа зубців еквівалентного прямозубого колеса, використовуваного для розрахунку циліндрично косозубих коліс		1
	$d/2\cos^2\beta$	2
	Z_{Σ}	3
	$z/\cos^3\beta$	4
15. Від чого залежить величина коефіцієнта Y_F в формулі для перевірки циліндричної косозубої передачі на згин $\sigma_F = \frac{Y_F Y_{\beta} K_F F_t}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F]?$	Від z і ν	1
	Від z і m	2
	Від b і z	3
	Від z і β	4

Глава 4. ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ – ГАЙКА

Загальні відомості

Передачі гвинт – гайка застосовують для перетворення обертового руху у поступальний. Вони використовуються у різних галузях техніки – від точного приладобудування до важконавантажених приводів натискних пристроїв прокатних станів, гвинтових пресів та підйомних механізмів в кранів. Такі передачі створюють значні сили, забезпечують точні переміщення робочих органів різних верстатів та приладів або виконують функції регулювальних пристроїв.

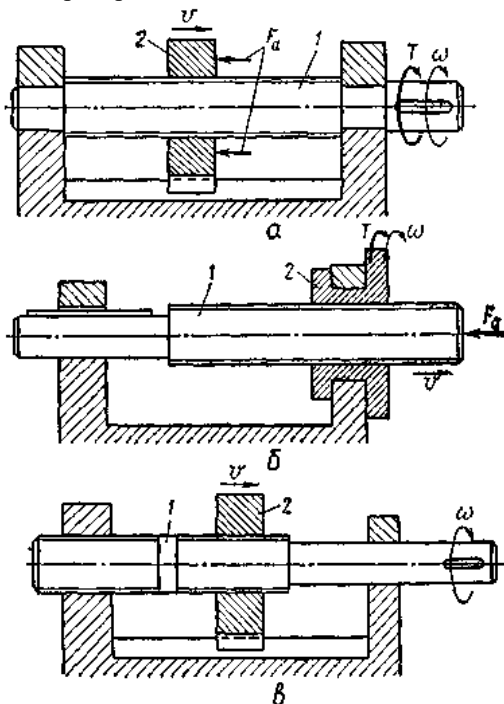


Рис. 1. Схема передачі гвинт – гайка

На рис. 1 показані схеми передач гвинт – гайка. За схемою передачі на рис. 1, а обертовий рух гвинта 1 перетворюється в поступальний рух гайки 2, а за схемою на рис. 1, б, навпаки, обертовий рух гайки 2 перетворюється у поступальний рух гвинта 1. На схемі рис. 1, б показана передача для здійснення надзвичайно повільного поступального руху гайки 2 при обертанні гвинта 1. Тут гвинт має дві різьбові ділянки з малою різницею кроків різьби.

Передачі гвинт – гайка забезпечують великий вигреш у силі та повільні переміщення, мають високу несучу здатність при малих габаритних розмірах, високу точність переміщень, простоту конструкції та виготовлення.

До недоліків таких передач належать наявність великих втрат на тертя у гвинтовій парі, що спричинює значне спрацювання та низький ККД передачі.

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.

Конструкції деталей передач гвинт – гайка

Гвинти та різьби. Гвинт у передачі гвинт – гайка являє собою циліндричну деталь значної довжини у порівнянні з діаметром, на певній ділянці якої нарізана різьба. Основні типи різьб, що застосовуються в передачах такого виду, показані на рис. 2.

Трикутну різьбу за ГОСТ 9150–81 (рис. 1, а) використовують у кінематичних передачах приладів через низький ККД (на ККД впливає кут профілю різьби α , який у трикутній різьбі дорівнює 60°). Для силових передач застосовують трапецеїдальні різьби за ГОСТ 9484–81 (рис. 1, б), упорні різьби за ГОСТ 10177–82 (рис. 1, в) і прямокутні різьби (рис. 1, г).

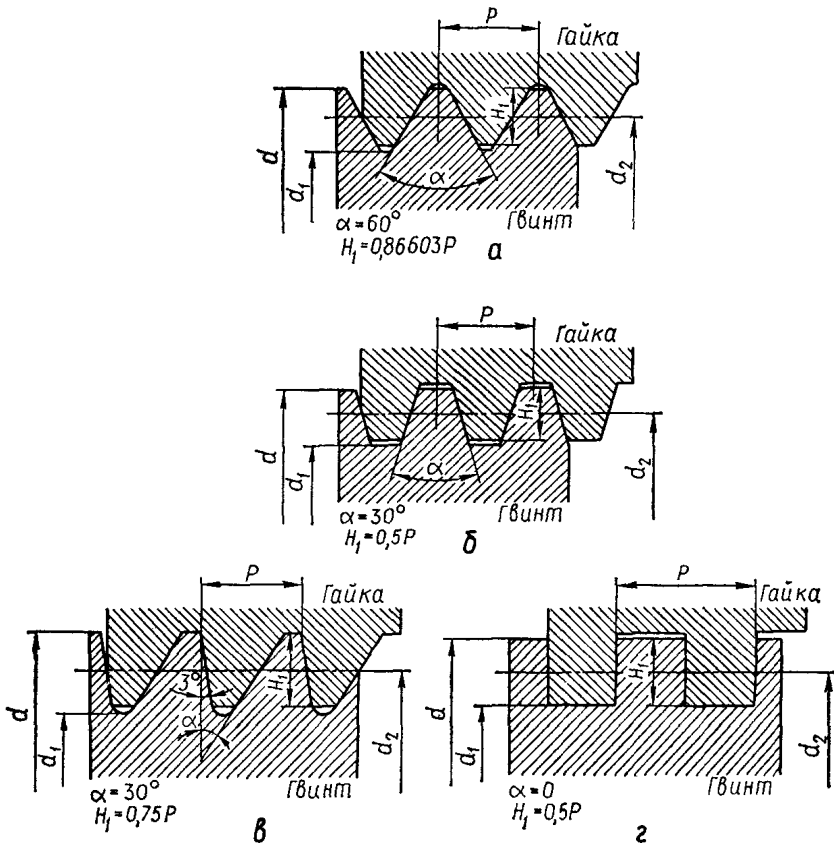


Рис. 2

Більш розповсюджена трапецеїдальна різьба, оскільки вона технологічна і має достатньо високу міцність. Упорна різьба може бути використана тільки для передачі з однібічним осьовим навантаженням, наприклад у підйомних пристроях. Прямокутна різьба нестандартизована через нетехнологічність її виготовлення, однак, зважаючи на підвищений ККД (кут профілю $\alpha = 0^\circ$), таку різьбу інколи використовують у передачах гвинт – гайка.

Основні параметри різьб такі (рис. 2): зовнішній діаметр різьби d , внутрішній діаметр d_1 середній діаметр d_2 крок різьби P , робоча висота профілю різьби H_1 кут профілю α . Ці параметри різьб задаються у відповідних стандартах.

У розрахунках передач гвинт – гайка використовується і такий параметр, як кут ψ підйому витків різьби по її середньому діаметру, який визначається за формулою

$$\operatorname{tg} \psi = P \cdot z / (\pi \cdot d_2),$$

де z – число заходів різьби.

Матеріал гвинтів повинен мати високу стійкість проти спрацювання. Гвинти, для яких не передбачене гартування, виготовляють із сталей 45, 50 або А45, А50 (із вмістом 0,15–0,50 % свинцю); гвинти, для яких передбачається гартування, можна виготовляти із сталей 65Г, 45Х та ін. Високу стійкість проти спрацювання забезпечує азотування, яке можна використовувати для сталей 18ХГТ, 40ХФА.

Гайки у більшості випадків мають форму втулки або корпусу з відповідними опорними поверхнями для запобігання переміщенню або провертанню.

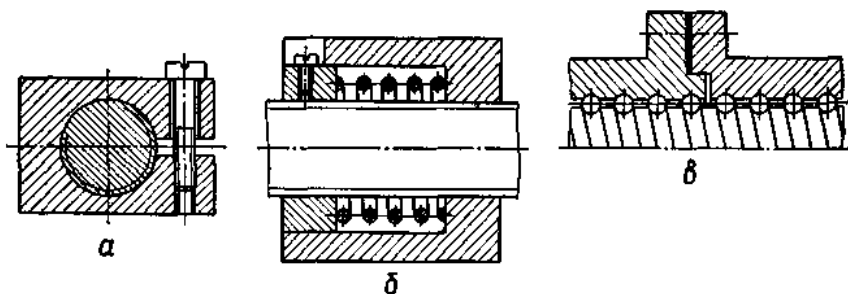


Рис. 3. Деякі конструкції гайок

У передачах, в яких ставляться вимоги компенсації спрацювання і зменшення зазорів, застосовують гайки регульованої конструкції, наприклад розрізні (рис. 3, а) або складні підпружинені (рис. 3, б).

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

У відповідальних приводах високої точності для підвищення ККД застосовують передачі гвинт – гайка кочення (рис. 3, в), де контакт гвинта і

гайки здійснюється через тіла кочення – кульки або ролики. В таких передачах при обертанні гвинта кульки перекочуються по гвинтових ривцях на гвинті та у гайці і циркулюють по спеціальному обвідному каналу у гайці (на рис. 3, в не показаному), повертаючись у робочу зону. Відомі також інші різновиди і конструкції гайок для передач гвинт – гайка.

Розрахунок передач гвинт – гайка

Кінематичний розрахунок. У передачах (див. рис. 1, а, б) обертання гвинта (гайки) з кутовою швидкістю ω забезпечує поступальний рух гайки (гвинта) зі швидкістю v . Взаємозв'язок між цими кінематичними параметрами можна встановити на основі рівностей відношень кута повороту гвинта φ до осьового переміщення гайки x за один повний оберт;

$$\varphi / x = 2 \cdot \pi / P_z \quad \text{або} \quad x = \varphi \cdot P_z / (2 \cdot \pi), \quad (1)$$

де $P_z = P \cdot z$ – хід гвинтової лінії різьби; z – число заходів різьби. Продиференціювавши ліву та праву частини рівності (1) по часу, дістанемо:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot P \cdot z \cdot (2 \cdot \pi) \quad \text{або} \quad v = \omega \cdot P \cdot z / (2 \cdot \pi) = 0,5 \cdot \omega \cdot d_2 \cdot tg\psi. \quad (2)$$

Для передачі за схемою на рис. 1, в швидкість переміщення гайки визначають за формулою:

$$v = \omega \cdot (P_1 \cdot z_1 - P_2 \cdot z_2) / (2 \cdot \pi), \quad (3)$$

де P_1, z_1 і P_2, z_2 – кроки і числа заходів різьб на двох ділянках гвинта.

Якщо добутки $P_1 \cdot z_1$ і $P_2 \cdot z_2$ близькі за значенням, то можна дістати надзвичайно малі швидкості переміщення гайки.

Співвідношення між параметрами навантаження передачі та ККД.

Для створювання осьової сили F_a на гайці (або на гвинті) у передачах за схемами на рис. 1, а, б до гвинта (або гайки) треба прикласти обертовий момент T , який дорівнює сумі моменту сил тертя у різьбі T_s і моменту сил тертя в опорах гвинта (або гайки) T_{s0} :

$$T = T_s + T_{s0}. \quad (4)$$

Момент сил тертя T_{s0} залежить від конструкції опор гвинта (або гайки). Щоб знайти момент сил тертя у різьбі T_s , треба розглянути схему сил, що діють на виток гвинта (рис. 4,а). Нормальна до робочої поверхні витка сила F_n створює у контакті витків гвинта та гайки силу тертя $F_s = F_n f$. Складова $F_n \cos \delta$ нормальної сили та сила тертя F_s у сумі дають силу F , що лежить у дотичній площині до середнього циліндра гвинта.

Розкладемо силу F на дві взаємно перпендикулярні складові: колову F_t на гвинті та осьову F_a сили:

$$F_t = F_a \cdot tg \cdot (\psi + \varphi') = 2 \cdot T_s / d_2.$$

Із записаного співвідношення визначимо момент сил тертя у різьбі:

$$T_s = 0,5 \cdot F_a \cdot d_2 \cdot tg(\psi + \varphi'), \quad (5)$$

де ψ – кут підйому витка різьби по його середньому діаметру; φ' – зведений кут тертя у різьбі, який визначається за співвідношенням:

$$tg \varphi' = F_s / (F_n \cos \delta) = f / \cos \delta. \quad (6)$$

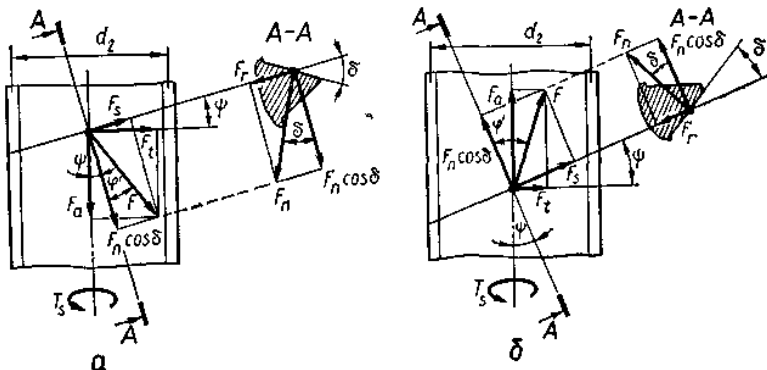


Рис. 4. До визначення моменту сил тертя у передачі гвинт – гайка

Кут δ при малих кутах підйому витків можна брати (див. рис. 2):

- для трикутних та трапецеїдальних різьб $\delta \approx 0,5\alpha$;
- для упорних різьб $\delta \approx 3^0$, а для прямокутних різьб $\delta = 0$.

Формула (5) справедлива для випадку, коли осьова сила F_a на гвинті протилежна напрямку швидкості v його поступального руху. Якщо напрями F_a та v збігаються (див. рис. 4, б), то вираз для визначення T_s має такий вигляд (для випадку $\varphi' > \psi$):

$$T'_s = 0,5 \cdot F_a \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi' - \psi). \quad (7)$$

Із формули (7) видно, що при великих кутах підйому витків різьби ($\psi > \varphi'$) T'_s від'ємний, тобто передача гвинт – гайка стає несамогальмівною. У такому разі при дії осьового навантаження на гайку буде забезпечуватись обертання гвинта.

ККД передачі гвинт – гайка можна дістати за співвідношенням:

$$\eta = F_a \cdot v / (T_s \cdot \omega) = \operatorname{tg}\psi / \operatorname{tg}(\psi + \varphi'). \quad (8)$$

Формулу (8) використовують для визначення ККД передачі при дії осьового навантаження F_a протилежно швидкості v поступального руху.

Для різних параметрів та матеріалів гвинта і гайки ККД передачі може коливатись у межах 0,6–0,8. При використанні самогальмівної передачі гвинт – гайка ($\psi < \varphi'$) ККД буде менший від 0,5.

Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання. Передачі гвинт – гайка у більшості випадків виходять із ладу через спрацювання різьби. Стійкість проти спрацювання гвинтової пари забезпечується обмеженням тиску у контактні витків різьби за умовою:

$$p \leq [p]. \quad (9)$$

Розрахунковий тиск у припрацьованій гвинтовій парі (навантаження розподілене по витках приблизно рівномірно) визначають за формулою:

$$p = F_a / A = F_a / (\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_B), \quad (10)$$

де H_1 – робоча висота профілю різьби (див. рис. 2); $z_B = H/P$ – число витків різьби у гайці висотою H .

Допустимий тиск $[p]$ назначають, виходячи з умов роботи та матеріалів гвинта і гайки. Для пари загартована сталь – бронза беруть $[p] = (..15)$ МПа, а при малих швидкостях ковзання у різних натискних пристроях $[p] = (15...18)$ МПа. Для матеріалів незагартована сталь – бронза або чавун $[p] = 8$ МПа і $[p] = 5$ МПа відповідно. У передачах гвинт – гайка, які забезпечують точні переміщення, $[p] = (4...5)$ МПа.

Робоча висота профілю різьби, що віднесена до кроку ($\lambda = H_1/P$), є постійною для певного типу різьби (див. рис. 2). Висота гайки H обмежується з метою зменшення нерівномірності розподілу навантаження по витках. Тому відношенням $\varepsilon = H/d_2 = 1,2...2,0$ здебільшого задаються. Отже, беручи до уваги λ і ε і враховуючи вираз (10), умову обмеження тиску запишемо у вигляді:

$$p = F_a / (\pi \cdot d_2^2 \cdot \varepsilon \cdot \lambda) \leq [p].$$

Із записаного співвідношення можна дістати формулу для проектного розрахунку передачі гвинт – гайка, в якому визначають середній діаметр різьби

$$d_2 \geq \sqrt{F_a / (\pi \cdot \varepsilon \cdot \lambda \cdot [p])}. \quad (11)$$

Визначений діаметр різьби d_2 треба узгодити з параметрами стандартної різьби. При цьому висота гайки $H = \varepsilon d_2$.

Розрахунок гайки та гвинта на міцність. Міцність витків гайки перевіряють за напруженнями зрізу:

$$\tau_{zp} = F_a / A_{zp} = F_a / (\pi \cdot d \cdot k \cdot H) \leq [\tau]_{zp}. \quad (12)$$

Тут d – зовнішній (номінальний) діаметр різьби; k – коефіцієнт повноти різьби ($k = 0,87$ – для трикутної різьби; $k = 0,65$ – для трапецеїдальної; $k = 0,5$ – для прямокутної); H – висота гайки.

Допустиме напруження: $[\tau]_{zp} = (25...30)$ МПа – для гайки із бронзи і $[\tau]_{zp} = (45...50)$ МПа – для чавунних гайок.

Руйнування гвинтів зустрічається рідко і тому розрахунки гвинтів на міцність виконують тільки при дії на них значних осьових навантажень. Гвинти у більшості випадків підлягають деформаціям розтягу або стиску від дії осьової сили F_a та деформаціям кручення за рахунок дії моменту T від сил тертя в різьбі та в опорах. Тому міцність гвинтів перевіряють за умовою

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (13)$$

Тут $\sigma_p = 4F_a / (\pi \cdot d_0^2)$ – нормальне напруження розтягу (стиску), а $\tau = 16T / (\pi \cdot d_0^3)$ – дотичне напруження кручення. Діаметр d_0 гвинта у небезпечному перерізі здебільшого беруть рівним внутрішньому діаметру d_1 різьби гвинта. Допустиме напруження для сталевих гвинтів $[\sigma] = (0,2...0,3)\sigma_T$. Гранична довжина гвинтів, навантажених стискаючою силою F_a , визначається за умовою стійкості (стійкості стержня за Ейлером).

Приклад розрахунку передачі гвинт – гайка

Задача. На рис. 5 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.

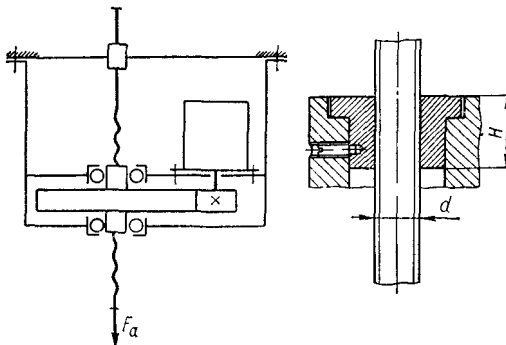


Рис. 5. Кінематична схема підйомника

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. 1) і число заходів $z = 1$. Тоді з формули (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; гайка із сірого чавуну СЧ. Допустимий тиск у контакті витків сталевого нормалізованого гвинта і чавунної гайки $[p] = 5$ МПа.

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

За формулою (11) при $\varepsilon = H/d_2 = 1,5$ і $\lambda = H_1/P = 0,75$ (для упорної різьби) середній діаметр різьби гвинта:

$$d_2 = \sqrt{F_a / (\pi \cdot \varepsilon \cdot \lambda \cdot [p])} = \sqrt{7840 / (3,14 \cdot 1,5 \cdot 0,75 \cdot 5)} = 21,06 \text{ мм}.$$

Приймаємо 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:

$$\operatorname{tg} \psi = Pz / (\pi d_2) = 3 \cdot 1 / (3,14 \cdot 23,75) = 0,040207; \quad \psi = 2,30248^\circ.$$

Зведений кут тертя у різьбі при коефіцієнті тертя $f = 0,05$ для змащених деталей та при $\delta = 3^\circ$ за формулою:

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

Умова самогальмування різьбової пари виконується, оскільки $\varphi' > \psi$. Визначаємо фактичний коефіцієнт корисної дії передачі гвинт – гайка при підніманні вантажу:

$$\eta_1 = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 0,040207 / \operatorname{tg}(2,30248^\circ + 2,86633^\circ) = 0,44.$$

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

$$H_1 = 0,75 \cdot P = 0,75 \cdot 3 = 2,25 \text{ мм},$$

$$p = F_a / (\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_B) = 7840 / (3,14 \cdot 23,75 \cdot 2,25 \cdot 12) = 3,9 \text{ МПа}.$$

Стійкість витків проти спрацювання забезпечується, оскільки $p = 3,9$ МПа $< [p] = 5$ МПа.

4. *Розрахунок гайки на міцність за напруженнями зрізу у витках.* За формулою:

$$\tau_{3P} = F_a / (\pi \cdot d \cdot k \cdot H) = 7840 / (3,14 \cdot 26 \cdot 0,5 \cdot 36) = 5,33 \text{ МПа}.$$

Тут коефіцієнт повноти упорної різьби $k = 0,5$.

Допустиме напруження на зріз для витків чавунних гайок $[\tau]_{3P} = 45$ 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:

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

Глава 5. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Загальні відомості та класифікація черв'ячних передач

За допомогою черв'ячної передачі здійснюється передавання обертового руху між валами, осі яких мимобіжні в просторі і утворюють прямий кут. Черв'ячна передача (рис. 1) складається із черв'яка 1, що має форму гвинта, та черв'ячного колеса 2, яке нагадує зубчасте колесо з косими зубцями угнутої форми. Передавання обертового руху у черв'ячній передачі здійснюється за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як, а гайкою є колесо – сектор, вирізаний із довгої гайки і зігнутий по колу.

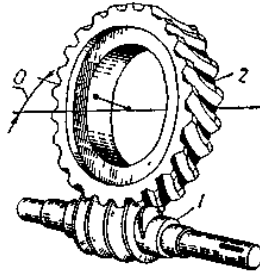


Рис. 1. Деталі черв'ячної передачі

У більшості випадків ведучим є черв'як і передача працює на зменшення частоти обертання веденого вала, хоча можливе передавання обертового руху і від черв'ячного колеса до черв'яка.

У зачепленні контакт вітків черв'яка та зубців черв'ячного колеса відбувається по лінії (на відміну від гвинтових зубчастих передач, де є точковий контакт зубців), до того ж із значним ковзанням. Тому через значні втрати у зачепленні черв'ячні передачі застосовують для передавання малих та середніх (до 50 кВт) потужностей, хоча зустрічаються і передачі, які здатні передавати потужність до 200 кВт.

За допомогою черв'ячної передачі можна реалізувати велике передаточне число $u = 7 \dots 100$ і більше. Такі передачі як кінематичні, так і силові використовують у підйомно-транспортних машинах, різних металообробних верстатах, транспортних засобах тощо.

Порівняно з іншими механічними передачами черв'ячні передачі мають такі переваги:

- а) плавність та безшумність роботи при високих швидкостях;
- б) достатньо висока надійність та простота догляду в експлуатації;
- в) компактність, малі габаритні розміри при великому передаточному числі;
- г) можливість виконання передачі самогальмівною (неможлива передача обертового руху від черв'ячного колеса до черв'яка).

До недоліків черв'ячних передач належать:

- а) порівняно невисокий ККД, що не перевищує у деяких випадках 0,70–0,85;

б) використання для черв'ячного колеса дорогих антифрикційних матеріалів;

в) низька несуча здатність у порівнянні з зубчастими передачами.

Мале значення ККД черв'ячних передач не дозволяє використовувати їх для передавання великих навантажень, оскільки суттєві втрати потужності за рахунок тертя у зачепленні призводять до значного нагрівання передачі. Тому черв'ячні передачі краще застосовувати у приводах періодичної дії.

Черв'ячні передачі і їхні елементи класифікують за такими ознаками:

- за формою початкової поверхні черв'яка – *циліндричні* чи *глобоїдні*;
- за формою профілю витків черв'яка у торцевій площині – *конволютні* (черв'як ZN), *евольвентні* (черв'як ZI), *архімедові* (черв'як ZA) та ін.;

- за розміщенням черв'яка щодо колеса – *з нижнім*, *верхнім* та *бічним* розміщенням черв'яка;

- за конструктивним оформленням – *відкриті* та *закриті*, що працюють у спеціальному корпусі.

На практиці більше застосовують черв'ячні циліндричні передачі архімедовим черв'яком ZA як більш прості у виготовленні.

Параметри черв'ячної передачі

Циліндричні черв'яки. Черв'як – це циліндричне тіло на поверхні якого є витки за формою гвинтової лінії (рис. 2). Якщо у торцевій площині витки черв'яка мають профіль архімедової спіралі, то такі черв'яки називають архімедовими (їх позначають ZA). В осьовому перерізі $A - A$ (рис. 77, a) бічні поверхні витка черв'яка ZA окреслені прямими лініями з профільним кутом α .

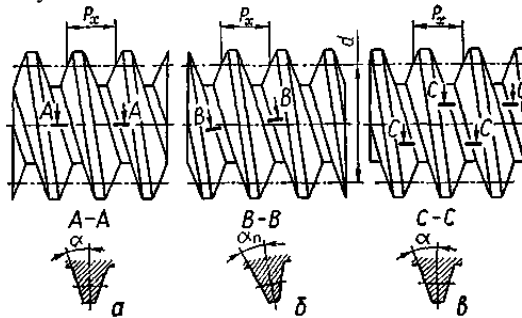


Рис. 2. Типи циліндричних черв'яків

Витки черв'яка у торцевій площині можуть мати профіль продовженої або скороченої евольвенти. Такі черв'яки називають *конволютними* (позначають ZN; різновидності ZN1, ZN2, ZN3). Черв'яки типу ZN (рис. 2, б) мають прямолінійні профілі у їх нормальному перерізі В-В. Кут профілю витків у нормальному перерізі α_n .

Якщо витки черв'яка у торцевій площині мають профіль нормальної евольвенти, то такі черв'яки називають *евольвентними* (позначають ZI). Евольвентні черв'яки мають прямолінійний профіль витків у перерізі

площиною С–С (рис. 2, в), паралельною осьовій, але зміщеною на радіус основного циліндра черв'яка. Важлива перевага евольвентних черв'яків – можливість шліфування їхніх робочих поверхней плоским боком шліфувального круга.

Витки архімедових та конволютних черв'яків шліфують конічними шліфувальними кругами. Черв'як при цьому стає близьким до архімедового або конволютного, але поверхня витків дещо відрізняється від лінійчатої.

Черв'яки можуть виготовлятися із одним або кількома витками. Стандартом на силові черв'ячні передачі передбачається застосування черв'яків із числом витків:

$$z_1 = 1; 2; 4.$$

Відстань між відповідними бічними сторонами двох суміжних профілів, виміряна паралельно осі черв'яка (рис. 2), називається *осьовим кроком витків* і позначається P_x . Така ж відстань між суміжними профілями одного і того ж витка називається *ходом гвинтової лінії витка* P_z . Якщо $z_1 = 1$, то $P_z = P_x$, а в інших випадках $P_z = z_1 P_x$.

Відношення $P_x / \pi = m$ називається модулем. Для черв'яка він є осьовим, а для колеса – коловим. Стандартні значення модулів m мм, вибираються з стандартного ряду.

Черв'ячні колеса нарізають черв'ячними фрезами, які є аналогами черв'яка. Щоб зменшити номенклатуру черв'ячних фрез, введено поняття *коефіцієнта діаметра черв'яка* $q = d_1/m$, де d_1 – ділильний діаметр черв'яка. Стандартні значення q і відповідні їм модулі наведені в таблицях.

Із урахуванням стандартного значення q ділильний діаметр черв'яка (рис. 2) визначають за формулою:

$$d_1 = qm \quad (1)$$

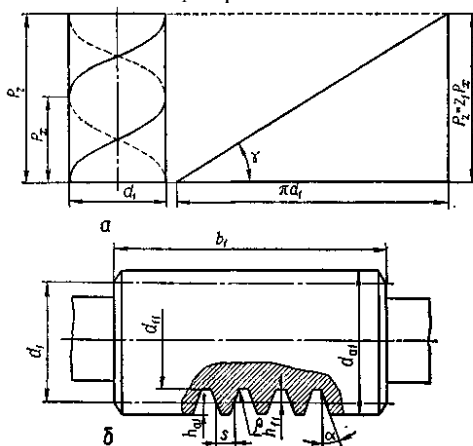


Рис. 3. Параметри черв'яка

Ділильний кут підйому у витка черв'яка (рис. 3, а) може бути встановленим шляхом розгортки витка на площину. Тому можна записати:

$$\operatorname{tg} \gamma = P_x \cdot (\pi d_1) = z_1 \cdot \pi \cdot m / (\pi \cdot m \cdot q) = z_1/q \quad (2)$$

Розміри елементів витків черв'яка при модулі $1 \leq m \leq 25$ мм визначаються параметрами початкового черв'яка за ГОСТ 19036–81, які мають такі значення: кут профілю витків $\alpha = 20^\circ$ (для черв'яків ZA – в осьовому перерізі; для черв'яків ZN та ZI – у нормальному до витків перерізі); коефіцієнт висоти головки витка $h_a^* = 1$; коефіцієнт радіального зазора $c^* = 0,2$; коефіцієнт висоти ніжки витка $h_f^* = h_a^* + c^* = 1,2$; коефіцієнт радіуса кривини перехідної кривої витка $\rho_f^* = 0,3$; коефіцієнт розрахункової товщини витка $s^* = 0,5l$.

Згідно з параметрами стандартного початкового черв'яка розміри елементів:

- витків (рис. 3, б) визначають за формулами:
- висота головки витка $h_{a1} = h_a^* \cdot m = m$;
- висота ніжки витка $h_{f1} = h_f^* \cdot m = 1,2m$;
- радіус кривини перехідної кривої витка $\rho_f = \rho_f^* \cdot m = 0,3m$;
- розрахункова товщина витка $s = s^* \cdot m = 0,5\pi m$.

Інші розміри вінця черв'яка:

– діаметр вершин витків $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$; (3)

– діаметр впадин $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$; (4)

– довжина нарізаної частини черв'яка (ГОСТ 19650–74):

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2) \cdot m \text{ при } z_1 = 1 \text{ або } 2; \quad (5)$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2) \cdot m \text{ при } z_1 = 14. \quad (6)$$

Тут z_2 – число зубців черв'ячного колеса. Формули для визначення b_1 записані для випадку, коли коефіцієнти зміщення $x = 0$. Для черв'яків, робочі поверхні яких шліфують, знайдене за формулами (5) та (6) значення b_1 треба збільшити на 25 мм при $m < 10$ мм і на (35...40) мм при $m = (10...16)$ мм.

Черв'ячні колеса. Особливістю геометрії черв'ячного колеса є те, що бічні поверхні його зубців утворюються інструментом (черв'ячною фрезою), різальні кромки якого у верстатному зачепленні відтворюють у просторі початковий твірний черв'як. Параметри початкового твірного черв'яка за ГОСТ 19036–81: кут профілю витків $\alpha = 20^\circ$; коефіцієнт висоти головки витка $h_{a0}^* = h_a^* + c^* = 1,2$; коефіцієнт висоти ніжки витка h_{f0}^* не регламентується; коефіцієнт висоти головки витка до початку закруглення $h_{ako}^* \geq 1$; коефіцієнт радіуса закруглення кромки на вершині витка $\rho_{ko} = 0,3$.

Для черв'ячного колеса розміри вінця і зубців задаються у його середньому перерізі площиною, що проходить через вісь черв'яка перпендикулярно до осі черв'ячного колеса. Тому модуль зубців черв'ячного колеса рівний модулю витків m в осьовому перерізі черв'яка, а кут нахилу зубців черв'ячного колеса дорівнює ділильному куту підйому у витків черв'яка.

Розміри вінця черв'ячного колеса з числом зубців z_2 визначають за формулами (рис. 79):

– ділильний діаметр: $d_2 = m \cdot z_2$; (7)

– діаметр вершин зубців: $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$; (8)

– діаметр впадин: $d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m$. (9)

Ширина вінця b_2 та найбільший діаметр черв'ячного колеса d_{am2} , які відповідають куту обхвату черв'яка $2\delta = 90 \dots 110^\circ$.

Черв'ячна передача. Для черв'ячної передачі без зміщення міжосьова відстань визначається як півсума ділільних діаметрів черв'яка та черв'ячного колеса (див. рис. 4):

$$a_w = a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2). \quad (10)$$

Інколи черв'ячну передачу виготовляють із зміщенням (коригованою) для того, щоб вписати її у задану або стандартну міжосьову відстань.

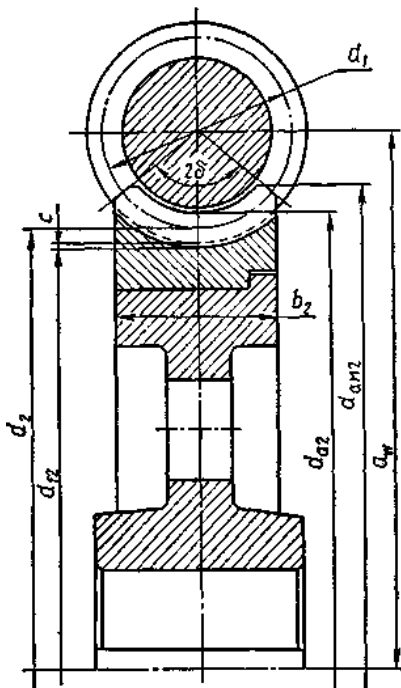


Рис. 4. параметри черв'ячного колеса та черв'ячної передачі

Для нарізування черв'ячних коліс із зміщенням і без зміщення на практиці використовують один і той же інструмент (черв'ячні фрези). Тому черв'як (аналог інструмента) завжди нарізають без зміщення.

При заданій міжосьовій відстані a_w коефіцієнт зміщення:

$$x = (a_w - a)/m = a_w/m - 0,5 \cdot (q + z_2). \quad (11)$$

Відповідно міжосьова відстань черв'ячної передачі зі зміщенням:

$$a_w = 0,5m \cdot (q + z_2 + 2x), \quad (12)$$

а діаметри вершин та впадин черв'ячного колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2m \cdot (1 + x); \quad d_{f2} = d_2 - 2m \cdot (1,2 - x).$$

За умовою непідрізання зубців коефіцієнт зміщення x у більшості випадків беруть $-1 < x < +1$.

Кінематика і точність виготовлення черв'ячних передач

Обертання черв'яка і черв'ячного колеса відбувається у двох взаємно перпендикулярних площинах. Тому швидкості точок контакту витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса неоднакові за модулем та напрямом (рис. 5).

Колова швидкість точки контакту А витка черв'яка

$$v_1 = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_1, \quad (15)$$

а колова швидкість точки контакту А зубця колеса (на рис. 5 заштрихований):

$$v_2 = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot d_2. \quad (16)$$

Швидкість ковзання витків черв'яка по зубцях колеса напрямлена вздовж дотичної до витка черв'яка, є відносно швидкістю і може бути визначена за формулою:

$$v_s = v_1 / \cos \gamma \quad (17)$$

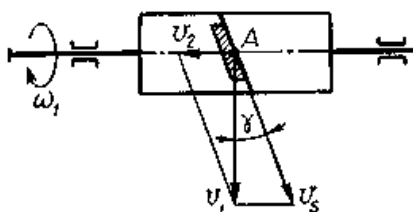


Рис. 5. До визначення швидкості ковзання у черв'ячній передачі

Якщо $v_2/v_1 = \operatorname{tg} \gamma$, то на основі рівностей (15) та (16) запишемо:

$$(\omega_2 d_2) / (\omega_1 d_1) = \operatorname{tg} \gamma,$$

звідки передаточне число черв'ячної передачі можна визначити за співвідношенням:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / (d_1 \operatorname{tg} \gamma) = z_2 / z_1. \quad (18)$$

Оскільки кут підйому γ витків черв'яка практично менший від 30° , у черв'ячній передачі колова швидкість колеса v_2 завжди значно менша від колової швидкості черв'яка v_1 , а швидкість ковзання v_s у зачепленні більша від v_1 .

Значне ковзання у зачепленні передач є причиною низького ККД, підвищеного спрацювання зубців та їхньої здатності до заїдання.

Точність виготовлення черв'ячних передач вибирають залежно від швидкості ковзання v_s .

У ГОСТ 3675–81 для черв'ячних передач встановлено 12 ступенів точності (за аналогією з евольвентними зубчастими передачами). Ступені 3, 4, 5 і 6 рекомендують для передач високої кінематичної точності, а ступені 6, 7, 8 і 9 – для силових черв'ячних передач. Основи стандарту на точність черв'ячних передач такі самі, як і для зубчастих.

Велику увагу слід надавати нормам точності черв'ячних передач при їх складанні. Вісь черв'яка завжди повинна знаходитись у середній площині черв'ячного колеса. Для цього передбачають можливість регулювання

положення колеса щодо черв'яка. На практиці правильність зачеплення контролюють за розмірами сліду контакту зубців колеса з витками черв'яка.

Матеріали і конструкції деталей черв'ячної передачі.

Критерії роботоздатності та розрахунків

Наявність високих швидкостей ковзання у зачепленні ставить до матеріалів черв'ячної передачі такі вимоги, як високі антифрикційні властивості, стійкість проти спрацювання та стійкість до заїдання.

Черв'яки здебільшого виготовляють із якісних вуглецевих сталей (45, 50, 40Г2), а у передачах відповідального призначення – із легованих сталей (40Х, 40ХН, 35ХГСА та ін.). Термообробка до твердості $H_1 \geq (45.. 55) \text{ HRC}$ і подальше шліфування та полірування робочих поверхонь витків черв'яка дозволяють суттєво підвищити несучу здатність та довговічність передачі, оскільки зменшують можливість заїдання робочих поверхонь у контакті. У допоміжних, невідповідальних та тихохідних передачах можуть використовуватись черв'яки з твердістю витків $H_1 = (300...320)\text{HB}$.

Вінці черв'ячних коліс виготовляють переважно з бронзи, а інколи з латуні та чавуну. Олов'яні бронзи БрО10НіФ1, БрО10Ф1 та інші є кращими матеріалами для вінців черв'ячних коліс при високих швидкостях ковзання ($v_s > 5 \text{ м/с}$), однак вони дорогі та дефіцитні. Тому такі бронзи використовують лише для відповідальних черв'ячних передач. Менш дефіцитні і дешевші безолов'яні бронзи БрА10Ж4Н4, БрА9Ж3Л та ін. Вони мають достатньо високі показники міцності, але дещо гірші антифрикційні властивості і меншу здатність до пропрацювання. Безолов'яні бронзи вимагають високої твердості та чистоти робочих поверхонь витків черв'яка і застосовуються при середніх швидкостях ковзання $v_s = (2...5) \text{ м/с}$.

Для допоміжних, малонавантажених та тихохідних ($v_s < 2 \text{ м/с}$) черв'ячних передач можливе виготовлення черв'ячного колеса із чавуну (СЧ15, СЧ18) або пластмас (текстоліту, поліамідів).

Конструктивно черв'яки виготовляють у більшості випадків разом із валом як одну деталь (рис. 6, а) і лише у рідких випадках насадними (рис. 6, б).

З метою економії кольорових металів черв'ячні колеса виготовляють складеними з двох частин (рис. 81, в, г): бронзового вінця, який з'єднується з чавунним або сталевим колісним центром по відповідній посадці і закріплюється додатково гвинтами або болтами. Можливі інші варіанти з'єднання колісного центра з вінцем черв'ячного колеса. При малих діаметрах черв'ячних коліс або чавунних колесах застосовують суцільні черв'ячні колеса (рис. 6, д).

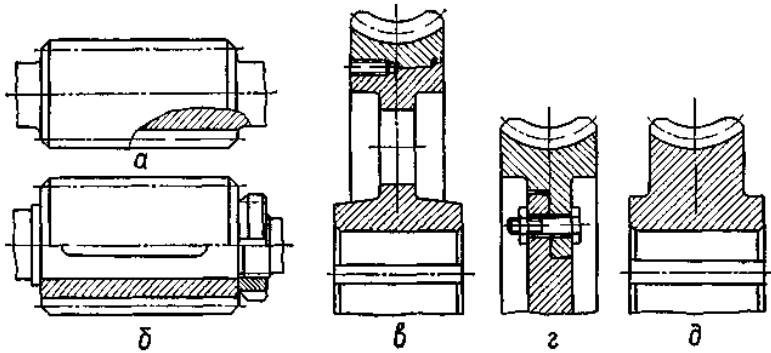


Рис. 6. Конструкції черв'яків та черв'ячних коліс

Зубці черв'ячних коліс – найслабкіші елементи у черв'ячних передачах. Значні швидкості ковзання в зачепленні спричинюють спрацювання та заїдання. Ці явища посилюються невідповідними умовами змащування контакту, бо напрям швидкості ковзання утворює малий кут із напрямом лінії контакту витків та зубців.

Обмеження можливості виникненню заїдання в зачепленні може бути досягнуте не тільки вибором відповідних матеріалів черв'яка та колеса, але й обмеженням контактних напружень. Інтенсивність спрацювання зубців черв'ячного колеса також залежить від рівня контактних напружень. Отже, для забезпечення тривалої роботоздатності черв'ячної передачі слід обмежити контактні напруження на активних поверхнях зубців черв'ячного колеса. Треба брати до уваги, що несуча здатність черв'ячних передач із колесами, виготовленими з олов'яних бронз, обмежується втотною міцністю активних поверхонь зубців, а передач із колесами, виготовленими з безолов'яних бронз та чавунів – заїданням. Імовірність поломки зубців черв'ячного колеса від дії циклічних напружень згину суттєва тільки для маломодульних черв'ячних коліс.

Для черв'ячних передач виконують такі розрахунки:

- 1) розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактні втому та міцність при дії максимального навантаження;
- 2) розрахунок зубців черв'ячного колеса на втому при згині та на міцність при згині максимальним навантаженням.

Допустимі напруження у розрахунках черв'ячних передач

Допустимі контактні напруження. При розрахунку на контактну втому активних поверхонь зубців черв'ячних коліс, виготовлених із олов'яних бронз, допустиме контактне напруження визначають за формулою:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} K_{HL}, \quad (19)$$

де $[\sigma]_{H0}$ – допустиме контактне напруження для бази випробувань $N_{H0} = 10^7$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

Значення $[\sigma]_{HO}$ залежить від границі міцності σ_b бронзи та коефіцієнта c_v інтенсивності спрацювання зубців: $c_v = 0,95$ при $v_s = 5$ м/с; $c_v = 0,88$ при $v_s = 6$ м/с; $c_v = 0,83$ при $v_s = 7$ м/с; $c_v = 0,80$ при $v_s \geq 8$ м/с. При виконанні проектного розрахунку, коли розміри передачі ще невідомі, орієнтовне значення швидкості ковзання v_s , м/с, можна дістати за формулою:

$$v_s = (4\omega_1 / 10^3) \sqrt[3]{T_2} \quad (20)$$

де ω_1 – кутова швидкість черв'яка, рад/с; T_2 – обертовий момент на веденому валу передачі, Н·м.

Коефіцієнт довговічності рекомендують визначати за співвідношенням:

$$K_{HL} = \sqrt[3]{10^7 / N_{HE}},$$

де N_{HE} – еквівалентне число циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за строк служби передачі. Коефіцієнт довговічності обмежується значеннями $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$.

Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із твердих безолов'яних бронз та чавунів, допустиме контактне напруження вибирають з умови опору заїданню залежно від швидкості ковзання v_s і беруть $[\sigma]_H = [\sigma]_{HO}$.

Допустимі напруження на згин. Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із бронз, допустиме напруження для розрахунку на втому при згині визначають за формулою:

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} \cdot K_{FL} \quad (22)$$

Тут $[\sigma]_{FO}$ – допустиме напруження для бази випробувань, що дорівнює 10^6 , залежить від границі міцності σ_b та текучості σ_T бронз; K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин,

$$K_{FL} = \sqrt[3]{10^6 / N_{FE}} \quad (23)$$

Еквівалентне число циклів N_{FE} навантаження зубців за строк служби передачі, а коефіцієнт довговічності беруть у межах $0,54 \leq K_{FL} \leq 1$. Для зубців чавунних черв'ячних коліс $[\sigma]_F = [\sigma]_{FO}$. Допустимі граничні напруження згину $[\sigma]_{F \max} = 0,8\sigma_T$

Навантаження на зубці черв'ячного колеса

Номінальні сили у зачепленні черв'ячної передачі. У навантаженій черв'ячній передачі сила взаємодії між витками черв'яка та зубцями колеса розподіляється вздовж лінії їхнього контакту. Таку розподілену силу замінимо зосередженою і прикладеною до зубця черв'ячного колеса у його середньому нормальному до осі перерізі. При цьому сили тертя у зачепленні не враховуються.

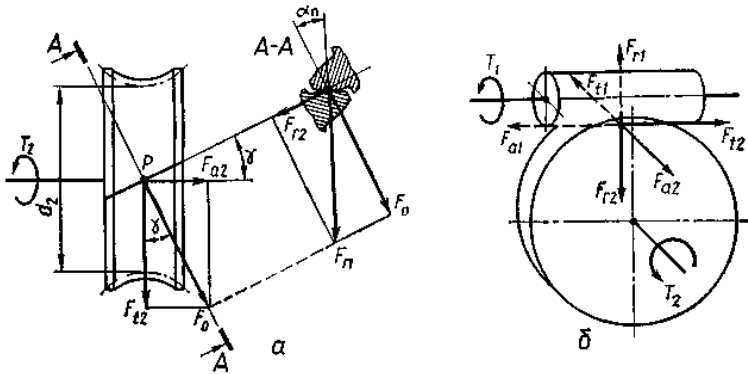


Рис. 7. Зусилля на зубці черв'ячного колеса і витки черв'яка

Для обертового моменту T_2 на валу черв'ячного колеса спричинює появу нормальної сили F_n з боку витка черв'яка на зубець колеса. Ця сила діє у площині $A - A$, нормальній до лінії зубця (рис. 7, а), напрямлена по нормалі до профілів витка та зубця у точці їх контакту і утворює кут зачеплення α_n з перпендикуляром до лінії центрів черв'яка і черв'ячного колеса.

Замінімо силу F_n двома її взаємно перпендикулярними складовими F_{r2} і F_0 , які перенесемо на схему черв'ячного колеса. Тут сила F_{r2} проектується в точку P , а сила F_0 лежить у площині $A - A$ і напрямлена по дотичній до початкового циліндра колеса. Зобразимо силу F_0 також у вигляді двох взаємно перпендикулярних складових F_{t2} і F_{a2} . Отже, замість нормальної сили маємо три її взаємно перпендикулярні складові F_{t2} , F_{r2} і F_{a2} .

Колова сила на черв'ячному колесі визначається через обертовий момент:

$$F_{t2} = 2T_2/d_2. \quad (24)$$

Осьова сила на черв'ячному колесі подається через колову силу:

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (25)$$

Для визначення радіальної сили F_{r2} попередньо запишемо $F_0 = F_{t2} / \cos \gamma$, а тоді дістанемо:

$$F_{r2} = F_0 \operatorname{tg} \alpha_n = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma.$$

Враховуючи, що $\operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma = \operatorname{tg} \alpha$, де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення у площині, перпендикулярній до осі колеса, запишемо вираз для визначення радіальної сили:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (26)$$

Нормальна сила F_n на зубець колеса дорівнює сумі складових сил F_{t2} , F_{r2} і F_{a2} , а її модуль визначається за формулою:

$$F_n = F_0 / \cos \alpha_n = F_{t2} / (\cos \alpha_n \cdot \cos \gamma). \quad (27)$$

На витки черв'яка з боку зубців колеса діють такі самі сили, але в протилежному напрямі (рис. 7, б), до того ж деякі з них міняють свою назву.

Колова сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на черв'ячному колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (28)$$

Осьова сила на черв'яку дорівнює коловій силі на колесі:

$$F_{a1} = F_{t2} = 2T_2/d_2. \quad (29)$$

Радіальна сила на черв'яку дорівнює радіальній силі на колесі:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (30)$$

Розрахункове навантаження на зубці черв'ячного колеса. За розрахункове навантаження на зубці черв'ячного колеса беремо максимальне значення питомої сили, розподіленої по лінії контакту,

$$q = (F_n / l_{\Sigma}) \cdot K_{\beta} \cdot K_v. \quad (31)$$

де F_n – нормальна сила на зубці згідно з формулою (27); l_{Σ} – сумарна довжина контактних ліній у зачепленні. Коефіцієнт K_{β} , що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса, та коефіцієнт K_v динамічного навантаження мають той самий зміст, що і в зубчастих передачах.

Наближено сумарну довжину контактних ліній у зачепленні черв'ячної передачі можна визначити за формулою:

$$l_{\Sigma} = b_2 \cdot \varepsilon_{\alpha} / \cos \gamma, \quad (32)$$

де b_2 – ширина вінця черв'ячного колеса; γ – кут нахилу зубців, який дорівнює ділительному куту підйому витків черв'яка; ε_{α} – торцевий коефіцієнт перекриття, який у середній площині черв'ячного колеса становить 1,8–2,2.

У виразі (32) не врахована зігнута форма зубців черв'ячного колеса, але вона компенсується неповнотою дотикання витків та зубців по дузі обхвату черв'яка 2δ . Підставляючи (27) і (32) у вираз (31), дістанемо:

$$q = w_t / (\varepsilon_{\alpha} \cos \alpha_n). \quad (33)$$

Тут w_t – питома розрахункова колова сила, що визначається за формулою:

$$w_t = (F_{t2} / b_2) K_{\beta} K_v. \quad (34)$$

За аналогією із зубчастими передачами вирази для розрахункового навантаження та питомої розрахункової колової сили записують у вигляді:

– при розрахунку активних поверхонь зубців на контактну втому:

$$q_H = W_{Ht} / (\varepsilon_{\alpha} \cdot \cos \alpha_n); \quad W_{Ht} = (F_{Ht2} / b_2) \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}; \quad (35)$$

– при розрахунку зубців на втому при згині:

$$q_F = W_{Ft} / (\varepsilon_{\alpha} \cdot \cos \alpha_n); \quad W_{Ft} = (F_{Ft2} / b_2) \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}. \quad (36)$$

Колові сили F_{Ht2} і F_{Ft2} мають вигляд:

$$F_{Ht2} = 2T_{2H} / d_2; \quad F_{Ft2} = 2T_{2F} / d_2, \quad (37)$$

де обертові моменти $T_{2H} = T_{2F} = T_2$ і будуть дорівнювати максимальному тривало діючому обертовому моменту відповідно до заданого режиму навантаження передачі.

Для черв'ячної передачі беруть $K_{H\beta} = K_{F\beta}$ і $K_{HV} = K_{FV}$.

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса,

$$K_{\beta} = 1 + (z_2 / \theta)^3 \cdot (1 - x). \quad (38)$$

Тут z_2 – число зубців черв'ячного колеса; θ – коефіцієнт деформації черв'яка; x – коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи передачі на припрацьовування зубців.

Коефіцієнт K_V динамічного навантаження зачеплення черв'ячної передачі визначають залежно від ступеня точності передачі та швидкості ковзання.

Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактні втому і міцність при дії максимального навантаження

Стійкість проти втомного викришування та проти заїдання активних поверхонь зубців черв'ячного колеса забезпечується при виконанні загальної умови:

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{q / (2\rho_{зв})} \leq [\sigma]_H.$$

Для черв'ячної передачі питоме розрахункове навантаження на зубці колеса визначають за виразом (35):

$$q = q_H = w_{Ht} / (\varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_n).$$

Радіус кривини робочої поверхні витків в осьовому перерізі $\rho_1 = \infty$, а радіус кривини профілів зубців черв'ячного колеса ρ_2 , можна знайти за формулою (11) для зубців косозубого зубчастого колеса, замінивши кут β на γ . Тоді матимемо:

$$1/\rho_{зв} = 1/\rho_1 + 1/\rho_2 = 1/\rho_2 = 2 \cos \gamma / (d_2 \cdot \sin \alpha_n).$$

Після підстановки q і $1/\rho_{зв}$ у загальну умову, дістанемо:

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{(W_{Ht} / d_2) \cdot [\cos \gamma / (\varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_n \cdot \sin \alpha_n)]} \leq [\sigma]_H.$$

Взявши $\cos \alpha_n \cdot \sin \alpha_n = 0,5 \sin 2\alpha_n$ та позначивши:

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \gamma / \sin 2\alpha_n}; \quad Z_\varepsilon = \sqrt{1 / \varepsilon_\alpha},$$

будемо мати остаточну залежність для розрахунку активних поверхонь зубців на контактну втому у такому вигляді;

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{W_{Ht} / d_2} \leq [\sigma]_H. \quad (39)$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів черв'яка та черв'ячного колеса; для поєднання матеріалів сталь – бронза ($E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

$E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_1 = 0,28$; $\mu_2 = 0,33$) $Z_M = 210$ МПа^{1/2}; для матеріалів сталь – чавун ($E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $E_2 = 10^5$ МПа; $\mu_1 = 0,28$; $\mu_2 = 0,27$) $Z_M = 215$ МПа^{1/2};

Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь витків черв'яка та зубців колеса,

$Z_H = 1,8$ для усереднених значень γ ; Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній у зачепленні; у розрахунках беруть $Z_\varepsilon = 0,75$ (для мінімального значення коефіцієнта торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha = 1,8$).

Виконання умови (39) при перевірному розрахунку черв'ячної передачі забезпечує стійкість активних поверхонь зубців колеса проти втомного руйнування та заїдання. При невиконанні цієї умови треба змінити розміри передачі.

Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність при дії максимального навантаження виконується аналогічно зубчастим передачам:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{2\max}/T_{2H}} \leq [\sigma]_{H\max}, \quad (40)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження, що визначається за виразом (39); $T_{2\max}$ – найбільше навантаження з числа короткочасно діючих на валу черв'ячного колеса; $[\sigma]_{H\max}$ – допустиме граничне контактне напруження.

Особливості розрахунку зубців черв'ячного колеса на згин

Розрахунок напружень згину зубців черв'ячного колеса ускладнюється змінною формою перерізів зубця по ширині колеса і тим, що зубець має угнуту форму. У розрахунках черв'ячне колесо розглядають як косозубе циліндричне. Витривалість при згині:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot W_{Ft} / m \leq [\sigma]_F, \quad (41)$$

де w_{Ft} – питома розрахункова колова сила на черв'ячному колесі; m – коловий модуль зубців черв'ячного колеса (осьовий модуль черв'яка).

Коефіцієнт Y_F форми та підвищеної міцності зубців черв'ячного колеса знаходять залежно від еквівалентного числа зубців $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$. Коефіцієнт Y_ϵ перекриття зубців у розрахунках можна брати 0,75.

Коефіцієнт Y_β нахилу зубців черв'ячного колеса слід визначати за виразом $Y_\beta = (1 - \gamma/140) / \cos \gamma$, або його можна брати $Y_\beta \approx 0,95$ (для деякого середнього значення кута нахилу зубців $\gamma \approx 10^\circ$).

Перевірку міцності зубців при згині максимальним навантаженням можна виконати за умовою:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot (T_{2\max}/T_{2F}) \leq [\sigma]_{F\max}, \quad (42)$$

де σ_F – розрахункове напруження згину; $[\sigma]_{F\max}$ – допустиме граничне напруження на згин.

Проектний розрахунок черв'ячної передачі

У проектному розрахунку визначають міжосьову відстань черв'ячної передачі як основний параметр, що визначає габаритні розміри передачі. Міжосьову відстань розраховують із умови стійкості активних поверхонь зубців колеса проти втомного руйнування та заїдання.

Вихідні дані для проектного розрахунку черв'ячної передачі є такі: розрахункове тривало діюче навантаження T_{2H} ; передаточне число передачі u ; тип черв'яка ZA, ZN чи ZI; типовий режим навантаження передачі та строк її служби; матеріали для черв'яка та черв'ячного колеса, за якими визначають допустиме контактне напруження.

Несуча здатність черв'ячних передач із архімедовими (ZA), конволіутними (ZN) та евольвентними (ZI) черв'яками може бути оцінена за одними й тими ж розрахунковими залежностями (39), (40), (41) та (42). Відхилення результатів розрахунку від дійсних направлено на збільшення запасів міцності виготовлених та змонтованих черв'ячних передач.

Розрахункові формули для проектного розрахунку черв'ячної передачі

$$d_1 = 2 \cdot a_w \cdot q / (q + z_2); \quad d_2 = 2 \cdot a_w \cdot z_2 / (q + z_2).$$

Формула для визначення мінімальної міжосьової відстані черв'ячної передачі:

$$a_{w\min} = K_a \cdot (z_2/q + 1) \cdot \sqrt[3]{T_{2H} \cdot K_{H\beta} \cdot q^2 / (z_2 \cdot [\sigma]_H^2)}. \quad (43)$$

Тут слід брати обертовий момент T_{2H} у ньютон-метрах (Н·м), допустиме напруження $[\sigma]_H$ у мегапаскалях (МПа), а міжосьову відстань $a_{w\min}$ у міліметрах (мм).

Допоміжний коефіцієнт K_a визначається за виразом:

$$K_a = \sqrt[3]{[2 \cdot 10^3 K_{HV} / (0,75 \cdot 8)] \cdot (Z_M Z_H Z_\Sigma)^2}.$$

Для усереднених значень розрахункових коефіцієнтів беруть:

$K_a = 310 \text{ МПа}^{1/3}$ – для поєднання матеріалів черв'яка та колеса сталь – бронза;

$K_a = 315 \text{ МПа}^{1/3}$ – для поєднання матеріалів сталь – чавун.

Для визначення $a_{w\min}$ треба попередньо вибрати число зубців черв'ячного колеса z_2 . У силових черв'ячних передачах рекомендують $28 \leq z_2 \leq 80$. Мінімальне число зубців $z_{2\min} = 28$ обмежується умовою невідірвання, а максимальне число зубців $z_{2\max} = 80$ – умовою обмеження габаритних розмірів передачі та забезпечення міцності зубців на згин. У деяких випадках допускається число зубців $z_2 = 100 \dots 150$ і більше. При заданому передаточному числі передачі u та вибраному числі витків черв'яка z_1 число зубців колеса $z_2 = uz_1$. Число витків черв'яка $z_1 = 1; 2; 4$ потрібно брати по можливості більшим (підвищується ККД передачі), але так, щоб при заданому u число зубців z_2 було у рекомендованих межах.

Коефіцієнт діаметра черв'яка q вибирають із числа стандартних значень. Більші значення q рекомендують брати для насадних черв'яків або при великих передаточних числах, щоб забезпечити достатню жорсткість черв'яка.

Модуль черв'ячної передачі знаходять, виходячи з формули:

$$m' = 2a_{w\min} / (q + z_2).$$

Значення модуля узгоджують із стандартним за даними.

За розмірами, добутими в проєктному розрахунку, належить виконати перевірки розрахунки.

Розрахунок черв'яка на жорсткість

Для того, щоб забезпечити надійну роботу черв'ячної передачі, слід надати черв'яку достатніх міцностей та жорсткості. Потреба розрахунку черв'яка на жорсткість пов'язана з тим, що черв'як у більшості випадків має порівняно малий діаметр і значну відстань між опорами.

Дія на черв'як сил, що виникають у його зачепленні з колесом, може призвести до його значного поперечного прогину, який негативно впливає на зачеплення витків та зубців і на роботу черв'ячної передачі. Тому умову достатньої жорсткості черв'яка запишемо у вигляді:

$$y \leq [y], \quad (44)$$

де y – розрахункова стрілка прогину черв'яка; $[y]$ – допустима стрілка прогину за умови нормальної роботи зачеплення.

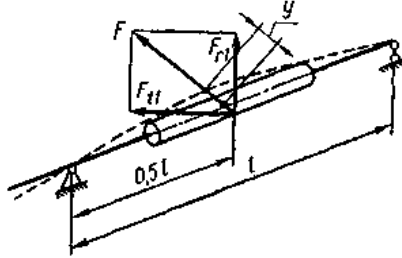


Рис. 8. До визначення прогину вала черв'яка

Для розрахункової схеми навантаження черв'яка (рис. 8) стрілку прогину знаходять за відомою з курсу опору матеріалів формулою:

$$y = F \cdot l^3 / (48 \cdot E \cdot I_0), \quad (45)$$

де $F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$ – рівнодійна коллової та радіальної сил на черв'яку;

$l \approx (0,8...1,0) \cdot d_2$ – орієнтовна відстань між опорами черв'яка; E – модуль пружності матеріалу черв'яка; $I_0 = \pi \cdot d_{f1}^4 / 64$ – осьовий момент інерції перерізу черв'яка без врахування впливу витків.

Формула (45) для черв'яка наближена, бо черв'як за довжиною має змінні розміри поперечних перерізів.

Допустиму стрілку прогину черв'яка визначають залежно від модуля m у межах $[y] = (0,01...0,005)m$.

Якщо при розрахунку виявиться, що жорсткість черв'яка недостатня ($y > [y]$), то потрібно збільшити коефіцієнт діаметра черв'яка q , або, за можливість, зменшити відстань l між його опорами.

ККД черв'ячної передачі та її тепловий розрахунок

Загальний ККД черв'ячної передачі можна визначити за залежністю:

$$\eta = P_2/P_1 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3, \quad (46)$$

де P_2, P_1 – потужності на веденому і ведучому валах передачі відповідно; η_1, η_2, η_3 – ККД, що відображають втрати потужності у зачепленні, підшипниках та на переміщування мастила у корпусі передачі відповідно.

Найбільшими є втрати потужності у зачепленні черв'ячної передачі, обумовлені ковзанням витків черв'яка по зубцях черв'ячного колеса. Щоб знайти ККД черв'ячного зачеплення, слід розглянути сили, які діють на виток черв'яка за умови, що черв'як є ведучим (рис. 9, а). Зубець черв'ячного колеса показаний на рисунку заштрихованою фігурою.

Сила $F_0 = F_n \cos \alpha_n$ перпендикулярна до лінії витка черв'яка, а сила тертя $F_s = F_n f$ напрямлена вздовж лінії витка. Ці дві сили дають результуючу силу F , яка складає з вектором сили F_0 кут φ' :

$$\operatorname{tg} \varphi' = F_s/F_0 = f/\cos \alpha_n; \quad \varphi' = \operatorname{arctg} \cdot (f/\cos \alpha_n), \quad (47)$$

де φ' – зведений кут тертя, а f – коефіцієнт тертя ковзання.

Розклавши силу F за напрямками колових швидкостей черв'яка та черв'ячного колеса, дістанемо колову силу F_{t1} на черв'яку і осьову силу F_{a1} , яка дорівнює коловій силі F_{t2} на черв'ячному колесі:

$$F_{t1} = F \cdot \sin(\gamma + \varphi'); \quad F_{a1} = F_{t2} = F \cdot \cos(\gamma + \varphi'). \quad (48)$$

ККД черв'ячного зачеплення при передаванні навантаження від черв'яка до черв'ячного колеса (черв'як ведучий) можна визначити за виразом:

$$\eta_1 = T_2 \cdot \omega_2 / (T_1 \cdot \omega_1) = F_{t2} \cdot d_2 \cdot \omega_2 / (F_{t1} \cdot d_1 \cdot \omega_1).$$

Якщо у записане співвідношення підставити F_{t1} і F_{t2} і взяти $d_2 = mz_2$, $d_1 = mq$, $\text{tg } \gamma = z_1/q$ і $\omega_1/\omega_2 = u = z_2/z_1$, то матимемо остаточну формулу для визначення ККД зачеплення черв'ячної передачі:

$$\eta_1 = \text{tg } \gamma / \text{tg } (\gamma + \varphi'), \quad (49)$$

де γ – дільний кут підйому витка черв'яка.

За аналогічними міркуваннями можна дістати формулу для ККД черв'ячного зачеплення при передаванні навантаження від черв'ячного колеса до черв'яка (черв'ячне колесо ведуче).

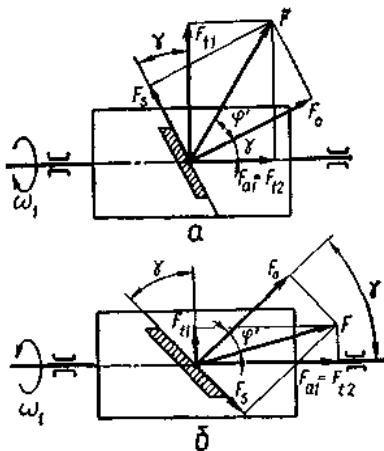


Рис. 9. До визначення ККД черв'ячної передачі

У цьому разі схема сил, які діють на виток черв'яка, показана на рис. 9, б, а розрахункова формула має вигляд:

$$\eta_1^* = [\text{tg } (\gamma - \varphi')] / \text{tg } \gamma. \quad (50)$$

Кут тертя φ' спадає з ростом швидкості ковзання v_s , оскільки при цьому створюються більш сприятливі умови для утворення неперервного шару мастила, що розділяє поверхні зубців та витків (зменшується коефіцієнт тертя f).

Аналіз формули (50) показує, що при $\gamma \leq \varphi'$ передавати рух від колеса до черв'яка неможливо, оскільки $\eta_1^* \leq 0$. У цьому разі здійснюється самогальмування передачі.

ККД черв'ячного зачеплення суттєво залежить від ділильного кута підйому витків черв'яка γ , тобто від числа витків z_1 та коефіцієнта діаметра черв'яка q . Середні значення ККД зачеплення залежно від числа витків черв'яка такі:

$$\eta_1 = 0,70 \dots 0,75 \text{ при } z_1 = 1; \quad \eta_1 = 0,80 \dots 0,90 \text{ при } z_1 = 2 \dots 4.$$

Втрати потужності у підшипниках і на перемішування мастила в корпусі передачі здебільшого оцінюються $\eta_2 \eta_3 = 0,95 \dots 0,96$. Тому загальний ККД черв'ячної передачі рекомендують визначати за формулою:

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \cdot \text{tg } \gamma / \text{tg } (\gamma + \varphi'). \quad (51)$$

Через значні втрати потужності за рахунок низького ККД черв'ячної передачі відбувається нагрівання корпусу передачі і мастила, що в ньому знаходиться. При підвищених температурах мастило втрачає свої мастильні властивості, що може призвести до виходу передачі з ладу. Тому для черв'ячної передачі виконують тепловий розрахунок. Цим розрахунком слід забезпечити умову:

$$t_M < [t]_M. \quad (52)$$

де t_M – температура мастила при усталеному режимі роботи передачі; $[t]_M$ – допустима температура мастила, що становить $75\text{--}85^\circ\text{C}$. Деякі спеціальні марки мастил допускають температуру до $100\text{--}110^\circ\text{C}$.

Потужність, що втрачається у передачі:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = P_1 \cdot (1 - \eta).$$

Тепловий потік, що виділяється поверхнею площі A корпусу передачі:

$$\Phi = K \cdot A \cdot (t_M - t_0).$$

Усталений режим роботи передачі має тепловий баланс $\Delta P = \Phi$ або

$$P_1 \cdot (1 - \eta) = K \cdot A \cdot (t_M - t_0).$$

звідки дістаємо температуру мастила:

$$t_M = t_0 + P_1 \cdot (1 - \eta) / (K \cdot A), \quad (53)$$

де P_1 – потужність, що підводиться до передачі, Вт; K – коефіцієнт теплопередачі, $K = (9 \dots 17) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ залежно від швидкості повітря, що омиває корпус передачі; A – площа охолоджуваної поверхні корпусу, м^2 ; t_0 – температура середовища, в якому працює передача, $^\circ\text{C}$.

Щоб задовольнити умову (52), інколи збільшують поверхню корпусу передачі (ребристі форми корпусів), застосовують обдування корпусу вентилятором тощо. При обдуванні за допомогою вентилятора $K = (25 \dots 30) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Приклади розв'язку задач

Задача 1

Визначити діаметри однозахідного черв'яка, якщо модуль черв'ячної передачі становить 2,5 мм; коефіцієнт діаметра черв'яка 12.

Розв'язок

$$\text{Діаметр черв'яка визначиться: } d_1 = m q = 2,5 \cdot 12 = 30 \text{ мм.}$$

Задача 2

Визначити основні геометричні параметри черв'ячної передачі: ділильні діаметри, відповідно, черв'яка і черв'ячного колеса; діаметри

вершин витків черв'яка і зубців черв'ячного колеса; діаметри западин витків черв'яка і зубців черв'ячного колеса; довжина нарізаної частини черв'яка; ширина вінця черв'ячного колеса; найбільший діаметр черв'ячного колеса, якщо задано: передаточне відношення $u = 20$; кількість витків різьби черв'яка $z_1 = 2$; коефіцієнт діаметра черв'яка $q = 10$; модуль $m = 3,15$; коефіцієнт зміщення $x = +0,4$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язок

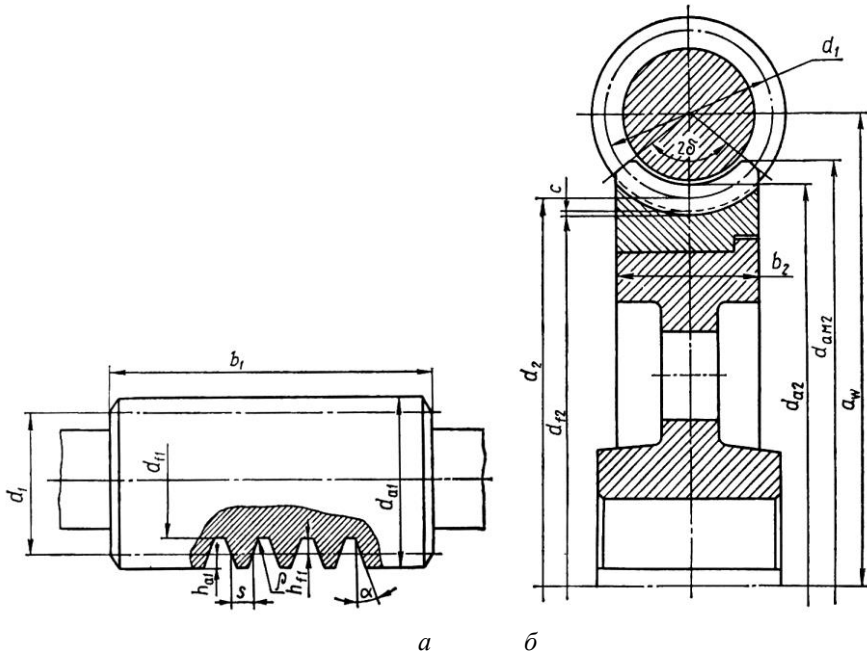


Рис. 10. Параметри черв'яка (а), черв'ячного колеса та черв'ячної передачі (б)

$$d_1 = m \cdot q = 3,15 \cdot 10 = 31,50 \text{ мм};$$

$$z_2 = u \cdot z_1 = 20 \cdot 2 = 40 \text{ мм}; \quad d_2 = m \cdot z_2 = 3,15 \cdot 40 = 126,00 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 31,50 + 2 \cdot 3,15 = 37,80 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1+x) = 126,00 + 2 \cdot 3,15 \cdot (1+0,4) = 134,82 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 31,50 - 2,4 \cdot 3,15 = 23,94 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2-x) = 126,00 - 2 \cdot 3,15 \cdot (1,2-0,4) = 120,96 \text{ мм}.$$

Якщо $z_1 = 1$ або 2, тоді:

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 3,15 = 42,21 \text{ мм};$$

згідно ГОСТ 6636 приймаємо $b_1 = 45$ мм.

Якщо $z_1 = 4$, тоді:

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m.$$

При $z_1 = 1$ або 2, тоді $b_2 \leq 0,75d_{a1}$, а при $z_1 = 4$ – $b_2 \leq 0,67d_{a1}$.

Отже, $b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 37,80 = 28,35$ мм. За ГОСТ 6636 приймаємо $b_2 = 28$ мм.

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 134,82 + \frac{6 \cdot 3,15}{2 + 2} = 139,54 \text{ мм.}$$

За ГОСТ 6636 приймаємо $d_{am2} = 135$ мм.

Задачі для самостійного розв'язку

Задача 1

Визначити ділильний кут підйому лінії витка черв'яка, якщо модуль передачі 6 мм, ділильний діаметр черв'яка 60 мм. Число витків черв'яка 2.

Задача 2

Визначити колову силу, що діє на зубці колеса. Крутний момент, прикладений до вала колеса 512 Нм. Ділильний діаметр колеса 288 мм.

Задача 3

Визначити силу у зачепленні черв'ячної передачі. Число заходів черв'яка 2. Коефіцієнт діаметра черв'яка 10. Колова сила на колесі 30 0Н.

Задача 4

Кутова швидкість вала черв'яка 150 с^{-1} . Ділильний діаметр черв'яка 60 мм. Кут підйому лінії витка черв'яка $11^\circ 18'$. Визначити швидкість ковзання у зачепленні.

Задача 5

Кутові швидкості валів черв'яка і черв'ячного колеса відповідно 130 с^{-1} і 520 с^{-1} . Визначити число зубців черв'ячного колеса.

Питання для самоконтролю

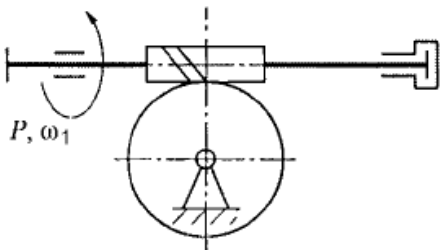
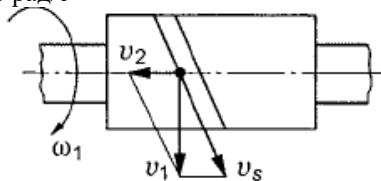
1. Які переваги та недоліки черв'ячної передачі ви можете назвати?
2. Назвіть основні параметри черв'яка та запишіть формули для їхнього визначення.
3. Назвіть основні параметри черв'ячного колеса та запишіть формули для їхнього визначення.
4. Які матеріали використовують для виготовлення елементів черв'ячної передачі?
5. Запишіть умову достатньої жорсткості черв'яка.
6. Як здійснюється штучне охолодження черв'ячних передач?
7. Які критерії роботоздатності для черв'ячної пари?
8. Які сили діють у черв'ячному зачепленні?

9. Як впливає на ККД збільшення числа заходів черв'яка?

10. Коли черв'ячна пара є самогальмівною?

Тестові завдання

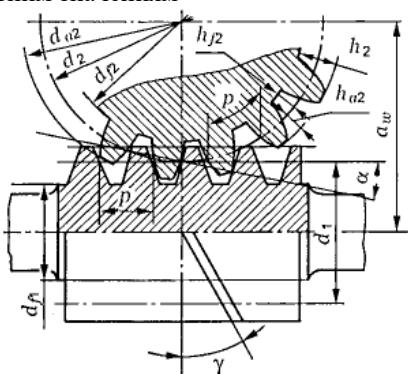
Запитання	Відповідь	№
1. Яким слід призначити число заходів черв'яка і число зубців колеса, щоб отримати передатне відношення черв'ячної передачі 18?	1; 18	1
	3; 78	2
	2; 64	3
	2; 36	4
2. Розрахувати діаметр вершин витків черв'яка, якщо $m = 3,15$; $q = 12,5$; $z_1 = 2$	45,67 мм	1
	39,38 мм	2
	31,71 мм	3
	29,74 мм	4
3. Визначити швидкість ковзання в черв'ячному зачепленні, якщо кут підйому витка черв'яка 14° ; модуль передачі 4 мм; коефіцієнт діаметра черв'яка 16; Кутова швидкість черв'яка 150 рад/с	1,19 м/с	1
	3,86 м/с	2
	4,8 м/с	3
	4,95 м/с	4
4. Визначити величину осьового зусилля черв'яка, якщо момент на ведучому валу черв'ячної передачі 52 Н·м; передатне відношення 25; ККД передачі 0,75; модуль передачі 2,5 мм; число зубців колеса 50	0,99 кН	1
	15,6 кН	2
	37,14 кН	3
	78,12 кН	4

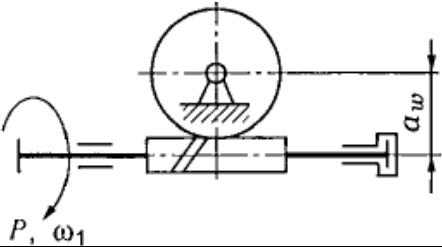


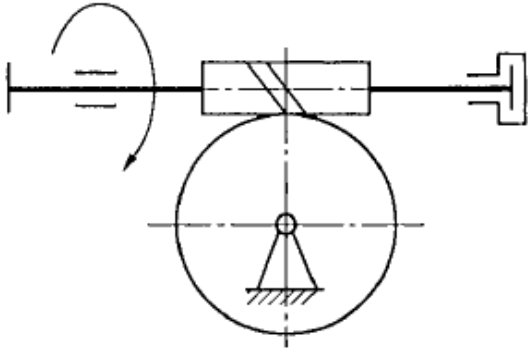
5. Вибрати формулу для перевірного розрахунку черв'ячної передачі по контактній напругам	$\frac{266}{a_w u} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2}}$	1
	$\frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H]$	2
	$\frac{170q}{z_2} \sqrt{KT_2 \left(\frac{1+z_2/q}{a_w}\right)^3} \leq [\sigma_H]$	3
	$\left(\frac{F_1 k}{W} - \frac{F_r}{A}\right) \leq [\sigma]$	4

Зауваження: $\sin 14^\circ = 0.242$; $\cos 14^\circ = 0.970$; $\operatorname{tg} 14^\circ = 0.249$.

6. Яким слід призначити число заходів черв'яка і число зубців колеса, щоб отримати передатне відношення передачі 26?	1; 30	1
	2; 52	2
	3; 78	3
	4; 114	4
7. Визначити міжосьове відстань, якщо $z_1 = 2$; $z_2 = 32$; коефіцієнт діаметра черв'яка 16; модуль передачі 4 мм. Отриману величину співставити із стандартним значенням	100 мм	1
	125 мм	2
	140 мм	3
	160 мм	4
8. Вказати основні недоліки черв'ячних передач	Знос і нагрів деталей і передачі	1
	Самогальмування	2
	Обмеження за потужністю	3
	Значні розміри передачі	4



<p>9. Визначити величину осьового зусилля на колесі черв'ячної передачі, якщо потужність на ведучому валу 4,5 кВт; кутова швидкість вала 100 рад/с; модуль передачі 2,5 мм; коефіцієнт діаметра черв'яка 10</p> 	3,6 Н	1
	1,8 кН	2
	3,6 кН	3
	18,57 кН	4
<p>10. Що враховується при розрахунку черв'ячної передачі за контактним напругам коефіцієнта К в формулі $\sigma_H = \frac{170q}{z_2} \sqrt{KT_2 \left(\frac{1+z_2/q}{a_w} \right)^3} \leq [\sigma_H]$?</p>	Ковзання в передачі	1
	Підвищення температури	2
	Поштовхи і вібрація при роботі	3
	Пониження міцності в порівнянні з циліндричною передачею	4
<p>11. Визначити передатне відношення черв'ячної передачі, якщо число заходів черв'яка 2 мм; коефіцієнт діаметра черв'яка 8; діаметр ділільної окружності черв'ячного колеса 96 мм.</p>	6	1
	24	2
	48	3
	12	4
<p>12. Вибрати формулу для розрахунку ділільної окружності черв'яка</p>	mz	1
	$m(q+2)$	2
	mq	3
	$0,5m(q+z_2)$	4
<p>13. Вибрати орієнтовне значення ККД черв'ячної передачі, якщо число заходів черв'яка 2</p>	0,82...0,87	1
	0,75...0,82	2
	0,87...0,92	3
	0,70...0,75	4
<p>14. Визначити величину радіального зусилля на черв'яку, якщо потужність на ведучому валу передачі 6 кВт; ККД передачі 0,75; кутова швидкість колеса 2 рад/с; діаметр ділільної</p>	14,28 кН	1

<p>окружності колеса 420 мм; кут зачеплення 20°. ω_1, P</p> 	5,20 кН	2
	10,71 кН	3
	3,9 кН	4
<p>15. Як визначити коефіцієнт Y_{F2} при розрахунку черв'ячної передачі на згин по формулі $\sigma_F = 0,7Y_{F2} \frac{F_{t2}K}{b_2m} \leq [\sigma_F]$?</p>	За характером навантаження	1
	За величиною $z_2 / \cos^3 \gamma$	2
	За швидкістю ковзання в передачі v_s	3
	За кутом нахилу гвинтової лінії γ	4

Глава 6. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

Останнім часом пасові передачі застосовують досить широко, їх використовують у приводах електрогенераторів та різних металообробних верстатів, у робочих механізмах текстильної та паперової промисловості, у приводах вентиляційних систем, сільськогосподарських машинах та різних приладах, наприклад магнітофонах.

Загальні відомості та класифікація пасових передач

У найбільш вживаному вигляді (рис. 1) пасова передача складається з ведучого 1 і веденого 2 шківів та замкнутої форми приводного паса 3, що розміщується на шківів із деяким попереднім натягом. Вільна ділянка a паса, що набігає на ведучий шків, називається ведучою віткою паса, а вільна ділянка b , що набігає на ведений шків, називається веденою віткою. Під час роботи передачі пас передає енергію від ведучого шківів до веденого за рахунок сил тертя, які виникають між пасом та шківів, тобто сили тертя забезпечують зчеплення паса зі шківів. У пасових передачах попередній натяг пасів створюється за рахунок їхнього пружного розтягу при одяганні на шківів або застосуванням спеціальних натяжних пристроїв. Пасові передачі не забезпечують жорсткого зв'язку між шківів через можливість проковзування паса на шківів. Тому у кінематично точних приводних механізмах пасові передачі застосовують дуже рідко.

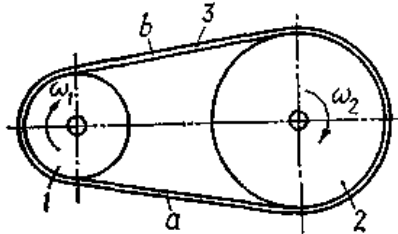


Рис. 1. Пасова передача

Пасові передачі переважно використовують для передавання потужностей у діапазоні 0,2–50 кВт. Зустрічаються також передачі для потужностей 500 і навіть 1500 кВт, проте застосування їх має унікальний характер.

Передаточні числа пасових передач допускаються до 5–6, рідко до 10. Найвигіднішими є пасові передачі з передаточними числами $U \leq 4$.

Швидкість руху пасів у передачах загального призначення не перевищує 30 м/с. Спеціальні швидкохідні паси допускають при понижений довговічності швидкості до 50 і навіть до 100 м/с.

ККД пасових передач різних типів становить близько 0,90–0,97.

Для оцінки пасової передачі порівняємо її із зубчастою передачею як найрозповсюдженішою.

Основні переваги пасової передачі:

- можливість передавання руху між валами, що знаходяться на значній відстані;
- плавність та безшумність роботи, які обумовлені еластичністю паса;
- запобігання різкому перевантаженню елементів машини внаслідок пружності паса та можливості його проковзування на шківвах;
- простота конструкції, обслуговування та догляду в експлуатації.

До недоліків пасової передачі належать:

- неможливість виконання малогабаритних передач (для однакових умов навантаження діаметри шківів майже у 5 разів більші, ніж діаметри зубчастих коліс);
- нестабільність передаточного числа через можливе проковзування паса;
- підвищене навантаження валів та їхніх опор, що пов'язане із потребою достатньо високого попереднього натягу паса;
- низька довговічність приводних пасів (у межах 1000–5000 год).


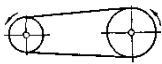

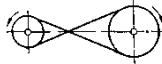

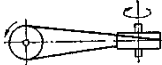

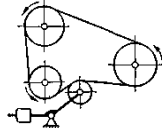
Передача за формою поперечного перерізу паса	За розміщенням валів та призначенням	
	Передача	Призначення
Плоскопасова 	Відкрита 	Використовується при паралельному розміщенні валів та однаковому напрямі їхнього обертання
Клинопасова 	Перехресна 	Застосовується при паралельному розміщенні валів та протилежному напрямі їхнього обертання
Круглопасова 	Непівперехресна 	Використовується у разі передавання руху між валами, осі обертання яких мимобіжні в просторі
З полікліновим пасом 	Багатошківва із натяжним роликком 	Застосовується для передавання руху кільком паралельно розміщеним валам із можливістю регулювання натягу паса

Рис. 2. Основні типи пасових передач

Пасові передачі можна класифікувати за формою поперечного перерізу паса, розміщенням валів у просторі та призначенням.

Елементи пасових передач

Привідні паси. У пасовій передачі тяговий орган – приводний пас є найважливішим елементом, що визначає роботоздатність та довговічність передачі. До приводних пасів ставляться такі вимоги: висока тягова здатність, тобто достатнє зчеплення зі шківвами; достатня міцність, стійкість

проти спрацьовування та довговічність; невеликий модуль пружності матеріалу паса; низька вартість.

За матеріалом та конструкцією розрізняють приводні паси кількох типів. Найрозповсюдженіші з них стандартизовані.

Плоскі паси бувають гумотканинні (ГОСТ 23831–79), бавовняні суцільноткані, шкіряні (ГОСТ 18679–73) та паси із спеціальних синтетичних матеріалів.

Гумотканинні паси є досить розповсюдженими. Вони виготовляються трьох типів (А, Б і В) із кількох шарів міцної тканини, прогумованої вулканізацією.

Нарізні паси типу А (рис. 3, а) мають кілька шарів плетеної бавовняної тканини (бельтінга), між якими розміщені для підвищення гнучкості прошарки з гуми. Краї пасів типу А покривають водостійкими компонентами.

У пошарове загорнутих пасах типу Б (рис. 3, б) прокладки з бельтінга розміщуються таким чином: центральна прокладка охоплюється окремими кільцевими прокладками із взаємно зміщеними стиками. Ці паси виготовляють із гумовими прошарками і без них.

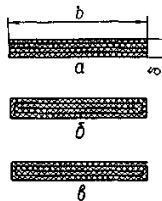


Рис. 3. Перерізи плоских гумотканинних пасів

Спіральне загорнуті паси типу В (рис. 3, в) виготовляють із одного куска бельтінгової тканини без прошарків між прокладками.

Усі типи гумотканинних пасів виготовляють як із гумовими обкладками, так і без них.

Тканина прокладок забезпечує гумотканинним пасама достатню міцність та довговічність, а гума є еднаючою речовиною паса як одного цілого і призначена захищати тканину від пошкоджень, а також забезпечувати підвищений коефіцієнт тертя між пасом та шківом.

Гумотканинні паси виготовляють завширшки 20–1200 мм із числом прокладок 2 – 9, завтовшки 1,25–2 мм кожна. Вони випускаються промисловістю у вигляді довгих стрічок. Тільки для підвищених швидкостей та для машин масового випуску гумотканинні паси можуть виготовлятися замкнутої форми завширшки 30; 40 і 50 мм, завтовшки 1,75; 2,5 і 3,3 мм і завдовжки 500–2500 мм.

Із гумотканинних пасів переважне поширення набули паси типу А як найгнучкіші. Модуль пружності таких пасів $E=200...350$ МПа. Допустима найбільша швидкість для пасів типу А – 30 м/с, типу Б – 20 м/с і типу В – 15 м/с.

Бавовняні суцільноткані паси виготовляють із бавовняної пряжі у кілька переплетених шарів певної ширини 30–250 мм, завтовшки 4,5–8,5 мм, їх застосовують переважно у передачах невеликої потужності при швидкостях до 25 м/с. Для роботи в сирих приміщеннях або у хімічно активних середовищах, а також при температурах вище від 50° С бавовняні паси не використовують.

Шкіряні паси виготовляють із окремих нарізаних смуг шкіри склеюванням їх спеціальним клеєм або зшиванням.

Стандартні шкіряні паси завширшки 20–300 мм і завтовшки 3–10 мм призначені для передавання малих та середніх потужностей.

Шкіряні паси мають високу тягову здатність, достатньо міцні і тому вони, особливо при роботі в умовах змінних навантажень. Вони можуть працювати при швидкостях до 45 м/с, однак через високу вартість шкіряні паси застосовують рідко.

Паси із синтетичних матеріалів є найперспективнішими. Вони мають високу статичну міцність та довговічність. Армовані плівкові багат шарові паси на основі синтетичних поліамідних матеріалів можуть працювати при швидкостях до 80 м/с і передавати потужність до 3000 кВт. Для підвищення тягової здатності синтетичних пасів використовують спеціальні фрикційні покриття їхніх робочих поверхонь.

Клинові паси нормального перерізу для приводів загального призначення стандартизовані (ГОСТ 1284.1–89). Їх виготовляють двох типів: кордтканинні та кордшнурові.

Кордтканинні клинові паси (рис. 4, а) складаються з кількох шарів прогумованої кордтканини 2, яка є основним елементом, що передає навантаження (вона розміщена приблизно симетрично до нейтрального шару перерізу паса), гумового або гумотканинного шару розтягу 1, який розміщується над кордом, гумового або рідше гумотканинного шару стиску 3 нижче корду, кількох шарів обгорткової прогумованої тканини 4.

Кордшнурові клинові паси (рис. 4, б) відрізняються від кордтканинних тим, що в них на місці шарів кордтканини передбачається один шар кордшнура 2 завтовшки 1,6–1,7 мм, шар розтягу 1 виконаний із гуми середньої твердості, а шар стиску 3 – з більш твердої гуми.

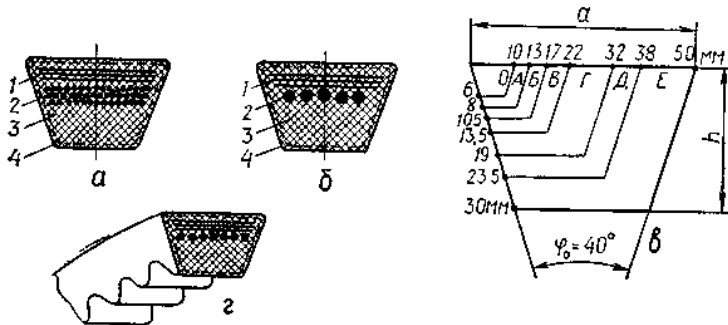


Рис. 4. Перерізи клинових пасів

Згідно з ГОСТ 1284.1–89 клинові паси виготовляють семи різних за розмірами перерізів, які позначаються: О(З), А(А), Б(В), В(С), Г(Д), Д(Е), Е(ЕО). У дужках вказані позначення, що застосовуються у міжнародній практиці. Клинові паси виготовляють замкнутої форми з різними стандартними довжинами.

Кордшнурові паси як більш гнучкі та довговічні використовують у більш важких умовах роботи пасової передачі. Допускається максимальна швидкість для клинових пасів з перерізами О, А, Б і В – до 25 м/с, а для перерізів Г, Д і Е – до 30 м/с.

У клинопасових передачах із шківками малих діаметрів використовують клинові паси з гофрами (рис. 4, г).

Знаходять застосування також вузькі клинові паси з відношенням $a/h \approx 1,2$ (для пасів нормального поперечного перерізу $a/h \approx 1,6$). Вузькі паси передають у 1,5–2 рази більшу потужність, ніж звичайні, і допускають роботу при швидкостях 40–50 м/с. Такі паси умовно позначають: УО, УА, УБ і УВ. Вузькі клинові паси поступово витісняють паси нормальних перерізів. Перехід на вузькі клинові паси в автомобілях та сільськогосподарських машинах у зв'язку з більшою довговічністю цих пасів дозволив суттєво зменшити загальний випуск приводних пасів.

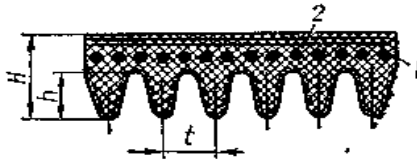


Рис. 5. Переріз поліклинового пасу

Поліклинові паси мають подовжні клинові виступи на внутрішній стороні (рис. 5) і виконуються замкнутої форми.

У плоскій частині пасу розміщуються кордшнур 1, який сприймає навантаження, і гумовий або гумотканинний шар розтягу 2. Ці паси поєднують переваги клинових пасів (підвищене зчеплення зі шківками) та гнучкість, характерну для плоских пасів, внаслідок чого мінімальний діаметр малого шківка можна назначити меншим і збільшувати передаточне число передачі до 12–15.

Згідно з ТУ 38–105763–84 застосовують поліклинові паси трьох поперечних перерізів: К, Л, М. Для перерізу К: $t = 2,4$ мм, $H = 4,0$ мм, $h = 2,35$ мм, довжина – 400...2000 мм, число ребер – 2...36. Для перерізу М: $t = 9,5$ мм, $H = 16,7$ мм, $h = 10,35$ мм, довжина – 1250...4000 мм, число ребер – 2...20.

Круглі паси виготовляють шкіряними, гумотканинними, бавовняними, капроновими. Найуживанішими є круглі паси діаметром 4–8 мм. Ці паси мають низьку несучу здатність і їх застосовують для передавання невеликих потужностей, найчастіше в різних передавальних пристроях приладів.

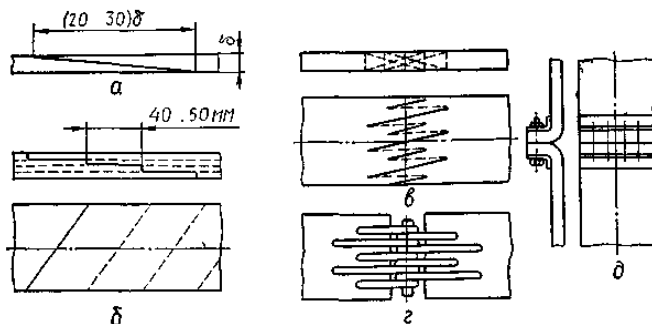


Рис. 6. Способи з'єднання кінців плоских пасів

Ліпшими у роботі є паси із замкнутим контуром. Однак внаслідок особливостей технології виготовлення та дуже великого розсіювання можливих міжосьових відстаней передач плоскі паси, як указано вище, випускаються переважно у вигляді стрічки – у рулонах. При монтажі передачі кінці паса слід з'єднувати.

Кінці паса з'єднують склеюванням та зшиванням або закріплюють металевими з'єднувачами (рис. 6).

Склеювання широко застосовують для гумотканинних та шкіряних пасів. Однорідні за матеріалом паси (шкіряні) склеюють по косому зрізу (рис. 6, а), а шаруваті паси – по ступеневому зрізу (рис. 6, б). Зшивання пасів виконують жильними струнами або шкіряними пасками (рис. 6, в).

Металеві з'єднувачі застосовують для всіх пасів, крім швидкохідних. З їхньою допомогою можна найшвидше виконати з'єднання кінців паса. На рис. 6, г показане з'єднання кінців паса за допомогою шарнірного з'єднувача, а на рис. 6, д – за допомогою болтів із закругленими планками.

Усі розглянуті з'єднання, особливо останні, так чи інакше підвищують жорсткість і масу паса у зоні з'єднання, що погіршує його роботу на шківках і не допустимо для передач, які працюють при значних швидкостях пасів (більш ніж 15 м/с).

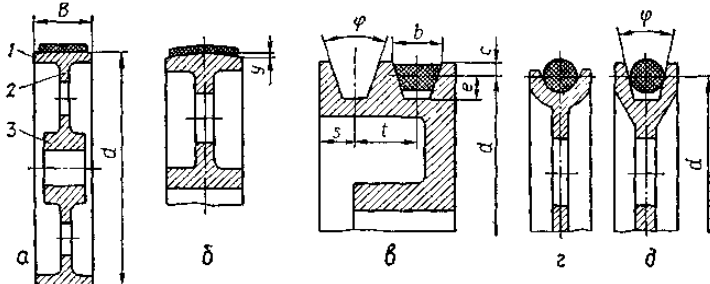


Рис. 7. Конструкції шківів

Шківні пасові передачі. Шків пасової передачі (рис. 7, а) у більшості випадків має обід 1, який безпосередньо несе пас, маточину 3, за допомогою

якої шків розміщується на валу, та диск 2 (або спиці), що з'єднує обід із маточиною.

Форма робочої поверхні обода шківа визначається формою поперечного перерізу паса.

Для *плоских пасів* найбажанішою формою робочої поверхні шківа є гладка полірована поверхня. Для зменшення спрацьовування паса, яке викликається пружним ковзанням, шорсткість робочої поверхні обода повинна мати $R_z < 10$ мкм.

Щоб забезпечити центрування паса, робочу поверхню одного із шківів роблять випуклою (рис. 7, б), описаною в осьовому перерізі шківа дугою кола. Основні розміри шківів – діаметр d , ширина B (залежно від ширини паса), а також стрілка випуклості обода y , регламентовані стандартами. Можна брати: $B \approx 1,1b + (5...8)$ мм; $y \approx B/200$. Діаметри шківів вибирають із стандартного ряду.

Для *клинових пасів* робочою поверхнею є бокові сторони клинових жолобків на ободі шківа. Розміри та кількість жолобків визначаються профілем перерізу паса та кількістю клинових пасів, що одночасно працюють на шківі (рис. 7, в). Профіль перерізу клинового паса при згині на шківі спотворюється і тому кут клину паса (рис. 7, б) у порівнянні з початковим ($\varphi_0 = 40^\circ$) змінюється. Отже, кут φ профілю жолобків шківа беруть залежно від його діаметра. Для стандартних клинових пасів розміри жолобків шківів наведені у ГОСТ 20889–88.

Для *круглих пасів* мінімальний діаметр шківа $d_{\min} \geq 20d_0$, де d_0 – діаметр паса. Профіль жолобків на шківі виконують напівкруглим або клиновим із кутом $\varphi = 40^\circ$ (рис. 7, г, д). Розміри жолобків обода шківа для поліклинових пасів вибирають згідно з ТУ 38–105763–84.

Шківні пасових передач виготовляють із чавуну, сталі, легких сплавів, пластмас.

Чавунні шківні найрозповсюдженіші. Використовують такі марки чавуну: СЧ 15 при швидкості паса $v \leq 15$ м/с; СЧ 18 при $v = 15...30$ м/с; СЧ 20 при $v = 30...35$ м/с. Заготовки шківів виготовляють литтям.

Сталеві шківні у більшості випадків виготовляють збірної конструкції зварюванням відштампованих окремих деталей. Тому вони відрізняються легкістю і використовуються при високих швидкостях пасів ($v \leq 40$ м/с). Інколи заготовками для шківів може служити сталеве литво або круглий прокат.

Шківні із легких сплавів виготовляють переважно із алюмінієвого литва. За конструкцією вони такі самі, як і чавунні, але з більш тонкими стінками. Оскільки шківні з легких сплавів у порівнянні із чавунними та сталевими мають меншу масу, то їх раціонально використовувати в першу чергу у швидкохідних передачах.

Пластмасові шківні здебільшого використовують при невеликих діаметрах (до 300 мм) і виготовляють із текстоліту або волокніту, їх виготовляють збірної конструкції, де маточина із сталі або чавуну. У порівнянні із металевими пластмасові шківні мають малу масу, а коефіцієнт

тертя між пасом та шківом більший. Ці шківні широко застосовують у швидкохідних пасових передачах.

Натяжні пристрої у пасових передачах застосовують для створення попереднього натягу, компенсації витягування паса в процесі його експлуатації, а також збільшення кутів охоплення шківів, які впливають на тягову здатність.

За конструкцією та принципом роботи натяжні пристрої можна поділити на три групи: полозки та хитні плити; натяжні та відтяжні ролики; пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.

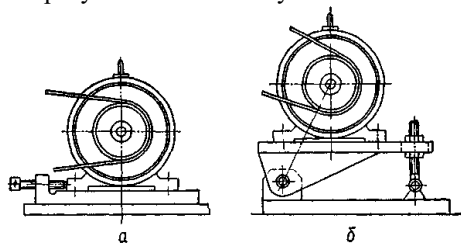


Рис. 8. Натяжні пристрої у вигляді полозок

Полозки (рис. 8, а) та *хитні плити* (рис. 8, б) є найпростішими натяжними пристроями, що використовуються у пасових передачах із регульованою відстанню між шківями. Ці пристрої прості за конструкцією і забезпечують сталість протягом деякого періоду експлуатації попереднього натягу паса. Тому їх раціонально використовувати у передачах з постійним у часі робочим навантаженням.

Натяжні ролики застосовують для пасових передач із постійною відстанню між осями шківів. Натяжний ролик – шків з гладким ободом, який притиснутий до зовнішньої поверхні веденої вітки паса близько меншого шківя і вільно обертається (рис. 9, а). Притискання ролика до паса може здійснюватись встановленим на важелі тягарцем або натягом відповідної пружини. У передачах з натяжним роликом збільшується кут охоплення малого шківя, поліпшується робота передач з великим передаточним числом при малій відстані між осями валів. Однак ролик спричинює додатковий (і до того ж в обернену сторону) згин паса, що значно прискорює його руйнування.

Відтяжні ролики застосовують у клинопасових передачах (рис. 9, б). Тут пас зазнає лише односторонній згин, що значно менше впливає на його довговічність, проте зменшуються кути обхвату пасом шківів.

Натяжні та відтяжні ролики також раціонально застосовувати при постійному робочому навантаженні передачі, бо вони забезпечують постійний попередній натяг паса.

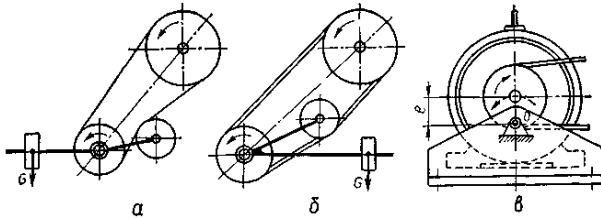


Рис. 9. Способи забезпечення натягу приводних пасів

Значно ліпшими від описаних вище є натяжні пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.

Пружне ковзання паса та кінематика пасової передачі

Під час передавання робочого навантаження зусилля у ведучій та веденій вітках пасової передачі не рівні між собою. Порівняно із зусиллям попереднього натягу зусилля у ведучій вітці збільшується, а у веденій зменшується. Тому робота передачі з пружним пасом неминуче супроводжується пружним ковзанням паса на шківів.

Явище пружного ковзання паса під час роботи передачі пов'язане з тим, що сили натягу і відповідно відносне видовження ведучої та веденої віток паса неоднакові. На рис. 10 показано розподілення зусиль у пасі при передаванні робочого навантаження. При цьому позначено зусилля у ведучій вітці F_1 , а у веденій F_2 . У відрізку паса, що знаходиться на ведучому шківі, зусилля (у напрямі руху паса) зменшується і відповідно пас скорочується, проковзуючи на шківі. На веденому шківі зусилля у відрізку паса (у напрямі його руху) збільшується і при цьому пас видовжується, випереджуючи шків що також спричинює ковзання паса на шківі.

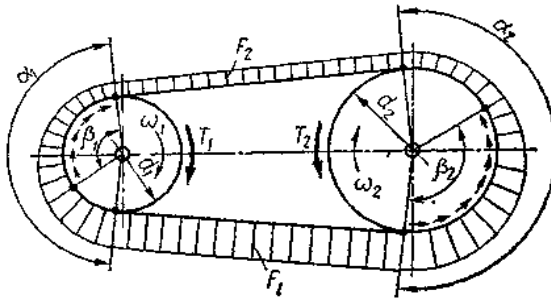


Рис. 10. Ковзання паса по шківів

Ковзання паса на шківі відбувається не на всій дузі обхвату α_1 і α_2 відповідно ведучого і веденого шківів, а тільки на деякій частині цих дуг β_1 та β_2 . Дуги β_1 і β_2 називаються дугами ковзання. На рис. 10 короткими стрілками вказано напрям ковзання точок робочих поверхонь шківів щодо паса.

Сила тертя між пасом та шківом передається в основному на дузі ковзання, але частково через тангенціальну податливість паса і на дузі спокою. При розрахунках пасової передачі силу тертя на дузі спокою не

враховують. Дуга ковзання завжди розміщена з боку збігання паса зі шківів, а дуга спокою – з боку набігання паса на шківів. Оскільки на дузі спокою ковзання не відбувається, то колова швидкість шківів дорівнює швидкості набігаючої вітки паса.

У ненавантаженій передачі, тобто при $T_1 = T_2 = 0$, пружне ковзання відсутнє і відповідно дуги ковзання дорівнюють нулю. З ростом навантаження передачі дуга ковзання збільшується. Коли дуга ковзання досягне всієї дуги обхвату, починається буксування паса на шківів, що недопустиме в роботі передачі. Буксування паса в передачі завжди починається на шківів з меншим кутом обхвату.

За умовою неперервності руху паса відносно пружне ковзання дорівнює різниці відносних видовжень ε_1 і ε_2 відповідно ведучої і веденої віток паса:

$$E = \varepsilon_1 - \varepsilon_2. \quad (1)$$

Згідно з законом Гука відносні видовження віток можуть бути виражені через зусилля у вітках F_1 і F_2 , площу перерізу A та модуль пружності матеріалу паса E :

$$\varepsilon_1 = F_1 / (E \cdot A); \quad \varepsilon_2 = F_2 / (E \cdot A). \quad (2)$$

Тому відносне ковзання паса в передачі можна визначити за формулою:

$$\varepsilon = (F_1 - F_2) / (E \cdot A). \quad (3)$$

Швидкість точок паса дорівнює коловій швидкості шківів тільки на дугах спокою. Але протилежні кінці кожної вітки дотикаються шківів у точках із різними коловими швидкостями. Зв'язок між цими швидкостями виражається залежністю:

$$v_2 = v_1 (1 - \varepsilon). \quad (4)$$

Оскільки $v_1 = \omega_1 d_1 / 2$ і $v_2 = \omega_2 d_2 / 2$, передаточне число пасової передачі:

$$U = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / [d_1 (1 - \varepsilon)] \quad (5)$$

Для пасів у правильно відрегульованих пасових передачах відносне ковзання здебільшого не перевищує 0,015–0,020. Тому у силових пасових передачах допускається передаточне число визначати формулою

$$U = d_2 / d_1 \quad (6)$$

Сили та напруження у вітках пасової передачі

Зусилля та напруження в пасі від його попереднього натягу. Для створення умов виникнення сил тертя між пасом та шківів пас треба одягти на шківів із деяким попереднім натягом. На рис. 11, а показана пасова передача у передпусковому стані, тобто без навантаження ($T_1 = T_2 = 0$) і в стані спокою. В цьому разі вітки паса навантажені тільки зусиллям попереднього натягу F_0 яке спричинює в довільному поперечному перерізі площею A паса напруження попереднього натягу:

$$\sigma_0 = F_0 / A. \quad (7)$$

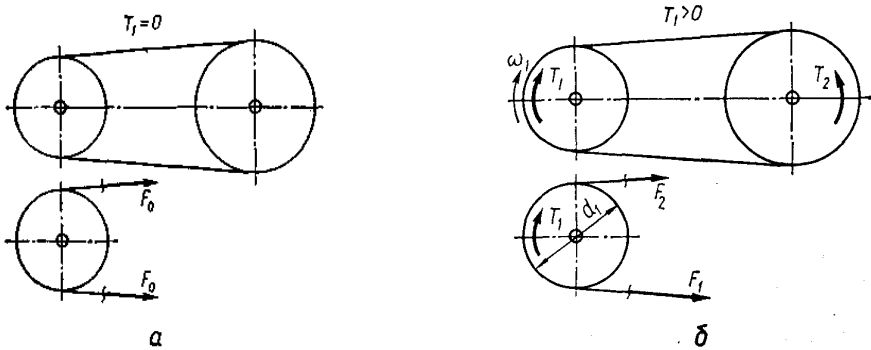


Рис. 11

Зусилля та напруження в вітках при передаванні робочого навантаження. Після прикладення робочого навантаження (обертові моменти T_1 на ведучому шківі і T_2 на веденому шківі) зусилля у вітках паса змінюється (рис. 11, б): у ведучій вітці зусилля збільшується і стає F_1 а у веденій зменшується і стає F_2 . За умовою рівноваги шківів маємо:

$$T_1 = (F_1 - F_2) \cdot d/2 \quad \text{або} \quad F_1 - F_2 = F_t, \quad (8)$$

де $F_t = 2T_1/d_1$ – колова сила на шківі або корисне навантаження паса.

Зв'язок між F_0 , F_1 та F_2 можна встановити з таких міркувань. Довжина паса не залежить від навантаження і залишається незмінною як у ненавантаженої, так і у навантаженої передачі. Відповідно додаткове витягування ведучої вітки компенсується рівним скороченням веденої вітки. Тому збільшення зусилля у ведучій вітці на ΔF забезпечує зменшення зусилля у веденій вітці на ΔF (при лінійній залежності між силою та деформацією), тобто,

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \Delta F, \\ F_2 &= F_0 - \Delta F. \end{aligned}$$

Записані два рівняння дозволяють дістати вираз:

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (9)$$

Тепер із рівностей (8) та (9) випливає:

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t; \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (10)$$

Ці два рівняння виражають сили натягу ведучої та веденої віток залежно від сили попереднього натягу F_0 та корисного навантаження F_t , але не розкривають тягової здатності передачі, яка пов'язана з силами тертя між пасом та шківими.

Співвідношення сил натягів F_1 ведучої та F_2 веденої віток при роботі передачі (без урахування дії відцентрових сил) визначають за відомим рівнянням Ейлера, добутиим для гнучкої нерозтяжної нитки, що ковзає циліндричною поверхнею.

Розглянемо відрізок паса, який знаходиться на шківі і обмежений центральним кутом $d\phi$ (рис. 12).

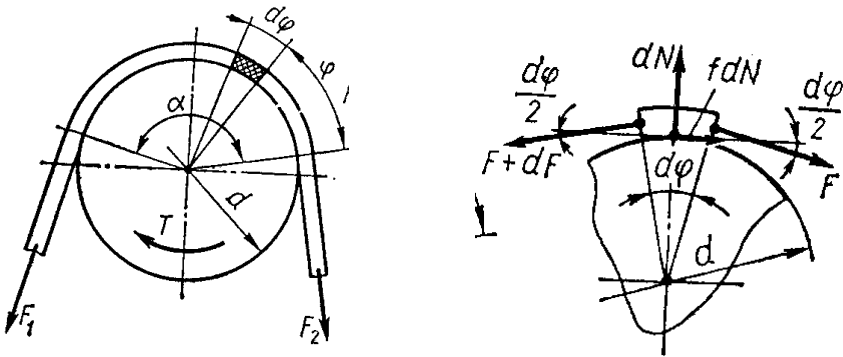


Рис. 12

На цей відрізок паса діють такі сили: dN – нормальна реакція шківів; F – біжуче значення натягу паса в перерізі, положення якого визначає кут φ ; $F + dF$ – натяг паса в перерізі з координатою $\varphi + d\varphi$; fdN – сила тертя на даний відрізок паса (f – коефіцієнт тертя між пасом та шківом).

Нехтуючи товщиною паса, запишемо умову рівноваги даного відрізка паса;

$$[F + fdN - (F + dF)] d/2 = 0 \quad \text{або} \quad fdN = dF;$$

$$dN - F \sin(d\varphi/2) - (F + dF) \sin(d\varphi/2) = 0.$$

Відкидаючи у другій умові рівноваги члени другого порядку малості ($dF \sin(d\varphi/2) \approx 0$) та беручи

$$\sin(d\varphi/2) \approx d\varphi/2, \quad \text{дістаємо} \quad dN = Fd\varphi.$$

$$\text{Запишемо співвідношення} \quad dF/F = fd\varphi.$$

Інтегруючи ліву частину рівності від F_2 до F_1 , а праву – від 0 до α , дістанемо:

$$\int_{F_2}^{F_1} dF / F = \int_0^{\alpha} fd\varphi; \quad \ln(F_1/F_2) = f\alpha; \quad F_1/F_2 = e^{f\alpha}.$$

Отже, маємо співвідношення між зусиллями у вітках паса з урахуванням сили тертя між пасом та шківом:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (11)$$

де e – основа натурального логарифму; α – кут обхвату; f – приведений коефіцієнт тертя.

Співвідношення (11) називають формулою Ейлера.

Розв'язуючи сумісно рівняння (10) та (11), матимемо:

$$F_1 = F_1 \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = F_1 \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_0 = 0,5 F_1 \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (12)$$

Формули (12) визначають зв'язок сил натягу віток навантаженої силою F_1 пасової передачі з факторами тертя f і α .

Цей зв'язок справедливий за умови знаходження паса на грані буксування на шківі, тобто коли дуга ковзання β дорівнює дузі обхвату шківів

а. Інакше кажучи, формули (12) визначають граничні співвідношення між зусиллями в пасі.

Якщо у формули (12) замість α підставити значення дуги ковзання β , то дістанемо не граничні, а біжучі, або робочі, значення натягу віток паса.

Напруження в поперечних перерізах ведучої та веденої віток можна знайти, поділивши праві та ліві частини рівнянь (10) на площу A перерізу паса:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + 0,5 \cdot \sigma_t, \quad \sigma_2 = \sigma_0 - 0,5 \cdot \sigma_t, \quad (13)$$

де $\sigma_t = F_t / A$ – напруження в пасі від робочого навантаження (корисне напруження в пасі).

Зусилля та напруження в пасі від дії відцентрових сил. Рух паса по криволінійних траєкторіях (на шківках) обумовлює появу відцентрових сил, які додатково навантажують пас. Для визначення натягу паса F_v від дії відцентрових сил (рис. 13) виділимо елемент паса завдовжки $dl = r \cdot d\varphi$ і розглянемо рівновагу цього елемента.

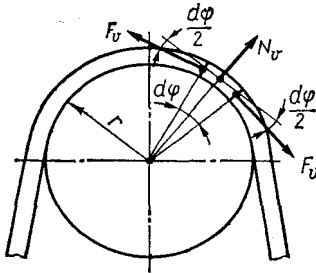


Рис. 13. Дія на пас відцентрової сили

Маса елемента паса $dm = \rho \cdot A \cdot dl = \rho \cdot A \cdot r \cdot d\varphi$, де ρ – густина матеріалу паса.

На даний елемент паса діє відцентрова сила:

$$N_v = (v^2/r) \cdot dm = \rho \cdot A \cdot v^2 \cdot d\varphi$$

та спричинені цією силою зусилля додаткового натягу F_v (рис. 13). Проекціюючи всі діючі сили на напрям N_v , запишемо умову рівноваги:

$$N_v - 2F_v \cdot \sin \cdot (d\varphi/2) = 0.$$

Якщо взяти $\sin (d\varphi/2) \approx d\varphi/2$ та підставити значення N_v , то дістанемо:

$$\rho \cdot A \cdot v^2 \cdot d\varphi - 2F_v \cdot d\varphi/2 = 0.$$

Із цього рівняння матимемо формулу для визначення додаткового натягу паса від дії відцентрових сил:

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v^2. \quad (14)$$

Відповідно напруження у поперечних перерізах паса від дії на нього відцентрових сил:

$$\sigma_v = 10^{-6} \rho v^2 \quad (15)$$

У формулах (14) та (15): ρ – у кілограмах на кубічний метр ($\text{кг}/\text{м}^3$); v – у метрах на секунду ($\text{м}/\text{с}$); A – у квадратних метрах (м^2); σ_v – у мегапаскалях (МПа); F_v – у ньютонках (Н).

Із формул (14) та (15) видно, що зусилля F_v та напруження σ_v від дії відцентрових сил не залежать від діаметрів шківів і однакові для всіх поперечних перерізів паса.

Відмітимо, що дія відцентрових сил негативно впливає на тягову здатність пасової передачі, оскільки ослаблюється притискання паса до шківів. Якщо $F_v \geq F_0$ або $\sigma_v \geq \sigma_0$, то зникає взаємодія паса зі шківками. Критична швидкість паса визначається з умови $\sigma_v = \sigma_0$ [10].

$$v_{кр} = 10^3 \cdot \sqrt{\sigma_0 / \rho}. \quad (16)$$

Для стандартних клинових пасів, які мають густину $\rho = 1150 \text{ кг/м}^3$ і мінімальне рекомендоване напруження попереднього натягу $\sigma_0 = 1,2 \text{ МПа}$, $v_{кр} = 32,3 \text{ м/с}$. Якщо швидкість клинового паса $v < 10 \text{ м/с}$, то $F_v \leq 0,1 F_0 \text{ min}$. Шкідлива дія відцентрових сил на тягову здатність пасової передачі зменшується використанням відповідних натяжних пристроїв.

Напруження від згину паса на шківках. При обгинанні шківів у перерізах паса виникають напруження згину (рис. 14).

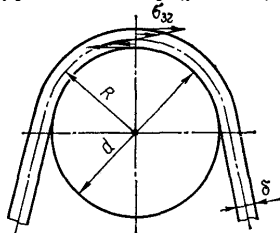


Рис. 14. Згин паса на шківі

У плоскому пасі нейтральний шар у перерізі збігається з середнім шаром і найбільші напруження згину можна визначити за відомою з курсу опору матеріалів формулою:

$$\sigma_{зг} = E (y_{\max} / R).$$

Враховуючи, що радіус кривини нейтрального шару паса $R \approx d/2$, а відстань максимально віддалених точок перерізу паса від нейтрального шару $y_{\max} = \delta/2$, дістанемо формулу для визначення напружень згину в пасі:

$$\sigma_{зг} = E \cdot \delta/2, \quad (17)$$

де E – модуль пружності матеріалу паса.

Основним фактором, який визначає напруження згину, є відношення товщини паса δ до діаметра шківка d . Чим менше це відношення, тим менше напруження згину у пасі.

Сумарні напруження в перерізах паса. Вище було встановлено, що в усіх перерізах паса навантаженої передачі діє однакове напруження σ_v ; у перерізах ведучої вітки мають місце напруження σ_1 а у перерізах веденої вітки – напруження σ_2 , різниця між якими дорівнює напруженню σ_1 від корисного навантаження; у перерізах відрізків паса, розміщених на шківках, діють відповідні напруження $\sigma_{зг1}$ та $\sigma_{зг2}$. За цими складовими напружень можна побудувати діаграму розподілу напружень по довжині паса (рис. 27). Із діаграми розподілу напружень видно, що максимальне напруження має

місце у ведучій (нижній) вітці в тому перерізі паса, який набігає на менший ведучий шків:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{зг1} = \sigma_0 + 0,5 \cdot \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{зг1}. \quad (18)$$

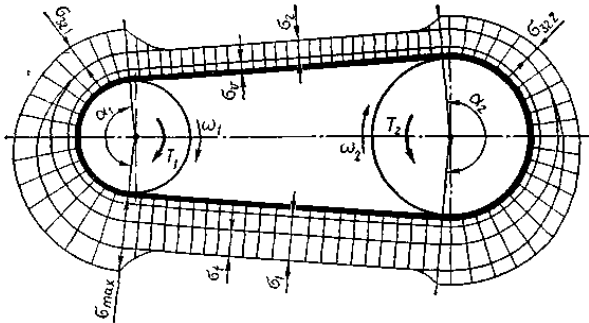


Рис. 15. Розподіл напружень у перерізах приводного паса
Мінімальне напруження виникає у перерізах веденої (верхньої) вітки паса:

$$\sigma_{\min} = \sigma_2 + \sigma_v = \sigma_0 - 0,5 \cdot \sigma_1 + \sigma_v. \quad (19)$$

Оскільки пас рухається відносно шківів, напруження в його окремому поперечному перерізі не залишається постійним у часі. Характер зміни в часі сумарного напруження у довільному перерізі паса наведено на рис.

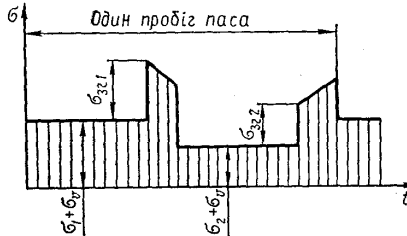


Рис. 16

Навантаження на вали пасової передачі. Сили натягу віток паса передаються на вали передачі та їхні опори. Відповідно до рис. 17, а рівнодійну R сил натягу F_1 та F_2 віток можна визначити за формулою:

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 \cdot F_2 \cdot \cos 2\beta} \approx 2F_0 \sin(\alpha/2). \quad (20)$$

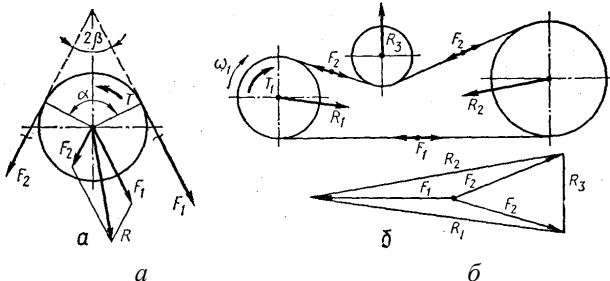


Рис. 17

Дію відцентрової сили тут у розрахунках можна не враховувати, оскільки при середніх швидкостях паса вона незначна і спричинює лише розвантаження валів (відцентрова сила врівноважується у пасі).

У пасових передачах із натяжним роликом або у багатошківних передачах навантаження на вали доцільно визначати графічним способом за допомогою побудови плану сил (рис. 17, б).

Для цього треба накреслити у певному масштабі схему пасової передачі і попередньо визначити у вітках зусилля F_1 та F_2 . З довільної точки на плані сил зображають напрями дії сил F_1 та F_2 (паралельно напрямам віток передачі у бік їхнього руху) і відкладають у масштабі на цих напрямках сили. Якщо з'єднати кінці відрізків, що зображають сили F_1 та F_2 , то дістанемо напрям і у вибраному масштабі значення сил, якими навантажуються вали пасової передачі.

Розрахунок пасових передач на тягову здатність і довговічність

Основними критеріями роботоздатності пасових передач є такі: тягова здатність або міцність зчеплення паса зі шківками; довговічність паса. Якщо не буде забезпечено перший критерій, пас почне буксувати, а якщо другий, пас буде швидко руйнуватись.

Розрахунок пасової передачі на тягову здатність є основним. Паси існуючих типів, що розраховані на тягову здатність у заданих умовах експлуатації, мають мінімально потрібну довговічність.

Розрахунок пасової передачі на тягову здатність базується на експериментальних даних для існуючих типів пасів. Дослідним шляхом встановлюється взаємозв'язок відносного ковзання ϵ паса та ККД передачі η із коефіцієнтом тяги ϕ (рис. 18).

Коефіцієнт тяги ϕ – це відношення корисного навантаження паса до суми сил натягу віток передачі:

$$\Phi = F_t / (F_1 + F_2) = F_t / (2F_0) = \sigma_t / 2\sigma_0. \quad (21)$$

За цим параметром можна визначити частину попереднього натягу F_0 , яка використовується для передавання корисного навантаження F_t , тобто характеризує ступінь завантаженості передачі.

Графіки, що зображені на рис. 18, називаються кривими ковзання та ККД пасової передачі.

Із збільшенням корисного навантаження F_t для деякого заданого попереднього натягу паса F_0 , тобто із збільшенням коефіцієнта тяги ϕ від 0 до ϕ_0 , спостерігається тільки пружне ковзання паса у передачі. Подальше збільшення навантаження F_t спричинює часткове буксування паса, а при $\phi > \phi_{\text{тах}}$ – повне буксування паса на шківках. У межах $\phi_0 - \phi_{\text{тах}}$ спостерігаються пружне ковзання і буксування паса (пружне ковзання і буксування розділені продовженням штриховою лінією графіком).

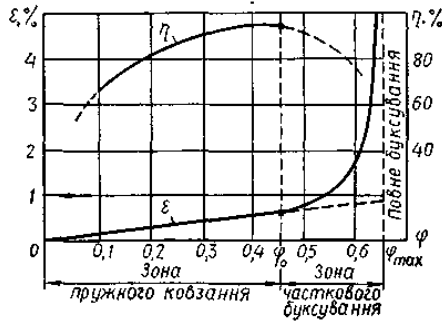


Рис. 18. Криві ковзання та ККД пасової передачі

Робоче навантаження в передачі рекомендують вибирати близьким до критичного значення коефіцієнта тяги ϕ_0 . Такому значенню ϕ відповідає також і максимальне значення ККД η передачі. Для плоскопасових передач $\eta_{\text{тах}} = 0,97 \dots 0,98$, а для клинопасових передач $\eta_{\text{тах}} = 0,94 \dots 0,96$.

Роботу пасової передачі в зоні часткового буксування допускають тільки при короткочасних перевантаженнях, наприклад при пуску передачі. В цій зоні ККД різко спадає за рахунок збільшення втрат на ковзання паса, а сам пас швидко спрацьовується. Часткове буксування характеризує здатність передачі сприймати короткочасні перевантаження. Відношення $\phi_{\text{тах}} / \phi_0$ для різних пасів: плоских гумотканинних – 1,15...1,30; плоских бавовняних – 1,1...1,40; плоских шкіряних – 1,35...1,50; клинових – 1,50...1,60.

Середні значення критичного коефіцієнта тяги ϕ_0 , які дістають експериментальним шляхом, для пасів: гумотканинних та шкіряних – 0,6; бавовняних – 0,5; клинових – 0,7.

За критичним коефіцієнтом тяги ϕ_0 можна визначити оптимальне корисне навантаження $F_{\text{то}}$ при певному попередньому натягу F_0 віток (або інші оптимальні параметри, такі як корисне напруження $\sigma_{\text{то}}$ або потужність P_0 , яку передає один пас):

$$F_{\text{то}} = 2 F_0 \cdot \phi_0. \quad (22)$$

Вибір попереднього натягу F_0 віток паса має суттєве значення для роботи пасової передачі. При малих значеннях F_0 для взятого типу паса будемо мати відповідно малу корисну силу $F_{\text{то}}$, зате достатньо високу довговічність паса і, навпаки, при високих значеннях F_0 – недостатню довговічність паса та значні навантаження на вали передачі і їхні опори. Для різних типів пасів розроблені відповідні рекомендації для вибору F_0 або σ_0 , що забезпечують достатню тягову здатність паса та допустиму його довговічність.

Розрахунок пасових передач на довговічність

Пас працює при змінних напруженнях, до того ж один цикл напружень відповідає повному пробігу паса. Посередня оцінка довговічності паса може бути зроблена за умовою обмеження числа пробігів паса i в одиницю часу, с^{-1} :

$$i = v / l \leq [i], \quad (23)$$

де v – швидкість паса, м/с; l – довжина паса, м.

Допустиме число пробігів паса рекомендують брати:

$[i] = (5... 6) \text{ с}^{-1}$ для плоских гумотканинних пасів;

$[i] = (12... 15) \text{ с}^{-1}$ для клинових пасів.

Якщо умова (23) виконується, то вважають довговічність паса задовільною. Підвищити довговічність паса можна збільшенням міжосьової відстані передачі, тобто довжини паса.

Руйнування пасів обумовлене явищами втоми і для матеріалів пасів справедливе відоме рівняння кривої втоми:

$$\sigma_{\max}^m \cdot N = \sigma_N^m \cdot N_0, \quad (24)$$

де σ_{\max} – максимальне напруження у пасі при роботі передачі; N – загальне число циклів зміни напружень до руйнування паса; σ_N – обмежена границя витривалості паса при базі випробувань $N_0=10^7$; m – показник степені кривої втоми паса.

Якщо позначити строк служби паса h , год, та припустити, що за один пробіг паса число циклів напружень n (n – число шківів у передачі), то загальне число циклів зміни напружень до руйнування паса:

$$N = 3600 \cdot i \cdot n \cdot h \cdot v, \quad (25)$$

де v – коефіцієнт, що враховує різний ступінь впливу напружень згину в пасі на малому та більшому шківках:

$v = 1$ при $u = 1$; $v = 0,8$ при $u = 1,5$; $v = 0,6$ при $u = 2$; $v = 0,5$ при $u = 3$.

Строк служби паса:

$$h = 10^7 \cdot (\sigma_N / \sigma_{\max})^m / (3600 \cdot i \cdot n \cdot v). \quad (26)$$

Залежність (26) є наближеною, але вона дозволяє зробити порівняльну оцінку довговічності пасів різних варіантів пасових передач та проаналізувати вплив окремих складових максимального напруження на довговічність пасів.

Середній строк служби пасів при усереднених режимах навантаження згідно з ГОСТ 1284.2–89 становить 2000 год.

Зубчато-пасові передачі

У зубчато-пасовій передачі плоский пас на внутрішньому боці має зубці трапецевидної форми, а шківів – відповідні їм зубці на ободі. Отже, передача працює за принципом зачеплення, а не тертя. До пасових передач вона належить умовно тільки за назвою та формою тягового органу.

Зубчато-пасові передачі мають малі габаритні розміри, в них відсутнє ковзання паса на шківках, можна забезпечити великі передаточні числа ($u \leq 12$), ККД досягає 0,92...0,98, на вали передаються значно менші навантаження.

Використання принципу передачі руху зубчастим пасом було запропоновано давно, але його практичне використання стало можливим тільки з появою нових матеріалів – високоякісних пластмас. Зубчасті паси виготовляють із еластичної маслостійкої гуми або пластмаси і армують сталевими тросиками або поліамідними нитками. Шківів можна виготовляти із сталі, чавуну, легких сплавів та пластмас.

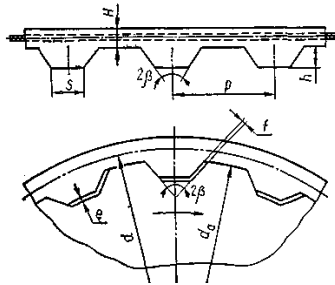


Рис. 19. Параметри зубчасто-пасової передачі

Згідно з діючими галузевими стандартами основні параметри зубчасто-пасової передачі беруть такі: модуль зубців $m = P/\pi$, де P – крок зубців паса; висота зубців $h = 0,6m$; найменша товщина зубців $s = m$; кут профілю зубців $2\beta = 50$ або 40° ; товщина паса у впадинах $H = m + 1$ мм; розрахункова довжина паса $l = \pi m z_n$, де z_n – число зубців паса. Рекомендують такі значення модулів m , мм: 2; 3; 4; 5; 7 і 10. Мінімальні числа зубців меншого шків: $z_1 = 16 \dots 20$ при $m = (2 \dots 5)$ мм; $z_2 = 20 \dots 26$ при $m = (7 \dots 10)$ мм.

Діаметри ділільних кіл шківів:

$$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2. \quad (27)$$

Зовнішні діаметри шківів для зубчастих пасів:

$$d_{a1} = d_1 - 2\Delta; \quad d_{a2} = d_2 - 2\Delta, \quad (28)$$

де при діаметрі тросика $0,3 \dots 0,4$ мм $\Delta = 0,6$ мм, а при діаметрі тросика $0,65 \dots 0,80$ мм $\Delta = 1,3$ мм.

Між пасом та шківом рекомендуються зазори: бічний $f = (0, \dots 0,40)m$ і радіальний $e = (0, \dots 0,35)m$.

Приклади розв'язку задач

Задача 1

Визначити напруження у вітках пасової передачі, якщо до валу ведучого шків прикладено крутний момент 145 Нм, діаметр ведучого шків 200 мм, веденого 600 мм. Сила початкового натягу паса 1520 Нм. Ширина паса 30 мм, товщина 5 мм.

Розв'язок

Запишемо формули для визначення напружень:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + 0,5\sigma_t, \quad \sigma_2 = \sigma_0 - 0,5\sigma_t, \quad \text{де } \sigma_0 - \text{напруження від дії сили}$$

початкового натягу, σ_t – корисне напруження. $\sigma_0 = \frac{F_0}{A}$, де F_0 – сила

початкового натягу, за умовою задачі 102 Н. $\sigma_t = \frac{F_t}{A}$, де F_t – колова сила, яку

визначаємо за формулою: $F_t = \frac{2T}{D_1}$, де D_1 – діаметр ведучого шків, T –

крутний момент, який згідно з умовою задачі становить 145 Нм, A – площа поперечного перерізу паса. Згідно умови: $A = b \cdot h = 30 \cdot 5 = 150 \text{ мм}^2$.

$$F_t = \frac{2 \cdot 145}{0,2} = 1450 \text{ Н}, \quad \sigma_t = \frac{1450}{150} = 9,6 \text{ МПа}, \quad \sigma_0 = \frac{1520}{150} = 10,3 \text{ МПа}.$$

Тоді напруження у ведучій вітці визначиться:
 $\sigma_1 = 10,3 + 0,5 \cdot 9,6 = 15,1 \text{ МПа}.$

Напруження у веденій вітці: $\sigma_2 = 10,3 - 0,5 \cdot 9,6 = 5,5 \text{ МПа}.$

Задача 2

Визначити колову силу у вітках плоскопасової передачі, якщо потужність на швидкохідному валу становить 3,5 кВт, діаметр ведучого шківів передачі 200 мм. Колова швидкість ведучого валу 300 с^{-1} .

Розв'язок

Запишемо формулу для визначення колової сили, яку необхідно визначити згідно умови даної задачі: $F_t = \frac{2T}{D_1}$, де D_1 – діаметр ведучого шківів, T – крутний момент. D_1 – згідно з умовою становить 200 мм, а T необхідно визначити.

За умовою задачі колова швидкість ведучого валу 300 с^{-1} , а потужність на швидкохідному валу становить 3,5 кВт. Тому скориставшись залежністю $T = \frac{P}{\omega}$, де P – потужність у Вт; ω – кутова швидкість

Маємо: $T = \frac{3,5 \cdot 10^3}{300} = 11,6 \text{ Нм}$, тоді колова сила визначиться

$$F_t = \frac{2 \cdot 11,6}{0,2} = 77,3 \text{ Н}.$$

Питання для самоперевірки

1. Назвіть матеріали, які використовують для виготовлення плоских пасів.
2. Оцінка пасової передачі.
3. Оцінка ланцюгової передачі
4. Порівняйте експлуатаційні властивості втулкового та роликотвтулкового ланцюгів.
5. Запишіть вирази для визначення передаточного відношення пасової та ланцюгової передач.
6. Наведіть схеми конструктивних виконань шківів пасових передач.
7. Що обмежує мінімальну кількість зубців зірочок ланцюгових передач?
8. Класифікація пасових передач.

Задачі для самостійного розв'язку

Задача 1. Визначити сили у вітках плоскопасової передачі. Якщо попередній натяг пасу 245 Н. обертовий момент, прикладений до ведучого валу $T = 38 \text{ Нм}$, діаметр ведучого шківів 250 мм.

Задача 2

Розрахувати напруження у вітках пасової передачі, якщо попередній натяг пасу 259 Н, корисне напруження складає 15 Н. Напруження згину 1 МПа. Пас має товщину 5 мм та ширину 18 мм.

Задача 3

Обертвий момент, прикладений до ведучого валу пасової передачі $T = 50$ Нм, діаметр шківів 200 мм, колова швидкість пасу 3,6 м/с. Визначити силу у ведучій вітці пасу щільність матеріалу якого 1000 кг/м^3 ; площа поперечного перерізу пасу

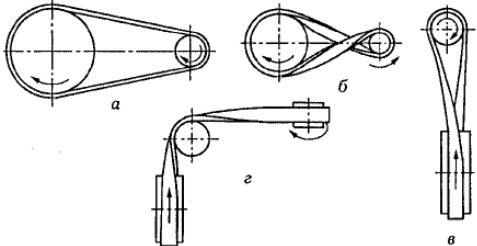
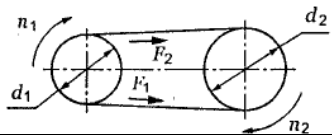
$126 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^2$; модуль пружності матеріалу пасу 200 МПа;

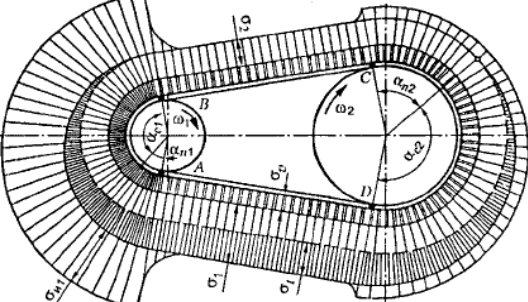
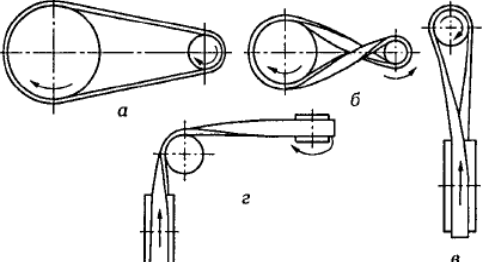
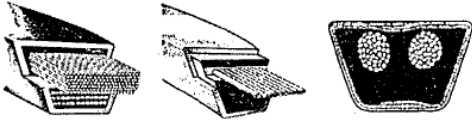
співвідношення $\frac{\delta}{D} = 0,02$.

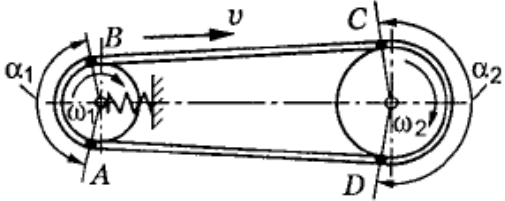
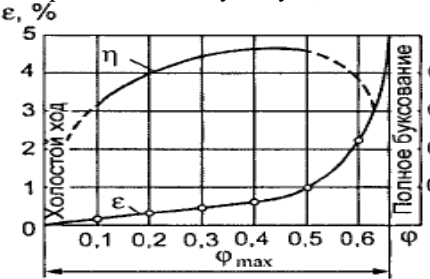
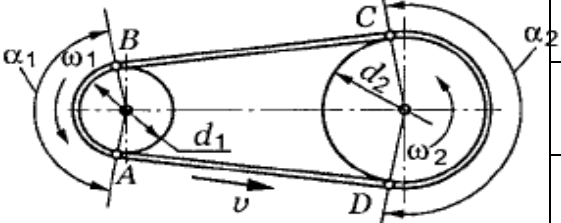
Задача 4

Визначити корисне напруження у вітках плоскопасової передачі за умови, що товщина пасу $\delta = 18$ мм, ширина 20 мм. Діаметр ведучого шківів 250 мм, обертвий момент, прикладений до ведучого валу 52 Н*м.

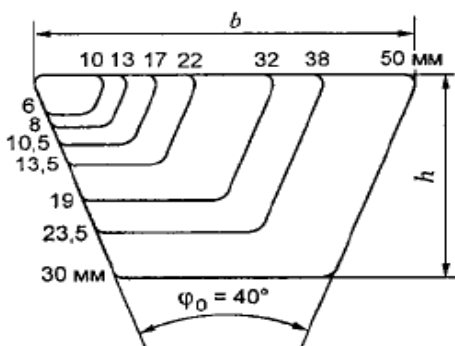
Тестові завдання

Запитання	Відповідь	№
<p>1. Назвати передачу, зображену на рис <i>в</i></p> 	Клинопасова	1
	Відкрита	2
	Напівперехресна	3
	Перехресна	4
<p>2. Визначити коефіцієнт ковзання в пасовій передачі, якщо діаметр ведучого шківів $d_1 = 60$ мм; діаметр відомого шківів $d_2 = 150$ мм; частота обертання ведучого валу $n_1 = 1000 \text{ хв}^{-1}$, відомого валу $n_2 = 390 \text{ хв}^{-1}$</p> 	0,04	1
	0,025	2
	0,25	3
	0,015	4
<p>3. Вказати основні переваги плоскопасових передач в порівнянні з клинопасовими</p>	Простота	1
	Плавний хід	2
	Великі навантаження на опори	3
	Використання в передачах з непаралельними валами	4

<p>4. Вибрати формулу для розрахунку напруг в пасі правіше точки С</p> 	$\sigma = \sigma_2 + \sigma_v + \sigma_{H1}$	1
	$\sigma = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{H1}$	2
	$\sigma = \sigma_2 + \sigma_v + \sigma_{H2}$	3
	$\sigma = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{H2}$	4
<p>5. Визначити натяг ведучої вітки пасової передачі F_1, якщо напруги від попереднього натягу 1,8 МПа, передатна потужність 9,9 кВт кутова швидкість 90 рад/с, діаметр ведучого шківів 200 мм, площа перерізу пасу 375 мм², натяг від центр обіжної сили не враховується</p>	0,675 кН	1
	1,225 кН	2
	1,10 кН	3
	1,775 кН	4
<p>6. Яке основне призначення перехресних пасових передач?</p> 	Збільшення довговічності	1
	Збільшення міжосьової відстані	2
	Обертання валів назустріч один одному	3
	Збільшення кута обхвату	4
<p>7. Визначити діаметр меншого шківів, якщо діаметр більшого шківів $d_2 = 210$ мм, частота обертання ведучого вала $n_1 = 945$ хв⁻¹, частота оберту відомого вала $n_2 = 540$ хв⁻¹, ковзання в передачі не враховувати</p>	100 мм	1
	112 мм	2
	120 мм	3
	140 мм	4
<p>8. Вказати основні переваги зображених передач в порівнянні з плоскопасовими передачами</p> 	Менш жорсткі вимоги до установки	1
	Велика довговічність	2
	Велика шорсткість пасу	3
	Велика несуча згадність при однаковому попередньому натягу.	4

<p>9. Вказати найбільш навантажену точку пасу зображеної передачі, якщо змінити напрям обертання шківів на зворотній</p> 	A	1
	B	2
	C	3
	D	4
<p>10. Розрахувати приведену корисну напругу по визначеному на графіку оптимальному значенню коефіцієнта тяги і напругах від попереднього натягу пасу 1,55 МПа</p> 	1,71 МПа	1
	1,305 МПа	2
	0,675 МПа	3
	1,395 МПа	4
<p>11. Що розуміють під пружним ковзанням пасу в пасовій передачі?</p> 	Розтяг при передачі заданого навантаження	1
	Ковзання пасу на шківу при перевантаженні	2
	Проковзування на шківі через зменшення тертя	3
	Циклічна зміна швидкості пасу на шківів із – за зміни натягування	4
<p>12. Визначити кутову швидкість відомого шківів пасової передачі, якщо діаметр шківів $d_1 = 80$ мм і $d_2 = 250$ мм, лінійна швидкість пасу 6 м/с, коефіцієнт ковзання в передачі 0,03</p>	150 рад/с	1
	76,5 рад/с	2
	3,125 рад/с	3
	46,56 рад/с	4

13. Потужність на ведучому валу пасової передачі 20 кВт, частота обертання 800 хв⁻¹
Вибрати клиновий пас



b=13; h=8

1

b=17; h=10,5

2

b=22; h=12.5

3

b=32; h=19

4

14. Вибрати формулу для розрахунку напруг в точці А пасу, якщо σ_v – напруга від центр обіжних сил, σ_{u1} , σ_{u2} – напруга згину пасу на шківках, σ_1 – напруги в ведучій вітці при робочому навантаженні, σ_2 – напруги в відомій вітці при роботі

$$\sigma = \sigma_2 + \sigma_v + \sigma_{u2}$$

1

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{u2}$$

2

$$\sigma = \sigma_2 + \sigma_v + \sigma_{u1}$$

3

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{u1}$$

4

15. Що враховують коефіцієнтом C_a при розрахунку пасової передачі по формулі $[k] = K_0 C_\theta C_a C_v / C_p$?

Кут охоплення шківки пасом

1

Відцентрову силу

2

Динамічність навантаження

3

Розміщення передачі в просторі

4

Глава 7. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

Загальні відомості та класифікація ланцюгових передач

Ланцюгова передача (рис. 1) складається з ведучої 1 та веденої 2 зірочок, що розміщені на відповідних валах, і ланцюга 3 у вигляді замкнутого контура, який знаходиться у зачепленні із зірочками. За аналогією з пасовими передачами вільний відрізок a ланцюга, що набігає на ведучу зірочку 1, називається ведучою вішкою, а другий вільний відрізок b ланцюга – *веденою*. Ланцюг складається із з'єднаних шарнірами ланок, що забезпечує гнучкість ланцюга. За рахунок зачеплення ланцюга із зубцями зірочок забезпечується передавання обертowego руху від ведучої зірочки до веденої

Швидкість руху ланцюга у передачах загального призначення досягає 15 м/с при передаванні потужності до 100 кВт, а у спеціальних приводах – до 35 м/с при потужності до 2000 кВт. За допомогою ланцюгової передачі можна забезпечити передаточне число $u \leq 10$, а найраціональніше мати $u \leq 4$.

Ланцюгові передачі застосовують у різних верстатах, сільськогосподарських та транспортних машинах, підйомних пристроях, у приводах конвеєрів тощо. Ланцюгова передача дозволяє надавати обертовой рух валам, що знаходяться на порівняно великій відстані, а її габаритні розміри значно менші від габаритних розмірів пасової передачі. Неможливість проковзування ланцюга на зірочках забезпечує сталість середнього передаточного числа передачі.

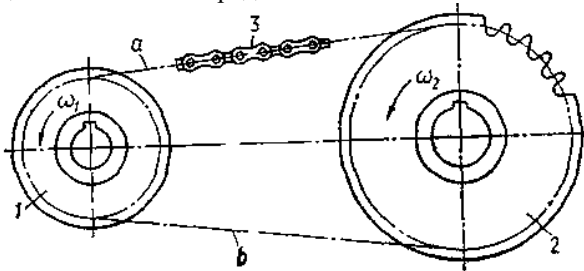


Рис. 1. Ланцюгова передача

Ланцюгові передачі порівняно з іншими механічними передачами мають такі основні переваги: можливість використання при значних відстанях між валами; достатньо високий ККД, який досягає 0,96... 0,97; можливість передавання обертowego руху одним ланцюгом кільком валам, у тому числі і з протилежним напрямом обертання.

До недоліків ланцюгових передач належать такі: збільшення довжини ланцюга через спрацювання шарнірів і відповідне ослаблення потрібного натягу; нерівномірність руху ланцюга і пов'язані з цим динамічні явища у передачі та підвищений шум; низька кінематична точність при реверсуванні; потреба застосування додаткових пристроїв для регулювання натягу ланцюга.

Зазначені недоліки не обмежують використання ланцюгових передач у деяких механічних приводах. Спеціалізовані заводи випускають сотні тисяч метрів ланцюгів на рік, а потреба у ланцюгах не забезпечується у повній мірі.

Ланцюгові передачі поділяють за такими ознаками:

- за типом ланцюга, яким оснащена передача, розрізняють ланцюгові передачі з роликівими, втулковими та зубчастими ланцюгами;
- за можливістю зміни відстані між осями зірочок ланцюгові передачі бувають із регульованою та постійною міжосьовою відстанню;
- за способом регулювання натягу ланцюга розрізняють ланцюгові передачі зперіодичним і неперервним регулюванням натягу;
- за кількістю зірочок, що охоплені одним ланцюгом, ланцюгові передачі можуть бути двозірочкові, тризірочкові тощо;
- за конструктивним виконанням розрізняють відкриті ланцюгові передачі і закриті, що працюють у спеціальному корпусі в умовах неперервного змащування.

Деталі ланцюгових передач

Приводні ланцюги. У машинобудуванні застосовують ланцюги трьох груп:

вантажні – для підвішування, піднімання та опускання вантажів;

тягові – для переміщення вантажів у транспортуючих машинах (конвейсрах);

приводні – для передавання механічної енергії від одного вала до другого у ланцюгових передачах.

Приводні ланцюги за конструкцією бувають: роликіві, втулкові та зубчасті. У ланцюгових передачах найбільше використовують роликіві (ГОСТ 13568–75) та зубчасті (ГОСТ 13552–81) ланцюги.

Роликівий ланцюг (рис. 2, а) складається з ланок двох типів: зовнішніх ЗВ та внутрішніх ВН. Окремі деталі ланцюга: 1 – пластина зовнішньої ланки; 2 – ролик; 3 – валик; 4 – втулка; 5 – пластина внутрішньої ланки. Пластини внутрішньої ланки напресовані на втулки 4 і утворюють нерухоме з'єднання. Валик 3 вільно входить у втулку і утворює шарнір. Зовнішні пластини напресовані на валики, які на торцях розвальцьовані. Ролик 2 на втулці 4 може вільно обертатись при вході у зачеплення із зубцями зірочки.

У рухомих спряженнях втулки з валиком і роликом має місце тертя ковзання, у спряженні роликів із зубцями зірочок переважає тертя кочення.

Приводні роликіві ланцюги бувають одно- (ПР) (рис. 33, а), дво- (2ПР) (рис. 2, б), три- (ЗПР) та чотирирядними (4ПР). Використання багаторядних ланцюгів дозволяє значно зменшити габаритні розміри передачі у площині, перпендикулярній до осей валів. У зв'язку з наявністю ланок двох типів число ланок у ланцюговому контурі повинно бути парним.

Різновидністю роликівих ланцюгів є приводні роликіві ланцюги із зігнутими пластинами (рис. 2, в). Такі ланцюги мають однотипні ланки і число ланок у контурі може бути парним або непарним. Роликіві ланцюги із

зігнутими пластинами мають більшу поздовжню податливість, і тому їх застосовують при навантаженнях ударного характеру.

Втулковий ланцюг за конструкцією не відрізняється від роликового, за винятком того, що він не має роликів. Привідні втулкові ланцюги бувають однорядними – ПВ та дворядними – 2ПВ. Такі ланцюги прості за конструкцією, мають меншу масу, більш дешеві, але вони менш стійкі проти спрацювання.

Основним розмірним параметром приводного роликового ланцюга є його крок P . Залежно від кроку P у стандартних ланцюгах вибирають розміри всіх інших деталей. Серед інших розмірних параметрів ланцюгів у табл. дана площа опорної поверхні шарніра $A_{оп}$, яка дорівнює добутку діаметра валика і ширини внутрішньої ланки. Цей параметр ланцюга враховується у розрахунках шарнірів на стійкість проти спрацювання.

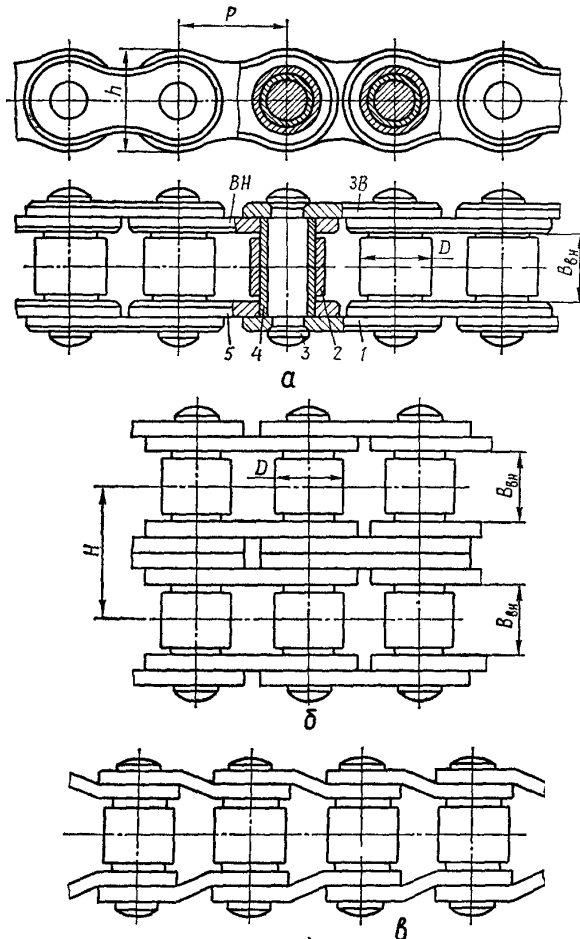


Рис. 2. Привідні ланцюги

Характеристикою міцності роликового ланцюга є руйнівне навантаження $F_{рн}$, яке визначається дослідним шляхом на підприємствах, що виготовляють ланцюги. Воно регламентується стандартом.

Зубчастий ланцюг (рис. 3, г) складається з набору пластин двох типів. Основні пластини 1 мають зовнішні бічні плоскі поверхні, якими вони спрягаються з двома зубцями зірочки. Напрямні пластини 2 забезпечують центрування ланцюга відносно зірочок. Для цих пластин посередині вінця зірочок передбачається відповідний рівець.

Зубчасті ланцюги розрізняють за конструкцією шарнірів. В них використовують шарніри ковзання (рис. 3, д), в яких вкладиші 1 і 2, що закріплені в пластинах на всій ширині ланцюга, контактують із валиком 3. Шарнір допусає поворот пластин у два боки на кут $\varphi = 30^\circ$. Шарніри кочення (рис. 3, е) не мають валика, їх виготовляють із двома сегментними вкладишами 1 і 2. При взаємному повороті пластин вкладиші не ковзають, а перекочуються, що дозволяє підвищити ККД передачі та довговічність ланцюга.

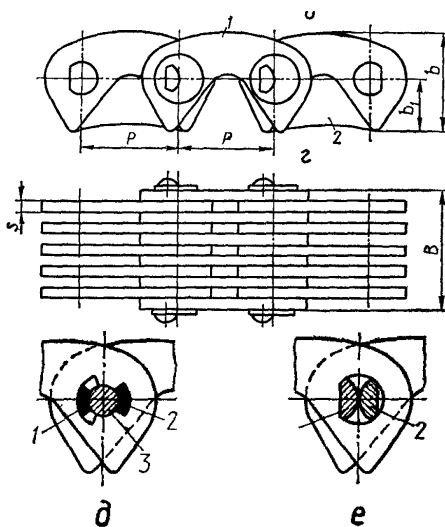


Рис. 3

Стандартизовані тільки зубчасті ланцюги з шарнірами кочення (ГОСТ 13552–81). Залежно від кроку ланцюга P регламентуються розміри всіх інших елементів ланцюга.

Зубчасті ланцюги у порівнянні з роликowymi допускають дещо більш високі швидкості, вони більш плавні та безшумні в роботі, мають підвищену надійність через багатопластинчасту конструкцію. Однак вони мають більшу масу, складніші у виготовленні і дорожчі. Тому зубчасті ланцюги застосовують обмежено.

Елементи роликowych, втулкових та зубчастих ланцюгів виготовляють із таких матеріалів; пластини – із середньовуглецевих або легованих сталей

40, 45, 50, 30ХН3А із гартуванням до твердості 32–44 HRC, а валики, втулки, ролики і вкладиші – із цементованих сталей 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А з термообробкою до твердості 45–65 HRC.

Зірочки ланцюгових передач.

Зубці зірочок для роликових ланцюгів із відношенням кроку ланцюга до діаметра ролика $P/D < 2$ профілюють за ГОСТ 591–69. Стандарт передбачає стійкі проти спрацювання профілі зубців без зміщення (рис. 4, а) та із зміщенням e (рис. 4, б) для нереверсивних ланцюгових передач. Профіль із зміщенням відрізняється тим, що впадина окреслена радіусом r із двох центрів, зміщених на $e = 0.03P$.

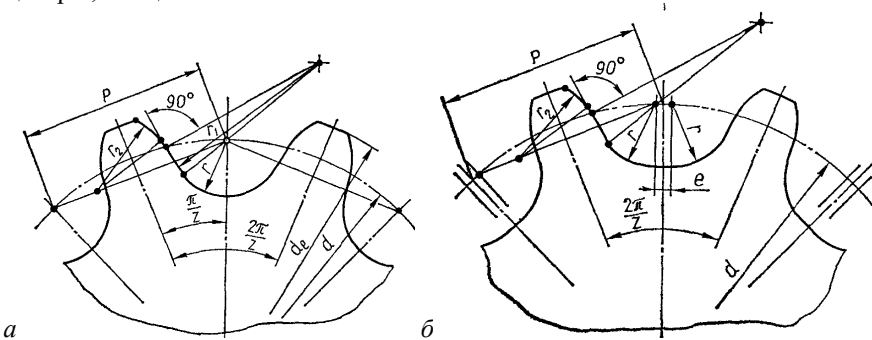


Рис. 4. Зірочки ланцюгових передач

Шарніри ланок ланцюга, що знаходяться у зачепленні з зірочкою, розміщуються на діляльному колі зірочки діаметром:

$$d = P/\sin(\pi/z), \quad (1)$$

де z – число зубців зірочки.

Діаметр кола вершин зубців зірочки визначають за формулою:

$$d_B = P[0,5 + \operatorname{ctg}(\pi/z)]. \quad (2)$$

Профілі зубців складаються (рис. 4, а, б): із впадини, окресленої радіусом $r = 0.5025D + 0,05$ мм; дуги радіуса $r_1 = 0,8D + r$; прямолінійного перехідного відрізка та головки, окресленої радіусом r_2 . Радіус r_2 вибирають таким, щоб ролик ланцюга не котився по всьому профілю зубця, а плавно входив у зачеплення із зубцем до свого робочого положення на дні впадини або дещо вище. Такі профілі зубців зірочки забезпечують роботу ланцюга з деякою витяжкою.

Ширина зубчастого вінця зірочки для однорядного ланцюга (рис. 5, в) $b_1 = 0,93V_{BH} - 0,15$ мм; те саме для дво-, три- і чотирирядного ланцюга (рис. 3, г) $b_2 = 0,9V_{BH} - 0,15$ мм, де V_{BH} – відстань між пластинами внутрішніх ланок ланцюга.

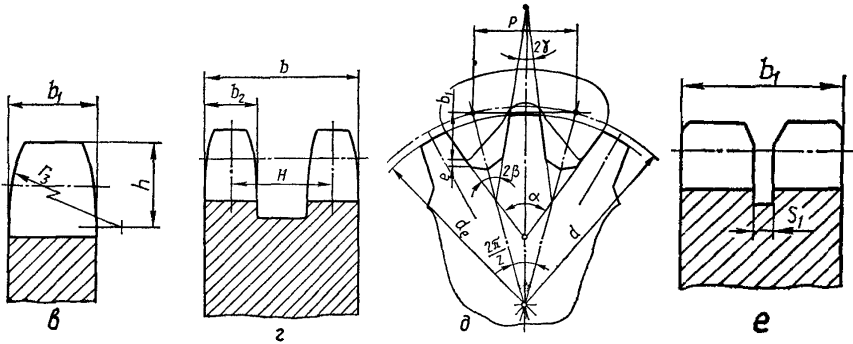


Рис. 5

Радіус r_3 зубця у поздовжньому перерізі (для плавного набігання ланцюга на зірочку) та координату h центра кривини беруть) $r_3 = 1.7D$; $h = 0.8D$.

Профілювання зубців зірочок передач із зубчастими ланцюгами простіше, оскільки робочі профілі прямолінійні (рис. 3, д). Діаметр дільного кола d визначається за тією самою залежністю (1), що і в зірочці для роликів ланцюгів. Діаметр кола вершин зубців:

$$d_e = P \operatorname{ctg}(\pi/z). \quad (3)$$

Висота зубця $h = b_1 + e$, де b_1 – відстань від осі шарніра до вершини пластини і $e = 0,1P$ – радіальний зазор. Кут вклинювання ланцюга $\alpha = 60^\circ$. Подвійний кут впадин зубця $2\beta = \alpha - \varphi$, кут загострення зубця $\gamma = 30^\circ - \varphi$, де $\varphi = 2\pi/z$.

Ширину зубчастого вінця зірочки для зубчастого ланцюга із внутрішнім його центруванням на зірочці беруть (рис. 3б, е) $B_1 = B + S_1$, де B – розрахункова ширина ланцюга, а $S_1 = 2s$ – ширина рівця для напрямних пластин, яка дорівнює двом товщинам s пластин.

Основними матеріалами для виготовлення зірочок є середньовуглецеві або леговані сталі 45, 40X, 50Г2, 35ХГСА із поверхневим або об'ємним гартуванням до твердості 45–55 HRC, або цементовані сталі 15, 20X, 12ХНЗА на глибину 1,0–1,5мм і гартовані до 55–60 HRC. Зірочки тихохідних передач ($v < 3$ м/с) при відсутності ударних навантажень можна виготовляти з високоміцного або антифрикційного чавунів.

Пристрої для регулювання натягу ланцюга

Натяг ланцюга у ланцюговій передачі повинен відповідати корисному навантаженню. Надмірний натяг погіршує набігання ланцюга на зірочки, збільшує спрацювання ланцюга та зубців зірочок, підвищує навантаження на опори валів передачі. Малий натяг спричинює значне провисання веденої вітки, що створює умови для пробуксовування ланцюга на зірочках або його сходу із зірочок.

Потрібний натяг віток оцінюють стрілкою провисання f веденої вітки передачі. Для передач із кутом нахилу до горизонту до 40° стрілка

провисання $f \leq 0,02a$, а для передач із кутом нахилу більше від 40° $f \leq 0,015a$, де a – міжосьова відстань передачі.

Регулювання натягу ланцюга здійснюється пристроями, аналогічними тим, що використовуються у пасових передачах, тобто переміщенням вала однієї із зірочок, натяжними або відтяжними зірочками. У деяких випадках застосовують підпружинені натяжні колодки або ролики. Недоліками таких пристроїв є додатковий згин ланцюга, який прискорює його спрацювання, та невідповідність натягу ланцюга його корисному навантаженню при змінних режимах роботи.

Найраціональнішими є пристрої з автоматичним регулюванням натягу. На рис. 6 зображена спеціальна зірочка, що забезпечує відповідність натягу ланцюга його корисному навантаженню.

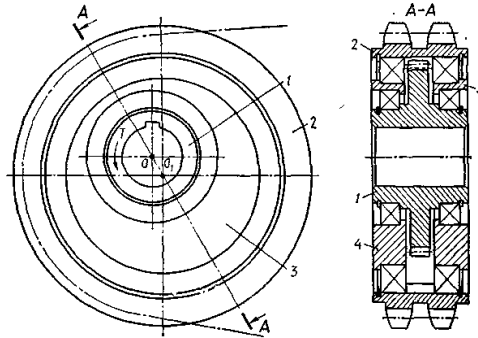


Рис. 6

Така зірочка складається з маточини 1 із зубчастим вінцем, обода 2 із зовнішнім вінцем для зачеплення з ланцюгом і внутрішнім зубчастим вінцем для зачеплення з вінцем маточини та дисків 3 і 4, які забезпечують ексцентричне положення обода щодо маточини та надійне зачеплення зубчастих вінців обода і маточини. Взаємний відносний обертовий рух маточини відносно обода можливий за рахунок підшипників кочення, розміщених на маточині і у внутрішньому отворі дисків, а також на дисках і всередині обода. Підшипники кочення і диски гарантують певний ексцентриситет обода щодо маточини і правильне зачеплення вінців маточини та обода.

Якщо використати таку зірочку в ланцюговій передачі, то у стані спокою або під час холостого ходу центр O_1 обода зірочки буде знаходитись близько лінії, що з'єднує центри ведучого та веденого валів. При навантаженні передачі у напрямі, показаному стрілкою, зусилля у ведучій вітці ланцюга зростає, а у веденій нижній спадає. В результаті центр O_1 обода зміщується вниз від лінії центрів валів і відповідно зростає натяг ланцюга, до того ж цей натяг буде тим більший, чим більше корисне навантаження, яке передає ланцюгова передача. Відповідність натягу ланцюга корисному навантаженню досягається вибором ексцентриситета обода щодо маточини.

Описану конструкцію спеціальної зірочки доцільно застосовувати у ланцюгових редукторах, де відстань між осями валів постійна, а суміщення

натяжного пристрою з однією із зірочок (ведучою або веденою) значно зменшує габаритні розміри редуктора.

Основні розрахункові параметри ланцюгових передач

Швидкість ланцюга та кутові швидкості зірочок обмежуються інтенсивністю спрацювання ланцюга, силою удару шарнірів об зубці зірочок, а також шумом передачі. У більшості випадків швидкість ланцюга не повинна бути більшою ніж 15 м/с; інколи при малих кроках ланцюга, великому числі зубців та доброму змащуванні допускається швидкість ланцюга 30–35 м/с. Середню швидкість ланцюга визначають за формулою:

$$v = P \omega_1 z_1 / (2\pi), \quad (4)$$

де P – крок ланцюга; ω_1 – кутова швидкість ведучої зірочки (з числом зубців z_1). Кутову швидкість зірочок обмежують, щоб зменшити удар шарнірів ланцюга об зубці. Граничні рекомендовані кутові швидкості меншої зірочки залежно від її числа зубців z_1 та кроку ланцюга P наведені в табл.

Таблиця. Граничні кутові швидкості меншої зірочки

Число зубців зірочки z_1	$\omega_{1\max}$, рад/с, із кроком ланцюга P , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Для роликкових ланцюгів ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР та ПРИ								
15	230	190	135	115	100	75	65	60
19	240	200	145	120	105	80	70	65
23	250	210	150	125	110	80	75	65
27	255	215	155	130	110	85	75	70
Для зубчастих ланцюгів								
17–35	330	265	220	165	130	–	–	–

Передаточне число визначається з умови рівності середньої швидкості ланцюга на ведучій та веденій зірочках:

$P \omega_1 z_1 / (2\pi) = P \omega_2 z_2 / (2\pi)$, звідки передаточне число ланцюгової передачі:

$$U = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1. \quad (5)$$

Передаточне число обмежується габаритними розмірами передачі, кутом обхвату меншої зірочки та числами зубців зірочок. Найдоцільніше брати $u \leq 4$.

Число зубців зірочок. Мінімальне число зубців зірочок обмежується спрацюванням шарнірів, динамічними навантаженнями та шумом передачі. Число зубців меншої зірочки можна брати з таблиць залежно від кроку P та її кутової швидкості.

При спрацюванні шарнірів крок ланцюга збільшується. При цьому ланцюг на зірочці буде розміщуватись на більшому радіусі. Збільшення радіусів розміщення шарнірів ланцюга на зубцях зірочки тим більше, чим менший кутовий крок зубців $2\pi/z$. При великому z навіть невелике збільшення кроку ланцюга спричинює значне зміщення ланцюга на профілях зубців. Це зміщення обмежує максимальне число зубців зірочок, яке беруть 100–120 для роликкових ланцюгів і 120–140 для зубчастих.

Переважаю вбирають непарне число зубців зірочок, що у поєднанні з парним числом ланок ланцюга сприяє рівномірному спрацюванню зубців.

Крок ланцюга Р є основним параметром ланцюгової передачі. Ланцюги з великим кроком мають більшу несучу здатність, але допускають значно менші кутові швидкості меншої зірочки (див. табл. 3), сприяють збільшенню нерівномірності руху, динамічних навантажень та шуму ланцюгової передачі. Доцільно вибирати ланцюг із мінімально допустимим для заданого навантаження кроком. При конструюванні та розрахунку ланцюгової передачі можна зменшити крок зубчастих ланцюгів, збільшивши ширину ланцюга, а також крок роликів ланцюгів, використавши багаторядні ланцюги.

Таблиця. Граничні кутові швидкості меншої зірочки

Число зубців зірочки z_1	$\omega_{1\max}$, рад/с, із кроком ланцюга Р, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Для роликів ланцюгів ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР та ПРИ								
15	230	190	135	115	100	75	65	60
19	240	200	145	120	105	80	70	65
23	250	210	150	125	110	80	75	65
27	255	215	155	130	110	85	75	70
Для зубчастих ланцюгів								
17—35	330	265	220	165	130	—	—	—

У проектному розрахунку ланцюгової передачі орієнтовне значення кроку Р, мм, однорядного роликів ланцюга можна визначити за формулою:

$$P = 13 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}},$$

де T_1 – обертовий момент на валу ведучої зірочки, Нм; z_1 – число зубців ведучої зірочки.

Міжосьова відстань та довжина ланцюга. Мінімальну міжосьову відстань ланцюгової передачі визначають за умови, що кут обхвату ланцюгом малої зірочки повинен бути не менш ніж 120° .

при $u \leq 3$

$$a_{\min} = 0,5 (de_1 + de_2) + (30 \dots 50) \text{ мм};$$

при $u > 3$

$$a_{\min} = (de_1 + de_2) (9 + u) / 20.$$

Тут de_1, de_2 , – діаметри вершин зубців ведучої та веденої зірочок відповідно. Оптимальна міжосьова відстань ланцюгової передачі $a = (30 \dots 50)P$.

Не рекомендують брати $a > 80P$.

Число ланок W ланцюга визначають за попередньо вибраною міжосьовою відстанню a , кроком ланцюга P та числом зубців зірочок z_1 і z_2 :

$$W = \frac{2a}{P + 0.5(z_1 + z_2)} + \frac{\left(\frac{P}{a}\right) \cdot (z_2 - z_1)^2}{(2\pi)^2}. \quad (6)$$

Формула (6) виводиться за аналогією з формулою для довжини паса і є наближеною. Значення W слід округлити до найближчого парного числа.

Після визначення числа ланок W ланцюга уточнюють міжосьову відстань передачі за формулою:

$$a = \left(\frac{P}{4}\right) \cdot \left[W - 0.5(z_1 + z_2) + \sqrt{(W - 0.5(z_1 + z_2))^2 - 8(z_2 - z_1)^2 / (2\pi)^2} \right]. \quad (7)$$

Щоб забезпечити провисання ланцюга, значення a рекомендується зменшити на (0,002...0,004) a .

Число ланок W ланцюга та його крок P визначають довжину ланцюга

$$l = P \cdot W.$$

Зусилля у вітках пасової передачі. Різниця між силами натягу ведучої F_1 і веденої F_2 віток визначає корисне навантаження ланцюга:

$$F_t = F_1 - F_2 = 2 T_1 / d_1, \quad (8)$$

де T_1 – обертовий момент на валу ведучої зірочки, що має дільний діаметр d_1 .

Сила натягу F_2 веденої вітки ланцюга дорівнює більшому значенню від натягу F_0 , H , спричиненого власною вагою вітки, та від натягу F_V , H , від дії відцентрової сили:

$$F_q = K_f a q g; \quad F_V = qv^2. \quad (9)$$

Тут K_f – коефіцієнт провисання ланцюга, який залежить від стрілки провисання f веденої вітки та кута нахилу передачі до горизонту; якщо $f = 0,02a$, то для горизонтальної передачі $K_f = 6$ ($K_f = 4$ під кутом нахилу до горизонту до 40°); $K_f = 2$ під кутом нахилу більшим від 40° ; $K_f = 1$, для вертикальної передачі); a – міжосьова відстань передачі, м; q – маса 1 м ланцюга, кг/м (див. табл. 1); g – прискорення вільного падіння, м/с²; v – швидкість ланцюга, м/с.

Для розповсюджених на практиці тихохідних передач та передач із середніми швидкостями ланцюга $v \leq 10$ м/с сила натягу веденої вітки незначна і складає кілька процентів від корисного навантаження F_t . Тому в розрахунках із достатньою точністю можна брати $F_2 \approx 0$, а $F_1 \approx F_t$.

Сила, що передається на вали ланцюгової передачі, може становити:

$$R = 1.15F_t.$$

Критерії роботоздатності та розрахунок ланцюгових передач

Вихід із ладу ланцюгових передач може бути обумовленим такими причинами:

– спрацюванням шарнірів, яке спричинює порушення зачеплення ланцюга з зірочками через збільшення кроку ланок (допустиме збільшення середнього кроку 2,5–3,0 %);

- втомним руйнуванням пластин та роликів; руйнування роликів пов'язане з ударами шарнірів ланцюга при вході їх у зачеплення з зубцями зірочок;
- ослабленням з'єднань деталей ланцюга у місцях їх запресовування;
- руйнуванням ланцюга при дії великих короточасних перевантажень;
- спрацюванням зубців зірочок.

На основі вказаних причин виходу з ладу ланцюгових передач формулюються і відповідні критерії роботоздатності, тобто стійкість проти спрацювання шарнірів ланцюга та зубців зірочок, стійкість проти втомного руйнування пластин та роликів ланцюга і достатня міцність деталей ланцюга та їхніх з'єднань під дією максимального-навантаження.

Розглянемо розрахунки передачі на забезпечення стійкості проти спрацювання шарнірів, деталей на втому та на міцність під час дії максимальних навантажень. За основний розрахунковий параметр візьмемо тиск p у шарнірі ланцюга.

Розрахунок шарнірів ланцюга на стійкість проти спрацювання виконують за умови, що

$$p = F_{f\text{Есп}} K_D / (A_{\text{оп}} K_m) \leq [p]_{\text{сп}}. \quad (10)$$

Тут $F_{f\text{Есп}} = K_{\text{Есп}} F_t$ – еквівалентне корисне навантаження ланцюга при розрахунку на спрацювання шарнірів, яке визначається із врахуванням коефіцієнта $K_{\text{Есп}}$ інтенсивності режиму навантаження (табл. 4); K_D – коефіцієнт динамічного навантаження ($K_D=1$ – при спокійному навантаженні; $K_D=1,3$ – при помірних змінах навантаження; $K_D = 1,5$ – при різких змінах навантаження); $A_{\text{оп}}$ – площа опорної поверхні шарніра ланцюга (див. табл. 1); K_m – коефіцієнт, що враховує число рядів ланцюга (для однорядного ланцюга $K_m = 1$; для дворядного – $K_m = 1,7$; для трирядного – $K_m = 2,5$ і для чотирирядного – $K_m = 3$); $[p]_{\text{сп}}$ – допустимий тиск у шарнірі за умови стійкості його проти спрацювання.

При невиконанні умови (10) слід брати ланцюг більшого кроку або того самого кроку але дво- чи трирядний.

Розрахунок пластин ланок ланцюга на втому здійснюють за формулою:

$$p_{\text{вт}} = F_{f\text{Евт}} K_D / (A_{\text{оп}} K_m) \leq [p]_{\text{вт}}. \quad (11)$$

де $F_{f\text{Евт}} = K_{\text{Евт}} F_t$ – еквівалентне корисне навантаження ланцюга при розрахунку пластин на втому, яке визначається з врахуванням коефіцієнта $F_{\text{Евт}}$ впливу інтенсивності режиму навантаження на втомну міцність (за таблицею); $[p]_{\text{вт}}$ – допустимий тиск у шарнірі за умови втомної міцності, пластин.

Розрахунок ланцюга на міцність при дії максимальних короточасних перевантажень виконують за умови, що:

$$S = F_{p,n} / F_{\text{tmax}} \geq S_{\text{min}}, \quad (12)$$

де $F_{p,n}$ – руйнівне навантаження, яке задається у стандарті на приводні ланцюги (див. табл 1); F_{tmax} – максимальне короточасно діюче навантаження

ланцюга, яке може виникнути при роботі передачі протягом її строку служби;
 $S_{\min} = 5$ – запас міцності ланцюга.

Таблиця. Параметри приводних роликів ланцюгів

Позначення ланцюга	Крок ланцюга P , мм	Відстань між рядками H , мм	Відстань між внутрішніми пластинами $L_{\text{вн}}$, мм	Діаметр ролика D , мм	Ширина внут- рішньої пласти- ни h , мм	Площа поверх- ні шарніра одно- рядного ланцю- га $A_{\text{оп}}$, мм ²	Руйнівне наван- таження $F_{\text{рв}}$, кН	Маса 1 м ланцю- га q , кг/м
ПР-12,7-1820-2	12,7	—	7,75	8,51	11,8	50	18,2	0,75
2ПР-12,7-3180		13,92					—	
ПР-15,875-2270-2	15,875	—	9,65	10,16	14,8	71	22,7	1,00
2ПР-15,875 4540		16,59					—	
ПР-19,05-3180	19,05	—	12,70	11,91	18,2	106	31,8	1,90
2ПР-19,05-7200		22,78					—	
ПР-25,4-5670	25,4	—	15,88	15,88	24,2	180	56,7	2,60
2ПР-25,4-11340		29,29					—	
ПР-31,75-8850	31,75	—	19,05	19,05	30,2	262	88,5	3,80
2ПР-31,75-17700		35,76					—	
ПР-38,1-12700	38,1	—	25,4	22,23	36,2	395	127,0	5,50
2ПР-38,1-25400		45,44					—	

Максимальне короткочасно діюче навантаження $F_{\text{тmax}}$ визначають із врахуванням коефіцієнта $K_{\text{п}}$ можливих перевантажень за такими залежностями:

– для тихохідних передач:

$$F_{\text{тmax}} = K_{\text{п}} F_{\text{т}}$$

– для швидкохідних передач: $v > 10$ м/с,

$$F_{\text{тmax}} = K_{\text{п}} F_{\text{т}} + F_{\text{в}}$$

Тут $F_{\text{в}}$ – сила удару, що виникає вздовж вітки ланцюга при вході шарніра у зачеплення із зубцем зірочки. Силу $F_{\text{в}}$, H , дістають за формулою:

$$F_{\text{в}} = 13 \cdot 10^{-6} \omega_1 \cdot P \cdot m, \quad (13)$$

де m – число рядів ланцюга.

Допустимий тиск у шарнірах ланцюга за умови стійкості проти спрацювання рекомендують визначати за співвідношенням (граничне значення $[p]_{\text{сп}} \leq 40$ МПа):

$$[p]_{\text{сп}} = C / (hK_V K_R K_C). \quad (14)$$

Тут $C = 1,33 \cdot 10^6 \Delta P/P$ – коефіцієнт роботоздатності передачі, а $\Delta P/P$ – допустиме збільшення середнього кроку ланцюга у процесі експлуатації передачі, %; при $\Delta P/P = 3$ % (гранична норма спрацювання для ланцюгів закритих передач) $C = 4 \cdot 10^4$; h – строк служби передачі, год $K_V = \sqrt[3]{\omega_1^2}$ – коефіцієнт, що враховує вплив кутової швидкості ведучої зірочки на спрацювання шарнірів; $K_R = K_{z1} \cdot K_a \cdot K_u$ – коефіцієнт параметрів передачі, де

$$K_{z1} = 25/z_1, \quad K_a = \sqrt[3]{\frac{40}{a_p}} \quad \text{і} \quad K_u = \frac{1}{\sqrt[6]{u}}$$

– часткові коефіцієнти, що враховують вплив числа зубців ведучої зірочки, міжосьової відстані, вираженої у кроках ланцюга, і передаточного числа відповідно; $K_C = K_B K_p K_{zm}$ – коефіцієнт експлуатації, де K_B , K_p , K_{zm} – коефіцієнти, що враховують умови роботи передачі та її конструкцію (табл. 5).

Допустимий тиск у шарнірах, що гарантує для вибраного строку служби ланцюга втомну міцність пластин його ланок:

$$[p]_{\text{сп}} = 270K_z K_u / K_B K_p. \quad (15)$$

Передачі із зубчастими ланцюгами розраховують та проектують у більшості випадків за рекомендаціями заводів, що виготовляють ланцюги, або використовують наближені залежності, які наведені у відповідних довідниках.

Коефіцієнти K_H , K_p і K_{zm} для ланцюгової передачі

Умови експлуатації ланцюгової передачі	K_H	K_p	K_{zm}
Нахил лінії центрів зірочок щодо горизонту:			
до 70°	1	—	—
більш ніж 70°	1,25	—	—
Регулювання натягу віток ланцюга:			
переміщенням опор валів передачі	—	1	—
натяжною зірочкою	—	1,15	—
вилученням ланок ланцюга	—	1,25	—
Змашування передачі:			
достатньо надійне	—	—	0,9–1,5
недостатнє (періодичне, нерегулярне)	—	—	3

Приклад розв'язку задач

Задача

Розрахувати ланцюгову передачу з роликівим ланцюгом: визначити крок ланцюга. Ділильні діаметри і діаметри вершин зубів зірочок, якщо: потужність на ведучому валу $P_1 = 12$ кВт, число зубців ведучої зірочки

$z_1 = 25$, частота обертання ведучого валу $n_1 = 980 \text{ хв}^{-1}$, передатне число передачі $u = 2,5$; допустимий тиск у шарнірах $[p] = 19 \cdot 10^6 \text{ Па}$, коефіцієнт навантаження $K = 2,1$, кількість рядів ланцюга $i = 2$.

Розв'язок

1. Визначаємо крок ланцюга:

$$P_{\text{л}} \approx 6 \sqrt[3]{\frac{RP_1}{z_1 n_1 [p] \cdot i}} = 6 \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 12 \cdot 10^3}{25 \cdot 980 \cdot 19 \cdot 10^6 \cdot 2}} = 6 \sqrt[3]{27 \cdot 10^{-9}} = 18 \cdot 10^{-3} \text{ мм.}$$

За ГОСТ 13568 – 75 вибираємо дворядний ланцюг, крок якого $P_{\text{л}} = 19,05 \text{ мм}$. Позначення ланцюга: $2ПП - 19,05 - 7200$.

2. Кількість зубців веденої зірочки знайдемо за формулою:

$$z_2 = u \cdot z_1 = 2,5 \cdot 25 = 62,5, \text{ приймаємо } z_2 = 63.$$

3. Обчислюємо ділильні діаметри зірочки:

$$d_1 = \frac{P_{\text{л}}}{\sin(180^\circ / z_1)} = \frac{P_{\text{л}}}{\sin(180^\circ / 25)} = \frac{19,05}{0,126} = 151 \text{ мм;}$$

$$d_2 = \frac{P_{\text{л}}}{\sin(180^\circ / z_2)} = \frac{P_{\text{л}}}{\sin(180^\circ / 63)} = \frac{19,05}{0,0495} = 385 \text{ мм.}$$

4. Обчислюємо діаметри вершин зубців зірочок при $d_p = 11,91 \text{ мм}$. (діаметр ролика для вибраного типу ланцюга):

$$D_{11} = P_{\text{л}} \cdot \text{ctg}(180^\circ / z_1) + 1,1 d_p = 19,05 \cdot \text{ctg}\left(\frac{180^\circ}{25}\right) +$$

$$+ 1,1 \cdot 11,91 = 164,1 \text{ мм.}$$

$$D_{12} = P_{\text{л}} [\text{ctg}(180^\circ / z_2) + 0,96] = 19,05 [\text{ctg}(180^\circ / 63) + 0,96] = 393,3 \text{ мм.}$$

Задачі для самостійного розв'язку

Задача 1

На валу ведучої зірочки обертовий момент $86,7 \text{ Нм}$. Потужність $6,5 \text{ кВт}$; крок ланцюга $19,05 \text{ мм}$. Визначити швидкість ланцюга.

Задача 2

Число зубців ведучої зірочки 25 , веденої – 63 . Крок ланцюга $19,05 \text{ мм}$. Визначити ділильні діаметри та діаметри вершин зубців зірочок.

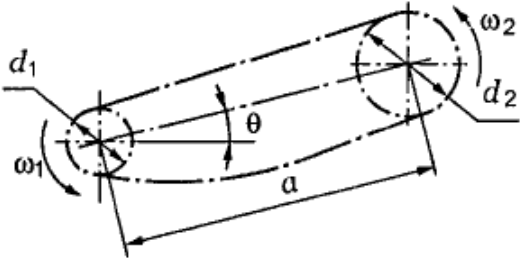
Задача 3

Потужність на валу зірочки $7,5 \text{ кВт}$. Колова швидкість зірочки $12,5 \text{ м/с}$. Визначити колову силу, а також навантаження на вали передачі.

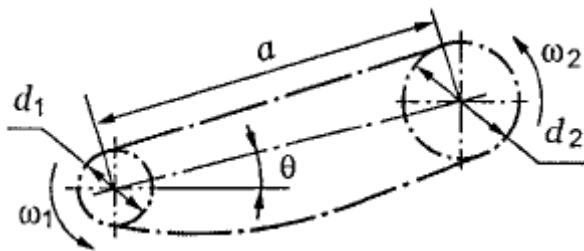
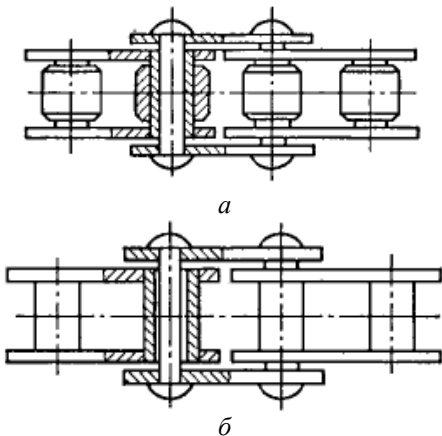
Питання для самоконтролю

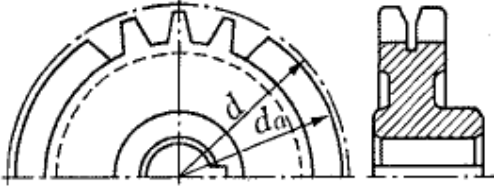
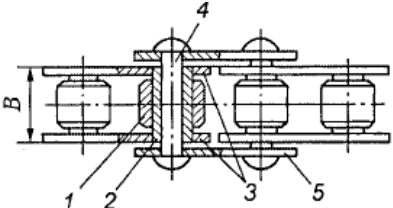
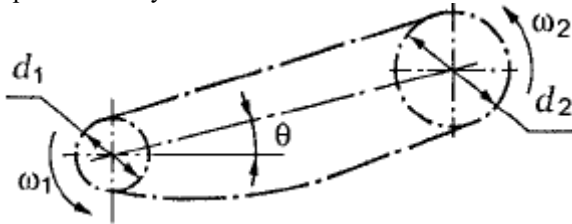
1. Дайте класифікацію ланцюгів за їхнім призначенням.
2. Дайте порівняльну характеристику втулкового і роликового ланцюгів.
3. Які ланцюги слід застосовувати у швидкохідних передачах?
4. Що таке коефіцієнт навантаження ланцюгової передачі і від чого залежить його значення?
5. За яким критерієм роботоздатності розраховують ланцюгові передачі?
6. Із яких міркувань рекомендують вибирати непарні числа зубців зірочок у передачах із роликовим ланцюгом?
7. Які основні причини виходу із ладу ланцюгових передач?
8. Назвіть основний розрахунковий параметр, за яким ведеться розрахунок ланцюга на стійкість проти спрацювання?
9. Яка мета розрахунку на міцність за максимальним навантаженням?

Тестові завдання

Запитання	Відповіді	№
1. Яка основна перевага ланцюгових передач в порівнянні із зубчастими? 	Простота виготовлення	1
	Понижена вібро-активність і шум	2
	Практично необмежена міжосьова відстань	3
	Менша вимогливість до точки встановлення	4
2. Визначити середнє передатне число передачі, якщо число зубців меншої зірочки 21, число зубців більшої зірочки 83, діаметр меншої зірочки 81,4 мм, більшої 362,8 мм	4,45	1
	3,95	2
	3,5	3
	2,95	4
3. Визначити діаметр ділильного кола зірочки ланцюга ПР-31, 75-89, якщо число зубців 25	25,4 мм	1
	63,5 мм	2
	125,4 мм	3
	254,4 мм	4

4. В чому основна перевага ланцюга <i>a</i> в порівнянні з ланцюгом <i>б</i> ?	У збільшенні зносу шарніра	1
	У зменшенні рухливості шарніра	2
	У зменшенні маси	3
	Ланцюги майже однакові	4
5. Що збільшує і як розрахувати F' в формулі для визначення натягу ведучої вітки працюючого ланцюга $F_1 = F_t + F_0 + F'$?	Корисне навантаження, $2T_1/d_1$	1
	Попередній натяг, $k_f q a g$	2
	Натяг від центр обіжних сил, qv^2	3
	Натяг відомої вітки, F_2	4
6. Яка основна перевага ланцюгових передач в порівнянні із ремінними?	Менше навантаження на вал	1
	Можливість передати велику потужність	2
	Змащення значно покращує роботу	3
	Значні поштовхи і удари	4
7. Визначити діаметр ділительного кола зірочки ланцюгової передачі, якщо число зубців зірочки 83, підібраний ланцюг ПР-25, 4-60	68,7 мм	1
	136,4 мм	2
	435 мм	3
	672 мм	4



<p>8. Для якого ланцюга підходить зображення зірочки?</p> 	Для втулкової	1
	Для роlikової	2
	Для зубчатої	3
	Для роlikової із зігнутими пластинами	4
<p>9. Визначити колове зусилля, передавань ланцюгом,</p>	800 Н	1
якщо потужність на ведучому валу ланцюгової	1180 Н	2
передачі 8,5 кВт, діаметр ведучої зірочки 100 мм,	2360 Н	3
кутова швидкість відомого вала 18 рад/с, передатне	4722 Н	4
число передачі 4		
<p>10. Як розраховується величина A в формулі для</p>	$\pi d_0^2 / 4$	1
розрахунку передачі з роlikовим ланцюгом (d_0 –	$d_0 B_0$	2
діаметр валика, B_0 – довжина втулки, D – діаметр	DB_0	3
ролика) $p_u = \frac{F_1}{A} \leq [p_u]$?	$\pi D^2 / 4$	4
		
<p>11. Які основні недоліки ланцюгових передач в</p>	Чутливість до	1
порівнянні із зубчастими?	точності	
	встановлення	
	Простота зміни	2
	передатного числа	
	Непостійність	3
	передатного	
	відношення	
	Підвищена вібрації	4
	та шум	
<p>12. Визначити середнє передатне число передачі,</p>	2,5	1
якщо число зубців зірочки $z_1 = 24$, $z_2 = 60$, діаметр	3,5	2
зірочок $d_1 = 255$, $d_2 = 635$ мм	2,6	3
	10,6	4

13. Визначити діаметр ділительного кола зірочки ланцюгової передачі, якщо вибраний ланцюг 2ПР-12,7-31,8; число зубців 21	382,8 мм	1	
	86 мм	2	
	109 мм	3	
	238 мм	4	
14. Вказати основні призначення ролика <i>1</i> зображеного ланцюга (2 – втулка, 3 – внутрішні пластини, 4 – валик, 5 – зовнішні пластини)		Зменшення зносу втулки 2	1
		Зменшення зносу ролика 1	2
		Зменшення зносу валика 4	3
		Зменшення кроку ланцюга	4
15. Як називається коефіцієнт <i>K</i> в формулі для проектного розрахунку кроку ланцюгової передачі $t \geq 2.8 \sqrt{\frac{KT}{z_1 [p_u] m}}$?	Температурний коефіцієнт	1	
	Коефіцієнт швидкості	2	
	Коефіцієнт експлуатації	3	
	Коефіцієнт запасу міцності	4	

Глава 8. ОСІ ТА ВАЛИ

Загальні відомості. Конструкції та матеріали осей і валів

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

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

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

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

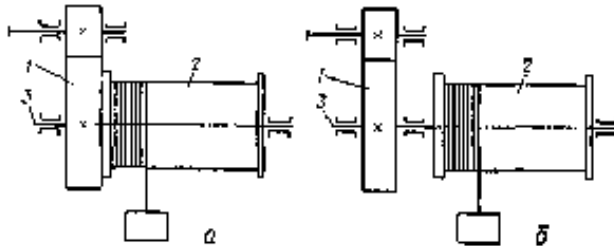


Рис. 1

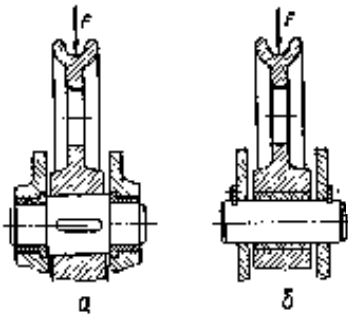


Рис. 2

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

Конструктивно осі можуть бути виконані з *можливістю обертання* (рис. 2, а) або *нерухомими* (рис. 2, б). Осі, що обертаються працюють у гірших умовах циклічно змінних напружень, але більш зручні в експлуатації, бо допускають використання виносних підшипників. Нерухомі осі працюють у більш сприятливих умовах під час постійних навантажень (за модулем та

напрямом), але для них потрібні більш складні та менш зручні в експлуатації підшипники, які влаштовуються в насаджуваних на вісь деталях. Осі завжди мають прямолінійну вісь обертання.

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

Прямолінійні вали за конструкцією можуть бути *циліндричними постійного діаметра* (рис. 3, а), *ступінчастими* (рис. 3, б) і з *нарізаними на них зубчастими вінцями* або *шліцями* (рис. 3, в).

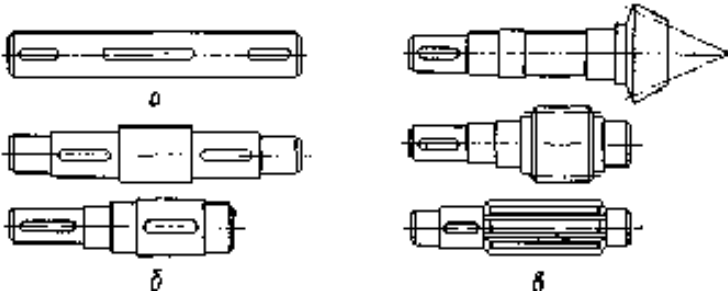


Рис. 3. Конструкції валів

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

За видом поперечного перерізу вали можуть бути суцільними (рис. 3, а) або порожнистими (рис. 3, б), а за обрисом перерізу гладкими циліндричними, із шпонковим пазом, шліцевими або прямокутними (рис. 3, в, г, д). Із використанням порожнистих валів значно зменшується їхня маса. Наприклад, якщо відношення $d_0/d = 0,5 \dots 0,6$, то маса зменшується на 22–30 %.

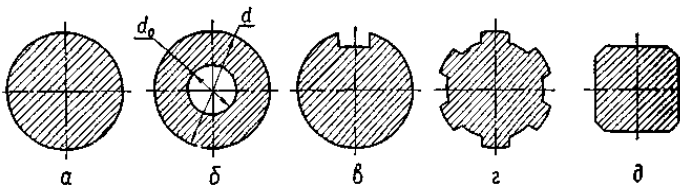


Рис. 3. Форми поперечних перерізів валів

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

Цапфи валів, що працюють у підшипниках ковзання, можуть бути *циліндричними*, *конічними* або *сферичними* (рис. 4, а). Циліндричні цапфи мають основне застосування як найпростіші у технологічному відношенні. Конічні цапфи використовують для регулювання зазорів у підшипниках, а інколи і для осьової фіксації вала. Сферичні цапфи, що мають дуже обмежене розповсюдження (через складність виготовлення), застосовують у разі значних кутових переміщень вала чи осі.

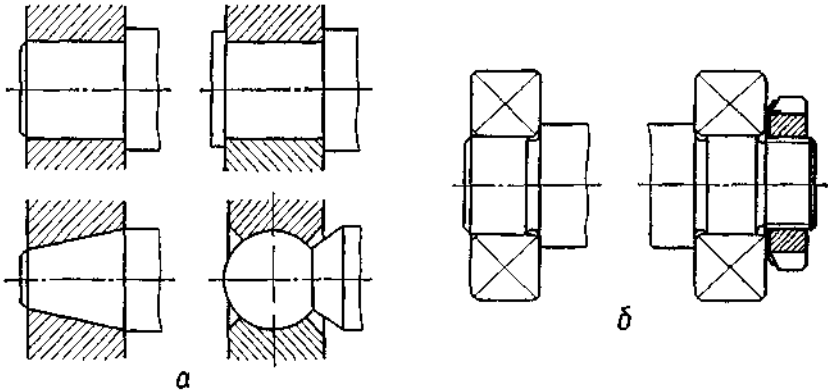


Рис. 4. Конструкції опорних ділянок осей та валів

Цапфи валів для підшипників кочення (рис. 4, б) виконують циліндричними. В деяких випадках вони мають різбові ділянки або інші конструктивні елементи для закріплення підшипників.

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

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

2. Із перехідною поверхнею – галтеллю постійного радіуса (рис. 5, б). Радіус галтелі r вибирають меншим за радіус закруглення або за радіальний розмір фаски деталі, що розміщується навалу. Для шийок під підшипники кочення рекомендують $t/\rho = 3$, а $\rho/d = 0,02...0,04$. Для важконавантажених валів у випадках, коли збільшення радіуса галтелі обмежується радіусом закруглення або фаскою кромки деталей, слід застосовувати додаткові проміжні кільця (в).

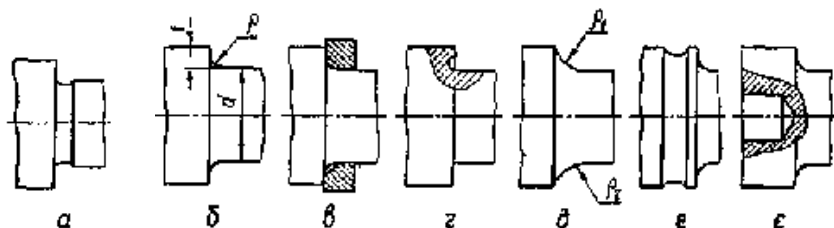


Рис. 5. Конструкції опорних ділянок осей та валів

3. Із галтеллю спеціальної форми. Небезпечною зоною здебільшого є перехід галтели в ступінь меншого діаметра. Тому доцільно виконувати *галтель із змінним радіусом кривини*, до того ж найбільший радіус кривини повинен бути в зоні переходу до ступеня меншого діаметра. Застосовують *галтелі еліптичної форми* або галтели, які окреслені двома радіусами кривини ρ_1, ρ_2 (рис. 5, г, д). *Галтели з піднутренням* (рис. 5, г) важко шліфувати, а галтели за рис.(рис. 5, д) вимагають збільшення довжини перехідної ділянки вала. Галтели із змінним радіусом кривини значно підвищують стійкість вала проти втомного руйнування.

Підвищення втомної міцності валів у перехідних перерізах є видалення малонапруженого матеріалу виконанням розвантажувальних ривців (рис. 5, е) або *висвердлюванням отворів* у ступенях більшого діаметра (рис. 5, е). Такі заходи забезпечують більш рівномірний розподіл напружень і зменшують концентрацію напружень. Шкідливий вплив концентрації напружень можна значно зменшити, використовуючи *пластичне зміцнення галтелей* (обкочування роликом або обдування шротом).

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

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

2. Розрахункові схеми валів та осей. Критерії розрахунку

Розрахункові схеми валів та осей зображають у вигляді балок на шарнірних опорах, які навантажені поперечними та осьовими силами, що виникають у зачепленні встановлених на них зубчастих коліс, від натягу віток пасової чи ланцюгової передачі, від дії власної ваги шківів, барабанів та інших встановлених на валу деталей. При складанні розрахункових схем

валів та осей необхідно із певним наближенням визначити відстань між опорами, місця розміщення деталей, через які передаються на валів та осі зовнішні навантаження.

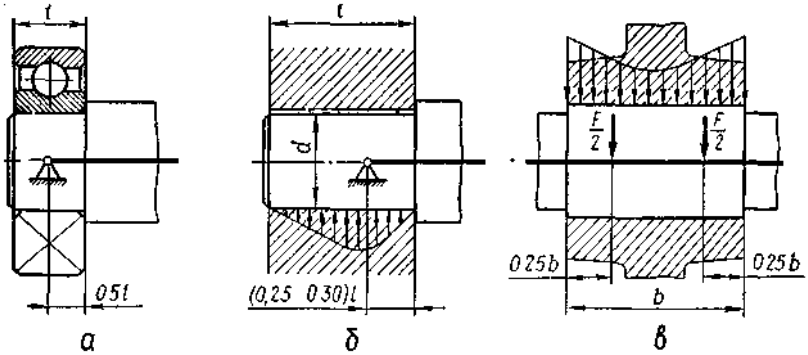


Рис. 6. До складання розрахункових схем валів

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

Вали, які передають навантаження від насаджених на нього деталей, передають навантаження у середньому перерізі по довжині посадочної поверхні. Це припущення можна брати, якщо відстань між опорами вала чи осі значно перевищує ширину b деталі. У противному разі слід враховувати закономірність розподілу навантаження вздовж посадочної поверхні хоча б рознесенням зовнішнього навантаження F так, як показано на рис. 6, в.

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

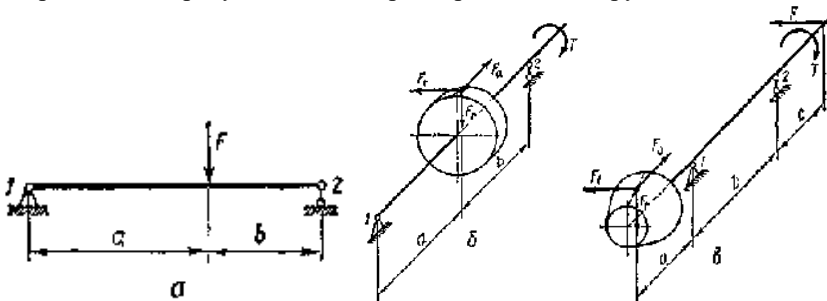


Рис. 7

Найпростішою є розрахункова схема осі (рис. 7, а), навантаженої однією (або кількома) поперечною силою F . Більш складними є розрахункові схеми валів.

На (рис. 8, б, в) зображені розрахункові схеми валів відповідно циліндричної та конічної передачі з розміщенням зубчастого колеса між опорами 1, 2 вала і консольним розміщенням колеса. В цих схемах вали навантажуються крутним моментом T , поперечними та осьовими силами F_t , F_r , F_a , що виникають у зачепленні зубців відповідної передачі. Крім сил у зачепленні на вал можуть діяти також сили від натягу віток пасової чи ланцюгової передачі (сила F на рис. в) або сили від взаємодії деталей муфт, що з'єднують вали.

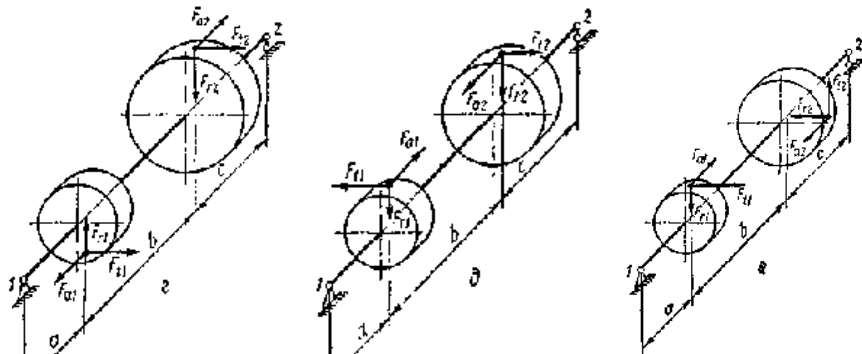


Рис. 8

Розрахункові схеми проміжних валів багатоступневих зубчастих передач зображені на рис. 8, г, д, е. Ці схеми відрізняються між собою взаємним розміщенням місць прикладання сил, що виникають у зачепленні зубчастих коліс, розміщених на валу. Під час аналізу таких схем навантаження валів слід розглядати окремо силові фактори в різних площинах, а відтак сумувати геометричне.

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

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

Вали, що мають значні (порівняно з діаметром) відстані між опорами, можуть бути недостатньо жорсткими у поперечному напрямі. Це може

спричинити порушення геометрії зачеплень зубчастих коліс, заклинювання валів в опорах або недопустимі поперечні коливання валів. Тому важливим критерієм розрахунку довгих валів є також умова достатньої жорсткості.

3. Розрахунок осей на міцність і стійкість проти втомного руйнування

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

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

Умова міцності осі при згині:

$$\sigma_{зг} = M_{\max} / W_0 \leq [\sigma]. \quad (1)$$

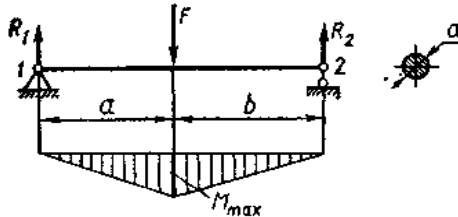


Рис. 9. До розрахунку осі на міцність

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

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

Тут R_1, R_2 – реакції опор 1, 2 осі,

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

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

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

Допустиме напруження за умовою статичної міцності (нерухомі осі)

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

а за умовою забезпечення *стійкості проти втомного руйнування* (осі, що обертаються)

$$[\sigma] = \sigma_{-1} K_d / ([s] \cdot K_\sigma).$$

У записаних виразах: σ_T – границя текучості матеріалу осі;

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

σ_{-1} – границя витривалості;

K_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів перерізу осі;

K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень.

Вираз (2) можна використати для перевірих розрахунків осей із відомими розмірами, навантажених за схемою на рис. 9. Проектний

розрахунок такої осі можна виконати за формулою, що дістали із (2) розв'язуванням щодо d :

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

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

4. Розрахунок валів на статичну міцність

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

Умову статичної міцності вала беруть у вигляді:

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

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

Розглянемо розрахунок вала зубчастої передачі, за конструкцією (рис. 10, а), а розрахункова схема із епорами згинального та крутного моментів – на (рис. 10, б).

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

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

$$\begin{aligned} R_{1t} &= F_t \cdot b / (a + b); & R_{2t} &= F_t \cdot a / (a + b); \\ R_{1r} &= F_r \cdot b / (a + b); & R_{2r} &= F_r \cdot a / (a + b); \\ R_{1a} &= R_{2a} = 0,5 \cdot F_a \cdot d / (a + b). \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} R_1 &= \sqrt{(R_{1r} + R_{1a})^2 + R_{1t}^2}; \\ R_2 &= \sqrt{(R_{2r} + R_{2a})^2 + R_{2t}^2}. \end{aligned} \quad (5)$$

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

Після побудови епор згинальних моментів M (також окремо від дії сил F_t , F_r і F_a) та крутного моменту T можна стверджувати, що найнебезпечнішим перерізом вала буде його переріз А – А (рис. 10, а) під зубчастим колесом. У цьому перерізі діють крутий момент, який дорівнює зовнішньому

обертовому моменту T , та максимальні згинальні моменти M_r , M_a і M_t відповідно від сил F_r , F_a і F_t :

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

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

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

Згідно з наведеною схемою навантаження вала у перерізі А – А мають місце нормальне напруження згину $\sigma_{зг}$, дотичне напруження кручення τ та напруження стиску σ_c , яке обумовлене осьюовою силою F_a та осьюовою реакцією R_{x1} опори 1 вала. Тому еквівалентне напруження можна визначити за формулою:

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

де складові напруження:

$$\sigma_{зг} = 32 \cdot M_{\max} / (\pi \cdot d_4^3); \quad \sigma_c = 4 \cdot F_a / (\pi \cdot d_4^2); \quad \tau = 16 \cdot T / (\pi \cdot d_4^3). \quad (8)$$

Отже, визначивши еквівалентне напруження σ_E для небезпечного перерізу вала та маючи коефіцієнт K_{Π} короткочасних перевантажень, можна перевірити за умовою (4) статичну міцність вала при його перевантаженнях.

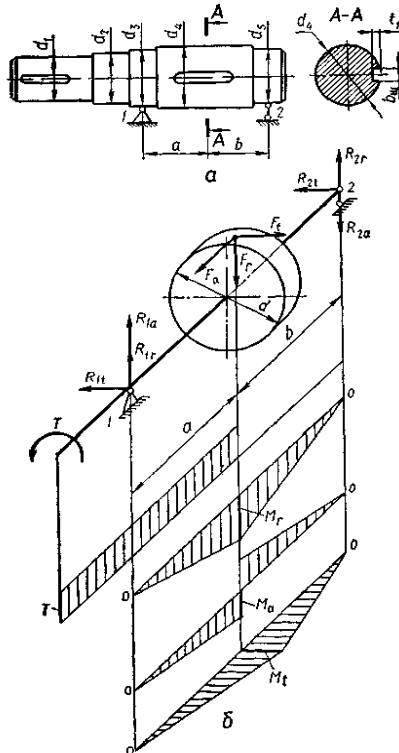


Рис. 10. До розрахунку вала на статичну міцність

5. Розрахунок валів на витривалість

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

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

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності визначають за формулою:

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

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

$$\begin{aligned} S_\sigma &= \sigma_{-1} / (K_\sigma \cdot \sigma_a / K_d + \psi_\sigma \cdot \sigma_m); \\ S_\tau &= \tau_{-1} / (K_\tau \cdot \tau_a / K_d + \psi_\tau \cdot \tau_m). \end{aligned} \quad (10)$$

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

Для вала, зображеного на рис. 10, а, у перерізі А – А нормальні напруження згину змінюються за симетричним циклом, а нормальні напруження стиску постійні. Тому для цього перерізу маємо амплітуду та середнє значення нормальних напружень:

$$\sigma_a = \sigma_{3\Gamma} = M_{\max} / W_{OH}; \quad \sigma_m = \sigma_c = F_a / A_H.$$

Щоб визначити амплітуду та середнє значення дотичних напружень, треба знати дійсний характер зміни крутного моменту T у реальних умовах експлуатації машини. У розрахунках беруть зміну дотичних напружень за пульсуєючим циклом для валів, що обертаються тільки в один бік, і за симетричним циклом для валів із змінним напрямом передачі навантаження. Відповідно в першому випадку (переріз вала А – А на рис. 10, а):

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

$$\text{а у другому:} \quad \tau_a = \tau = T / W_{PH}; \quad \tau_m = 0.$$

У виразах для визначення амплітуд та середніх напружень *осьовий* W_{OH} і *полярний* W_{PH} *моменти опору перерізу*, а також *площу* A_H *перерізу* треба брати за фактичними розмірами перерізів. Наприклад, якщо у перерізі є шпонковий паз (див. рис. 10, а), то:

$$\begin{aligned} W_{OH} &= \pi \cdot d_4^3 / 32 - b \cdot t (d_4 - t)^2 / (2 \cdot d_4); \\ W_{PH} &= \pi \cdot d_4^3 / 16 - b \cdot t (d_4 - t)^2 / (2 \cdot d_4); \\ A_H &= \pi \cdot d_4^2 / 4 - b \cdot t. \end{aligned}$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_σ і K_τ вибирають залежно від механічних характеристик матеріалу вала та форми концентратора напружень у перерізі вала, де визначають коефіцієнт запасу міцності. Концентраторами напружень для валів можуть бути галтели, кільцеві ривці, поперечні отвори, різьба, шпонкові пази, напресовка на вал інших деталей тощо. Якщо у перерізі вала є кілька концентраторів напружень, то у розрахунках беруть той, для якого K_σ і K_τ більші.

Коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень, можна брати для сталевих валів:

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

де σ_B – границя міцності матеріалу вала, МПа.

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

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

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

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

6. Розрахунок валів на жорсткість

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

Умови достатньої жорсткості валів записують у вигляді:

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

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

$[u] \approx 0,01$ м – для перерізів валів під циліндричними зубчастими колесами;

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

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

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

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

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

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

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

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

Таблиця 4. Формули для обчислення пружних переміщень перерізів валів

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

Куту закручування валів постійного діаметра довжиною l визначають за формулою:

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

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

7. Розрахунок валів для запобігання поперечним коливанням

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

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

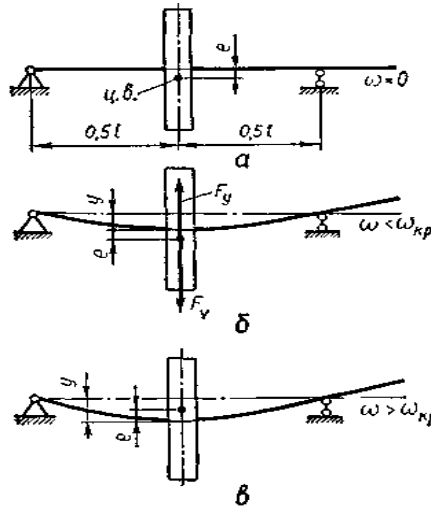


Рис. 11

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

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

Критичну кутову швидкість вала визначимо на основі таких міркувань. Припустимо, що на валу симетрично щодо опор розміщений диск масою m , центр ваги якого зміщений відносно геометричної осі обертання на величину e (рис. 11 а).

Під час обертання вала під дією відцентрової сили F_v на диск відбувається його поперечний згин. При кутовій швидкості ω прогин вала буде y (рис. 11, б), а відцентрова сила:

$$F_v = m \cdot \omega^2 \cdot (y + e). \quad (14)$$

Відцентрову силу F_v зрівноважує сила поперечної пружності вала:

$$F_{пр} = k \cdot y, \quad (15)$$

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

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

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

звідки можемо дістати вираз для прогину вала:

$$y = m \cdot \omega^2 \cdot e / (k - m \cdot \omega^2). \quad (16)$$

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

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

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

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

Для схеми на рис. 11, б згинальна жорсткість вала може бути визначена, якщо записати прогин вала у вигляді:

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

Звідси маємо:

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

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

Аналіз формули (16) показує, що при $\omega < \omega_{кр}$ (дорезонансний режим обертання вала) знаки e та y однакові, що відповідає обертанню вала за схемою рис. 11, б. Якщо $\omega > \omega_{кр}$ (зарезонансний режим обертання вала), знаки при e та y протилежні. В цьому випадку при $\omega \rightarrow \infty$ $y \rightarrow -e$, тобто центр ваги (ц. в.) диска наближається до геометричної осі обертання вала (рис. 11, в). Таке явище називають *самоцентруванням вала* в закритичній області кутових швидкостей.

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

8. Проектний розрахунок валів та їхнє конструювання

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

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

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

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

Діаметр вала за умовою (21) визначають для його перерізів, у яких діє тільки крутний момент, для сталевих валів допустиме напруження беруть $[\tau] = (35..40)$ МПа. Наприклад, у конструкції вала на рис. 12, а ділянка вала діаметром d_1 зазнає тільки деформації кручення, тому значення цього діаметра попередньо можна оцінити за умовою міцності на кручення.

У деяких випадках, наприклад у конструкції проміжного вала зубчастого редуктора (рис. 12, б), немає перерізів, що зазнають тільки деформації кручення. Між опорами вал зазнає згин у всіх перерізах, а ділянка вала між зубчастими колесами додатково скручується.

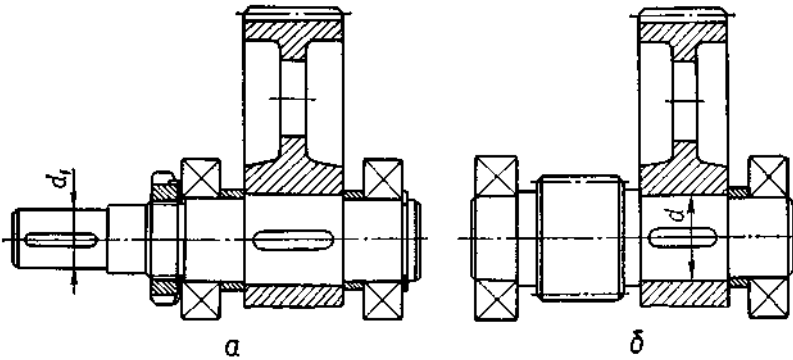


Рис. 12. Конструкції валів зубчастих передач

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

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

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

Приклади розв'язку задач

Задача 1

Для розрахунку статичної міцності осі натяжного ролика, яка не обертається та навантажена згинальним моментом, визначити допустиме напруження. Діаметр осі $d = 50$ мм, матеріал – сталь 45.

Розв'язок

1. Визначаємо допустимий коефіцієнт безпеки

$$[s] = s_1 s_2 s_3 = 1,2 \cdot 1,25 \cdot 1,2 = 2,16,$$

де $s_1 = 1,2$ – коефіцієнт, який враховує ступінь точності розрахунків (с.16, не враховані динамічні навантаження), $s_2 = 1,25$ – коефіцієнт, який враховує

однорідність механічних властивостей матеріалу; $s_3 = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності деталі.

2. Визначаємо допустиме напруження:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_T \varepsilon}{[s]} = \frac{1,2 \cdot 360 \cdot 0,84}{2,16} = 168 \text{ Н/мм}^2,$$

де $\sigma_{FT} = 1,2\sigma_T$ розрахункова межа текучості при згині;

$\sigma_T = 360 \text{ Н/мм}^2$ – межа текучості сталі 45;

$\varepsilon = 0,81$ – масштабний фактор для деталі; при $d = 50 \text{ мм}$, виготовленої з вуглецевої сталі.

Задача 2

Деталь машини діаметром $d = 60 \text{ мм}$ із наскрізним поперечним отвором $d_0 = 10 \text{ мм}$ навантажена згинальним моментом, який змінюється за симетричним циклом з постійною амплітудою. Число навантажень за термін служби $N_L = 5 \cdot 10^6$. Матеріал – сталь 40Х. Шорсткість поверхні 1,25. Межа міцності сталі $\sigma_b = 1000 \text{ Н/мм}^2$; межа витривалості при згині $\sigma_{-1F} = 360 \text{ Н/мм}^2$ (см.табл.1.2). Допустимий коефіцієнт безпеки $[s] = 1,75$. Визначити допустиме напруження.

Розв'язок

1. Визначаємо допустиме напруження для симетричного циклу за формулою:

$$[\sigma_{-1F}] = \frac{\sigma_{-1F} \beta \varepsilon}{[s] K_b} K_L.$$

2. Знаходимо значення коефіцієнтів, що входять в формулу: $\varepsilon = 0,77$ – масштабний фактор (см. рис.1.5); $\beta = 0,88$ – коефіцієнт стану поверхні $K_\sigma = 1,8$ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень при згині, для $d_0/d = 60 = \frac{10}{60} = 0,167$ та $\sigma_b = 1000 \text{ Н/мм}^2$.

3. Визначаємо коефіцієнт:

$$K_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{LE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{5 \cdot 10^6}} = 1,091,$$

де $N_0 = 10^7$ – базове число циклів навантажень; m – показник степеня кривої витривалості $m = \frac{21 \cdot 0,77 \cdot 0,88}{1,8} \approx 8$.

Підставивши знайдені значення в формулу, отримаємо:

$$[\sigma_{-1F}] = \frac{360 \cdot 0,77 \cdot 0,88}{1,75 \cdot 1,8} \cdot 1,091 = 84 \text{ Н/мм}^2.$$

Задача 3

Визначити коефіцієнт безпеки для вала $d = 60$ мм з однією шпонковою канавкою, який навантажений у небезпечному перерізі згинальним моментом $M = 1,5 \cdot 10^6$ Н·мм і крутним моментом $T = 4 \cdot 10^6$ Н·мм. Матеріал вала – сталь 40ХН (табл. 1.2, $\sigma_b = 1000$ Н/мм²; $\sigma_{-1A} = 530$ Н/мм²). Поверхня вала шліфована. Напруження згину змінюється за симетричним циклом, кручення – за пульсуючим. Термін служби $N_{LE} > N_0$.

Розв'язок

При складнонапруженому стані (згин і кручення) коефіцієнт безпеки за виразом:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}},$$

де s_σ , s_τ – коефіцієнт безпеки по згину і крученню.

2. Визначаємо коефіцієнт безпеки за нормальними напруженнями при симетричному циклі згину:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1F} \varepsilon}{K_\sigma \sigma_a} \beta.$$

Тут амплітудне та найбільше напруження циклу рівні і визначаються за формулою:

$$\sigma_{\max} = \sigma_a = \frac{M}{W} = \frac{1,5 \cdot 10^6}{18760} = 80 \text{ Н/мм}^2,$$

де $W = 18760$ мм³ – момент опору згину вала $d = 60$ мм, ослабленого шпоночним пазом.

3. Знаходимо ефективний коефіцієнт концентрації напружень для валів з однією шпоночною канавкою при згині ($\sigma_b = 1000$ Н/мм²) $K_\sigma = 2,3$; масштабний фактор $\varepsilon = 0,77$; коефіцієнт стану поверхні $\beta = 0,88$.

Тоді:

$$s_\sigma = \frac{530 \cdot 0,77 \cdot 0,88}{2,3 \cdot 80} = 1,95.$$

4. Коефіцієнт безпеки по дотичним напруженням при пульсуючому циклі напруження за формулою:

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau_a} / \varepsilon \beta + \psi_\tau \tau_m}.$$

5. За виразом визначимо амплітудне і середнє напруження:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{T}{W_p} = \frac{4 \cdot 10^6}{2 \cdot 4 \cdot 10^4} = 50 \text{ Н/мм}^2,$$

де $W_p = 4 \cdot 10^4$ мм³ – момент опору крученню вала, ослабленого шпонковим пазом.

6. Знаходимо масштабний фактор $\varepsilon = 0,77$; коефіцієнт стану поверхні $\beta = 0,88$; коефіцієнт чутливості матеріалу до асиметрії $\psi_\tau = 0,09$

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень при крученні $K_\tau = 2,2$.

7. Використовуючи наближене співвідношення:

$$\tau_{-1} = (0,5 - 0,6)\sigma_{-1F},$$

$$\text{визначаємо } \tau_{-1} = 0,55 \cdot 530 = 290 \text{ Н/мм}^2.$$

Тоді:

$$s_\tau = \frac{290}{2,2 \cdot 50 / 0,77 \cdot 0,88 + 0,09 \cdot 50} = 1,74.$$

8. Визначаємо коефіцієнт безпеки:

$$s = \frac{1,95 \cdot 1,74}{\sqrt{1,95^2 + 1,74^2}} = 1,3.$$

Для визначення міцності валу встановимо мінімально допустимий коефіцієнт безпеки за виразом:

$$s = s_1 s_2 s_3 = 1 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 1,44,$$

де $s_1 = 1$; $s_2 = 1,2$; $s_3 = 1,2$.

Таким чином, $s < [s]$ і, відповідно, міцність валу недостатня. Необхідно прийняти рішення до збільшення s .

Питання для самоперевірки

1. Назвіть мету виконання перевіркового розрахунку на статичну міцність.
2. Як класифікують вали.
3. Сформулюйте відмінності між валом та віссю.
4. Назвіть мету виконання перевіркового розрахунку на втомну міцність.
5. За якою формулою визначається діаметр вихідного кінця валу.
6. Як визначити момент опору перерізу при деформації кручення.
7. Підберіть шпонку призматичну для валу діаметром 50 мм, 20 мм.
8. Назвіть основні матеріали для виготовлення валів.
9. Основні етапи проектного розрахунку.

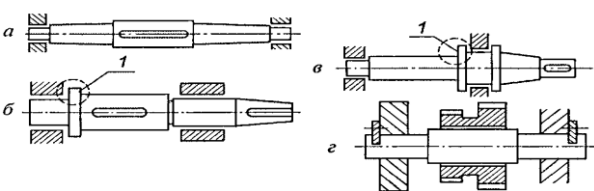
Задачі для самостійного розв'язку

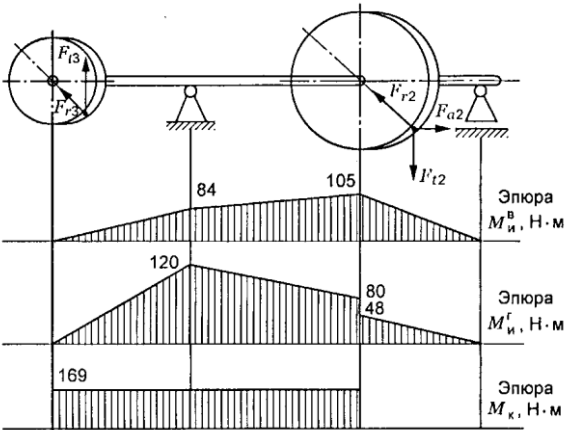
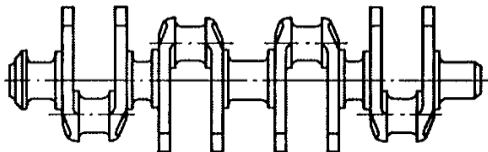
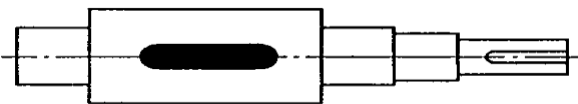
1. Визначити допустиме напруження для осі пересувного стрічкового конвеєра, яка обертається і навантажена згинальним моментом. Діаметр осі $d = 40$ мм, матеріал – сталь 50. Конвеєр переставляють рідко.
2. Визначити допустиме напруження кручення для циліндричного кінця вала редуктора, ослабленого шпоночкою канавкою. Обертальний момент змінюється в часі за асиметричним циклом у відповідності до важкого режиму навантаження згинальний момент настільки малий

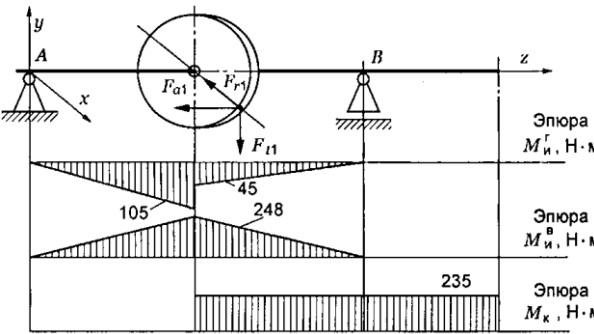
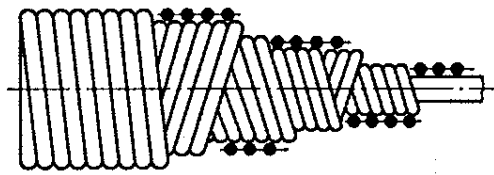
порівняно з обертальним, що ним можна знехтувати. Розрахунковий термін служби $L=15$ років, коефіцієнт використання протягом року $K_p=0,8$, коефіцієнт використання протягом доби $K_o=0,66$, частота зміни напруження $n_v=3$ цикла/хв. Матеріал вала – сталь 45, діаметр $d=85$ мм.

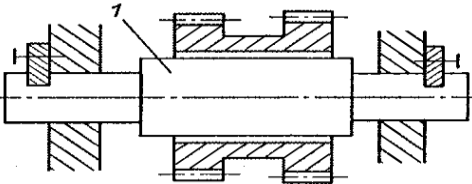
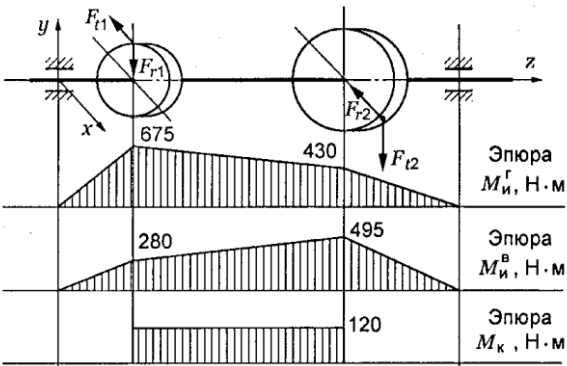
3. Круглий стержень з галтеллю $r=3$ мм, шліфований, піддається асиметричному згину Y небезпечному перерізі номінальні напруження $\sigma_{\max}=150$ Н/мм² і $\sigma_{\min}=-50$ Н/мм². Навантаження змінюється за циклограмою, що відповідає нормальному розподілу сумарне число навантажень за термін служби $N_z=5 \cdot 10^7$. Матеріал стержня – сталь 45. Визначити коефіцієнт безпеки і порівняти його з допустимим.

Тестові завдання

Питання	Відповіді	№
1. Серед зображених деталей визначити вал 	а	1
	б	2
	в	3
	г	4
2. Як називається елемент деталі 1 (див. рис. до завдання 1)?	Буртик	1
	Шийка	2
	Шпоночний паз	3
	Галтель	4
3. Яке навантаження враховується при проектному розрахунку вала?	Згинальний момент M_u	1
	Крутний момент M_k	2
	$\sqrt{M_u^2 + M_k^2}$	3
	$M_u^2 + M_k^2$	4

<p>4. Визначити максимальний момент в перерізі вала</p> 	132 $H \cdot m$	1
	146,5 $H \cdot m$	2
<p>Эпюра $M_{\text{из}}, H \cdot m$</p>	204 $H \cdot m$	3
<p>Эпюра $M_{\text{т}}, H \cdot m$</p> <p>Эпюра $M_{\text{к}}, H \cdot m$</p>	315,4 $H \cdot m$	4
<p>5. Розрахунок валів на втому при крученні розраховують по формулі $s_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a}$. Визначити τ_a якщо крутний момент на валу 1512 $H \cdot m$; полярний момент опору січення вала 42,2 cm^3</p>	70 МПа	1
	35 МПа	2
	17,5 МПа	3
якщо крутний момент на валу 1512 $H \cdot m$; полярний момент опору січення вала 42,2 cm^3	43,2 МПа	4
<p>6. Для чого використовують зображений на схемі вал</p> 	Для передачі крутного моменту вздовж своєї осі	1
	Для підтримки обертаючих деталей	2
	Для перетворення поступального руху в крутний	3
	Для передачі моменту між точками, що змінюють положення при роботі	4
<p>7. Для чого використовують виділений елемент конструкції вала?</p> 	Для осьової фіксації колеса	1
	Для центрування колеса на валу	2
	Для зручності складання	3
	Для передачі крутного моменту від вала на колесо і навпаки	4

8. Визначити діаметр вала при передачі 5,5 кВт при частоті обертання вала 750 об/хв, якщо матеріал вала – сталь; допустиме напруження кручення 16 МПа	25 мм	1
	28 мм	2
	36мм	3
	42 мм	4
9. Визначити максимальний момент в січenni вала 	269,3 Н·м	1
	357 Н·м	2
	483 Н·м	3
	588 Н·м	4
10. При перевірочному розрахунку валів на опір втоми розраховується коефіцієнт $K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}$ Що враховує в формулі коефіцієнт K_d	Концентрацію напружень в місцях вирізів	1
	Шорсткості поверхні	2
	Абсолютних розмірів	3
	Підвищення твердості	4
11. Для чого використовують зображений на схемі вал? 	Для підтримки обертальних деталей	1
	Для передачі крутного моменту вздовж своєї осі	2
	Для перетворення поступального руху в крутний	3
	Для передачі моменту між точками, що змінюють положення при роботі	4

<p>12. Вибрати формулу для розрахунку на міцність деталі 1</p> 	$\tau = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau]$ 1								
<p>13. Визначити діаметр вала для передачі крутного моменту $103 \text{ Н} \cdot \text{м}$ якщо матеріал вала – сталь, допустиме напруження 12 МПа. Використовувати стандарт нормальних лінійних розмірів</p>	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>30 мм</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>36 мм</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>45 мм</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>53 мм</td> <td>4</td> </tr> </tbody> </table>	30 мм	1	36 мм	2	45 мм	3	53 мм	4
30 мм	1								
36 мм	2								
45 мм	3								
53 мм	4								
<p>14. Визначити максимальний згинальний момент в січenni вала</p> 	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>$655 \text{ Н} \cdot \text{м}$</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>$730 \text{ Н} \cdot \text{м}$</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>$837 \text{ Н} \cdot \text{м}$</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>$955 \text{ Н} \cdot \text{м}$</td> <td>4</td> </tr> </tbody> </table>	$655 \text{ Н} \cdot \text{м}$	1	$730 \text{ Н} \cdot \text{м}$	2	$837 \text{ Н} \cdot \text{м}$	3	$955 \text{ Н} \cdot \text{м}$	4
$655 \text{ Н} \cdot \text{м}$	1								
$730 \text{ Н} \cdot \text{м}$	2								
$837 \text{ Н} \cdot \text{м}$	3								
$955 \text{ Н} \cdot \text{м}$	4								
<p>5. При проведенні перевірного розрахунку вала редуктора на витривалість необхідно визначити напруження згину. Вибрати формулу для визначення середнього σ_m і амплітудного σ_a значення напруження</p>	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>$\sigma_a = \sigma_m = \frac{M_n}{W_{oc}}$</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>$\sigma_a = \frac{M_n}{2W_{oc}}; \sigma_m = 0$</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>$\sigma_a = \frac{M_n}{W_{oc}}; \sigma_m = 0$</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>$\sigma_a = \sigma_m = \frac{M_n}{2W_{oc}}$</td> <td>4</td> </tr> </tbody> </table>	$\sigma_a = \sigma_m = \frac{M_n}{W_{oc}}$	1	$\sigma_a = \frac{M_n}{2W_{oc}}; \sigma_m = 0$	2	$\sigma_a = \frac{M_n}{W_{oc}}; \sigma_m = 0$	3	$\sigma_a = \sigma_m = \frac{M_n}{2W_{oc}}$	4
$\sigma_a = \sigma_m = \frac{M_n}{W_{oc}}$	1								
$\sigma_a = \frac{M_n}{2W_{oc}}; \sigma_m = 0$	2								
$\sigma_a = \frac{M_n}{W_{oc}}; \sigma_m = 0$	3								
$\sigma_a = \sigma_m = \frac{M_n}{2W_{oc}}$	4								

Стандартні лінійні розміри (мм): 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 60; 63; 70...

Глава 9. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Типи з'єднань та їхні основні характеристики. Загальні відомості

Призначення. Для виконання певних функцій в машині деталі контактують між собою, утворюючи рухомі та нерухомі з'єднання. (рис. 1). З'єднання можуть бути виконані без додаткових і за допомогою додаткових деталей.

Класифікація: З'єднання поділяють на рухомі та нерухомі.

Нерухомі – це з'єднання двох або декількох деталей, які в процесі роботи не виконують відносні рухи. Необхідність у використанні нерухомих з'єднань виникає у зв'язку з вимогою розділення машини на складальні одиниці, а останні на деталі для забезпечення зручної обробки, збирання, ремонту, транспортування. Нерухоме з'єднання може бути нероз'ємним і роз'ємним.

З'єднання нерухомі можна розділити на з'єднання загального призначення, з'єднання деталей, які охоплюють одна одну (вал-маточина шківів, вал-внутрішнє кільце вальниці) і деталей, які розташовані послідовно (колеса та шківів передач, вали двох агрегатів).

Роз'ємні з'єднання (шпонкові, шліцеві, клемові, різьбові та ін.) допускають розбирання з'єднання деталей без пошкодження елементів. Роз'ємні з'єднання загального призначення можуть бути конструктивні, технологічні. За принципом передачі навантаження розрізняють **з'єднання зачепленням та фрикційні**.

Нероз'ємні з'єднання (зварні, паяні, клепані та ін.) не дають змоги виконувати розбирання з'єднаних деталей без пошкодження елементів.

Рухомі з'єднання. Необхідність цього типу з'єднання визначається кінематикою машини: під час роботи деталі виконують відносні переміщення, передбачені їхнім функціональним призначенням. Заданий характер руху деталей визначає вибір конструкцій з'єднання, наприклад, для встановлення обертової деталі у нерухомій (вала у корпусі) застосовують з'єднання за допомогою вальниць. Рухомі з'єднання – роз'ємні.

Рухомі з'єднання можна розділити на пружні, постійні з'єднання деталей, які виконують відносний обертальний або поступальний рух – вальниці та напрямні ковзання та кочення, а також періодичні з'єднання обертових деталей за допомогою керованих та самокерованих муфт.

Основні характеристики з'єднань. До з'єднань ставлять вимоги: економічності, міцності, цільності, жорсткості та ін.

Міцність оцінюють коефіцієнтом міцності $\varphi_F = F_3 / F_0$ - відношення граничного навантаження з'єднання (F_3) до мінімального навантаження однієї з деталей (F_0).

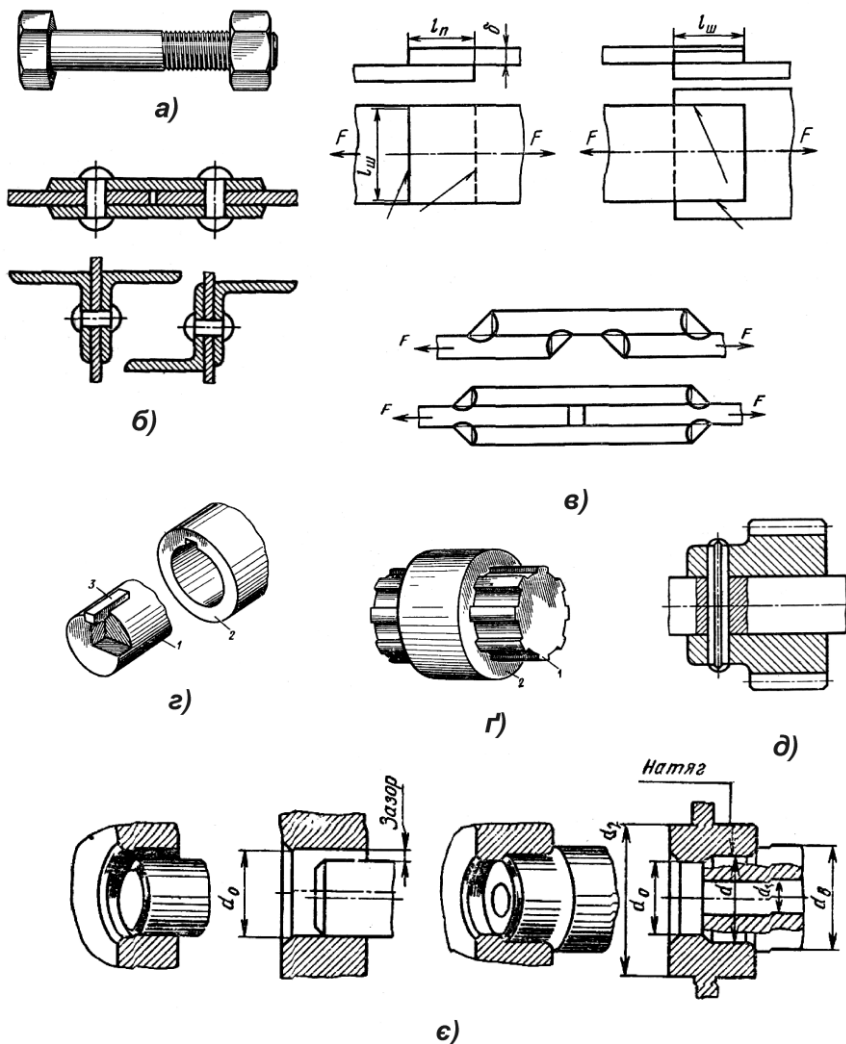


Рис. 1. З'єднання деталей машин:
 а) різьбове, б) заклепкове, в) зварне, г) шпонкове, д) шлицеве,
 е) штифтове, є) з'єднання з натягом

Суттєвою характеристикою з'єднання є нерівномірність розподілу навантаження та напруг між його елементами.

У багатьох випадках щільність (герметичність) з'єднань – труб, апаратів, які містять рідину та газу, циліндрів і штоків є головною характеристикою їхньої роботоздатності. Характеристикою щільності з'єднання є коефіцієнт щільності.

Основні типи з'єднань повинні задовольняти таким вимогам:

- а) конструкція з'єднання не повинна призвести до зменшення міцності деталей, які входять до його складу;
- б) забезпечення рівномірності (навантажувальна здатність не повинна бути меншою за навантажувальну здатність деталей з'єднання);
- в) забезпечення зрівноваженості та точності відносного розташування деталей з'єднання;
- г) забезпечення зручності збирання та розбирання (для роз'ємних з'єднань);
- д) забезпечення технологічності;
- е) забезпечення взаємозаміни деталей у з'єднанні;
- є) забезпечення простоти конструкції.

Різьбові з'єднання

Різьбові з'єднання виконують за допомогою кріпильних деталей-прогоничів, гвинтів, шпильок, різьбових муфт. Основним елементом різьбового з'єднання є *різь* – виступи, утворені на основній поверхні гвинтів або мутр і розташовані по гвинтовій лінії.

За формою основної поверхні розрізняють різь циліндричну та конічну.

За формою профілю розрізняють різі трикутні, прямокутні, трапецеподібні, круглі.

За напрямком гвинтової лінії розрізняють ліву та праву різі.

За числом заходів – одно-, багатозаходні різі.

Форма і розміри профілю різі характеризуються (рис.2.а): кроком різі p , висотою теоретичного профіля H , робочою висотою профілю h , кутом профілю α , зовнішнім діаметром d , внутрішнім діаметром d_1 , середнім діаметром d_2 , кутом підйому різі Ψ (рис. 2,б)

Основні типи різей

За призначенням розрізняють різі кріпильні та різі для гвинтових механізмів (для передачі руху). До кріпильних відносять: метричну (рис. 3, а), трубну (рис. 3, б); круглу (рис. 3, в). Різі для передачі руху: прямокутна, трапецеподібна симетрична, трапецеподібна несиметрична (упорна) (рис. 3, г – д).

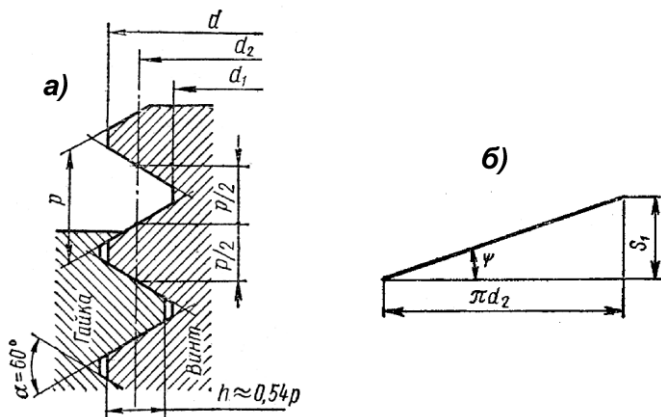


Рис. 2. Параметри різі

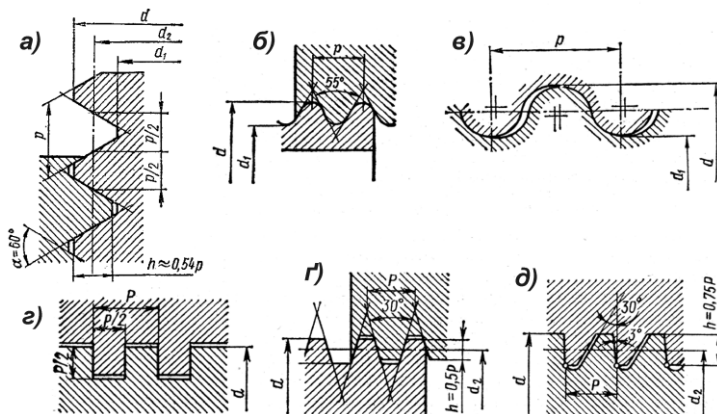


Рис. 3

Метрична різь – основна кріпильна різь. Має трикутний профіль з кутом $\alpha = 60^0$; буває з крупним і дрібним кроком. Метричну різь з крупним кроком ($p = 1 \div 6$ мм) застосовують при діаметрах $d = 1 \div 68$ мм. Ця різь, у незначній мірі, чутлива до спрацьовування та похибок виготовлення. Метричну різь з дрібним кроком ($p = 0,5 \div 1,5$ мм) використовують у з'єднаннях, які працюють при динамічних навантаженнях, схильних до самовідгвинчування, а також для виготовлення тонкостінних різьбових деталей (авіація, точна механіка, радіотехніка).

Трубна (дюймова) різь характеризується трикутним профілем з кутом $\alpha = 55^0$. Ця різь виконується без зазорів по виступах та западинах і з заокругленнями профілю. Діаметр різі заміряють у дюймах. Застосовують трубну різь для герметичного з'єднання труб і арматури (маслянки, штуцера). Високу щільність з'єднання дає конічна трубна різь.

Круглу різь застосовують для різьбових з'єднань, які несуть великі динамічні навантаження; з'єднань, які працюють у забрудненому середовищі з частим відгвинчуванням та загвинчуванням (пожежна арматура), а також у тонкостінних виробках, що вимагають герметичності. Цю різь зручно виготовляти способом відливки (з чавуну, скла, пластмас), а також видавлюванням на тонкостінних деталях.

Різь **прямокутна** не стандартизована та застосовується рідко.

Трапецеподібна різь виготовляється з симетричним і несиметричним профілями. Симетричну різь використовують для передачі реверсивного руху під навантаженням. Несиметричну – для одностороннього під навантаженням.

Залежність між моментом, прикладеним до мутри, та осьювою силою гвинта

Розглянемо гвинт, який навантажений осьювою силою F (рис. 4). Для загвинчування мутри до ключа необхідно прикласти момент $T_{загв.}$, а до стрижня гвинта реактивний момент T_p , який утримує стрижень від обертання. При цьому можна записати:

$$T_{загв.} = T_T + T_p, \quad (1)$$

де T_T – момент сил тертя на опорному торці мутри; T_p – момент сил у різі.

$$T_p = Ff \left(\frac{D_{сер}}{2} \right); \quad D_{сер} - \text{середній діаметр торця мутри, який визначаємо за}$$

формулою $D_{сер} = \frac{D_1 + d_{омс}}{2}$, де D_1 – зовнішній діаметр опорного торця мутри; $d_{омс}$ – діаметр отвору під гвинт; f – коефіцієнт тертя на торці. Момент сил у різі визначимо, розглядаючи мутру як повзун (рис. 5, а)

$$T_p = 0.5 F \cdot d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (2)$$

де F – осьова сила, ψ – кут підйому різі, φ – кут тертя в різі, d_2 – середній діаметр різі.

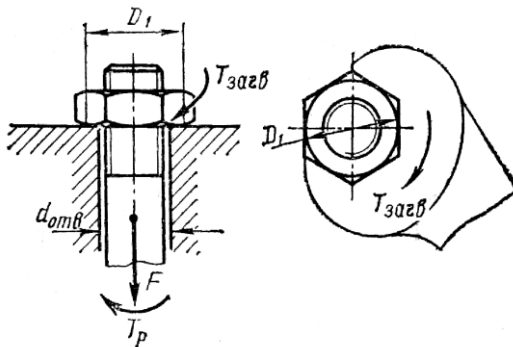


Рис. 4

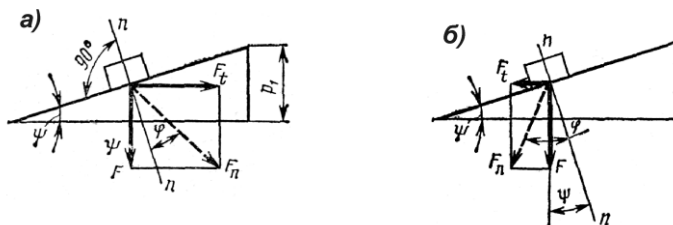


Рис. 5

Підставивши вирази для моментів у рівняння (1), отримаємо:

$$T_{загв} = F \cdot d_2 \left[\left(\frac{D_{cep}}{d_2} \right) \cdot f + tg(\psi + \varphi) \right]. \quad (3)$$

Момент відгвинчування з урахуванням тертя на торці муфти за аналогією до формули (3):

$$T_{відгв.} = 0,5 F d_2 \left[\left(D_{cep} / d_2 \right) \cdot f + tg(\varphi - \psi) \right]. \quad (4)$$

Умова самогальмування. ККД гвинтової пари. Умова самогальмування лише в різі без урахування тертя на торці муфти: $\psi < \varphi$. Всі кріпильні різі – самогальмівні. Для цих різей $\psi = 2^{\circ} 30' \dots 3^{\circ} 30'$, а кут тертя $\varphi \approx 6^{\circ} \dots 16^{\circ}$. Ходові різі виконують як самогальмівними, так й несамогальмівними.

Враховуючи втрати лише в різі ($T_T = 0$), знайдемо ККД у гвинтовій парі

$$\eta = tg\psi / (\psi + \varphi). \quad (5)$$

У самогальмівній парі, де $\psi < \varphi$, $\eta < 0,5$ ККД зростає зі збільшенням ψ і зменшенням φ .

Для збільшення кута підйому різі ψ у гвинтових механізмах застосовують багатозаходні різі.

Розрахунок на міцність стрижня гвинта (прогонича) при різних випадках навантаження

Стрижень гвинта навантажений лише зовнішньою розтягуючою силою (рис. 6).

Площу небезпечного перерізу оцінюють приблизно за внутрішнім діаметром d_1 різі.

Умова міцності за напругами розтягу у стрижні:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2} \leq [\sigma], \quad (6)$$

де $\frac{\pi d_1^2}{4}$ – площа поперечного перерізу гвинта.

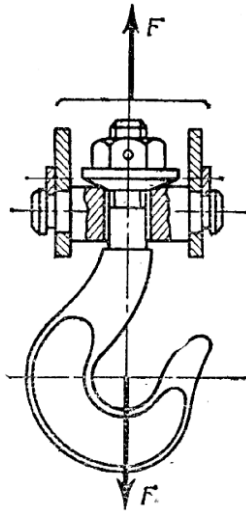


Рис. 6

Прогонич затягнутий, зовнішнє навантаження відсутнє

Прикладом є прогоничі для кріплення ненавантажених герметичних кришок та люків корпусів машин (рис. 7). Стрижень прогонича розтягується осьовою силою $F_{зат}$, яка виникає від затягування прогонича.

Напруга розтягу від сили $F_{зат}$:

$$\sigma = \frac{F_{зат}}{(\pi / 4) \cdot d_1^2}. \quad (7)$$

Напруга кручення від дії моменту T_p :

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{0,5F_{зат} \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{0,2d_1^3}. \quad (8)$$

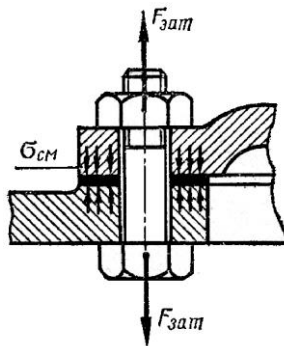


Рис. 7

Міцність прогонича визначається за еквівалентною напругою:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (9)$$

Для стандартних метричних різей $\sigma_{екв} \approx 1,3\sigma$, тому міцність прогоничів за спрощеною формулою визначається:

$$\sigma_{екв} = 1,3F_{зам} / \left[\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot d_1^2 \right] \leq [\sigma]. \quad (10)$$

З'єднання навантажене силами, що зсувають деталі у стику (рис. 8).

Умова надійності цього з'єднання – це відсутність зсуву деталей в стику. Розглянемо два варіанти.

1. Прогонич поставлено без зазору (рис. 8, а). Проводячи розрахунок міцності з'єднання не враховують сили тертя в стику, так як затягування прогонича необов'язкове.

Умова міцності за напругами зрізу:

$$\tau = \frac{F}{\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot d^2 \cdot i} \leq [\tau], \quad (11)$$

де i – число площин зрізу (на рис. 8, а $i = 2$).

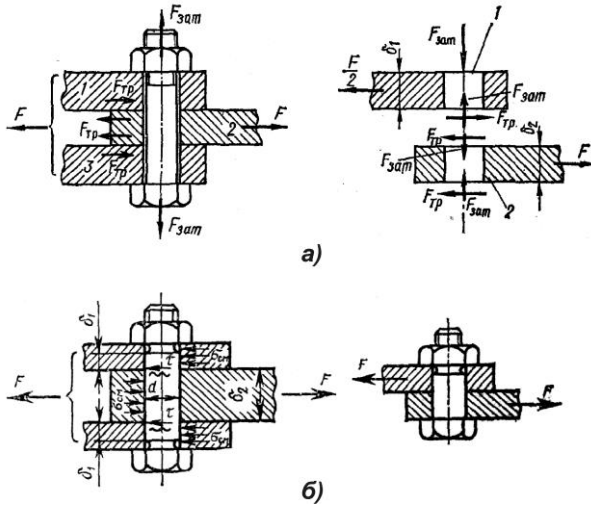


Рис. 8

Напруги змину визначаються:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{d\delta_2} \leq [\sigma_{зм}], \text{ для середньої деталі,}$$

$$\text{а для крайньої деталі: } \sigma_{зм} = \frac{F}{2b,d} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (12)$$

де δ_1, δ_2 – товщина деталей.

2. Прогонич поставлено з проміжком (рис.8б). Зовнішнє навантаження F зрівноважують сили тертя в стикі, які утворюються від затягування прогонича. Умова відсутності зсуву деталей

$$F \leq F_{тер} = iF_{зам} f, \quad (12)$$

$$\text{або} \quad F_{зам} = KF/(if),$$

де i – число площин стику деталей; f – коефіцієнт тертя в стикі; K – коефіцієнт запасу ($K = 1,3 \dots 1,5$ при статичному навантаженні, $K = 1,8 \dots 2$ – при змінному).

Прогонич затягнутий, зовнішнє навантаження розкриває стик деталей. Прикладом є прогонич для кріплення кришок резервуарів, навантажених тиском p рідини або газу (рис. 9). Затяжка прогоничів повинне забезпечити герметичність з'єднання або нерозкриття стику є під навантаженням.

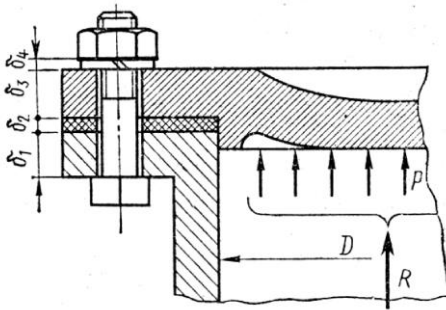


Рис. 9

Для даного випадку визначають:

а) розрахункове сумарне навантаження на прогонич

$$F_p = F_{зам.} + \chi F, \quad (13)$$

б) приріст навантаження на прогонич

$$F_n = \chi F \quad (14)$$

в) залишкове затягування стику від одного прогонича

$$F_{ст.} = F_{зам.} - (1 - \chi) F, \quad (15)$$

де χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження. $F_{зам} = K_{зам} * F$, де $K_{зам}$ – коефіцієнт затяжки ($K_{зам} = 2,5 \dots 4$), F – зовнішнє навантаження з'єднання, що припадає на один прогонич.

Розрахунок з'єднань, які містять групу прогоничів

Розрахунок базується на визначенні навантаження для найбільш навантаженого прогонича. Далі розраховують міцність цього прогонича за формулами одного з вище розглянутих випадків.

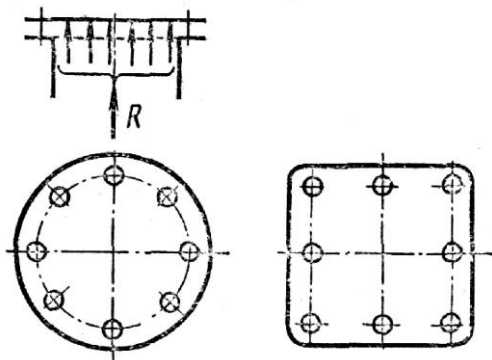


Рис. 10

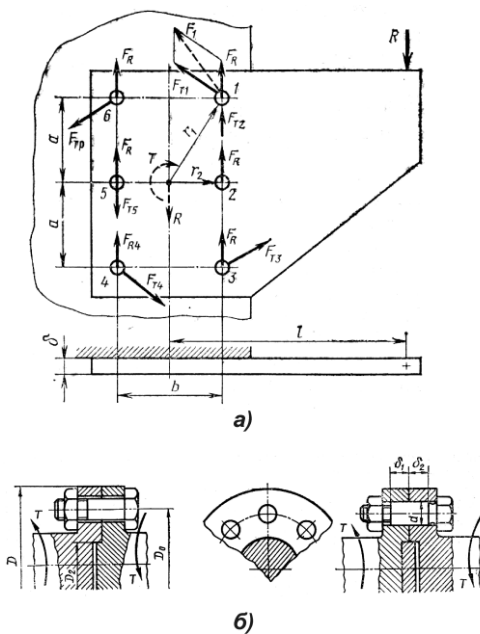


Рис. 11

Розрізняють три характерних випадки розрахунку з'єднань, що містять групу прогоничів:

- 1) рівнодіюче навантаження з'єднання перпендикулярне площині стику та проходить через центр ваги (рис. 10);
- 2) навантаження з'єднання зсуває деталі в стик (рис. 11);
- 3) навантаження з'єднання розкриває стик деталей (рис. 12).

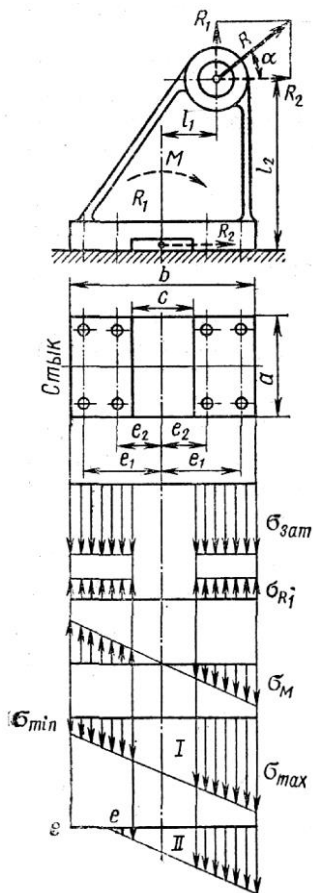


Рис. 12

Випадок 1. Рівнодіюче навантаження з'єднання перпендикулярне площині стику та проходить через центр ваги. Цей випадок характерний для з'єднань круглих та прямокутних кришок прогоничами, кришки навантажені тиском рідини або газу.

Зовнішнє навантаження на один прогонич:

$$F = \frac{R}{z}, \quad (16)$$

де z – число прогоничів. Розрахункове навантаження визначаємо за формулами:

$$F_p = F_{зам} = \lambda F \quad \text{та} \quad F_{зам} = K_{зам} \cdot F,$$

де $K_{зам}$ – коефіцієнт затяжки ($K_{зам}=1,25\dots 2$)

Випадок 2. Навантаження з'єднання зсуває деталі в стик. Розглянемо на прикладі кріплення кронштейна до плити (рис. 11). Порядок розрахунку:

1. Силу R замінємо такою ж силою, що прикладена в центрі ваги стиків і моментом $T = R \cdot l$. Навантаження від сили R розподіляється по прогоничам рівномірно.
2. Визначаємо навантаження на один прогонич від дії сили R : $F_p = \frac{R}{z}$.
3. Визначаємо навантаження на прогонич від дії моменту M .
4. Визначаємо сумарне навантаження кожного прогонича. Найбільше приймають за розрахункове. ($F_{\max} = F_p$).

У конструкції прогоничі можуть бути поставлені з зазором і без зазору. Якщо прогонич поставлено без зазору, його міцність розраховується за напруженнями зрізу та зминання [формули (11) та (12)]. Якщо ж прогонич поставлено з зазором визначаємо величину потрібної затяжки:

$$F_{\text{зам}} = \frac{KF_{\max}}{f}, \quad (17)$$

де $K = 1,3 \dots 2$ – коефіцієнт запасу; F_{\max} – сила, що припадає на один прогонич.

Міцність прогоничів розраховуємо за формулою (9).

У якості другого прикладу розрахунку групи прогоничів при наявності зсуваючої сили розглянемо фланцеве з'єднання валів (рис. 11, б). Для прогоничів, що поставлені без зазору, розрахункове навантаження одного прогонича визначиться: $F = \frac{2T}{zD_0}$. Для прогоничів, поставлених із зазором:

$F = \frac{2KT}{zD_0f}$. У даних формулах: D_0 – діаметр розташування центрів прогоничів.

Випадок 3. Навантаження з'єднання розкриває стик деталей. Цей випадок розглянемо на прикладі кронштейна, який кріпиться до основи за допомогою прогоничів.

Порядок розв'язку: 1. Розкладаємо зовнішню силу R на складові R_1 і R_2 . Дію цих складових замінємо дією сил R_1 і R_2 , які прикладені в центрі стиків, та дією моменту:

$$M = R_2 l_2 - R_1 l_1. \quad (18)$$

2. Виконуємо розрахунок з умови нерозкриття стиків:

$$\sigma_{\text{зам}} = F_{\text{зам}} \cdot \frac{z}{A_{\text{см}}}, \quad (19)$$

де z – число прогоничів, $A_{\text{см}}$ – площа стиків. Це напруження затяжки зменшиться на величину: $\sigma_{R_1} \approx \frac{R_1}{A_{\text{см}}}$.

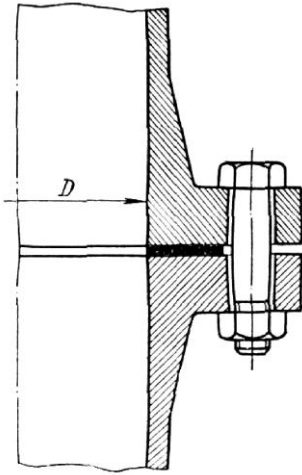


Рис. 13

У перерізі також діють напруження від згинаючого моменту: $\sigma_M \approx \frac{M}{W_{cm}}$, де W_{cm} – момент опору згину площі стику.

3. Визначаємо сумарну напруження в стикі:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{зат}} + \sigma_{R_1} + \sigma_M, \quad (20)$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_{R_1} - \sigma_M.$$

Якщо $\sigma_{\text{зат}} > \sigma_{R_1} + \sigma_M$ – стик не розривається.

4. Визначаємо:

$$\sigma_{\text{зат}} = K(\sigma_{R_1} + \sigma_M) \quad (21)$$

5. Знаходимо зусилля затяжки за (19).

Задача №1

Підібрати прогоничі зі сталі *Ст 4* для фланцевого з'єднання паропроводу (рис. 13), якщо: тиск пари в паропроводі $p = 15 \text{ ат} = 15 \cdot 9,81 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}$, внутрішній діаметр паропроводу $D = 300 \text{ мм}$, кількість прогоничів $z = 12$.

Розв'язок

У подібних конструкціях прогоничі повинні бути попередньо (під час монтажу) досить сильно затягнуті, щоб при дії робочого навантаження не порушилась герметичність стику.

1. Визначаємо сумарну силу затягування, що сприймається прогоничами:

$$F_{\text{зат}} = \frac{p\pi D^2}{4} = \frac{15 \cdot 9,81 \cdot 10^{-2} \cdot \pi \cdot 300^2}{4} = 104 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

2. Допустиме напруження для прогоничів із сталі *Ст 4* при $\sigma_T = 250 \text{ МПа}$:

$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n]}$, де σ_T – межа текучості для заданого матеріалу; $[n]$ – коефіцієнт

запасу міцності матеріалу, $[n] = 2$. Маємо: $[\sigma_p] = \frac{250}{2} = 125 \text{ МПа}$.

3. Скористаємося формулою, яка описує умову міцності з'єднань прогоничами, що навантажені осьовою силою та забезпечують геометричність з'єднання:

$$\sigma_p = \frac{4K_{зам} \cdot KF_{зам}}{z\pi d_p^2} \leq [\sigma_p]$$

де $K_{зам}$ – коефіцієнт затяжки $K_{зам} = 1,3$;

K – коефіцієнт навантаження, $K = 1,45.. 2,3$ приймаємо $K = 2,2$.

$F_{зам}$ – сила затяжки (див. вище);

z – кількість прогоничів ($z = 12$);

d_p – розрахунковий діаметр прогонича, $d_p \approx d \cdot 0,9p$.

Розрахунковий діаметр прогонича:

$$d_1 = d_p \geq \sqrt{\frac{4K_{зам} \cdot K \cdot F_3}{z \cdot \pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 2,2 \cdot 104 \cdot 10^3}{12 \cdot \pi \cdot 125 \cdot 10^6}} = \sqrt{253 \cdot 10^{-3}} = 15,9 \text{ мм.}$$

За стандартом приймаємо прогонич М20, для якого $d = 20 \text{ мм}$;
 $d_1 = 17,294 \text{ мм}$, крок $P = 2,5 \text{ мм}$.

Задача №2

Розрахувати прогоничі, якими стійка кріпиться до плити (рис. 14), якщо відомо: $F = 17 \text{ кН}$; $a = 420 \text{ мм}$; $b = 80 \text{ мм}$.

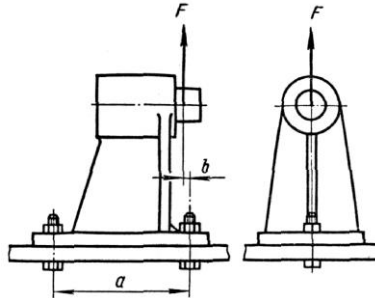


Рис. 14

Розв'язок

Приймаємо ширину основи стояка $B = 0,5 a = 210 \text{ мм}$; число прогоничів $z = 2$. Навантаження прикладене асиметрично та розкриває стик. Розрахунок прогоничів виконуємо з умови нерозкриття стик. Момент відносно центра ваги стик:

$$M = F \left(\frac{a}{2} - b \right) = 17 \cdot 10^3 \left(\frac{420}{2} - 80 \right) = 2210 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Рахуємо, що напруги згину від сили затяжки та розтягу від сили F розподіляються рівномірно по всій площині стик. Зусилля у прогоничах від зовнішньої сили F :

$$N = \frac{F}{z} = \frac{17}{2} = 8,5 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Зусилля у прогоничах від моменту:

$$F_m = \frac{M \cdot \ell_{\max}}{\sum \ell_i^2} = \frac{2210 \cdot 10^3 \cdot 210}{210^2 + 210^2} = 5262H.$$

Тоді розрахункове навантаження, що діє на найбільш навантажений прогонич, визначиться:

$$F_p = 1,3F_3 + \chi(F_m + N),$$

де $\chi = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт зовнішнього навантаження; прийmemo $\chi = 0,25$, $F_{зам}$ – необхідна сила затяжки з умови нерозкриття стику

$$F_{зам} = \frac{\sigma_{зам} \cdot A_{см}}{z} = K \left(\frac{M}{W_{см}} + \frac{F}{A_{см}} \right) \cdot \frac{A_{см}}{z},$$

де $A_{см} = a \cdot b$ – площа основи стояка;

$W_{см} = \frac{B \cdot a^2}{b}$ – момент опору стику;

$K = 1,3 \dots 2$ – коефіцієнт запасу. Приймаємо $K = 1,5$. Маємо:

$$\begin{aligned} F_{зам} &= K \left(\frac{6M}{Ba^2} + \frac{F}{ab} \right) \frac{ab}{z} = k \left(\frac{6M}{a} + F \right) : z = \\ &= 1,5 \left(\frac{6 \cdot 221 \cdot 10^4}{420} + 17 \cdot 10^3 \right) : 2 = 36428H. \end{aligned}$$

Тоді розрахункове навантаження:

$$F_p = 1,3 \cdot 36428 + 0,25(5262 + 8500) = 39868 H.$$

Приймаємо для прогоничів сталь $Ст3$, для якої $\sigma_m = 220 \text{ Мпа}$, [8], стор. 33, табл. 2.5. Приймаємо коефіцієнт запасу $[n] = 3$. Тоді допустима напруга матеріалу прогонича:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_m}{[n]} = \frac{220}{3} = 73,3 \text{ МПа}.$$

Внутрішній діаметр прогонича (різи):

$$d_1 = 1,13 \sqrt{\frac{F_p}{[\sigma_p]}} = 1,13 \sqrt{\frac{39868}{73,3}} = 26,35 \text{ мм}.$$

За ГОСТ 8724 – 81 приймаємо різь $M30 \times 2$, для якої $d_1 = 27,835 \text{ мм}$; крок $P = 2 \text{ мм}$.

Задача №3

Розрахувати клекове прогоничеве з'єднання, яке б забезпечило передачу крутного моменту з важеля після прикладання до його кінця сили F на вал діаметром D . Відомо, що $D = 50 \text{ мм}$; $f = 0,2$ – коефіцієнт тертя; $F = 900 \text{ Н}$; $a = 580 \text{ мм}$.

Розв'язок

Клемовий важіль виконаний з роз'ємною маточиною (рис. 15). Для того, щоб запобігти повороту важеля, необхідно так притиснути клеми до валу силою F_n , щоб виникли сили тертя $f \cdot F_n$. $f \cdot F_n \cdot D \geq F \cdot a$. З рис. 15 видно, що

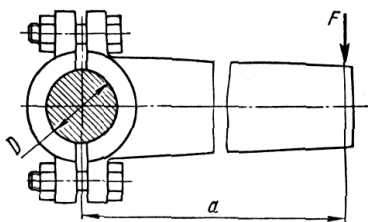


Рис. 15

сумарна сила зтяжки прогоничів
 $F_{зам} \cdot z = F_n$. Приймаємо число
 прогоничів $z = 2$. Тоді:

$$f \cdot F_{зам} \cdot z \cdot D = K \cdot F \cdot a. \quad (1)$$

Внутрішній діаметр різи
 визначиться:

$$d_1 = 1.3 \sqrt{\frac{F_{зам}}{f \cdot z \cdot D}}. \quad (2)$$

Прийемо для прогоничів
 матеріал Ст3 з межею текучості
 $\sigma_T = 220 \text{ МПа}$.

Допустимий коефіцієнт запасу міцності для зтягнутих прогоничів із
 вуглецевої сталі 1,5...2,2. Прийемо $[s] = 2,0$. Допустимі напруження
 розтягу:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]} = \frac{220}{2} = 110 \text{ МПа}.$$

Підставляємо це значення в формулу (2), маємо:

$$d_1 = 1.3 \sqrt{\frac{K \cdot F \cdot a}{f \cdot z \cdot D \cdot [\sigma_p]}} = 1.3 \sqrt{\frac{2 \cdot 900 \cdot 580}{0.2 \cdot 2 \cdot 50 \cdot 110}} = 28.3 \text{ мм}$$

Прийемо різь метричну М33 з кроком $P = 3,5 \text{ мм}$, у якої
 $d_1 = 29.21 \text{ мм}$ (значення приймаємо більше за отримане в розрахунках).

Зварні з'єднання

Переваги, недоліки, застосування. У сучасному машинобудуванні і будівництві великого поширення набули нероз'ємні з'єднання, які здійснюють за допомогою зварювання (рис. 16).

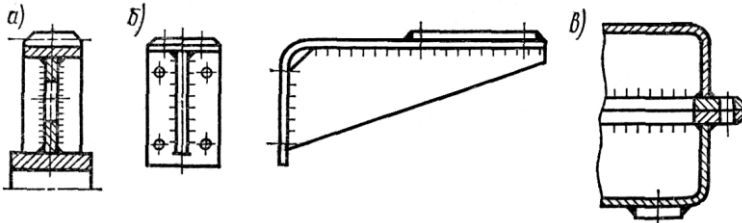


Рис. 16

Зварювання – технологічний процес утворення нероз'ємного з'єднання деталей і складальних одиниць за допомогою місцевого сплавлення або деформування з метою утворення міцних зв'язків між їхніми атомами та молекулами.

Є понад 60 методів зварювання, які поділяються на дві основні групи: зварювання плавленням (газове, аргонно-дугове, височастотне, дугове та ін.) і зварювання пластичним деформуванням (холодне, газопресове, контактне та ін.).

Застосовують і інші види зварювання: електрошлакове, атомно-водневе, дифузне, ультразвукове, та ін.

Переваги

1. Економія матеріалу (зварні конструкції в середньому, легші від клепанних на 20...25%).
2. Щільність і непроникність з'єднань.
3. Можливість з'єднувати деталі будь-яких криволінійних профілів довільної товщини.
4. Трудомісткість зварювального з'єднання значно менше від заклепкового.
5. Вартість малосерійних зварних конструкцій приблизно в два рази нижча від вартості сталю литва або поковок.
6. Безшумність технологічного процесу зварювання і можливість автоматизації його.

Недоліки

1. Складність перевірки якості шва.
2. Можливість порушення фізико-хімічних властивостей з'єднаних деталей у зоні зварювання.
3. Висока концентрація напруг у зоні зварювальних швів.
4. Концентрація напруг знижує міцність з'єднання, особливо при ударних і вібраційних навантаженнях.

Основні види зварних з'єднань і типи швів.

Стикове з'єднання (рис. 17, а, б) двох деталей, розташованих в одній площині, є найраціональнішим видом зварного з'єднання. Характеризується високою міцністю (при всіх видах навантажень) і практично необмеженою товщиною з'єднувальних деталей виробу.

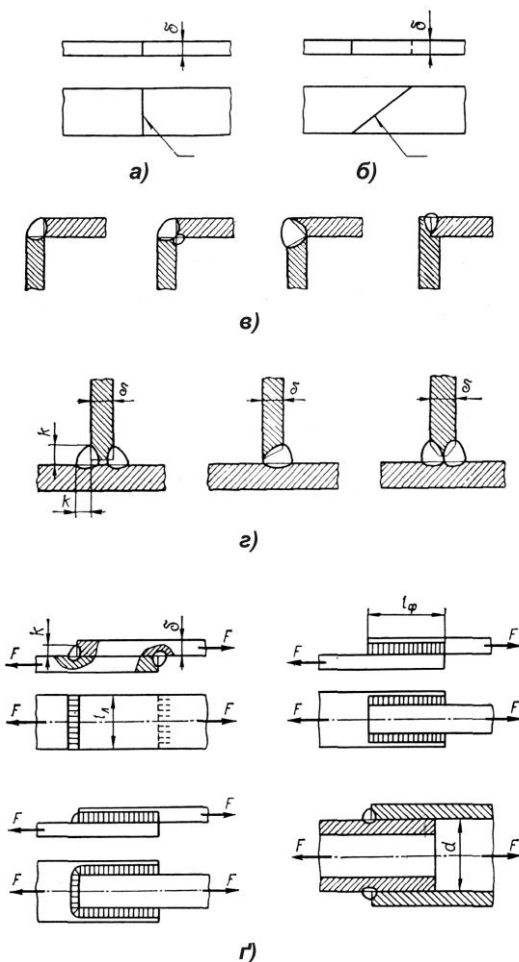


Рис. 17. Зварні з'єднання:

а, б – стикові, в – кутові, г – таврові, д – напускні

Кутове з'єднання (рис. 17, в) двох деталей, розташованих під будь-яким кутом (найчастіше 90°) і зварених у місці примикання їх країв, застосовують для виготовлення захисних засобів, тари, та інших виробів, деталі яких сприймають невеликі навантаження.

Таврове з'єднання – це зварне з'єднання, в якому до бічної поверхні однієї деталі виробу примикає під кутом і приварена торцем інша деталь (рис. 17, г). Характеризуються ці з'єднання простотою виконання й економічною витратою матеріалу.

У **напусткових** з'єднаннях з'єднувані деталі розташовані паралельно і частково перекривають одна одну (рис. 17, г).

Зварні шви утворюються в результаті кристалізації металу зварювальної ванни. Вони поділяються за такими ознаками: за протяжністю – неперервні і переривчасті; за положенням у просторі – на нижні, горизонтальні, вертикальні і стельові (рис. 18, а); за зовнішньою формою – на опуклі, плоскі і угнуті (рис. 18, б).

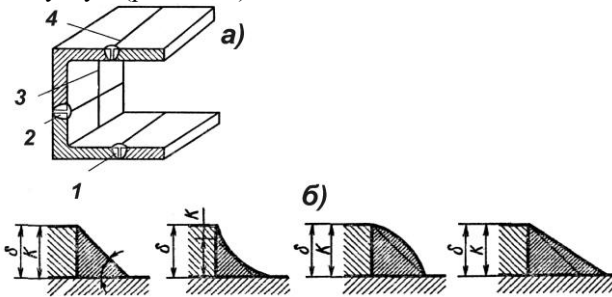


Рис. 18. Зварні шви. На схемі а: 1 – шов нижній, 2 – горизонтальний, 3 – вертикальний, 4 – стельовий

Залежно від напрямку валика шва і сили F , що діє на деталь напусткового з'єднання, умовно прийнято називати шви: **лобовими** – при перпендикулярному розташуванні сили F і валика шва (рис. 19, а), **фланговими** – при паралельному розташуванні валика шва і сили F (рис. 19, б) та комбінованими (рис. 19, в).

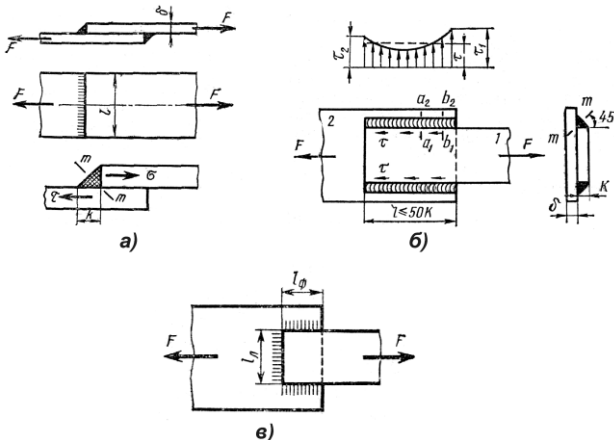


Рис. 19. Види напусткових з'єднань

Розрахунок зварних з'єднань

Стикові з'єднання розраховують лише за нормальними напруженнями розтягу (стиску):

$$\sigma_{p(c)} = \frac{F}{\ell \delta} \leq [\sigma'_{p(c)}], \quad (22)$$

де F – сила, що розтягує або стискує з'єднання; ℓ – довжина шва (рис. 20); δ – товщина з'єднувальних деталей; $[\sigma'_{p(c)}]$ – допустиме напруження розтягу (стиску) зварного шва.

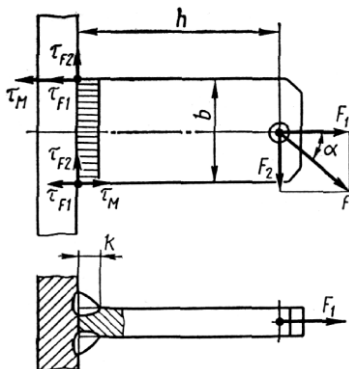


Рис. 20

Для напусткових з'єднань рівняння міцності шва має вигляд:

$$\tau_{zp} = \frac{F}{A_{zp}} = \frac{F}{0,7k \cdot l} \leq [\tau_{zp}], \quad (23)$$

де l – сумарна довжина шва; k – катет шва (рис. 18); A_{zp} – площа розрахункового (небезпечного) перерізу.

Для з'єднань із кількома швами за розмір l беруть сумарну довжину швів, наприклад для з'єднання комбінованими швами (рис. 19, в) $l = 2l_{\phi} + l_{\lambda}$, тут l_{λ} – довжина лобового, а l_{ϕ} – довжина флангового швів.

Міцність таврових з'єднань, здійснених кутовими зварними швами без підготовки кромки, оцінюють за напруженнями зрізу в зварних швах. Згідно з схемою навантаження (рис. 20) максимальне напруження зрізу виникає в точках кінців шва і дорівнює:

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\tau_{F_1} + \tau_{F_M})^2 + \tau_{F_2}^2} \leq [\tau]', \quad (24)$$

де $\tau_{F_1} = \frac{F_1}{2 \cdot 0,7kb}$; $\tau_{F_M} = \frac{M}{2W_0} = \frac{3M}{0,7kb^2}$; $\tau_{F_2} = \frac{F_2}{2 \cdot 0,7kb}$ – напруження зрізу від дії відповідних навантажень.

$W_0 = \frac{0.7kb^2}{6}$ – осьовий момент опору перерізу одного шва в площині його руйнування.

Задача №1

Розрахувати шов, що з'єднає два листи завтовшки $\delta = 8 \text{ мм}$ із сталі Ст3. Рис.(21), якщо $F = 50 \text{ кН}$. Зварювання ручне електродом E42.

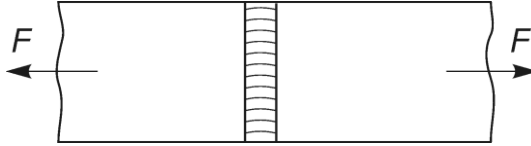


Рис. 21

Розв'язок

1. Визначаємо допустиме напруження розтягу основного металу, прийнявши для Ст.3 $\sigma_T = 225 \text{ МПа}$ і потрібний коефіцієнт запасу міцності $[n] = 1,4$, дістанемо:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{200}{1,4} \approx 140 \text{ МПа}.$$

2. За допомогою табл. 3.1 [1], стор. 9 визначаємо допустиме напруження шва при розтягу

$$[\sigma'_p] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 140 = 84 \text{ МПа}.$$

1.3 рівняння міцності $\sigma_p F / l \delta \leq [\sigma'_p]$ дістанемо:

$$l \geq F / (\delta [\sigma'_p]) = 50 \cdot 10^3 / (8 \cdot 10^{-3} \cdot 84 \cdot 10^6) = 74,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Додаємо (5...10) мм можливий непровар на початку і кратер у кінці шва, приймаємо $l = 85 \text{ мм}$.

Задача №2

Розрахувати лобовий шов (рис. 22) що з'єднає два листи завтовшки $\delta = 8 \text{ мм}$ зі сталі Ст3. Розтягуюча сила $F = 100 \text{ кН}$. Зварювання ручне електродом Э42. У розрахунках прийняти: коефіцієнт запасу міцності $[n] = 1,45$.

Розв'язок

1. Допустиме напруження розтягу основного металу:

$$[\sigma_p] = \frac{[\sigma_T]}{[n]},$$

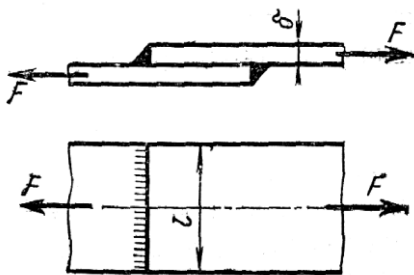


Рис.

де $[\sigma_r]$ – межа текучості для Ст. 3,

$$[\sigma_r] = 200 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_p] = 200/1,45 = 137,9 \text{ МПа.}$$

2. Допустиме напруження шва при зрізі:

$$[\tau_{зр}]_e = 0,6 [\sigma_p] = 0,6 \cdot 137,9 = 82,7 \text{ МПа.}$$

3. З рівняння міцності:

$$\tau_{зр} = F / (2 \cdot 0,7kl) \leq [\tau_{зр}]',$$

приймаючи $k = \delta = 8 \text{ мм}$,

дістаємо

$$l \geq F / (1,4 k [\tau_{зр}]') =$$

$$= 100 \cdot 10^3 / 1,4 \cdot 8 \cdot 82,7 = 107,9 \approx 108 \text{ мм.}$$

Враховуючи можливість технологічних дефектів зварювання приймаємо:

$$l' = l + 5 \text{ мм} = 113 \text{ мм.}$$

Задача №3

Розрахувати зварний металевий кронштейн, який являє собою стикове з'єднання двох труб із зовнішнім діаметром $D = 114 \text{ мм}$. З'єднання знаходиться під дією осевого розтягуючого навантаження $F = 0,2 \text{ МН}$ (рис. 23). Матеріал труб – сталь Ст 3, для якої $[\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$.

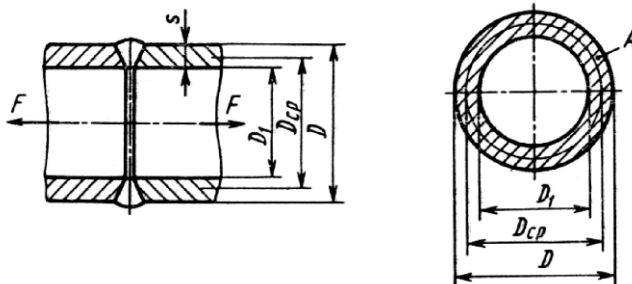


Рис. 23

Розв'язок

1. З умови міцності на розтяг:

$$[\sigma_p] = F / (\pi D_{\text{ср}} S) \leq [\sigma_p]' \text{ визначаємо товщину стінки труби } S = F / (\pi D_{\text{ср}} [\sigma_p]).$$

Умовно за ГОСТ 3262-75 приймемо $D_{\text{ср}} \approx 105 \text{ мм}$ ($D_{\text{ср}} = D - S$).

$$\text{Тоді, } S = 0,2 \cdot 10^6 / (\pi \cdot 0,105 \cdot 160 \cdot 10^6) = 0,0038 \text{ м} = 3,8 \text{ мм.}$$

2. За ГОСТ 3262-75 підбираємо трубу з зовнішнім діаметром 114 мм, товщиною 4,5 мм, умовним проходом 100 мм.

3. Для виконання шва вибираємо ручне дугове зварювання електродом Э42.

4. Допустиме напруження для зварного шва:

$$[\sigma_p]' = 0,9 \cdot [\sigma_p] = 0,9 \cdot 160 = 144 \text{ МПа.}$$

З'єднання деталей з натягом. Загальна характеристика

З'єднання двох деталей по циліндричній поверхні можна здійснити безпосередньо, без застосування прогоничів, шпонок та т.п. для цього треба між посадочними поверхнями, наприклад, вала (охоплюваної деталі) і втулки (охоплюючої деталі), забезпечити *натяг* (рис. 24).

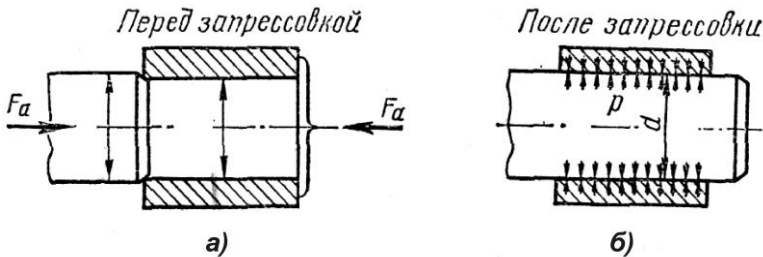


Рис. 24

Натяг – додатна різниця між розмірами вала d й отвору D_0 до складання (рис. 24, а): $N = d - D_0 > 0$

Після збирання, внаслідок пружних і пластичних деформацій, діаметр d стає спільним, а на поверхні посадки виникає питомий тиск P і відповідні йому сили тертя (рим. 24, б), які забезпечують нерухомість з'єднання.

З'єднання з натягом називають також пресовими.

Складання пресового з'єднання виконують наступними способами:

- 1) пресування;
- 2) нагрівання втулки;
- 3) охолодження вала.

Переваги з'єднання: 1. Простота та технологічність. 2. Забезпечує добре центрування спряжених деталей і сприймання динамічних навантажень.

Недоліки: 1. Необхідність застосування печей, охолоджуючих пристроїв або потужних пресів. 2. Трудомісткість розбирання. 3. Залежність навантажувальної здатності з'єднання від ряду факторів, які важко врахувати. 4. Наявність високих напруг у деталях після складання та зменшення їхнього опору втомленості внаслідок концентрації тисків біля границь отвору.

Міцність з'єднання

Розраховуючи пресові посадки розглядають умови міцності (нерухомості) з'єднання, а також умови міцності деталей.

Умова міцності з'єднання, яке навантажене осьюою силою (рис. 25):

$$KF_a \leq f p \pi d \ell, \quad (25)$$

де p – тиск на поверхні контакту;
 $K \approx 1,5 \dots 2$ – коефіцієнт запасу;
 f – коефіцієнт тертя,
 ℓ – довжина лінії контакту.

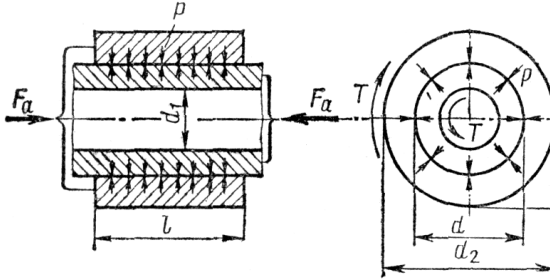


Рис. 25

Умова міцності з'єднання, яке навантажене крутним моментом:

$$K \cdot T \leq f \pi d^2 \ell / 2. \quad (26)$$

При одночасній дії T і F_a :

$$K \sqrt{F_t^2 + F_a^2} \leq f \cdot p \pi d \ell, \quad (27)$$

де $F_t = \frac{2T}{d}$ – колова сила.

Питомий тиск на поверхні контакту визначається:

$$p = N / [d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2)], \quad (28)$$

де N – розрахунковий натяг; C_1 і C_2 – коефіцієнти:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2,$$

де E_1 і E_2 , μ_1 і μ_2 – модулі пружності та коефіцієнти Пуассона матеріалів валу та втулки.

Задача №1

Розрахувати циліндричне з'єднання з натягом, яке складається із зубчастого вінця і ступиці черв'ячного колеса. Діаметр посадочної поверхні $d = 215 \text{ мм}$, її довжина $l = 36 \text{ мм}$, діаметр отвору для валу в центрі колеса $d_1 = 48 \text{ мм}$, діаметр кола западин зубчастого вінця $d_f = 235 \text{ мм}$ і момент, який передає колесо $T = 950 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Матеріал зубчастого вінця – бронза БрАЖ9-4, центр колеса – чавун СЧ15.

Розв'язок

1. Знайдемо мінімальний допустимий тиск, який потрібно створити на посадочних поверхнях, для передачі заданого крутного моменту:

$$[P_{\min}] = \frac{2T}{f\pi d^2 l} = \frac{2 \cdot 950 \cdot 10^3}{0.07 \cdot 3.14 \cdot 215^2 \cdot 36} = 5.2 \text{ МПа} \quad [9], \text{ стор. 333.}$$

2. Тоді мінімальний розрахунковий натяг:

$$N'_{\min} = [P_{\min}] \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad [1], \text{ стор. 334.}$$

де C_1, C_2 – коефіцієнти Ляме;

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{48}{215} \right)^2}{1 - \left(\frac{48}{215} \right)^2} - 0.25 = 0.85 ;$$

$\mu_1 = 0.25$ – коефіцієнт Пуансона для чавуна СЧ15;

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{215}{235} \right)^2}{1 - \left(\frac{215}{235} \right)^2} + 0.33 = 11.6 ;$$

$\mu_2 = 0.33$ – коефіцієнт Пуансона для бронзи БрАЖ9-4.

Модулі пружності:

- для чавуна СЧ15 $E_1 = 1.3 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

- для бронзи БрАЖ9-4 $E_2 = 1.1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Тоді:

$$N'_{\min} = 5.2 \cdot 215 \cdot \left(\frac{0.85}{1.3} + \frac{11.6}{1.1} \right) \cdot \frac{1}{10^5} = 0.125 \text{ мм} = 125 \text{ мкм}$$

3. Визначаємо величину мінімально допустимого натягу:

$$[N_{\min}] = N'_{\min} + \gamma_m + \gamma_t = 125 + 19.6 = 144.6 \text{ мкм} ,$$

де γ_m – поправка, яка враховує змінання поверхні $R_{z_1} = 6.3 \text{ мкм}$,

$R_{z_2} = 10 \text{ мкм}$:

$$\gamma_m = 1.2 \cdot (R_{z_1} + R_{z_2}) = 1.2 \cdot (6.3 + 10) = 19.6 \text{ мкм} ;$$

γ_t – поправка, яка враховує різницю робочої температури, $\gamma_t = 0$, так як з'єднання пресове.

4. Визначаємо максимально допустимий натяг з'єднання з умови міцності деталей з'єднання:

$$P_1 = 0.58 \cdot \sigma_{T_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] = 0.58 \cdot 130 \cdot \left[1 - \left(\frac{48}{215} \right)^2 \right] = 71.6 \text{ МПа} ;$$

$$P_2 = 0.58 \cdot \sigma_{\tau_2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] = 0.58 \cdot 200 \cdot \left[1 - \left(\frac{215}{235} \right)^2 \right] = 18.9 \text{ МПа};$$

тут: $\sigma_{\tau_1} = 130 \text{ МПа}$ – границя текучості чавуна;

$\sigma_{\tau_1} = 130 \text{ МПа}$ – границя текучості бронзи.

В якості $[P_{\max}]$ приймаємо менше з цих 2-х значень, тобто $[P_{\max}] = 18.9 \text{ МПа}$.

Знайдемо величину найбільшого розрахункового натягу:

$$\begin{aligned} N'_{\max} &= [P_{\max}] \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = \\ &= 18.9 \cdot 215 \cdot \left(\frac{0.85}{1.3} + \frac{11.6}{1.1} \right) \cdot \frac{1}{10^5} = 0.454 \text{ мм} = 454 \text{ мкм} \end{aligned}$$

5. Визначаємо величину максимально допустимого натягу:

$$\begin{aligned} [N_{\max}] &= N'_{\max} + u = N'_{\max} + 1.2 \cdot (R_{Z_1} + R_{Z_2}) = \\ &= 454 + 1.2 \cdot (6.3 + 10) = 473.6 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Посадку вибираємо таким чином, щоб $N_{\min} \geq [N_{\min}]$ і $N_{\max} \geq [N_{\max}]$, де N_{\min} і N_{\max} відповідно мінімальний і максимальний натяги вибраної посадки.

За таблицею допусків і посадок знаходимо посадки $215 \frac{H7}{u7}$ і $215 \frac{H8}{u8}$. Допуски в системі отвору для $\frac{H7}{u7} \left(\frac{+46}{0} \right)$, у системі вала $\left(\frac{304}{258} \right)$.

Тоді: $N_{\min} = 258 - 46 = 212 \text{ мкм} > [N_{\min}] = 144,6 \text{ мкм}$;

$N_{\max} = 304 - 0 = 304 \text{ мкм} < [N_{\max}] = 473,6 \text{ мкм}$.

Для посадки $\frac{H8}{u8} \left(\frac{-72}{0} \right), \left(\frac{330}{258} \right)$

$N_{\min} = 258 - 72 = 186 \text{ мкм} > [N_{\min}] = 144,6 \text{ мкм}$;

$N_{\max} = 330 - 0 = 330 \text{ мкм} < [N_{\max}] = 473,6 \text{ мкм}$.

Приймаємо посадку $215 \frac{H8}{u8}$.

Шпонкові та зубчаті (шліцьові) з'єднання

Шпонкові з'єднання. Всі основні види шпонок можна розділити на клинові та призматичні. Перша група шпонок утворює *напружені*, а друга – *ненапружені з'єднання*. Розміри шпонок, допуски на них стандартизовані.

Переваги. Простота конструкцій та відносно низька ціна.

Недоліки. З'єднання послаблює вал і маточину шпонковими позами; концентрація напружень в зоні шпонкової канавки зменшує опір втому вала; міцність з'єднання нижче міцності вала та маточини; необхідність підгонки або підбору шпонки по пазу.

Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюються призматичними і сегментами шпонками.

Призматичні шпонки за призначенням розділяють на звичайні (рис. 27, а) та напрямні (рис. 27, б). Звичайні бувають із скругленими або плоскими торцями.

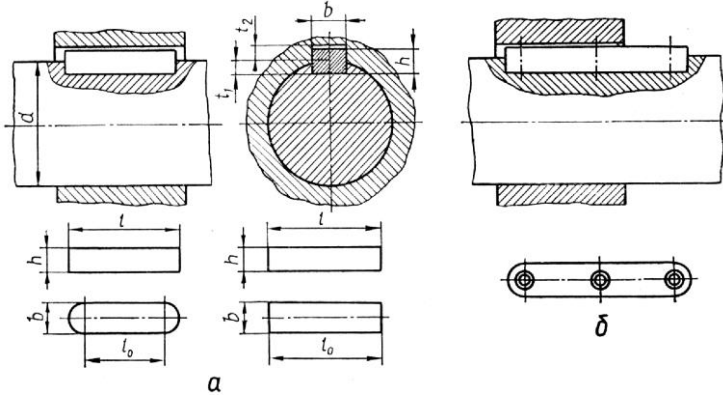


Рис. 27

Згідно зі стандартом регламентуються геометричні параметри: b – ширина шпонки; h – висота, t_1 – глибина пазу на валу, t_2 – глибина пазу у втулці. Довжину шпонки вибираємо за шириною деталі, розміщеної на валу. Робоча довжина призматичної шпонки з плоскими торцями $l_p = l$, зі скругленими $l_p = l - b$.

Сегментні шпонки. З'єднання за допомогою цієї шпонки показано на рис. 28. Глибока посадка шпонки на валу забезпечує стійке положення. Однак глибокий паз послаблює вал.

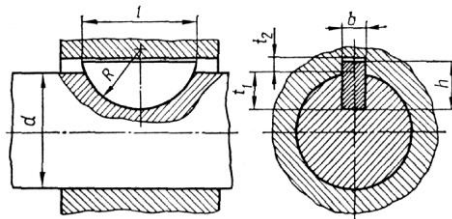


Рис. 28

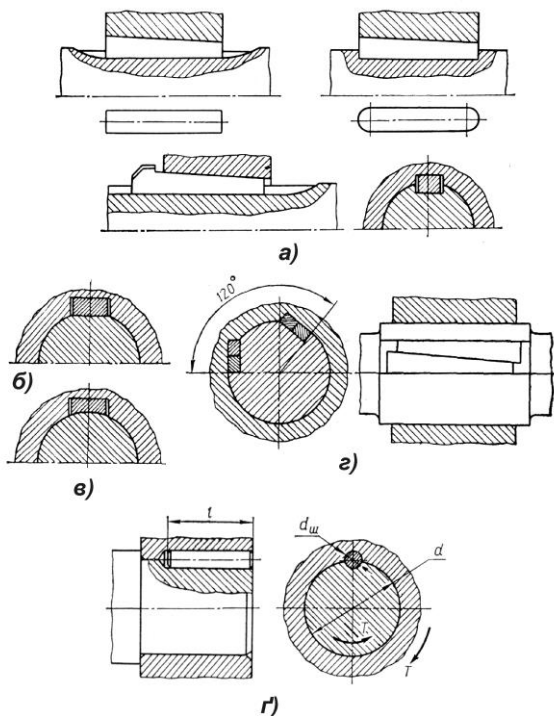


Рис. 29

Напружені шпонкові з'єднання. Здійснюються за допомогою клинових і циліндричних шпонок. Клинові за способом розміщення на валах бувають врізні (рис. 29, а), на лисці (рис. 29, б), фрикційні (рис. 29, в) і тангенційні (рис. 29, г). Клинові шпонки спричиняють зміщення осі маточини відносно осі вала.

Циліндричні шпонки (рис. 29, г) – це циліндричні штифти, що вставляються в отвори по посадках з натягом. Використовують для закріплення деталі на кінці вала.

Розрахунок шпонкових з'єднань.

З'єднання призматичною шпонкою

Умова міцності для з'єднання призматичною шпонкою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{[dl_p(h-t_1)]} \leq [\sigma_{зм}], \quad (29)$$

де T – обертовий момент; d – діаметр вала; l_p – робоча довжина шпонкового з'єднання; h – висота шпонки; t_1 – глибина пазу на валі під шпонку; $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження змину.

Умова міцності з'єднання сегментною шпонкою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{[dl(h-t_1)]} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (30)$$

Зубчаті з'єднання. Ці з'єднання утворюються при наявності зовнішніх зубців на валу та внутрішніх зубців в отворі маточини. Всі розміри стандартизовані.

За формою профілю розрізняють три типи з'єднань: прямобічні, евольвентні і трикутні (рис. 30, а, б, в).

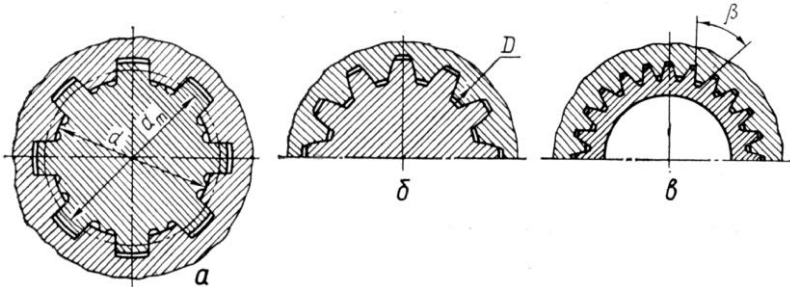


Рис. 30

Переваги. Порівняно з шпонковими ці з'єднання забезпечують більш рівномірний розподіл навантаження поверхні контакту; більш точне центрування деталей на валу; краще напрямлення деталей при переміщенні їх уздовж вала.

Розрахунок зубчастих з'єднань

Основним критерієм робоздатності цих з'єднань є опір робочих поверхонь зминанню та спрацюванню.

Напруження зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot T}{z \cdot h \cdot d_m \cdot l} \leq [\sigma_{зм}], \quad (31)$$

де z – число зубців у з'єднанні; h – висота робочої поверхні контакту зубів; d_m – середній діаметр з'єднання; l – його довжина.

Розрахунок на спрацювання виконують за умовою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{zhd_m l} \leq \frac{[\sigma_{спр}] K_N}{K_E K_{oc} K_c}, \quad (32)$$

де $[\sigma_{спр}]$ – умовне допустиме напруження; K_N – коефіцієнт числа циклів навантаження зубців; K_E – коефіцієнт режиму навантаження; K_{oc} – коефіцієнт рухомості з'єднання вздовж осі; K_c – коефіцієнт умов змащення.

Задача №1

Розрахувати рухоме з'єднання прямозубої шестерні коробки передач із валом, якщо відомо: $T=230 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $n=1450 \text{ хв}^{-1}$; строк служби з'єднання $L_n=10000 \text{ годин}$, режим навантаження II, діаметр вала $d=40 \text{ мм}$, діаметр зубчатого вінця $d_w=75 \text{ мм}$, ширина вінця $b=20 \text{ мм}$. Матеріал робочих поверхонь сталь 40Х, термообробка-покращення $HB 270$, середня умова мащення. З'єднання розрахувати в двох варіантах – шпонкове і зубчасте.

Розв'язок

Для з'єднання призматичною шпонкою за ГОСТ 10748-79 для $d=40 \text{ мм}$ знаходимо $b=12 \text{ мм}$, $h=8 \text{ мм}$. За формулою (29) при $[\sigma_{зм}] \approx 25 \text{ МПа}$, [3], стор. 78 визначаємо робочу довжину шпонки $l_p = 4 \times 230 \times 10^3 / (25 \times 8 \times 40) = 115 \text{ мм}$.

Для зубчатого з'єднання середньої серії за ГОСТ 1139 знаходимо $z=8$, $d=36 \text{ мм}$, $f=0,4 \text{ мм}$, $D=42 \text{ мм}$. При цьому $d_m=0,5(D+d)=0,5(42+36)=39 \text{ мм}$, $h=0,5(D-d)-2 \times f=0,5(42-36)-2 \times 0,4=2,2 \text{ мм}$.

$$\text{Питомий статичний момент: } S_F = \frac{z \cdot h \cdot d_m}{2} = \frac{8 \times 2,2 \times 39}{2} \approx 343 \text{ мм}^2.$$

З умови міцності на зминання за формулою (31) при $[\sigma_{зм}] = 20 \text{ МПа}$ знаходимо $l = 230 \times 10^3 / 343 \times 20 = 33,5 \text{ мм}$. Приймаємо довжину з'єднання $l = 35 \text{ мм}$.

Перевіримо l за умовою міцності на спрацьовування (32), для цього попередньо визначимо: $\psi = \frac{d_m}{d_w} = \frac{39}{75} = 0,52$; $\varepsilon=0,21$, $[\sigma_{снр}] = 35 \text{ МПа}$.

Далі розрахуємо сумарне число оборотів з'єднання за час його експлуатації:

$$N = 60 \times L_n \times n = 60 \times 10000 \times 1450 = 8,7 \times 10^8, \quad \text{тоді} \quad K_N = \sqrt[3]{\frac{10^8}{N}} = \sqrt[3]{\frac{10^8}{8 \cdot 10^8}} = 0,486.$$

$$K_{oc} = 1,25; \quad K_c = 1; \quad K_E = 0,63.$$

За формулою (32) маємо:

$$\sigma_{зм} = \frac{T \cdot 10^3}{S_F \cdot l} = \frac{230 \cdot 10^3}{(343 \cdot 35)} = 19,2 < \frac{35 \cdot 0,486}{0,63 \cdot 1,25} = 21,6 \text{ МПа}.$$

Умова задовольняється.

Висновок: довжина маточини при зубчатому з'єднанні значно менша (\approx в 3,5 рази).

Клемові з'єднання

Клемові з'єднання застосовують для закріплення на валах та інших циліндричних елементах таких деталей, як кривошипи, важелі, шківів, якщо вони вимагають частих перестановок. Такі з'єднання передають зовнішні навантаження за рахунок сил тертя, створених відповідною затяжкою прогоничів або гвинтів.

Класифікація. Існують клемові з'єднання з нероз'ємною маточиною та з'єднання з роз'ємною маточиною (відповідно рис. 31, а, б).

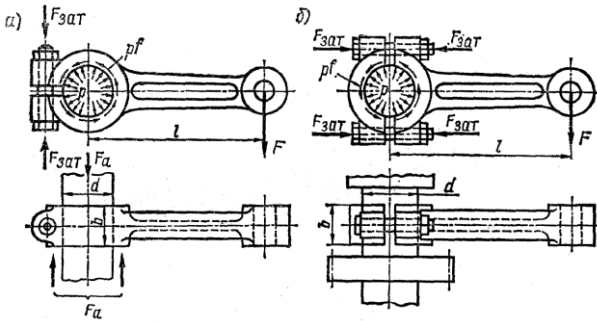


Рис. 31

Розрахунок на міцність

Клемове з'єднання з роз'ємною маточиною розраховується за умовами міцності:

$$pf\pi db \frac{b}{2} \geq T, \quad pf\pi db \geq F_a, \quad (33)$$

де $p = \frac{2F_{зам}}{db}$; f – коефіцієнт тертя; b – ширина маточини; d – діаметр вала.

Клемове з'єднання з нероз'ємною маточиною розраховується за умовами міцності:

$$F_n d = F_n f d \geq T, \quad 2F_n f \geq F_a, \quad (34)$$

де F_n – реакція в місті контакту; f – коефіцієнт тертя. З умови рівноваги половини клеми $F_n = 2F_{зам}$, де $F_{зам}$ – сила затяжки прогоничів.

Заклепкові з'єднання

З'єднання, що здійснюється заклепками (рис. 32), належить до категорії нероз'ємних.

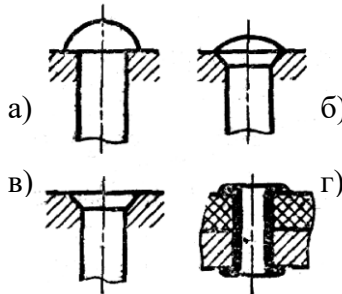


Рис. 32

Переваги. 1. Висока міцність і надійність з'єднання. 2. Простота контролю якості з'єднання. 3. Можливість з'єднання деталей із будь-яких матеріалів. 4. Незмінність фізико-хімічних властивостей матеріалів з'єднувальних деталей у процесі клепання. 5. Висока працездатність при ударних і повторно-змінних навантаженнях.

Недоліки. 1. Неповне використання матеріалу з'єднуваних деталей внаслідок послаблення їх заклепковими отворами. 2. Складність технологічного процесу виготовлення клепааних конструкцій. 3. З'єднання деталей у стик потребує застосування спеціальних накладок, що призводить до додаткового збільшення маси конструкцій. 4. Заклепки і з'єднувані деталі повинні бути одномірними, з однаковим температурним коефіцієнтом лінійного розширення.

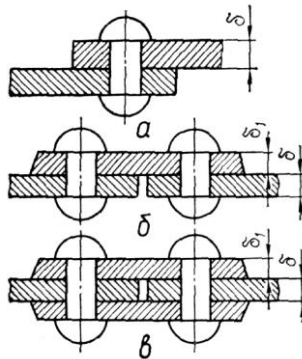


Рис. 33. Заклепкові з'єднання:

а – напусткове однорядне з одним зрізом; б, в – стикові з'єднання

Заклепка – металевий стрижень циліндричної форми з головкою на кінці. Виготовляють заклепки із каліброваних прутків. Найпоширеніші заклепки із сталі $Cm1$, $Cm2$, $Cm3$, 10, 15, мідних та алюмінієвих сплавів. За формою головки розрізняють (рис. 32) заклепки з напівкруглою головкою (а) з напівпотайною (б), потайною (в) головками, трубчасті заклепки (г).

Класифікація заклепкових швів подано на рис. 33.

Розрахунок заклепкових з'єднань

Оскільки основні розмірні параметри заклепкового шва (діаметр заклепок, їхній крок, відстань між рядами) попередньо можуть бути вибрані за рекомендаціями в літературі, розрахунок на міцність заклепкових з'єднань виконується як перебірковий або в результаті розрахунку визначають потрібну кількість заклепок у з'єднанні.

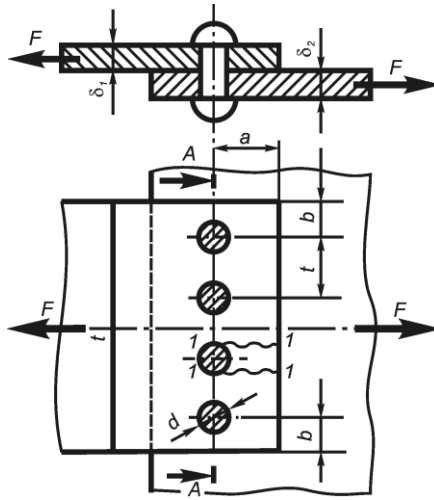


Рис. 34

Для прикладу розглянемо схему, подану на рис. 34. Для даного з'єднання виконуємо наступні розрахунки:

1. Розрахунок на зріз заклепок

$$\tau_{zp} = F / z \cdot A_{zp} \leq [\tau_{zp}], \quad (35)$$

де z – кількість заклепок; $A_{zp} = i\pi d_0^2 / 4$ – площа зрізу однієї заклепки, i – кількість площин зрізу, d_0 – діаметр отвору під заклепку.

2. Розрахунок заклепки та з'єднаних листів на зминання:

$$\sigma_{zm} = \frac{F}{zd\delta_1} \leq [\sigma_{zm}], \quad (36)$$

де δ_1 – товщина меншого листа.

3. Перевіряється міцність листа на розтяг в ослабленому перерізі А-А:

$$\sigma_p = \frac{F}{(\delta_1(l - zd))} \leq [\sigma_p]. \quad (37)$$

4. Перевіряється міцність на зріз одночасно у двох площинах 1-1:

$$\tau'_{zp} = \frac{F}{[2z\delta_1(a - 0,5d)]} \leq [\tau'_{zp}], \quad (38)$$

За умовами міцності (35) – (38) можна виконати перевіркового розрахунок заклепкового з'єднання з відомими розмірами.

Задача №1

Знайти діаметр заклепок, товщину з'єднувальних штаб і накладок із сталі Ст 3, а також ширину заклепкового з'єднання на рис. 35, якщо $F=180 \text{ кН}$.

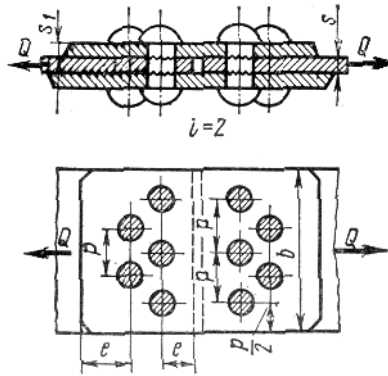


Рис. 35

Розв'язок

1. Прийємо допустимі напруги для деталей з'єднання (Ст 3): $[\sigma_p]=160 \text{ МПа}$; $[\sigma_{зм}]=240 \text{ МПа}$; $[\tau_{зр}]=140 \text{ МПа}$ – для просвердених отворів.
2. З рівняння міцності заклепок на зріз:

$$\tau_{зр} = F/z \cdot A_{зр} = 4F/(z \cdot i \cdot \pi \cdot d_0^2) \leq [\tau_{зр}];$$

при $i=2$ та $z=5$ (див. рис.) знаходимо діаметр отворів під заклепки:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F}{z \cdot i \cdot \pi \cdot [\tau_{зр}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 180 \cdot 10^9}{5 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 140 \cdot 10^6}} = 12,78 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Приймаємо $d_0=13,5 \text{ мм}$ і діаметр заклепки $d=13 \text{ мм}$.

3. За рівнянням міцності на змінання стінок отворів:

$$\sigma_{зм} = F/z \cdot A_{зм} = F/z \cdot d_0 \cdot S \leq [\sigma_{зм}]$$

знаходимо товщину з'єднуваних деталей:

$$s \geq F/z \cdot d_0 \cdot [\sigma_{зм}] = 180 \cdot 10^3 / (5 \cdot 13,3 \cdot 240) = 11,1 \text{ мм};$$

що суперечить рекомендації $d \approx (1,8 \dots 2,2) \cdot S$.

Доведеться збільшити d_0 і d . Приймаючи $d_0=17 \text{ мм}$ і $d=16,5 \text{ мм}$ дістанемо:

$$s \geq F/(z \cdot d_0 \cdot [\sigma_{зм}]) = 180 \cdot 10^3 / (5 \cdot 17 \cdot 240) = 8,83 \text{ мм},$$

що можна вважати задовільним.

4. Приймаючи $s=9 \text{ мм}$, визначаємо товщину накладок і ширину з'єднання:

$$s' = (0,6 \dots 0,7) \cdot s, s' = (0,6 \dots 0,7) \cdot 9 = 5,4 \dots 6,3 \text{ мм.}$$

Приймаємо товщину накладок $s'=6 \text{ мм}$. Крок заклепкового шва:

$$p \approx (3 \dots 6) \cdot d, p \approx (3 \dots 6) \cdot 16,5 = 49,5 \dots 99 \text{ мм.}$$

Приймаючи $p=70$ мм, дістаємо: $b=2 \cdot p+2 \times 0,5 \cdot p=3 \cdot p=3 \cdot 70=210$ мм – ширина з'єднання.

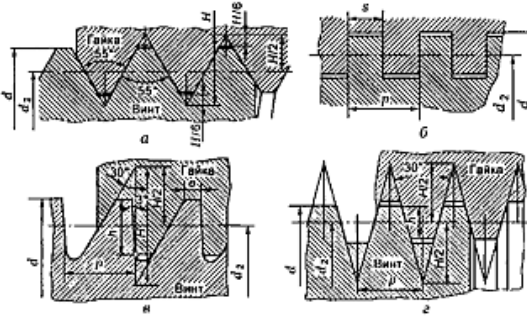
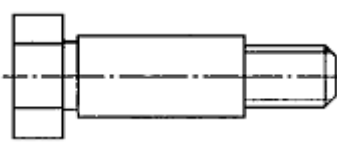
5. Міцність з'єднаних деталей (штаб і накладок) перевіряємо на розтяг при найменшому значенні розрахункової площі в небезпечному перерізі:

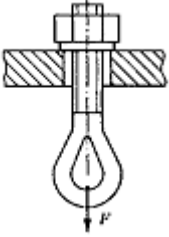
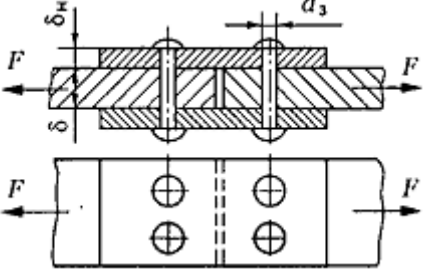
$$\sigma_p = F / A_{\text{нетто}} \leq [\sigma_p];$$

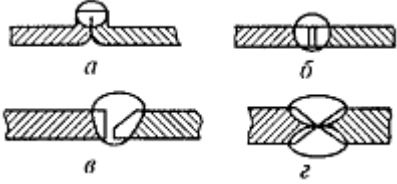
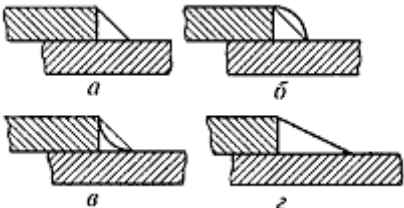
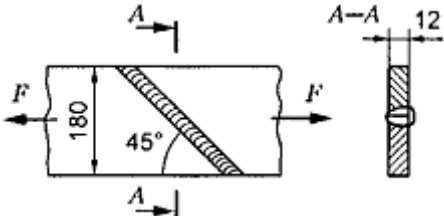
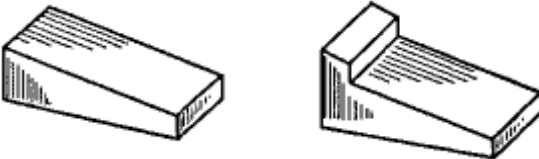
$$\sigma_p = F / (b - d_0 \cdot z) \cdot s_{\text{min}} = 180 \cdot 10^3 / (210 - 17 \cdot 5) \cdot 6 = 222 \text{ МПа} > [\sigma_p] = 160 \text{ МПа} .$$

Збільшуємо p до 99 мм, тоді $b=297$ мм, а $\sigma_p=141,5 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$

Тестові завдання:

Питання	Відповіді	№
1. Серед передданих на рисинку вибрати кріпильну різьбу	а	1
	б	2
	в	3
	г	4
	2. В яких випадках застосовують зображений болт?	При підвищених навантаженнях
	При перемінних навантаженнях	2
	При значному зовнішньому поперечному навантаженню	3
	При відсутності стопорних пристроїв	4
	3. За рахунок чого допускається самогальмування в різьбі?	За рахунок змазуючого матеріалу
	За рахунок спеціального підбору матеріалів гвинта і гайки	2
	За рахунок кута профіля різьби	3
	За рахунок одночасної дії першого і другого факторів	4

<p>4. Вибрати формулу для проектного розрахунку незатягнутого болта при дії осьової сили</p> 	$d_p \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \sigma_p }}$	1
	$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 \tau }}$	2
	$d_p \geq \sqrt{\frac{4KF}{\pi \sigma_p }}$	3
	$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_\delta}{\pi \sigma_{сш} }}$	4
<p>5. Перевірити міцність зображеного різьбового з'єднання, якщо діюча сила 4,12 кН; в з'єднанні використовують 3 болта M20 × 100; коефіцієнт запаса стику 1,3; коефіцієнт тертя в стику 0,15; допустиме напруження для матеріалу 80МПа; внутрішній діаметр різьби $d_1 = 17,3$ мм</p>	$\sigma_p > \sigma_p $	1
	$\sigma_p < \sigma_p $	2
	$\tau_c \leq \tau_c $	3
	$\sigma_p = \sigma_p $	4
<p>6. Як називається зображений заклепковий шов</p> 	<p>Однозрізний двохрядний з одною накладкою шахматний</p>	1
	<p>Двозрізний дворядний втиск з одною накладкою</p>	2
	<p>Двохзрізний однорядний втиск з двома накладками</p>	3
	<p>Однозрізний дворядний накладний</p>	4
<p>7. За якою формулою слід розраховувати на твердість заклепки в зображеному з'єднанні (рис. до завд. 6)?</p>	$\frac{F}{\pi d_1^2} \leq \tau_c $	1
	$\frac{F}{2\pi d_1^2} \leq \tau_c $	2
	$\frac{F}{2\delta_0 d_1} \leq \sigma_{сш} $	3
	$\frac{F}{(b - 2d_1)\delta} \leq \sigma $	4

<p>8. Як слід підготовлювати кінці перед зваркою встик листів товщиною 10 мм?</p> 	а	1
	б	2
	в	3
	г	4
<p>9. Яку формулу кутового шва слід вибрати для накладного з'єднання, працюючого при перемінних навантаженнях?</p> 	а	1
	б	2
	в	3
	г	4
<p>10. З розрахунку на міцність зварного шва визначити допустиме навантаження на з'єднання, якщо зварка ручна; електрод Э50; допустиме напруження для металу 120 МПа; навантаження постійне</p> 	330 кН	1
	233,28 кН	2
	259,2 кН	3
	155,5 кН	4
<p>11. За рахунок чого передається крутний момент в з'єднанні на зображених шпонках?</p> 	За рахунок стиску матеріалу	1
	За рахунок зминання бокових граней	2
	За рахунок тертя між поверхнями шпонки і вала	3
	За рахунок міцності шпонки на згині	4

12. Для передачі крутного моменту підібрана шпонка 12x8x63 ГОСТ 23360 – 78. Розшифрувати запис, якщо b – ширина перерізу, h – висота перерізу, l – довжина шпонки	$h=8 \text{ мм}, l=12 \text{ мм}, b=63 \text{ мм}$	1
	$h=63 \text{ мм}, l=12 \text{ мм}, b=8 \text{ мм}$	2
	$h=8 \text{ мм}, l=63 \text{ мм}, b=12 \text{ мм}$	3
	$h=8 \text{ мм}, l=l-b=63 \text{ мм}, b=12 \text{ мм}$	4
13. Яка основна перевага шліцьових з'єднань в порівнянні із шпонковими?	Велика площа несучих поверхонь	1
	Простота зборки з'єднань	2
	Технологічність	3
	Менша маса	4
14. Вибрати формулу для перевірного розрахунку з'єднання призматичної стандартної шпонки	$\frac{2M}{dhl_p} \leq [\sigma]$	1
	$\frac{2T}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma_{см}]$	2
	$\frac{2T}{dbl} \leq [\tau_c]$	3
	$\frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau_k]$	4
		
15. Перевірити міцність шліцьового з'єднання 2x46x50, підбраного для вала діаметром 45 мм, передаючого крутний момент 1345 Н·м, якщо допустиме навантаження розподілене по робочій поверхні зуба рівномірно, допустиме навантаження 70 МПа, довжина маточини 65 мм. Використовувати табл. ПЗ5	$\sigma_{см} = [\sigma_{см}]$	1
	$\sigma_{см} < [\sigma_{см}]$	2
	$\sigma_{см} > [\sigma_{см}]$	3
	$\tau_c \leq [\tau_c]$	4

Глава 10. ПІДШИПНИКИ

Загальні відомості про підшипники кочення

Підшипники кочення – це елементи опор осей, валів та інших деталей, що працюють на використанні принципу тертя кочення.

Підшипник кочення складається із зовнішнього 1 та внутрішнього 2 кільця, тіл кочення 3 і сепаратора 4. Внутрішнім кільцем підшипник розміщують на валу або осі, а зовнішнім – у корпусі опори. Відносно обертання внутрішнього кільця відносно зовнішнього забезпечується за рахунок тіл кочення між кільцями. Тіла кочення перекочуються по доріжках кочення (бігових доріжках), які передбачені на зовнішньому та внутрішньому кільцях підшипника. Сепаратор розділяє тіла кочення і утримує їх на однаковій відстані.

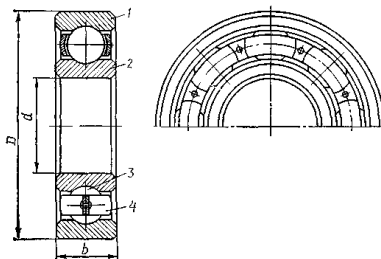


Рис. 1

Підшипники кочення стандартизовані і виготовляються на спеціалізованих заводах масового виробництва. Підшипники кочення є основними видами опор у машинах. Вони виготовляються близько 20 000 різних типорозмірів у діапазоні зовнішніх діаметрів від 1 мм до 3 м і масою від 0,5 г до 7 т.

Переваги підшипників кочення для опор у порівнянні з іншими видами опор.

- а) малі втрати на тертя, що забезпечує високий ККД опор (до 0,99);
- б) висока несуча здатність;
- в) малі габаритні розміри в осьовому напрямі;
- г) незначні витрати мастильних матеріалів;
- д) невисокі вимоги до матеріалу та якості поверхонь цапф валів і осей, що розміщуються у підшипниках кочення.

До недоліків підшипників кочення належать такі:

- а) значні габаритні розміри, що утруднює застосування їх при малих відстанях між осями валів;
- б) обмежений строк служби, при великих навантаженнях та швидкостях;
- в) низька здатність демпфувати ударні навантаження;
- г) підвищений шум при високих швидкостях обертання.

Класифікація, матеріали деталей і точність підшипників кочення

Класифікація. Підшипники кочення поділяють за такими ознаками:

1. За формою тіл кочення підшипники бувають *кулькові* та *роликові*. Основні форми тіл кочення зображені на рис. 2, а – ж.

Роликові підшипники за тією ж ознакою ділять на підшипники: із *короткими та довгими роликами* (рис. 2, б, в); із *витими роликами* (рис. 2, е); із *конічними роликами* (рис. 2, д); із *бочкоподібними роликами* (рис. 2, е, є) і з *голчастими роликами* (рис. 2, ж).

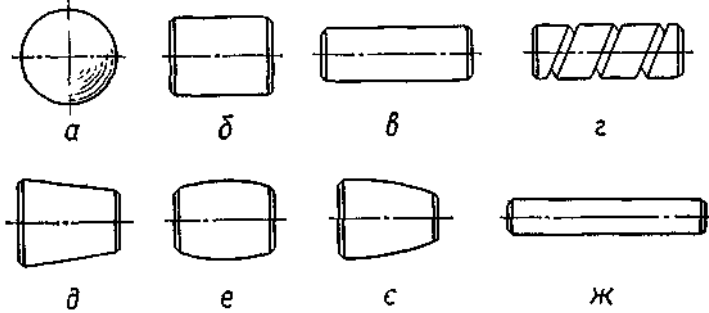


Рис. 2

2. За числом рядів тіл кочення – одно-, дво- та чотирирядні.

3. За способом компенсації перекосів вала – *несамоустановні* та *самоустановні* сферичні. Самоустановні підшипники допускають перекоси кілець до 2–3°, завдяки чому можуть працювати при збільшених деформаціях валів і при неспіввісному розміщенні отворів під підшипники в окремих опорах вала.

4. За радіальними розмірами підшипники кочення з одним і тим же внутрішнім діаметром d ділять на 5 серій діаметрів (надлегка, особливо легка, легка, середня та важка) і на 5 серій ширин (особливо вузька, вузька, нормальна широка, особливо широка). Співвідношення розмірів підшипників різних серій показано на рис. 3 (а – особливо легка серія; б – легка; в – легка широка; г – середня; д – середня широка; е – важка серія).

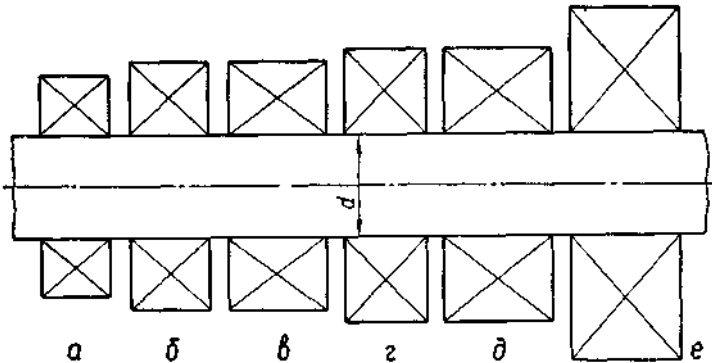


Рис. 3. Співвідношення ширин та діаметрів підшипників кочення

5. За напрямом сприйманого навантаження підшипники кочення поділяють на *радіальні* – сприймають тільки радіальне навантаження, яке

направлене перпендикулярно до осі обертання (деякі радіальні підшипники, наприклад кулькові, можуть сприймати певні осьові навантаження); упорні – сприймають тільки осьове навантаження; радіально-упорні – здатні сприймати радіальне та осьове навантаження; упорно-радіальні – сприймають значне осьове і незначне радіальне навантаження.

Кулькові підшипники ліпше працюють при підвищених швидкостях обертання і менш чутливі до перекосів. Роликові підшипники мають більш високу вантажність (порівняно на 70–100 %) порівняно з кульковими.

Усі підшипники кочення мають умовне позначення, яке складається з ряду цифр. Дві перші цифри, рахуючи справа, означають внутрішній діаметр підшипників, до того ж для всіх підшипників із внутрішнім діаметром 20 мм і більше ці дві цифри означають частку від ділення діаметра (в міліметрах) на 5. Для підшипників із внутрішнім діаметром до 9 мм перша цифра праворуч показує фактичний розмір внутрішнього діаметра, мм. Внутрішні діаметри 10; 12; 15 і 17 мм позначають двома цифрами 00; 01; 02 і 03 відповідно.

Третя цифра праворуч разом із сьомою свідчать про серію підшипників всіх діаметрів ($d \geq 10$ мм): основна з особливо легких серій позначається цифрою 1, легка – 2, середня – 3, важка – 4, легка широка – 5, середня широка – 6 і т. д.

Четверта цифра праворуч показує на тип підшипника: 0 – радіальний кульковий однорядний; 1 – радіальний кульковий дворядний сферичний; 2 – радіальний із короткими циліндричними роликами; 3 – радіальний роликовий дворядний сферичний; 4 – роликовий із довгими циліндричними роликами або голчастий; 5 – роликовий із витими роликами; 6 – радіально-упорний кульковий; 7 – роликовий конічний; 8 – упорний кульковий; 9 – упорний роликовий.

П'ята та шоста цифри праворуч, що вводяться не для всіх підшипників, характеризують їхні конструктивні особливості.

Цифри 6, 5, 4 і 2, що стоять через знак «тире» перед умовним позначенням підшипника, означають його клас точності (2 – найвищий клас точності). Нормальний клас точності позначається цифрою 0, яка не показується.

Приклади позначення підшипників: 318 – внутрішній діаметр $d = 18 \cdot 5 = 90$ мм;

3 – середня серія; 0 – радіальний кульковий однорядний підшипник (нулі перед значущими цифрами спереду позначення не записуються); 7216 – внутрішній діаметр 80 мм, легка серія, підшипник роликовий конічний.

Основні параметри стандартних підшипників – розміри, маса, вантажність (статична і динамічна), гранична швидкість обертання – наводяться у спеціальних каталогах підшипників кочення.

Матеріали деталей і точність підшипників кочення. Основний матеріал для кілець та тіл кочення підшипників – це підшипникові високовуглецеві хромисті сталі ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС. Твердість після

відповідної термообробки кілець і роликів становить 60... 65 HRC, а кульок – 62...66 HRC.

Для основних деталей підшипників кочення великих розмірів широко застосовують цементовані сталі марок 18ХГТ, 12ХНЗА, 20Х2Н4А та інші із твердістю 59...60 HRC.

Сепаратори виготовляють із м'якої вуглецевої сталі методом штампування; для високошвидкісних підшипників використовують масивні сепаратори з антифрикційних бронз, латуні, алюмінієвих сплавів або пластмас (текстоліту, поліаміду).

Для роботи в умовах ударних навантажень та високих вимог до безшумності застосовують підшипники з тілами кочення, виготовленими з пластмас (переважно із склопластиків). При цьому різко зменшуються вимоги до твердості кілець і їх можна виготовляти з легких сплавів.

Підшипники кочення поділяють на п'ять класів точності (ГОСТ 520–89), які позначаються цифрами (у порядку підвищення точності): 0, 6, 5, 4 і 2.

Точність підшипників кочення в основному характеризується:

- а) точністю основних розмірів (внутрішнього і зовнішнього діаметрів підшипника та ширини кілець);
- б) точністю форми взаємного розміщення поверхонь кілець;
- в) точністю обертання.

Монтаж, змащування та ущільнення підшипників кочення

Конструкція опор кочення, правильне складання і монтаж підшипників суттєво впливають на надійність та довговічність роботи підшипників кочення. Підшипники монтують, щоб забезпечувалось потрібне радіальне та осьове фіксування вала, але при цьому вони не повинні додатково навантажуватись силами від високих натягів у посадках кілець, температурних деформацій, перетяжки при монтажі, перекосів кілець.

Забезпечення жорсткості та співвісності посадочних гнізд. Гнізда у корпусах, які призначені для розміщення в них зовнішніх кілець підшипників, повинні бути достатньо жорсткими, бо деформація посадочних поверхонь може спричинити заклинювання тіл кочення і передчасне руйнування підшипника. Заклинювання може відбутись, коли не забезпечена співвісність посадочних гнізд у корпусі для двох опор вала або співвісність посадочних цапф вала.

У разі виникнення значних труднощів у забезпеченні співвісності посадочних гнізд (наприклад, при неможливості розміщення двох підшипників вала в єдиному жорсткому корпусі) використовують самоустановні сферичні підшипники. Такі підшипники застосовують також при великих поперечних прогибах осей та валів.

Монтаж підшипників кочення. Для осьового фіксування вала і сприймання опорою осьових навантажень обидва кільця підшипника фіксуються: внутрішнє кільце – на валу, зовнішнє – у корпусі опори.

На рис. 4 показані деякі характерні способи монтажу підшипників на валу.

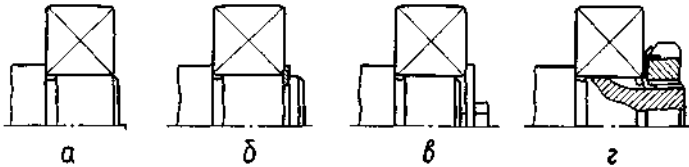


Рис. 4. Монтаж підшипників

Внутрішні кільця підшипників закріплюють на валах, використовуючи буртики вала і посадки з натягом (рис. 4, а), пружинні стопорні кільця (рис. 4, б), торцеві шайби (рис. 4, в) і круглі спеціальні гайки разом із стопорними шайбами (рис. 4, г). Такий монтаж підшипників на валах використовується для валів, що обертаються відносно нерухомого корпусу.

Монтаж підшипників кочення у нерухомому корпусі може здійснюватись за способами, показаними на рис. 5.

За потребою забезпечення осевого переміщення опори вала, наприклад для компенсації температурних деформацій вала, зовнішнє кільце підшипника не фіксується в осевому напрямі в корпусі (рис. 5, а). Однобічна фіксація осевого положення вала може здійснюватись однобічним закріпленням зовнішнього кільця підшипника буртиком у гнізді корпусу або кришкою підшипника (рис. 5, б, в).

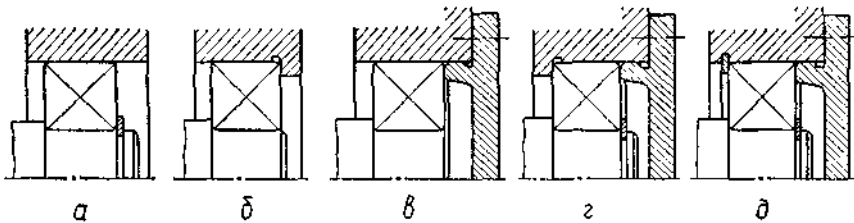


Рис. 5

Двобічне закріплення зовнішнього кільця в гнізді корпусу виконується за допомогою буртика або пружинного стопорного кільця та кришки підшипника (рис. 5, г, д). Існують також інші способи монтажу та фіксації підшипників кочення у гнізді корпусу.

Особливості монтажу підшипників двох опор вала у випадках використання радіальних, радіально-упорних та упорних підшипників.

Радіальні підшипники застосовують при радіальному навантаженні опор і деколи при незначному осевому навантаженні (кулькові радіальні підшипники). На рис. 47, а зображено варіант розміщення вала на радіальних кулькових підшипниках, який використовується для коротких валів

Тут підшипники мають однобічну фіксацію зовнішніх кілець у двох опорах. Невеликий зазор 0,2 – 0,3 мм між зовнішнім кільцем та кришкою передбачають для запобігання заклинюванню тіл кочення при температурному видовженні вала.

Довгі вали розміщують на радіальних кулькових підшипниках за варіантом на рис. 6, б. У цьому варіанті внутрішні кільця двох підшипників мають двобічну фіксацію на валу, зовнішнє кільце одного з підшипників

зафіксоване у корпусі з двох боків, а зовнішнє кільце другого підшипника має можливість переміщуватись у корпусі в осьовому напрямі.

Цим можна запобігти заклинюванню підшипників при температурному видовженні вала. Фіксований із двох боків на валу та в корпусі підшипник сприймає радіальне і осьове навантаження, а вільно розміщений у гнізді корпусу підшипник (плаваюча опора) – тільки радіальне навантаження (напрями навантаження показані стрілками). Підшипник плаваючої опори повинен бути навантаженим меншою радіальною силою.

Схеми монтажу роликів радіальних підшипників в опорах валів залежать у значній мірі від конструктивних особливостей цих підшипників.

Радіально-упорні підшипники одночасно сприймають радіальне та осьове навантаження. Особливістю цих підшипників є те, що під час їхнього радіального навантаження виникає осьова сила, яка обумовлена кутом контакту α тіл кочення. Ця осьова сила заставляє вал зміщатись в осьовому напрямі. Щоб запобігти таким зміщенням, вали у більшості випадків слід розміщувати на двох радіально-упорних підшипниках, до того ж поставлених так, щоб осьові сили, які в них виникають, були направлені в протилежні боки (тобто з протилежним напрямом кутів контакту α).

На рис. 6 показані варіанти монтажу радіально-упорних кулькових та роликів підшипників в опорах валів. Для коротких валів застосовують варіанти монтажу «у розпір» (рис. 6, а) та «у розтяжку» (рис. 6, б).

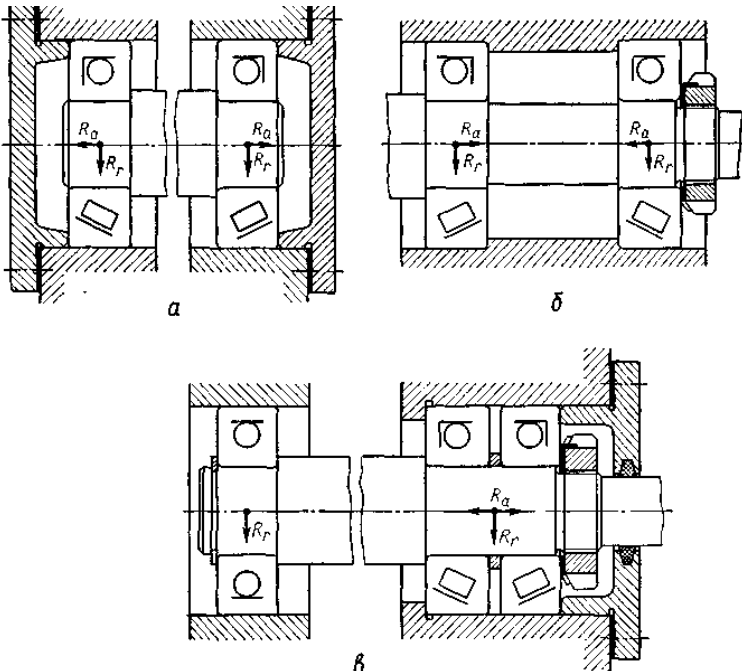


Рис. 6

У цих варіантах кожне кільце двох підшипників має тільки однобічну осьову фіксацію на валу і в гнізді корпусу опори.

Довгі вали, які навантажені радіальними та осьовими силами, розміщують на комбінованих опорах (рис. 7, в). Одна опора складається з двох радіально-упорних підшипників, поставлених «у розпір», і сприймає радіальне і двобічне осьове навантаження. Для другої опори вала може бути використаний радіальний підшипник (для сприймання тільки радіального навантаження) із можливістю осьового переміщення (плаваюча опора) при температурних видовженнях вала.

Радіально-упорні підшипники вимагають регулювання. Регулювання натягу підшипників здійснюють за допомогою набору прокладок між корпусом та кришкою (рис. 7, а, в) або за допомогою гайки на валу (рис. 7, б).

Упорні підшипники застосовують для сприймання тільки осьових навантажень вала. Одинарні упорні підшипники сприймають осьове навантаження в одному напрямі, а подвійні підшипники здатні сприймати двобічне осьове навантаження. Варіанти монтажу зображені на рис. 7, а, б.

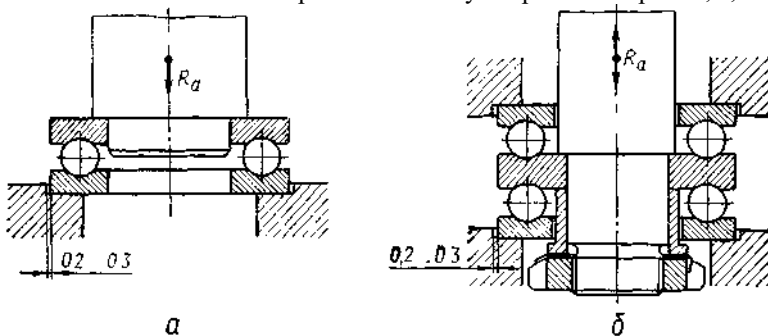


Рис. 7

Інколи в одній опорі можна використовувати радіальний і упорний підшипники. У цьому випадку така комбінована опора вала здатна сприймати як радіальні, так і осьові навантаження.

Посадки підшипників кочення. Посадки кілець підшипників на вал і в гніздо корпусу залежать від режиму роботи, виду навантаження, типу підшипника та способу його регулювання. Розрізняють два основних види навантажень підшипників: циркуляційне і місцеве.

Циркуляційне навантаження, за якого кільце підшипника обертається щодо вектора дії сили, наприклад внутрішнє кільце підшипника, яке розміщене на валу із зубчастим колесом. Таке кільце ставлять на вал із натягом. У протилежному разі через зазор воно почне обкочуватись по цапфі, що спричинить її спрацювання.

Місьцеве навантаження, за якого кільце не обертається щодо вектора діючої сили. Таке навантаження здійснюється відносно зовнішнього кільця підшипника, який поставлений на вал із зубчастим колесом навантаженої передачі. У випадку місцевого навантаження кільця підшипників ставлять із невеликим зазором або малим натягом. Така посадка дозволяє кільцю під

дією поштовхів та вібрацій періодично повертатись навколо своєї осі та вступати в роботу новим навантаженим ділянкам бігової доріжки.

Кільця підшипників, які повинні при регулюванні зазорів переміщатись на валу або в корпусі, встановлюють по рухомій посадці.

Призначення полів допусків для посадки підшипників кочення слід робити з урахуванням наведених рекомендацій:

1. Поля допусків вала для посадки внутрішніх кілець підшипників: при циркуляційному навантаженні (вал обертається) – j6, k6, m6, n6; при місцевому навантаженні (вал не обертається) – g6, h6.

2. Поля допусків отворів в корпусі для посадки зовнішніх кілець підшипників: при циркуляційному навантаженні (корпус обертається) – K6, M7, N7; при місцевому навантаженні (корпус не обертається) – Js7, H7, K6, M7.

Змащування підшипників кочення. Щоб зменшити тертя між тілами кочення, кільцями і сепаратором, захистити від корозії та підвищити герметизацію робочої зони підшипників кочення, їх періодично змащують.

Практичне застосування для змащування підшипників кочення мають рідкі мінеральні та пластичні мастила.

Рідкі мастила використовують за потребою мінімальних втрат на тертя і при підвищених робочих температурах підшипників. Чим більше навантаження на підшипник і вища температура, тим вищою повинна бути в'язкість мастила. Змащування підшипників рідкими мастилами може здійснюватись зануренням у мастильну ванну, розбризкуванням, мастильним туманом або краплинним способом. При змащуванні зануренням підшипників горизонтальних валів рівень мастила повинен бути не вище від центра нижнього тіла кочення.

Пластичні мастила закладають у підшипникові гнізда корпусів на 0,3–0,6 їхнього вільного об'єму і періодично поновлюють. Найдоцільніше використовувати пластичні мастила для підшипників, розміщених у важкодоступних місцях, підшипників, що працюють у забрудненому середовищі, та підшипників із коливним рухом малої амплітуди. Підвищена надійність захисту від забруднення пов'язана із заповненням пластичним мастилом зазорів і відповідно додатковим ущільненням опор валів.

При високих температурах для підшипників кочення застосовують тверді мастильні матеріали у розпиленому стані – графіт і дисульфід молібдену.

Ущільнення підшипників кочення. Щоб захистити підшипники кочення від забруднення та запобігти витіканню з них мастила, слід застосовувати в опорах валів ущільнювальні пристрої.

За принципом дії ущільнювальні пристрої (рис. 8) поділяють на такі: контактні (манжетні та сальникові), що використовуються при низьких та середніх швидкостях; ущільнювальна дія забезпечується завдяки щільному контакту деталей пристрою; лабіринтні та щільні, які застосовують у необмеженому діапазоні швидкостей; захист здійснюється завдяки підвищеному опору витікання мастила через вузькі щілини; відцентрові, які

можуть бути використаними при середніх та високих швидкостях; принцип дії – відкидання відцентровими силами мастила та забруднюючих речовин, які попадають у підшипникові вузли; комбіновані, які поєднують два або більше розглянутих вище принципів дії.

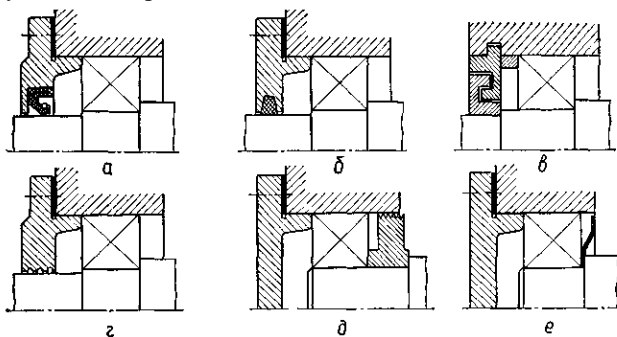


Рис. 8

Манжетні ущільнення (рис. 8, а) виконують у вигляді кільцевих манжет, які встановлюють, наприклад, у кришку з натягом. Манжета притискається до вала під дією сил пружності самої манжети та спеціальної пружини. Манжетні ущільнення стандартизовані (ГОСТ 8752–79) і належать до досить надійних у роботі. Вони однаково можуть бути використаними як для рідких, так і для пластичних мастил при колових швидкостях поверхні вала до 10 м/с. Контактна з манжетою поверхня вала повинна бути полірованою.

Сальникові ущільнення (рис. 8, б) виконують у вигляді просочених у гарячому мастилі фетрових кілець, що розміщені з натягом у спеціальних кільцевих жолобах. Використовують сальникові ущільнення для рідких та пластичних мастил при швидкостях до 5 м/с на полірованих поверхнях валів.

Лабіринтні ущільнення (рис. 8, в) є найдосконалішими для роботи при високих швидкостях. Малі зазори 0,2–0,5 мм при роботі ущільнень в умовах низьких та середніх швидкостей заповнюють пластичним мастилом.

Щілинні ущільнення (рис. 8, г, д) виконують у вигляді кільцевих щілин із проточками. Щілини заповнюють пластичним мастилом і використовують для підшипникових вузлів, що працюють у чистому та сухому середовищі.

Ущільнення, робота яких базується на дії *відцентрової сили* (рис. 8, е), використовують як внутрішні ущільнення. Вони прості за конструкцією, але не забезпечують ущільнювальної дії при зупинках машини.

Комбіновані ущільнення застосовують при роботі опор із підшипниками кочення в умовах сильного забруднення або в агресивному середовищі.

Навантаження на тіла кочення. Види руйнувань і критерії розрахунку підшипників кочення

Навантаження на тіла кочення при радіальному навантаженні підшипників розподіляється нерівномірно (рис. 9). Навантаження

сприймають тільки ті тіла кочення, що розміщені на дузі, яка не перевищує 180° .

При симетричному розміщенні кульок відносно лінії дії радіального навантаження F_r за умовою рівноваги запишемо (рис. 51):

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma, \quad (1)$$

де $\gamma = 360^\circ/z$; z – число кульок.

У вираз (1) входять тільки ті члени, для яких кут $n\gamma < 90^\circ$.

За умови точності розмірів кульок та кілець і відсутності радіального зазора встановлено такі співвідношення:

$$F_1 = F_0 \cos^{3/2} \gamma; \quad F_2 = F_0 \cos^{3/2} 2\gamma; \quad \dots; \quad F_n = F_0 \cos^{3/2} n\gamma. \quad (2)$$

Якщо F_1, F_2, \dots, F_n підставити у рівняння (1) та розв'язати його відносно F_0 , то:

$$F_0 = F_r / (1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma) = F_r K.$$

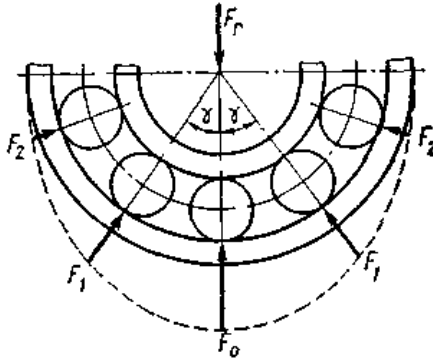


Рис. 9

Для довільного числа кульок у підшипнику коефіцієнт $K=4,37/z$. Якщо врахувати поправки на вплив радіального зазора та неточностей розмірів деталей підшипника, то:

$$F_0 = 5F_r/z; \quad F_n = (5F_r/z) \cos^{3/2} n\gamma. \quad (3)$$

У радіально-упорних кулькових підшипниках сила на найбільш навантажену кульку більша, ніж у радіальних у відношенні $1/\cos \alpha$, тобто:

$$F_0 = 5F_r/(z \cos \alpha), \quad (4)$$

де α – кут контакту тіл кочення.

Для упорних підшипників розрахункова сила на кульку:

$$F_{0a} = 1,25F_a/z, \quad (5)$$

де F_a – осьове навантаження на підшипник; 1,25 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу сил між кульками.

Контактні напруги в деталях підшипників. При відомих $F_0, F_1 \dots F_n$ можна визначити контактні напруги в підшипнику. Розрахункові формули для відповідних випадків контакту можна знайти в довідниках. Ці формули не розглядаються, оскільки на практиці розрахунок (підбір) підшипників виконують не по напругах, а по навантаженнях.

В кожній точці поверхні контакту кілець або кульок контактні напруги змінюються по відношенню до циклу, де зображені напруги в точках a і b

(див. рис. 51) при обертанні внутрішнього кільця. Період циклу напруг в кожній точці бігових доріжок рівний часу переміщення чергової кульки в дану точку. Із змінними контактними напругами зв'язаний втомний характер руйнування робочих поверхонь деталей підшипника (викришування).

Опір утомленості підшипника залежить від того, яке з кілець обертається – внутрішньо або зовнішнє. Сприятливим є випадок обертання внутрішнього кільця (при цьому зовнішнє кільце нерухомо). При рівному навантаженні F_0 напруги в точці a кільця (більше, ніж напруги в точці b оскільки в точці a кулька соприкасається з опуклою, а в точці b з увігнутою поверхнею). В цих умовах рівне число циклів напруг викличе втомне руйнування перш за все в точці a . Для того, щоб зрівняти умови роботи кілець, необхідно зменшити число циклів напруг в точці a в порівнянні з точкою b . Таке зменшення і досягається при обертанні внутрішнього кільця, оскільки на половині обороту точка a розвантажується зовсім, а в більшій частині іншої половини навантажена не повністю.

Кінематика підшипника. Кулька в підшипнику скоює планетарний рух. На рис. 10 зображений план швидкостей для випадку обертання внутрішнього кільця.

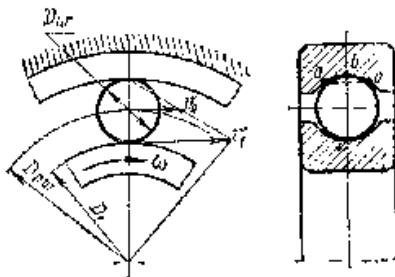


Рис. 10

$$\text{Тут } v_1 = \omega D_1 / 2; \quad v_0 = v_1 / 2.$$

Кутова швидкість кульки навкруги своєї осі:

$$\omega_{\text{ш}} = 2(v_1 - v_0) / D_w = 0.5\omega D_1 / D_w. \quad (14)$$

Кутова швидкість кульки навколо осі валу, або кутова швидкість сепаратора:

$$\omega_c = 2v_0 / D_{p0} = 0.5\omega D_1 / (D_1 + D_w) \approx 0.5\omega. \quad (15)$$

Отже, сепаратор обертається в ту ж сторону, що і вал, з кутовою швидкістю, рівною приблизно половині кутової швидкості валу.

Формула (15) дозволяє відзначити, що кутова швидкість сепаратора залежить від розмірів кульки. Чим більше D_w при постійному D_1 тим менше ω_c . При неточному виготовленні кульок великі з них гальмують, а менші прискорюють сепаратора. Між сепаратором і кульками можуть виникати значний тиск і сили тертя. З цим пов'язані знос кульок і сепараторів, збільшення втрат в підшипнику і випадки поломки сепараторів. Це обумовлює високі вимоги до точності виготовлення деталей підшипника і відповідність сепаратора як однієї з цих деталей.

Контакт кульки з кільцями здійснюється по деякій дузі aba . Швидкості точок a і b при коченні кульки різні. Якщо припустити, що в точці b немає ковзання, то воно буде в точці a . Таким чином в кулькових підшипниках разом з тертям кочення спостерігається тертя ковзання. Це створює додатковий знос і втрати в кулькових підшипниках. В роликівих підшипниках всі точки контакту однаково віддалені від осі роликів. Тут спостерігається чисте кочення. Втрати і знос в роликівих підшипниках менші, ніж в кулькових.

Динаміка підшипника. Кожна кулька або ролик підшипника притиснутий до зовнішнього кільця відцентровою силою:

$$F_{цб} = m\omega_c^2 D_{р\omega}/2,$$

де m – маса кульки або ролика.

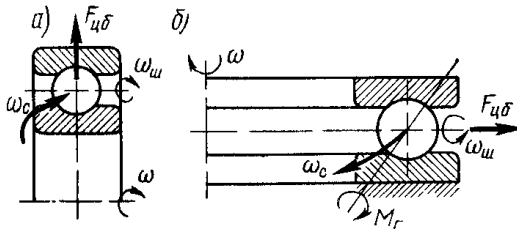


Рис. 11

Контактні напруги у зовнішнього кільця менше ніж у внутрішнього, тому додаткове навантаження відцентровими силами практично не впливає на працездатність підшипника. Це положення залишається справедливим тільки до деяких значень частот обертання, які вважаються нормальними для даного підшипника. У високошвидкісних підшипників вплив відцентрових сил зростає. Відцентрові сили несприятливі для упорних підшипників. Тут вони розклинають кільця і можуть тиснути на сепаратор – підвищуючи тертя та знос.

Окрім відцентрових сил на кульки упорного підшипника діє гіроскопічний момент, пов'язаний із зміною напрямку осі обертання в просторі:

$$M_r = J\omega_{ш}\omega_c, \quad (17)$$

де J – момент інерції кульки щодо своєї осі. Під дією гіроскопічного моменту кулька прагне повернутися в напрямі, перпендикулярному напрямку кочення. Обертання можливо, якщо:

$$M_r > M_T = FfD_{\omega}, \quad (18)$$

де M_T – момент сил тертя між кулькою і кільцями; F – навантаження на кульку. Обертання кульок під дією M_r супроводиться додатковими втратами та зносом.

В радіальних підшипниках напрям осі обертання кульок або роликів в просторі не змінюється. Тому на них не діють гіроскопічні моменти. Радіально-упорні підшипники займають проміжне положення. Для них $M_r = J\omega_{ш}\omega_c \sin\alpha$, де α – кут тиску.

Таким чином, шкідливий вплив динамічних факторів більше виявляється в упорних підшипниках. Тому допустимі частоти обертання для упорних підшипників значно нижче, ніж для радіальних і радіально–упорних. При високих частотах обертання упорні підшипники рекомендують замінювати на радіально-упорні.

Змащування підшипників. Мастило істотно впливає на довговічність підшипників. Вона зменшує тертя, знижує контактні напруги, захищає від корозії, сприяє охолодженню підшипника. Для змащування підшипників кочення застосовують пластичні (густі) мазі і рідкі масла. Рідке мастило більш ефективне для охолодження і зменшення втрат. Необхідна кількість мастила для підшипників кочення дуже невелика. Зайва кількість мастила тільки погіршує роботу підшипника. Наприклад, якщо сепаратора занурити в масло, то воно перешкоджатиме його вільному обертанню, збільшуються втрати і нагрів підшипника. Підшипникові вузли необхідно ретельно захищати від потрапляння пилу і бруду. В протилежному випадку довговічність підшипників різко знижується.

Види руйнувань і критерії розрахунку підшипників кочення. Підшипники кочення втрачають свою робоздатність внаслідок руйнування їхніх деталей, яке проявляється в різних формах.

Втомне викришування робочих поверхонь відбувається в результаті дії циклічно змінних контактних напружень на бігових доріжках кілець і спостерігається у довгочасно працюючих у нормальних умовах підшипників. Здебільшого викришування починається на доріжках кочення найбільш напружених кілець: у більшості підшипників – на внутрішніх, а у сферичних – на зовнішніх кільцях.

Спрацьовування кілець та тіл кочення спостерігається за недостатнього захисту підшипників від впливу зовнішнього абразивного середовища. Спрацьовування підшипників можна зменшити, забезпечивши достатнє змащування та використовуючи надійні конструкції ущільнень.

Руйнування кілець підшипника та тіл кочення пов'язане з ударними перевантаженнями, неправильним монтажем опори, який може спричинити перекоси кілець і заклинювання підшипника.

Руйнування сепараторів – результат дії відцентрових сил та навантаження сепаратора з боку тіл кочення.

Залишкові деформації на бігових доріжках кілець виникають внаслідок динамічних та ударних навантажень у формі місцевих ямок та вм'ятин. Спостерігаються у важко навантажених тихохідних підшипниках.

Розрахунок підшипників кочення базують на двох критеріях – за умовою запобігання появи залишкових деформацій (розрахунок на статичну вантажність) і за умовою запобігання появи ознак втомного руйнування робочих поверхонь протягом розрахункового строку служби (розрахунок на динамічну вантажність).

Підбір підшипників кочення за статичною та динамічною вантажністю

Підбір підшипників за статичною вантажністю. Підшипники кочення вважають статично навантаженими тоді, коли кутова швидкість рухомого кільця підшипника не перевищує 0,1 рад/с (або частота обертання не більша за 1 хв⁻¹). Підбір таких підшипників здійснюється за умовою:

$$R_0 < C_0, \quad (6)$$

де R_0 – розрахункове статичне навантаження на підшипник; C_0 – базова статична вантажність (наводиться у каталогах для кожного типорозміру підшипників).

Базова статична вантажність – це таке статичне навантаження на підшипник (радіальне – для радіальних і радіально-упорних підшипників, центральне осьове – для упорних і упорно-радіальних підшипників), якому відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення і кілець у найбільш навантаженій точці їхнього контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

Розрахункове статичне навантаження на підшипник визначають за формулою:

$$R_0 = X_0 R_r + Y_0 R_a, \quad (7)$$

де R_r, R_a – радіальне та осьове навантаження на підшипник відповідно, Н; X_0, Y_0 – коефіцієнти радіального та осьового статичного навантаження відповідно. Якщо у розрахунках виявиться, що $R_0 < R_r$, то треба брати $R_0 = R_r$.

Якщо умова для вибраного за діаметром цапфи вала підшипника не виконується, то слід орієнтуватись на підшипники більш важких серій.

Підбір підшипників за динамічною вантажністю. Динамічно навантаженими вважають такі підшипники, у яких рухоме кільце обертається зі швидкістю $\omega > 0,1$ рад/с, до того ж при $0,1 < \omega < 1$ рад/с у розрахунках беруть $\omega = 1$ рад/с. Динамічно навантажені підшипники підбирають за фактичною їхньою довговічністю в заданих умовах експлуатації за умови відсутності проявів втомного руйнування.

Базова динамічна вантажність – це постійне радіальне навантаження (а для упорних і упорно-радіальних підшипників осьове навантаження), яке підшипник може приймати протягом одного мільйона обертів при безвідказній роботі 90 %.

На основі експериментальних досліджень була встановлена залежність між навантаженням на підшипник та його довговічністю:

$$L = a_1 a_{23} (C_r/R)^p. \quad (8)$$

Тут L – довговічність підшипника до появи ознак втоми, млн. об.;

a_1 і a_{23} – коефіцієнти; C_r – базова динамічна вантажність; R – розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник; p – показник степеня, який згідно з результатами експериментів для кулькових підшипників дорівнює 3, а для роликових підшипників – 10/3.

Базова динамічна вантажність C_r для всіх підшипників кочення наводиться в каталогах. Підбір підшипників кочення за динамічною

вантажністю зводиться до визначення їхньої довговічності в конкретних умовах роботи.

Якщо відома кутова швидкість ω , рад/с, рухомого кільця підшипника, то за добутим із формули (8) значенням L довговічність L_h , год, можна визначити за співвідношенням:

$$L_h = 10^6 \pi L / (1800 \omega) = 1745 L / \omega. \quad (9)$$

Потрібна довговічність підшипників L_h визначається строком служби машини між капітальними ремонтами. В машинобудуванні беруть $L_h = (3000 \dots 50\,000)$ год.

Стандарти запроваджують довговічність підшипників: $L_h = 10\,000$ год для зубчастих редукторів; $L_h = 5000$ год для черв'ячних редукторів.

Коефіцієнти a_1 і a_{23} у формулі (8) уведені за рекомендацією ISO.

Коефіцієнт a_1 враховується в разі потреби мати підшипники підвищеної надійності: $a_1 = 1$ при 90 %-й надійності; $a_1 = 0,62$ при 95 %-й; $a_1 = 0,44$ при 97 %-й; $a_1 = 0,33$ при 98 %-й. Коефіцієнт a_{23} враховує якість матеріалу деталей підшипника та умови експлуатації. Для звичайних умов роботи серійних підшипників: кулькових, крім сферичних, $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$; кулькових сферичних і роликів із циліндричними роликами $a_{23} = 0,5 \dots 0,6$; роликів конічних $a_{23} = 0,6 \dots 0,7$.

Якщо довговічність підшипників, що розрахована за базовою динамічною вантажністю, незадовільна, то слід підібрати підшипник більшого типорозміру.

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипники кочення

Розрахунковим еквівалентним навантаженням R для радіальних та радіально-упорних підшипників називається така постійна радіальна сила, яка при її дії на підшипник (зовнішнє кільце нерухоме, а внутрішнє обертається) забезпечує довговічність, що даний підшипник буде мати при дійсних умовах навантаження і обертання. Для упорних та упорно-радіальних підшипників – це постійна центральна осьова сила при обертанні кільця, закріпленого на валу, і нерухомому кільці у корпусі.

Розрахункове еквівалентне навантаження на радіальні кулькові та радіально-упорні кулькові і роликів підшипники визначається за залежністю:

$$R = (XV R_r + YR_a) K_6 K_T$$

Розрахункове еквівалентне навантаження знаходять за більш простими формулами: для радіальних кулькових та роликів підшипників, не навантажених осью силою ($R_a = 0$ і $X = 1$),

$$R = V R_r K_6 K_T; \quad (11)$$

– для упорних кулькових та роликів підшипників ($R_r = 0$; $V = 1$)

$$R = R_a K_6 K_T \quad (12)$$

– для упорно-радіальних кулькових та роликів підшипників

$$R = (X R_r + Y R_a) K_6 K_T \quad (13)$$

У формулах (10)...(13) взяті такі позначення:

R_r , R_a – радіальне та осьове зовнішні навантаження на підшипник відповідно;

X і Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно;

V – коефіцієнт обертання ($V = 1$ – якщо внутрішнє кільце обертається і $V = 1,2$ – якщо не обертається);

K_6 – коефіцієнт безпеки ($K_6 = 1$ – при спокійному навантаженні; $K_6 = 1,2$ – при легких поштовхах і короточасних перевантаженнях до 125 %; $K_6 = 1,5$ – при помірних поштовхах і перевантаженнях до 150 %; $K_6 = 2$ – при значних поштовхах та вібраціях і перевантаженнях до 200 %; $K_6 = 3$ – при ударному навантаженні та перевантаженнях до 300 %);

K_T – температурний коефіцієнт (якщо робоча температура опори $t \leq 100^\circ\text{C}$, то $K_T = 1$; якщо $t = 125^\circ\text{C}$, то $K_T = 1,05$; якщо $t = 150^\circ\text{C}$, то $K_T = 1,1$).

Значення коефіцієнтів X і Y вибирають на основі порівняння відношення R_a/VR_r і параметра осьового навантаження e . Це пов'язано з тим, що через наявність радіального зазора в підшипнику за відсутності осьового навантаження має місце підвищена нерівномірність навантаження тіл кочення. Зі збільшенням осьового навантаження при постійному радіальному відбувається зменшення зазора і навантаження на тіла кочення розподіляється більш рівномірно. Для деякого значення $R_a/(VR_r) = e$ це компенсує у однорядних підшипниках збільшення загального навантаження на підшипник із ростом осьової сили R_a . Тому значення X і Y різні при $R_a/(VR_r) \leq e$ і $R_a/(VR_r) > e$. В однорядних підшипниках при $R_a/(VR_r) \leq e$ розрахунок ведеться на дію одного радіального навантаження, тобто беруть $X = 1$ і $Y = 0$.

Параметр осьового навантаження e для кулькових (радіальних і радіально-упорних типу 36000) підшипників вибирають залежно від відношення R_a/C_0 (табл.). Для інших типів підшипників параметр e безпосередньо беруть у каталозі.

Осьові навантаження R_a на радіальні кулькові підшипники беруть рівними зовнішнім осьовим силам F_a , що діють на вал.

Осьові навантаження R_a на радіально-упорні підшипники визначають за зовнішньою осьовою силою F_a , що діє на вал, і осьовими складовими F_{s1} та F_{s2} , що виникають у двох опорах вала при радіальному навантаженні їх.

Осьову складову силу F_s , що виникає при радіальному навантаженні радіально-упорного підшипника, знаходять із залежностей: $F_s = eR_r$ – для кулькових підшипників; $F_s = 0,83 eR_r$ – для роликових конічних підшипників.

Оскільки для підшипників типу 36000 параметр e залежить від відношення R_a/C_0 , для визначення R_a параметр e можна обчислити за такою формулою:

$$Ige = (\lg(R_r/C_0) - 1,144)/4,729. \quad (14)$$

Розрахункові осьові навантаження R_{a1} і R_{a2} на радіально-упорні підшипники двох опор вала визначають залежно від схеми розміщення радіально-упорних підшипників (рис 7, а, б) та напрямку зовнішньої осьової сили F_a . Для двох радіально-упорних підшипників опор вала повинні зберігатись умови: $R_{a1} \geq F_{s1}$; $R_{a2} \geq F_{s2}$. З урахуванням цих умов та умови рівноваги вала $F_a - R_{a1} + R_{a2} = 0$ знаходять розрахункові осьові навантаження R_{a1} та R_{a2} .

Підшипники кочення, що працюють при змінних режимах навантаження, можна підбирати за розрахунковим еквівалентним навантаженням R_E , яке дорівнює силі, що спричинює такий же ефект втоми підшипника, як і весь комплекс діючих за розрахунковий строк служби навантажень.

Еквівалентне навантаження визначають за формулою:

$$R_E = \sqrt[3]{(R_1^3 \cdot L_1 + R_2^3 \cdot L_2 + \dots + R_n^3 \cdot L_n)} / L = \sqrt[3]{\sum R_i^3 \cdot (L_i / L)}, \quad (15)$$

де R_i – еквівалентне навантаження на підшипник протягом строку L_i , L – загальний строк служби підшипника. Залежність (15) перепишемо у вигляді

$$R_E = \sqrt[3]{\sum R_i^3 \cdot (L_i / L)} = R \cdot \sqrt[3]{\sum (R_i / R)^3 \cdot (\omega_i / \omega) \cdot (L_i / L)}; \quad R_E = K_E R, \quad (16)$$

де R – розрахункове еквівалентне навантаження, що визначається за формулами (10)...(13) згідно з максимальними тривало діючими силами R_r та R_a ; K_E – коефіцієнт інтенсивності режиму навантаження підшипників,

$$K_E = \sqrt[3]{\sum (R_i / R)^3 \cdot (\omega_i / \omega) \cdot (L_i / L)} = \sqrt[3]{K_{HE}}. \quad (17)$$

Для типових режимів навантаження машин (рис. 2.3) та постійного швидкісного режиму роботи підшипників коефіцієнт інтенсивності K_E бере такі значення (табл. 4.1): $K_E = 1$ – для режиму П; $K_E = 0,80$ – для режиму В; $K_E = 0,63$ – для режиму СР; $K_E = 0,57$ – для режиму СН і $K_E = 0$.

Наведені значення коефіцієнтів інтенсивності K_E можуть бути використані за умови, що відбувається пропорційна зміна радіального R_r та осьового R_a навантажень на підшипники із зміною режиму навантаження машини. Таке явище має місце, у підшипниках кочення валів зубчастих передач.

Рекомендації щодо вибору підшипників кочення

Для опор валів циліндричних зубчастих передач перевагу слід надавати радіальним кульковим підшипникам як найдешевшим та простим в експлуатації, їх успішно застосовують для опор валів, де осьове навантаження становить менше 35 % від сумарного радіального ($F_a / (VR_r) \leq 0,35$). Якщо відношення $F_a / (VR_r) > 0,35$, то рекомендується використовувати інші типи підшипників, наприклад кулькові радіально-упорні, але їх вибір повинен бути обґрунтованим. Початкове слід орієнтуватись на підшипники легкої серії. Якщо ж розрахункова довговічність виявиться недостатньою, то беруть підшипники середньої серії.

Конічні та черв'ячні колеса повинні бути точно і жорстко зафіксовані в осьовому напрямі. Кулькові радіальні підшипники мають малу осьову жорсткість. Тому у силових передачах для опор валів конічних та черв'ячних коліс використовують роликові конічні підшипники, переважно при значних динамічних навантаженнях та високих короткочасних перевантаженнях.

Опори черв'яка в силових черв'ячних передачах навантажені значними осьовими силами. Це вимагає застосування конічних роликових підшипників, здатних сприймати великі осьові навантаження. При довгочасній неперервній роботі черв'ячної передачі, з метою зменшення її

нагрівання, для опор черв'яка використовують також кулькові радіально–упорні підшипники зі збільшеним кутом контакту тіл кочення типів 46 000 і 66 000.

Під час вибору підшипників кочення слід враховувати їхні граничні швидкості обертання. З ростом швидкості обертання різко зменшується довговічність підшипників кочення, збільшується температура в навантаженому контакті тіл кочення і кілець. Зростають при цьому втрати на тертя між тілами кочення та сепаратором і буртиками кілець. З ростом швидкості обертання збільшується ймовірність відказів, пов'язаних із руйнуванням сепараторів.

Щоб забезпечити потрібну надійність, у каталогах підшипників зазначені граничні частоти обертання або кутові швидкості з урахуванням виду мастила (рідке чи пластичне).

Гранична швидкохідність підшипників кочення оцінюється умовним швидкісним параметром $d_m\omega$ – добутком діаметра кола центрів тіл кочення і кутової швидкості внутрішнього кільця, який залежить від типу підшипника, точності, конструкції сепаратора та виду мастила. Найбільші допустимі значення швидкісного параметра у кулькових підшипників із текстолітовими або масивними металевими сепараторами $[d_m\omega] \approx 9 \cdot 10^4$ мм·рад/с. Далі йдуть радіальні підшипники з короткими циліндричними роликами $[d_m\omega] \approx 5 \cdot 10^4$ мм·рад/с. Значно менше значення допустимого швидкісного параметра для роликових конічних підшипників: $[d_m\omega] \approx 3.5 \cdot 10^4$ мм·рад/с.

Підшипники ковзання

Загальні відомості

Підшипники ковзання – це елементи опор валів і осей, поверхня цапфи яких взаємодіє через шар мастила з охоплюючою нерухомою поверхнею підшипника. Робота підшипників ковзання без спрацьовування поверхонь цапфи вала і підшипника можлива лише при розділенні цих поверхонь шаром мастила достатньої товщини. Наявність шару мастила між робочими поверхнями може бути забезпечена надлишковим тиском, який буває гідродинамічним, що створюється при обертанні цапфи, або гідростатичним, що виникає внаслідок подачі мастила помпою. Основне практичне застосування мають підшипники з гідродинамічним змащуванням.

Підшипники ковзання в машинобудуванні мають вужче застосування, ніж підшипники кочення. Однак за деякими своїми позитивними характеристиками вони у деяких випадках мають переважне або рівне використання з підшипниками кочення. Підшипники ковзання застосовують у таких випадках:

- а) для опор валів ($\omega > 500$ рад/с), у режимах роботи яких довговічність підшипників кочення досить низька;
- б) для валів та осей, до яких ставляться високі вимоги щодо точності монтажу і забезпечення постійного положення осі обертання;
- в) для валів великого діаметра через відсутність стандартних підшипників кочення;

г) у випадках, коли підшипники машини повинні бути роз'ємними (наприклад, для опор колінчастих валів);

д) при роботі підшипників у воді або агресивному середовищі, де підшипники кочення нероботоздатні;

е) при потребі малих діаметральних розмірів, наприклад для близько розміщених паралельних валів;

є) для тихохідних валів та осей невідповідальних механізмів, де підшипники ковзання простіші за конструкцією і дешевші, ніж підшипники кочення.

Підшипники ковзання вимагають систематичного нагляду та неперервного змащування, мають більш високі втрати на тертя при малих швидкостях обертання валів і потребують підвищених пускових моментів під час пуску машини в дію. Крім цього, цапфи валів та осей, що працюють у підшипниках ковзання, повинні мати високу якість поверхні для того, щоб запобігти прискореному спрацюванню підшипника та цапфи.

Конструкції та матеріали підшипників ковзання

У найпростішому вигляді (рис. 12, а) підшипник ковзання складається з корпусу 1 та вкладиша 2, який розміщується і фіксується у корпусі. Взаємодія опорної цапфи вала з підшипником відбувається через вкладиш та шар мастила між їхніми поверхнями. Для подачі мастила у корпусі і у вкладиші підшипника передбачається спеціальний отвір. Підшипник ковзання рис. 54,а є жорстким нероз'ємним підшипником.

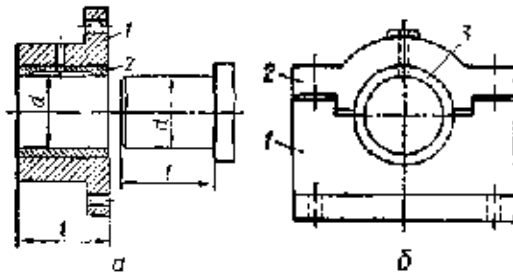


Рис. 12

Конструкції роз'ємного підшипника ковзання рис. 12, б складається з корпусу 1, кришки 2 та вкладиша 3. Кришка до корпусу кріпиться за допомогою болтів. Роз'ємні підшипники зручні при монтажі валів та осей і допускають регулювання зазорів у підшипнику зближенням кришки і корпусу. Тому переважне застосування мають роз'ємні підшипники ковзання. Для правильної роботи підшипника площина його роз'єму повинна бути виконаною перпендикулярно до напрямку навантаження, яке сприймає підшипник. Щоб усунути бокові зміщення кришки щодо корпусу, площину роз'єму підшипника здебільшого слід виконувати ступінчастою.

Якщо виникають значні прогини валів або неможливо виконати точний монтаж, то використовують самоустановні підшипники ковзання (рис. 13, в). Корпус такого підшипника має сферичну опорну поверхню, яка дозволяє самовстановлюватись підшипнику у межах кута $\gamma = 7...8^\circ$.

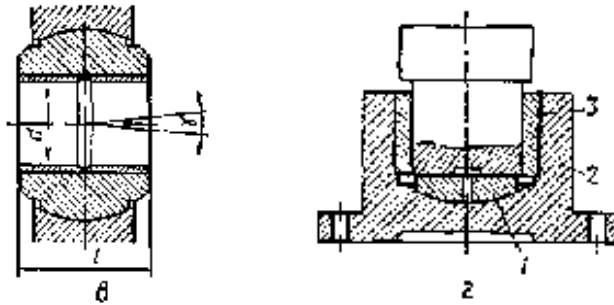


Рис. 13

Застосування самоустановних підшипників дозволяє забезпечити рівномірне навантаження вкладиша по його довжині. Конструкції підшипників ковзання здатні сприймати тільки радіальне навантаження. Існують також підшипники ковзання, які призначені для сприймання осьового або осьового та радіального навантаження одночасно (рис. 13, г). Підшипники ковзання, що сприймають осьове навантаження, називають підп'ятниками, а елементи валів, що працюють у таких підшипниках, називають п'ятами. На рис 1, г підп'ятник 1 сприймає осьове навантаження з боку вала і повинен бути зафіксованим від обертання у корпусі 2 підшипника. Вкладиш 3 сприймає тільки радіальне навантаження.

Основними розмірами підшипників ковзання (рис. 14) є посадочний діаметр підшипника d та його довжина l . Здебільшого підшипники ковзання виготовляють із співвідношенням $l/d = 0,5 \dots 1$. Вузькі підшипники ($l/d < 0,5$) мають низьку вантажність і слабо утримують мастило. Довгі підшипники ($l/d > 1$) вимагають підвищеної жорсткості валів та точності їхнього монтажу. Товщина стінки суцільного вкладиша $\Delta = (0,1 \dots 0,2) d$.

Згідно з гідродинамічною теорією змащування рідинне тертя у підшипнику ковзання може розвиватись тільки в зазорі, що звужується в напрямі відносної швидкості цапфи вала. Такий зазор називають клиновим.

У радіальних підшипниках ковзання клинова форма зазора властива самій конструкції підшипника. Вона утворюється за рахунок зміщення центрів цапфи вала і вкладиша (рис. 14, а). Однак тут центрування вала може бути недостатнім, а при високих швидкостях обертання можливе виникнення вібрацій вала.

У підшипниках ковзання швидкохідних навантажених валів, а також у підшипниках з великою несучою здатністю для запобігання вібрацій валів використовують самоустановні сегментні вкладиші (рис. 14, б), які завдяки утворенню у підшипнику кількох зазорів клинової форми забезпечують стійку роботу підшипників. Поряд із безвібраційною роботою перевагою підшипників із сегментними вкладишами є можливість самоустановлюватись, що запобігає появі кромкового контакту цапфи та підшипника.

Для зображених на рис. 14, в, г підшипників зазор клинової форми може бути отриманий використанням однобічних скосів у радіальних рівцях при нереверсивному і двобічних скосів – при реверсивному обертанні вала.

Найвідповідальнішою деталлю у підшипнику ковзання є вкладиш, який безпосередньо сприймає навантаження. Матеріал вкладишів повинен бути стійким проти спрацьовування та заїдання, мати достатню пластичність, щоб, не руйнуючись, сприймати ударні навантаження, а коефіцієнт тертя пари цапфа – вкладиш повинен бути мінімальним. Бажана також висока теплопровідність для кращого відведення теплоти від поверхонь тертя у підшипнику.

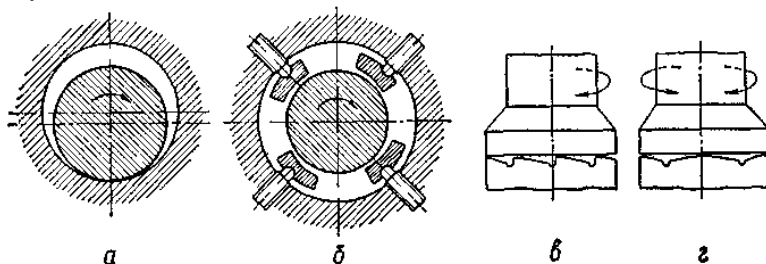


Рис. 14

За техніко-економічними міркуваннями більш доцільно, щоб у парі цапфа – вкладиш більш стійкою проти спрацьовування була поверхня цапфи. З цією метою цапфи валів піддають поверхневому гартуванню, яке забезпечує високу твердість робочої поверхні.

Вкладиші виготовляють із різних матеріалів: чавуну, сплавів кольорових металів, спечених матеріалів, графіту та синтетичних матеріалів.

Чавун (сірий і антифрикційний) придатний для вкладишів при невисоких безударних навантаженнях та низьких колових швидкостях. Потрібне припрацьовування чавунних вкладишів на холостих режимах роботи.

До кольорових антифрикційних сплавів належать бронзи, латуні, бабіти, алюмінієві сплави.

Бронзи з вмістом олова БрОЮФІ та ін. мають високі антифрикційні властивості і їх використовують в умовах високих тисків та швидкостей. При змінних та ударних навантаженнях високу стійкість має свинцева бронза БрСЗО, яка використовується у підшипниках двигунів внутрішнього згоряння. Широко розповсюджені також більш дешеві безолов'яні бронзи, наприклад БрА9ЖЗА.

Латуні ЛКС80–3–3, ЛМцЖ52–4–1 та інші ефективні при порівняно високих навантаженнях, але низьких колових швидкостях.

Бабіти використовують для нанесення на робочі поверхні чавунних або бронзових вкладишів. Високоолов'яні бабіти, (Б83), використовують при дуже високих швидкостях та тисках. За антифрикційними властивостями бабіт перевершує всі інші сплави, але за механічною міцністю значно

поступається чавуну та бронзі. Негативною властивістю бабіту є крихкість та його висока вартість.

З алюмінієвих сплавів найперспективнішими є алюмінієві-олов'яні антифрикційні сплави АО9-2, АО9-1 та ін. Вони мають високу втомну міцність і здатні працювати протягом значного часу в умовах недостатнього змащування. Ці сплави застосовують у підшипниках потужних двигунів внутрішнього згорання.

Спечені матеріали мають у своїй основі мідний або залізний порошок. Вкладиші, які виготовляють пресуванням та спіканням за високої температури порошка із добавкою графіту, мають порувату структуру і можуть працювати довший час без подачі мастила за рахунок їхнього попереднього просочування рідким мастилом.

Неметалеві матеріали (гума, тверді породи дерева та пластмаси) значно розповсюджені як підшипникові матеріали, що пов'язано з їхніми високими антифрикційними властивостями в парі із сталевую цапфою вала, їх важливою перевагою є можливість роботи при змащуванні водою. Серед пластмас для вкладишів підшипників використовують текстоліти, ДШП, поліаміди (капрон, фторопласт-4) та ін. Поліаміди у більшості випадків наносять тонким шаром на металеві вкладиші і завдяки цьому в значній мірі поліпшують умови відведення теплоти. Оскільки пластмаси мають достатню пружність, виготовлені з них вкладиші підшипників можуть сприймати ударні навантаження та дещо компенсувати перекося цапфи вала.

Змащування підшипників ковзання

Для змащування підшипників ковзання застосовують рідкі, пластичні та тверді мастильні матеріали.

Основним мастильним матеріалом є рідкі мастила, бо вони рівномірно розподіляються на поверхнях тертя, мають мале внутрішнє тертя і задовільно працюють у широкому діапазоні температур. Переважне застосування знаходять мінеральні мастила, які є продуктом переробки нафти. Рослинні (льняне, рицинове та ін.) і тваринні мастила мають високі мастильні властивості, але вони дорогі і тому використовуються лише у спеціальних випадках.

Важливими властивостями мастил, які визначають їхню мастильну здатність, є в'язкість (при роботі в умовах рідинного тертя) та маслянистість (при роботі без рідинного тертя).

В'язкість – властивість чинити опір при зсуві одного шару рідини щодо іншого.

Маслянистість – здатність мастильного матеріалу до утворення та утримування на поверхнях тертя деталей тонких плівок.

Із мінеральних мастил широко застосовують такі, як індустриальне, турбінне, авіаційне, циліндрове та ін.

Як рідке мастило інколи використовують і воду (наприклад, для підшипників гребних гвинтів, водяних pomp і т. д.). В'язкість води низька, а теплоємність у 2,0–2,5 рази більша, ніж мінеральних мастил. Тому теплоутворення у підшипниках, змащуваних водою, незначне, а тепловіддача

велика. Суттєвим недоліком водяного змащування є небезпека корозії, що вимагає використання спеціальних матеріалів для валів.

Пластичні мастила виготовляють згущуванням рідких мінеральних масил кальцієвими або натрієвими милами. У першому випадку дістають *солідоли*, а у другому – *консталіни*. Пластичні мастила добре герметизують підшипники і допускають підвищені тиски. У порівнянні з рідкими мастилами внутрішнє тертя (в'язкість) у них більш високе. Солідоли використовують при температурах до 60–80 °С. Їхньою перевагою є вологостійкість. При температурах (до 110–120 °С) використовують натрієві мастила: мастило жирове 1–13, консталін жировий, консталін синтетичний. Існують універсальні пластичні мастила, які добре працюють у широкому діапазоні температур; мастило УНІОЛ, при 150–160 °С.

Із твердих мастильних матеріалів, в основному, застосовують колоїдний (високодисперсний) графіт та двосірчаний молібден (дисульфід молібдену). Тверді мастила використовують в умовах, коли рідкі та пластичні мастила нероботоздатні (низька або висока температура, вакуум, агресивне середовище), а також у тихохідних відкритих підшипниках, що працюють при високих тисках, де важко утримати рідке чи пластичне мастило.

Подача мастильного матеріалу до підшипників ковзання залежно від їхнього призначення та умов роботи може бути індивідуальною або централізованою, періодичною або неперервною, самоподачею або під тиском. Для змащування використовують спеціальну мастильну арматуру.

Звичайно подача мастила здійснюється у зону найменшого тиску у підшипнику ковзання. Розподіл мастильного матеріалу у підшипниках досягається за допомогою мастильних рівців на робочій поверхні їхніх вкладишів у ненавантаженої зоні.

Роботоздатність і режим рідкого тертя у підшипниках ковзання.

Критерії роботоздатності та розрахунку підшипників ковзання.

Основними критеріями роботоздатності підшипників ковзання є стійкість проти спрацювання та стійкість проти втомного руйнування робочих поверхонь.

Стійкість проти спрацювання характеризується опором абразивному спрацюванню та заїданню. Абразивне спрацювання може бути при недостатній несучій здатності мастильного шару в підшипнику під час усталеного режиму роботи і особливо під час пуску та зупинки машини під навантаженням. Абразивне спрацювання дуже інтенсивне при попаданні у підшипник разом із мастилом твердих абразивних частинок, співрозмірних із товщиною мастильного шару. Заїдання виникає при втраті мастильного плівкою своєї захисної здатності при високих місцевих тисках і температурах. Воно проявляється особливо активно при незагартованих цапфах валів і при твердих матеріалах вкладишів. Заїданню сприяють підвищений тиск на кромках вкладишів, дефекти поверхонь тертя, температурні деформації валів.

Втомне руйнування вкладишів підшипників ковзання спостерігається під час дії на них змінних навантажень (наприклад, у поршневих машинах,

машинах ударної та вібраційної дії). Крихкому руйнуванню піддаються маломіцні антифрикційні матеріали, такі як бабіти та деякі пластмаси.

Основним розрахунком підшипників ковзання є розрахунок за умовою забезпечення рідинного тертя, який базується на тому, що мастильний шар повинен сприймати все навантаження. При рідинному терті досягається стійкість проти спрацювання та заїдання підшипника.

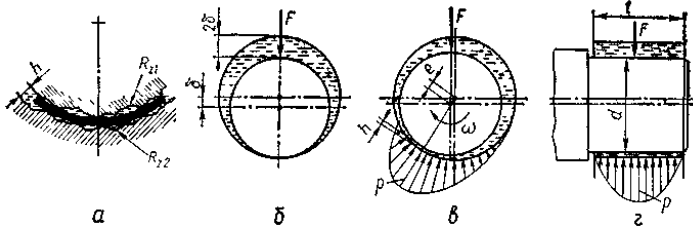


Рис. 15

Підшипники ковзання тихохідних механізмів, машин із частими пусками та зупинками під навантаженням, із ненадійним забезпеченням подачі мастила, в яких виникає граничне тертя, розраховують за умовними критеріями, які базуються на досвіді конструювання та експлуатації подібних конструкцій підшипників ковзання.

Умови утворення режиму рідинного тертя у підшипниках ковзання. Під час рідинного тертя робочі поверхні цапфи вала і вкладиша підшипника розділені шаром мастила (рис. 15, а), товщина h якого більша суми висот нерівностей поверхонь цапфи R_{z1} та вкладиша R_{z2} :

$$h > R_{z1} + R_{z2}. \quad (1)$$

Якщо записана умова виконується, що шар мастила сприймає зовнішнє навантаження, не допускаючи при цьому безпосереднього дотикання робочих поверхонь підшипника. Критичне значення товщини шару мастила, при якому порушується режим рідинного тертя, беруть.

$$h_{кр} = (1,5 \dots 2,0) (R_{z1} + R_{z2}). \quad (2)$$

На рис. 15, б схематично зображена цапфа вала у заповненому мастилом підшипнику. Якщо вал не обертається, то під дією радіальної сили F цапфа зміщена на радіальний зазор і дотикається до вкладиша підшипника. При цьому між цапфою та вкладишем утворюється зазор клинової форми.

Під час обертання вала (рис. 15, в) мастило за рахунок сил тертя починає втягуватись у клиновий зазор і при деякій кутовій швидкості вала $\omega > \omega_{кр}$ цапфа спливає в мастилі і дещо зміщається в бік обертання. Із збільшенням кутової швидкості збільшується і товщина h мастильного шару, а центр цапфи наближається до центра вкладиша. Якщо $\omega \rightarrow \infty$, то відстань між центрами $e \rightarrow 0$. Повного збігання центрів цапфи і вкладиша бути не може, оскільки при цьому порушується клинова форма зазора як одна з умов режиму рідинного тертя.

Зовнішнє навантаження F на вал зрівноважується гідродинамічним тиском p у мастильному шарі, який розподіляється нерівномірно згідно з епорами рис. 15, в, г.

Дослідженнями встановлено, що у підшипниках ковзання з певними параметрами товщина шару мастила у навантаженій зоні зростає зі збільшенням в'язкості мастила та кутової швидкості цапфи і зменшується зі збільшенням навантаження F . Щоб досягти режиму рідинного тертя, потрібні такі умови:

- а) наявність між поверхнями ковзання зазора клинової форми;
- б) неперервне заповнення зазора мастилом відповідної в'язкості;
- в) швидкість відносного руху поверхонь повинна бути такою, щоб розвинутий гідродинамічний тиск зрівноважив зовнішнє навантаження.

Розрахунки підшипників ковзання

Умовні розрахунки підшипників ковзання. Ці розрахунки виконують, якщо режим рідинного тертя не може бути забезпеченим. Вони у наближеній формі передбачають запобігання інтенсивному спрацюванню, перегріванню та заїданню у підшипниках. Суть умовних розрахунків полягає у обмеженні тиску p у підшипнику та у обмеженні параметра $p v_s$. Відповідно розрахункові умови записують у такому вигляді:

$$p = F/(dl) \leq [p]; \quad (3)$$

$$p v_s \leq [p \cdot v_s]. \quad (4)$$

де F – радіальне навантаження на підшипник; d – діаметр цапфи; l – довжина підшипника; $v_s = 0,5\omega d$ – швидкість ковзання або колова швидкість цапфи.

При високих швидкостях ковзання і невеликих тисках надійність підшипників ковзання зменшується через підвищення температури. В цьому разі обмежують також швидкість ковзання за умовою $v_s \leq [v_s]$.

Допустимі значення тиску $[p]$, швидкості ковзання $[v_s]$ та параметра $[p v_s]$ визначені з досвіду експлуатації підшипників ковзання з різними матеріалами вкладишів і наведені у табл.

Розрахунок радіальних підшипників рідинного тертя. Розрахунок радіальних підшипників рідинного тертя базується на тому, що шар мастила між цапфою та вкладишем повинен сприймати все радіальне навантаження F , а його розрахункова товщина h повинна бути більшою від критичної товщини $h_{кр}$ за виразом (2). Тому запишемо розрахункову умову:

$$S_h = h / h_{кр} > [S]_h. \quad (5)$$

де S_h – коефіцієнт запасу надійності підшипника за товщиною мастильного шару, $[S]_h = 1,5 \dots 2$ – його допустиме значення. Критичне значення товщини шару мастила $h_{кр}$ беруть із розрахунку, що висота нерівностей поверхні цапфи повинна бути $R_{z1} \leq 3,2$ мкм, а висота нерівностей робочої поверхні вкладиша – $R_{z2} \leq 6,3$ мкм.

Розрахункову товщину h шару мастила в визначають за формулою:

$$h = \delta - e = \delta (1 - \chi), \quad (6)$$

де $\chi = e/\delta$ – відносний ексцентриситет, який визначає положення цапфи у підшипнику при режимі рідинного тертя. Цей параметр вибирають за графіками залежно від коефіцієнта навантаженості підшипника Φ та відношення l/d .

Коефіцієнт навантаженості підшипника – це параметр, який характеризує несучу здатність підшипника ковзання при певних

співвідношення його розмірів, кутовій швидкості вала та в'язкості мастила. Його визначають за формулою:

$$\Phi = F \cdot \psi^2 / (\mu \cdot \omega \cdot l \cdot d) = p \cdot \psi^2 / (\mu \cdot \omega). \quad (7)$$

Таким чином, розрахунок підшипників ковзання рідинного тертя зводиться до визначення за формулою (7) коефіцієнта навантаженості Φ підшипника, за яким по графіках вибирають відносний ексцентриситет χ . Маючи відносний ексцентриситет та радіальний зазор δ у підшипнику, за формулою (6) обчислюють товщину h шару мастила у навантаженій зоні підшипника, яку порівнюють із критичною товщиною $h_{кр}$ відповідно до умови (5). Потрібний радіальний зазор δ забезпечується вибором відповідної стандартної посадки цапфи вала у вкладиші.

Особливості конструкцій та розрахунку упорних підшипників ковзання. У машинобудуванні упорні підшипники ковзання застосовують, якщо втрати на тертя не мають суттєвого значення, наприклад у механізмах, що працюють із тривалими перервами, при низьких швидкостях ковзання тощо. Найпростішими за конструкцією є упорні підшипники з плоскими робочими поверхнями.

На рис. 16 зображені упорні підшипники, які відрізняються між собою конструкцією опорної частини – п'яти. Суцільна п'ята (рис. 16, а) використовується рідко через нерівномірний розподіл тиску по робочих поверхнях.

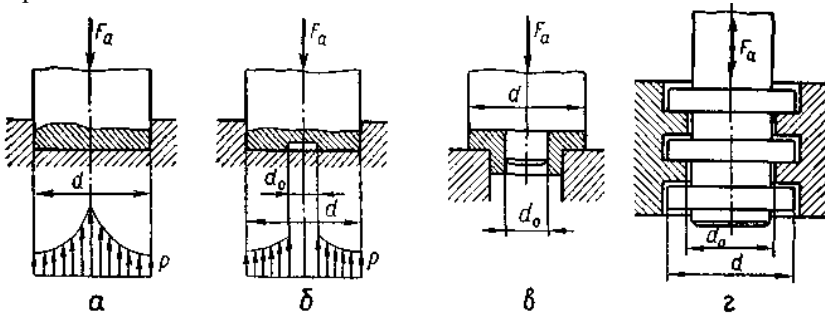


Рис. 16

У центрі п'яти, де швидкість ковзання мала, спрацювання менше, ніж на периферійних ділянках. Тому тиск у центрі п'яти теоретично досить високий.

Щоб вирівняти тиск, слід застосовувати кільцеві п'яти (б, в), у яких $d_0 = (0,6 \dots 0,7)d$. У деяких випадках для зменшення питомого навантаження використовують гребінчасті п'яти (рис. 16, г) із відповідними підп'ятниками, що мають роз'єм у осьовій площині. Для гребінчастих п'ят беруть $d_0 = (0,7 \dots 0,8)d$.

У конструкціях упорних підшипників ковзання не завжди можна забезпечити режим рідинного тертя (малі швидкості, часті пуски та зупинки, нерівномірний розподіл швидкостей ковзання та ін.). Лише з високими кутовими швидкостями валів і відповідними конструкціями п'ят (в, г) можна забезпечити рідинне тертя. Тому для упорних підшипників ковзання

обмежуються розрахунком на стійкість проти спрацювання та заїдання за тиском p і параметром $p v_s$.

Для плоскої кільцевої п'яти (б, в), а також суцільної п'яти (а) при $d_0 = 0$ маємо такі розрахункові умови:

$$p = 4F_a / [\pi \cdot (d^2 - d_0^2)] \leq [p]; \quad p \cdot v_s \leq [p \cdot v_s], \quad (8)$$

де F_a – осьове навантаження на підшипник; $v_s = 0,5\omega d_m$ – швидкість ковзання по середньому діаметру п'яти $d_m = 0,5(d + d_0)$ вала, що обертається з кутовою швидкістю ω .

Для розрахунку гребінчастої п'яти використовуються умови (8), але при визначенні p треба враховувати число опорних поверхонь z ($z = 2$ на рис. 16, г) та нерівномірність розподілу навантаження по окремих поверхнях.

Допустимі значення тиску $[p]$ та параметра $[p v_s]$ беруть такими самими, як і для радіальних підшипників ковзання.

6. Деякі спеціальні підшипники ковзання

Пневмопідшипники – це різновиди гідродинамічних опор і працюють так само, як і розглянуті вище підшипники рідинного тертя. Різниця лише у тому, що внаслідок значно меншої в'язкості повітря порівняно з рідкими мастилами (у сотні разів) такі підшипники поряд із малими втратами на тертя мають малу несучу здатність. Пневмопідшипники практично не обмежують частоту обертання валів, не нагріваються і зберігають точність положення осі вала. Такі опори застосовують у центрифугах, гіроскопах, газових турбінах. Створені конструкції шпінделів для внутрішнього шліфування на пневмопідшипниках, які здатні розвивати частоти обертання до $3 \cdot 10^5 \text{ хв}^{-1}$.

Гідростатичні підшипники. У гідростатичних підшипниках шар мастила між поверхнями тертя створюється підведенням до них мастила під тиском. Сили тертя в таких підшипниках при різних швидкісних режимах обертання вала дуже малі.

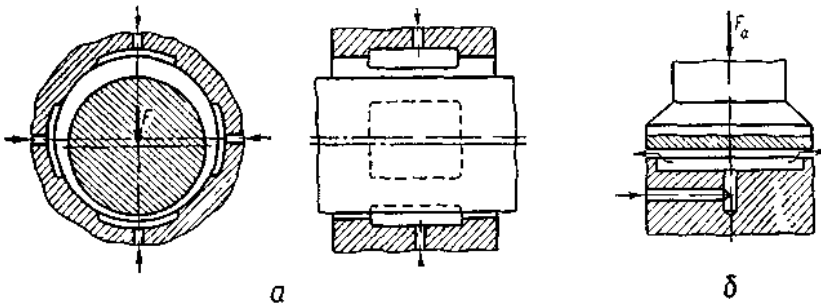


Рис. 17

Гідростатичний радіальний підшипник (рис. 17, а) здебільшого виконують із чотирма несучими камерами, у які за допомогою системи дроселів подають підтиском мастило. При навантаженні підшипника силою F тиск мастила буде максимальним у нижній камері, оскільки тут мінімальні зазори і найбільший опір витіканню мастила.

У найпростішому упорному гідростатичному підшипнику (рис. 59, б) мастило, яке подається у камеру підп'ятника, розтікається у радіальному

напрямі, утворюючи неперервний мастильний шар, що розділяє спряжені поверхні п'яти та підп'ятника.

Приклади розв'язку задач

Задача 1

Вал ролика вихідного рольганга трубоелектрозварювального стана з механізмом повороту опирається на два кулькових радіальних однорядних підшипника. Частота обертання валу – 1600 об/хв. Радіальне навантаження на кожний підшипник – 2300 Н. Обидва підшипника для зручності мають однакові розміри, але один з них в процесі експлуатації може бути навантажений осьовою силою 400 Н. Робоча температура підшипника не перевищує 398,15 К. Бажана довговічність – 4000 год. Діаметр вала повинен бути не менше 30 мм. Підібрати підшипник.

Розв'язок

1. Визначаємо потрібну динамічну вантажопідйомність кулькових радіальних однорядних підшипників вала ролика рольганга:

$$C_{mp} = (XVF_r + VF_a)k_bk_T \left(\frac{60nL_h}{10^6} \right)^{1/p} = (XVF_r + VF_a)k_bk_T \frac{C}{P},$$

де $V = 1,0$, так як обертається внутрішнє кільце $k_b = 1,2$, $k_T = 1,05$, $\frac{C}{P} = 7,23$.

Підставивши числові значення навантажень та коефіцієнтів, отримуємо:

$$C_{mp} = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 2300 \cdot 1,2 \cdot 1,05 \cdot 7 \cdot 23 = 20953 \text{ Н} = 20,9 \text{ кН}.$$

Осьове навантаження не враховане, так як при величині відношення:

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{400}{1,0 \cdot 2300} = 0,17 < e.$$

Для однорядного шарикопідшипника маємо $X = 1,0$; $Y = 0$.

2. З каталогу за $C_{mp} = 20,9$ кН і $d = 30$ мм вибираємо кульковий радіальний однорядний підшипник типу 0000 с умовним позначенням 306 (середня серія), який має $d = 30$ мм, $D = 72$ мм, $B = 19$ мм, $C = 21,6$ кН.

Задача 2

Вал вентилятора з частотою обертання 1250 об/хв. встановлений на радіальних сферичних дворядних шарикопідшипниках типу 1000 (ГОСТ 5720-51). На більш навантажений підшипник діє радіальне навантаження 2000 Н і осьове 500 Н. Діаметр цапфи під підшипник – 55 мм. Бажана довговічність – 8000 год.

Визначити розміри підшипника з їх довговічності.

Розв'язок

1. Визначаємо потрібну динамічну вантажопідйомність для найбільш навантаженого підшипника вентилятора, попередньо прийняв номінальний кут контакту між лінією дії результуючого навантаження на тіло кочення і площиною, перпендикулярної до осі підшипника, $\alpha = 11^\circ$, $V = 1,0$ (обертається внутрішнє кільце), $k_b = 1,2$ (табл. 14.18), $k_T = 1,0$ при $t < 373,15$ К, $\frac{C}{P} = 8,43$.

Величина відношення $\frac{F_a}{VF_r} = \frac{500}{1,0 \cdot 2000} = 0,25$ менше значення

коефіцієнта: $e = 1,5tg\alpha = 1,5tg11^\circ = 0,29$.

Тому $X = 1$ і $Y = 0,42ctg\alpha = 0,42ctg11^\circ = 2,16$.

Підставивши числове значення навантажень і коефіцієнтів, отримуємо:

$$C_{mp} = (XVF_r + VF_a)k_b k_T \left(\frac{60nL_h}{10^6} \right)^{1/p} = (XVF_r + VF_a)k_b k_T \frac{C}{P} = \\ = (1,0 \cdot 1,0 \cdot 2000 + 2,16 \cdot 500) \cdot 1,2 \cdot 1,0 \cdot 8,43 = 31108H = 31,1кН.$$

2. Цій вантажопідйомності відповідає кульковий радіальний двоярний сферичний підшипник 1311 середньої серії з габаритними розмірами: внутрішній діаметр – 55 мм, зовнішній діаметр – 120 мм, ширина – 29 мм.

3. Другий підшипник з метою уніфікації корпусів можна взяти такий самий.

Задача 3

Тихохідний вал вертикального кранового редуктора типу ВК 350 установлений на двох радіальних однорядних шарикопідшипниках 208.

Працюючи при $n = 600$ об/хв., кожний з підшипників навантажений радіальним зусиллям 2500 Н. Навантаження – з помірними поштовхами, обертається внутрішнє кільце. Визначити номінальну довговічність цього підшипника.

Розв'язок

1. За умовами роботи приймаємо: $V = 1,0$, $k_b = 1,3$.

2. Визначаємо величину еквівалентного динамічного навантаження:

$$P = XVF_r k_b k_T = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 2500 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 3250 \text{ Н};$$

$$C = P \left(\frac{60nL_h}{10^6} \right)^{1/p} = 3250 \left(\frac{60 \cdot 600 \cdot L_h}{10^6} \right)^{1/3}.$$

3. Визначаємо довговічність підшипника 208 в годинах. Динамічна вантажопідйомність його $C = 25,1$ кН = 25100 Н. Тому:

$$\left(\frac{60nL_h}{10^6} \right)^{1/3} = \frac{C}{P} = \frac{25100}{3250} = 7,72.$$

Логарифмуючи знайдемо:

$$\frac{1}{3} \lg L_h = \lg 7,72 + \frac{1}{3} (\lg 1000 - \lg 36) ; \lg L_h = 3 \cdot 0,8876 + 3,0000 - 1,5563 = 4,1065 .$$

Звідки $L_h = 12770$ год.

Якщо довговічність в млн. обертів, то

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{25100}{3250} \right)^3 = 7,72^3 = 460 \text{ млн.об.}$$

Задачі для самостійного розв'язку

1. Підібрати однорядний радіальний кульковий підшипник, призначений для жолобчатої роликоопори стрічкового транспортера (рис. 14.6). Вісь ролика нерухома і діаметр її повинен бути не менше 30 мм. На підшипник діє радіальне навантаження 4200 Н. Осьове навантаження – незначне. Бажана довговічність – 5000 год. Температура підшипникової складальної одиниці не перевищує 313,55 К. Діаметр ролика – 200 мм, а швидкість полотна стрічки – 2,6 м/с.

2. Верхня цапфа поворотної колони крана сприймає тільки горизонтальне (радіальне) зусилля і виконана на підшипнику кочення (рис. 14.7). Підібрати підшипник верхньої цапфи поворотної колони крана, який працює при легкому режимі, якщо діаметр вала під підшипник – 85 мм, радіальне зусилля – 35150 Н, частота обертання крана – 2 об/хв. і бажана довговічність – 6000 год.

Вибір підшипника призвести по найбільшому навантаженні, так як графік завантаження крана невідомий.

3. Визначити довговічність підшипника в годинах, якщо відомо, що радіальне навантаження на підшипник $F_r = 14000$ Н, осьове навантаження $F_a = 10000$ Н, діаметр вала $d = 55$ мм, частота його обертання $n = 100$ об/хв, навантаження діє зі слабкими товчками, обертається зовнішнє кільце, підшипник прийнятий шариковий радіально-упорний однорядний 36211.

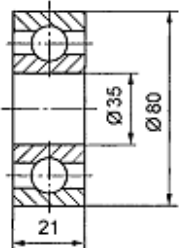
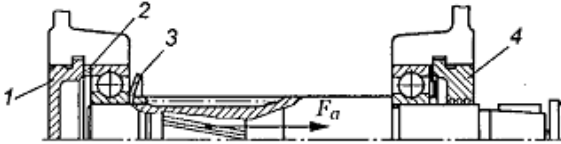
Питання для самоконтролю

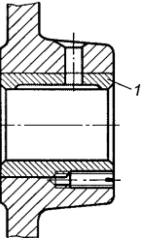
1. Які недоліки та переваги підшипників кочення?
2. Як класифікують підшипники кочення за різними ознаками?
3. Які види мастил застосовують для підшипників кочення?
4. Розкажіть, як умовно позначають підшипники кочення?
5. Назвіть основні види руйнувань та їхні причини для деталей підшипників кочення.
6. Запишіть та проаналізуйте вираз для визначення довговічності підшипників кочення.
7. За якими формулами визначають розрахункове еквівалентне навантаження для підшипників різних типів?
8. Від чого залежить вибір типу підшипників кочення?

9. Як за умовним позначенням підшипника кочення визначити його тип, серію і діаметр?
10. Назвіть основні типи ущільнень підшипникових вузлів?

Тестові завдання:

Питання	Відповіді	№
1. Вказати тип зображеного підшипника 	Радіальний	1
	Радіально-опорний	2
	Редіальний сферичний	3
	Опорний	4
2. Як при розрахунку радіального підшипника враховують вплив осового навантаження?	Коеф. V	1
	Коеф. Y	2
	Коеф. X	3
	Коеф. K_{δ}	4
3. Визначити по стандарту базову динамічну грузопідйомність зображеного підшипника 	30,7 кН	1
	19,6 кН	2
	52 кН	3
	12,8 кН	4
4. Визначити еквівалентне динамічне навантаження для кулькового радіального підшипника, якщо $F_r = 1200H$; $F_a = 0$; $t = 100^{\circ}C$; обертається внутрішнє кільце; навантаження постійне; редуктор працює в 3 зміні	1800 Н	1
	1200 Н	2
	1600 Н	3
	1380 Н	4
5. Який із підшипників зображених на валу зприймає осьове навантаження? 	Лівий підшипник	1
	Правий підшипник	2
	Два підшипника	3
	Ні один не сприймає	4

<p>6. Вибрати позначення даного підшипника</p> 	105	1
	107	2
	307	3
	1207	4
<p>7. Що враховується коефіцієнтом безпеки при розрахунку підшипників?</p>	Вплив обертання зовнішнього кільця	1
	Вплив температури	2
	Вплив типу температури і числа змін	3
	Вплив основних складових радіальної сили	4
<p>8. Вибрати формулу для визначення довговічності підшипника</p>	$XVP_r + YP_a$	1
	$(XVF_r + YF_a)K_\delta K_T$	2
	$P_3 \sqrt[3]{10^{-6} \cdot 60nL_n}$	3
	$a_1 a_{23} (C_r / P_3)^3$	4
<p>9. Розрахувати еквівалентне динамічне навантаження для кулькового радіального підшипника № 212, якщо радіальне навантаження на опорі 860 Н; осьове навантаження 521 Н; температура 125 ° С; обертається внутрішнє кільце; редуктор працює в одну зміну</p>	2020 Н	1
	657 Н	2
	1475 Н	3
	1632 Н	4
<p>10. Через яку деталь кріплення підшипників передається осьове зусилля F_a на корпус редуктора? Використати рис. вала з указаним напрямком зусилля</p> 	Через ліву кришку 1	1
	Через праву кришку 4	2
	Через ліву втулку 2	3
	Через ліве кільце 3	4

11. Вказати одне з основних переваг підшипників ковзання	Малі втрати на тертя	1
	Малі габаритні розміри	2
	Надійна робота при великих швидкостях	3
	Малі витрати масла	4
12. Який із матеріалів треба використовувати для виготовлення деталі 1? 	Сталь 45	1
	Сталь У10	2
	Сталь 30	3
	БрО10Ф1	4
13. Які основні причини виходу з ладу підшипників ковзання?	Розтріскування вилки	1
	Викришення поверхні кульки	2
	Заїдання і знос робочої поверхні втулки	3
	Стирання поверхні цапфи вала	4
14. Яке призначення вирізу 1 на втулці підшипника? 	Для зменшення напружень в матеріалі	1
	Для зниження ваги	2
	Для розподілення масла по довжині	3
	Для збору лишнього масла	4
15. Визначити допустиме навантаження для зображеного підшипника (рис. до завд. 14) з умовного розрахунку на зносостійкість, якщо діаметр цапфи вала 50 мм; довжина втулки 70мм; матеріал втулки – бронзаБрФ9Ж4; допустимий тиск $[p] = 15 \text{ Н/мм}^2$	Для середнього січення	1
	Для січення з шпонковим пазом	2
	Для підшипників	3
	У січенні С з малим діаметром	4

Глава 11. МУФТИ ПРИВОДІВ

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, компонують 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. 1. Розрізняють осьове зміщення Δ_o валів, радіальне зміщення Δ_r і кутове зміщення Δ_α . На практиці переважно зустрічається комбінація вказаних похибок, яку надалі будемо називати неспіввісністю валів.

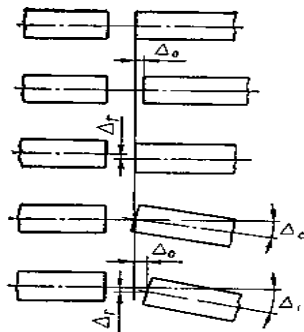


Рис. 1

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

$$T_p = K_{\Pi} T,$$

де T – номінальний обертовий момент; K_{Π} – коефіцієнт, що враховує короточасні перевантаження або режим роботи муфти. Для машин із невеликими приводними масами і спокійному навантаженні $K_{\Pi} = 1,0 \dots 1,5$, для машин із середніми масами та змінним навантаженням (поршневі компресори, стругальні верстати) $K_{\Pi} = 1,5 \dots 2,0$. У машинах із великими приводними масами та ударним навантаженням (молоти, прокатні стани,) беруть $K_{\Pi} = 2,5 \dots 3,0$.

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

Класифікація механічних муфт наведена на рис. 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.

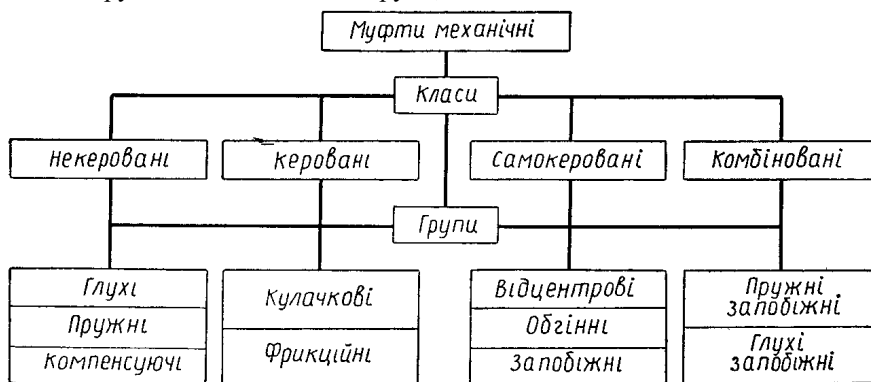


Рис. 2

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. 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.

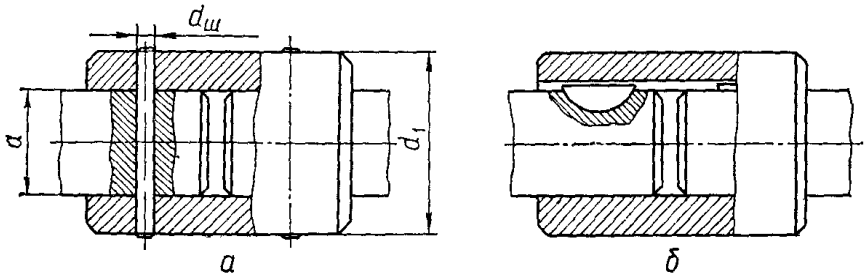


Рис. 3

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 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:

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

а штифтів – за умовою міцності на зріз:

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

Розрахункові розміри в залежностях (1) і (2) відповідають позначенням на рис. 3, а. Допустимі напруження при розрахунках беруть: $[\tau] = (..40)$ МПа; $[\tau]_{зр} = (40 \dots 45)$ МПа.

Фланцева муфта (рис. 4) складається з двох виконаних у вигляді фланців півмуфт, які насаджені на кінці валів і з'єднані між собою болтами. Болти муфти ставлять із зазором (варіант I), або без зазора (варіант II).

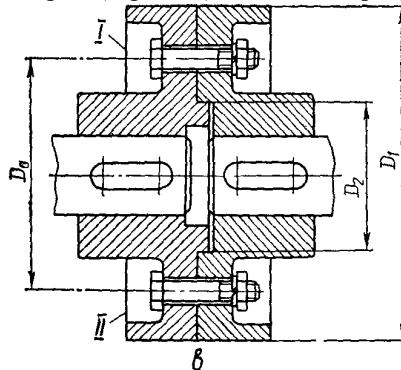


Рис. 4

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 похибок у 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. 5), нерухомо закріплених в одній півмуфті пальців, на яких розміщені гумові гофровані втулки, що взаємодіють із другою півмуфтою.

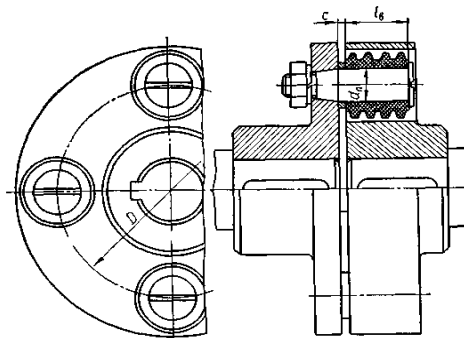


Рис. 5

Пружність муфти забезпечується за рахунок гофрованих втулок, здатних деформуватись при передаванні муфтою обертового моменту T_p . МПВП допускає зміщення валів: $\Delta_0=(1...5)$ мм, $\Delta r=(0,2...0,5)$ мм і $\Delta \alpha = (0,5... 1,0)^\circ$. Однак зміщення Δr 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. 4); z – кількість пальців у муфті (переважно $z = 4 \dots 8$).

Умова міцності втулок муфти:

$$p = F_n / (d_{п} d_{в}) \leq [p]. \quad (4)$$

Умова міцності на згин пальців:

$$\sigma = M / W_0 = 32F_n (0,5l_{в} + c) / (\pi d_{п}^3) \leq [\sigma]. \quad (5)$$

У залежностях (4) і (5): $d_{п}$ – діаметр пальця; $l_{в}$ – довжина втулки; c – осьовий зазор між півмуфтами (рис. 4).

Допустимий тиск для гуми беруть $[p] = (2,0 \dots 2,5)$ МПа, а допустиме напруження згину для пальців $[\sigma] = (60 \dots 70)$ 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 $ККД \eta = 0,96 \dots 0,98$.

Муфта з пружним елементом у вигляді зірочки (рис. 6) 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. 68, три торцеві кулачки. Взаємодія кулачків двох півмуфт при передаванні обертового моменту здійснюється через пружний елемент.

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.

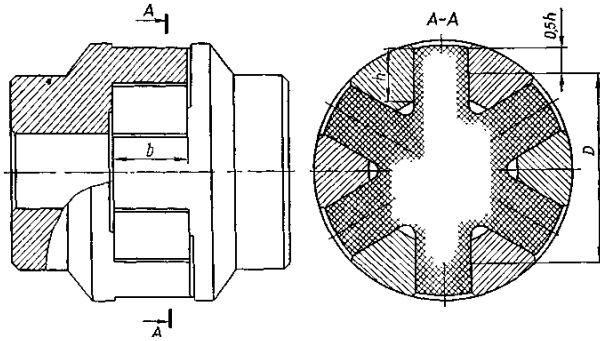


Рис. 6

Перевірковий 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. 5. Допустимий тиск беруть $[p] = (3...5)$ МПа (більші значення $[p]$ при малих кутових швидкостях валів).

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

Муфта з пружною оболонкою (рис. 7) складається з двох півмуфт і тороподібної пружної оболонки, яка закріплюється до півмуфт гвинтами і додатковими кільцями. Оболонку виготовляють із гуми, армованої спеціальним кордом.

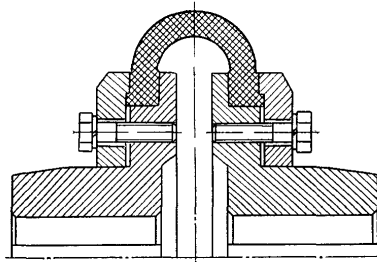


Рис. 7

Муфта має високі амортизувальні і демпфувальні властивості і може компенсувати значну неспіввісність валів: $\Delta_0 = (2...6)$ мм; $\Delta_r = (1...4)$ мм; $\Delta\alpha = (2...4)^\circ$. 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– 25000Н·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-дисківі, зубчасті, ланцюгові, шарнірні та ін.

Кулачково-дискова муфта (рис. 8, 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 $\Delta \alpha$.

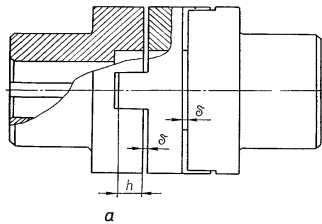


Рис. 8

Переважно компенсаційна здатність муфти становить $\Delta_0 = (2...4)$ мм; $\Delta r = (1...3)$ мм; $\Delta \alpha \leq 0,5^\circ$. Розміри муфти вибирають згідно з ГОСТ 20720–81 для діаметрів валів 16–150 мм і обертових моментів 16–16000Н·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-дисківих муфт виготовляють із сталей Ст5 або 45Л. Для важко навантажених муфт застосовують леговані сталі типу 15Х, 20Х із цементацією робочих поверхонь.

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

При гранично малих зазорах між спряженими поверхнями деталей муфти розподіл напружень змінання, наприклад на виступах проміжного диску, відбувається згідно з епорами рис. 8, б.

За умовою рівноваги проміжного диску наближено можна записати:

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

Із рис. 70, б видно, що $\sigma_{3M}/\sigma'_{3M} = D/d$. Тому запишемо:

$$T_p = \sigma_{3M} D^2h / 6 - \sigma_{3M} d^3h / 6D = \sigma_{3M} h (D^3 - d^3) / (6D).$$

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

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

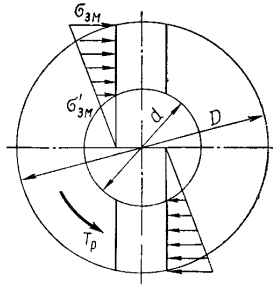


Рис. 8

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 дисульфіду молібдену (рідкі і пластичні мастила не утримуються на деталях муфти під час її обертання).

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

Зубчаста муфта (рис. 9, в) складається з півмуфт 1 і 2, що мають зубчасті вінці, і роз'ємної обойми 3 з двома внутрішніми зубчастими вінцями.

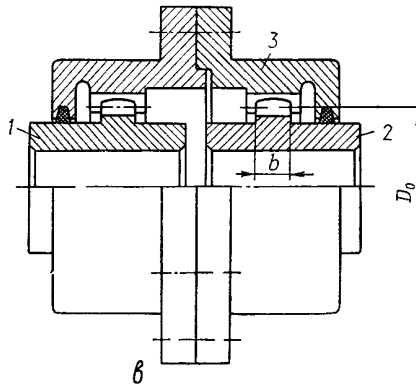


Рис. 9

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 колові 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 неспіввісності 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:

$$\sigma_{3M} = T_p / (0,9D_0^2 b) \leq [\sigma]_{3M}, \quad (8)$$

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

Для стандартних зубчастих муфт допустиме напруження змінання $[\sigma]_{3M} = (..15)$ МПа. Втрати потужності в зубчастій муфті оцінюється ККД $\eta = 0,98...0,99$, а радіальне навантаження валів при їхньому радіальному зміщенні:

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

Ланцюгова муфта (рис. 10) складається з двох півмуфт що виконані у формі двох зірочок із однаковим числом зубців, охоплених одно- або дворядним ланцюгом.

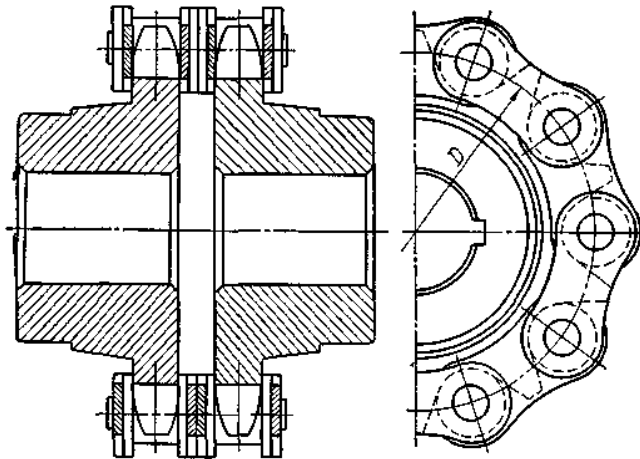


Рис. 10

За допомогою ланцюгових муфт можна компенсувати кутові $\Delta\alpha = (0,5...1,0)^\circ$ і радіальні $\Delta r = (0,5...1)$ 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 осевих 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'єднаних валів. За конструкцією та розмірами вони бувають дуже різноманітні. Схеми деяких типів шарнірних муфт зображені на рис. 11.

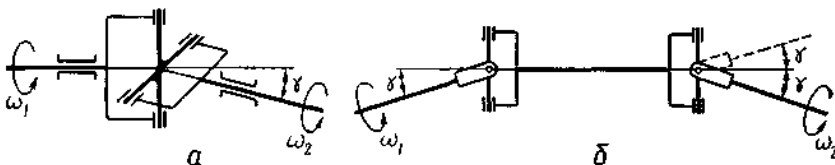


Рис. 11

Найпростішою шарнірною муфтою є одинарна муфта, 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. 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 перекуси осей валів до 40–45°. За габаритними розмірами шарнірні муфти поділяють на малогабаритні, що передають невеликі навантаження, і великогабаритні, 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. 12, 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. 12, а муфта показана у розімкненому стані).

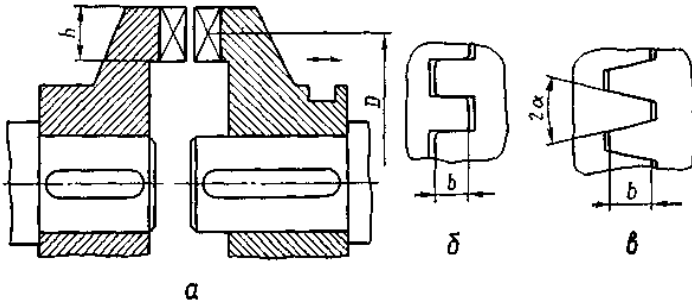


Рис. 12

Кулачкова муфта вимагає достатньо 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. 12, 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. 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 пробуксовує, 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 поверхней тертя. На рис. 13, а показано приклад найпростішої дводискової муфти, а на рис. 13, б – багатодискової муфти.

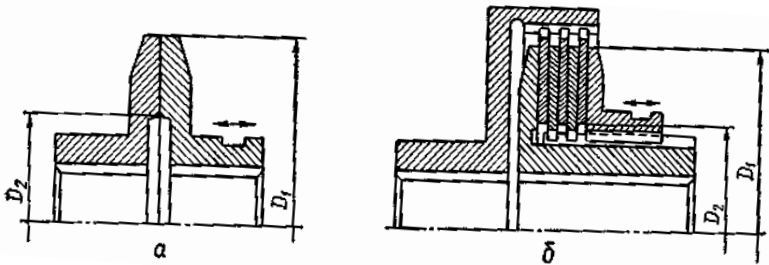


Рис. 13

У першому випадку муфта складається з двох півмуфт, притиснутих одна до другої своїми торцевими площинами (одна пара поверхонь тертя). Вимикання 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. 13). Для припрацьованих поверхонь тертя (див. 5.2) запишемо:

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

Із цієї рівності дістанемо потрібну силу притискання дисків:

$$F_a = 4T_p / [fz(D_1 + D_2)], (11)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання на поверхнях дисків; z – число пар поверхонь тертя (для муфти на рис. 11, а $z = 1$, а для муфти на рис. 11, б $z = 6$).

Таким чином, із застосуванням багатодискових муфт можна збільшити передаваний обертовий момент у z разів 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:

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

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. 14) має дві півмуфти, які стикаються між собою по конічних поверхнях. Вмикання або вимикання муфти здійснюється осьовим переміщенням на валу однієї з півмуфт.

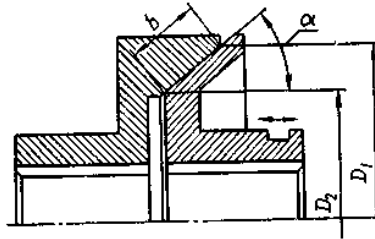


Рис. 14

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:

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

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

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 вимкання 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. 15 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.

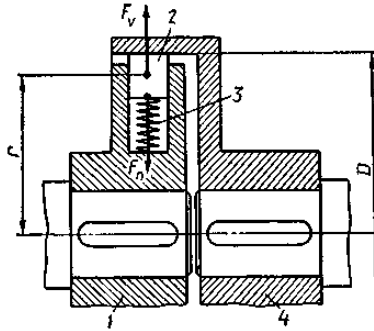


Рис. 15

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) у умову (16) дістанемо:

$$T_p = 0,5mrfzD (\omega^2 - \omega_0^2). \quad (19)$$

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

$$m = 2T_p / [Drfz (\omega^2 - \omega_0^2)]. \quad (20)$$

У формулі (20) T_p – обертовий момент, Н·м; D , $г$ – 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):

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

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 $\omega_0 = (0,7...0,8)\omega$). 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.

Обгінні 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 роликами, оскільки у них майже повністю відсутній вільний хід і вони працюють безшумно.

Роликова обгінна муфта (рис. 16, 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. 16, 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 затягуються в бік звуження зазора між обоймою та зірочкою і заклинюються. Притискні пристрої у муфті утримують ролики у постійному стиканні з обоймою та зірочкою.

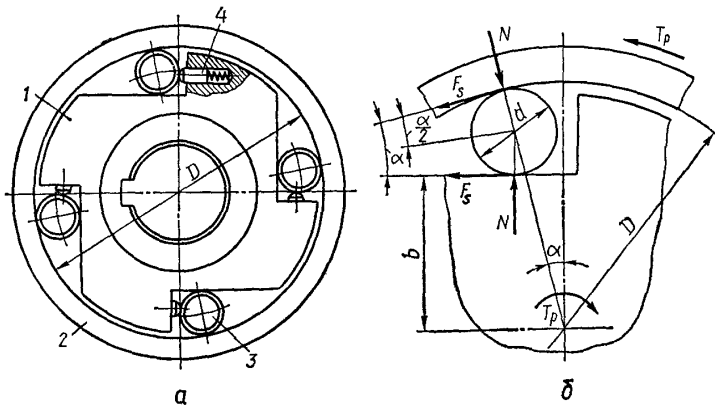


Рис. 16

В обгінних муфтах переважно використовують стандартні ролики із роликотідшипників, 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. 16, 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:

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

Тут f – коефіцієнт тертя ковзання у парі ролик – обойма і ролик – зірочка. Кут α переважно беруть 5–7°.

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):

$$T_p = F_s z D/2 = 0,5N D z f - 0,5NDz \operatorname{tg} \alpha/2. \quad (25)$$

Із рівності (25) визначаємо нормальну силу на ролик під час передавання муфтою розрахункового обертового моменту T_p , вибравши для малих кутів $\operatorname{tg} \alpha/2 \approx \alpha/2$:

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

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:

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

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. 18, а) подібні до керованих кулачкових муфт, але вони не мають механізму примусового керування.

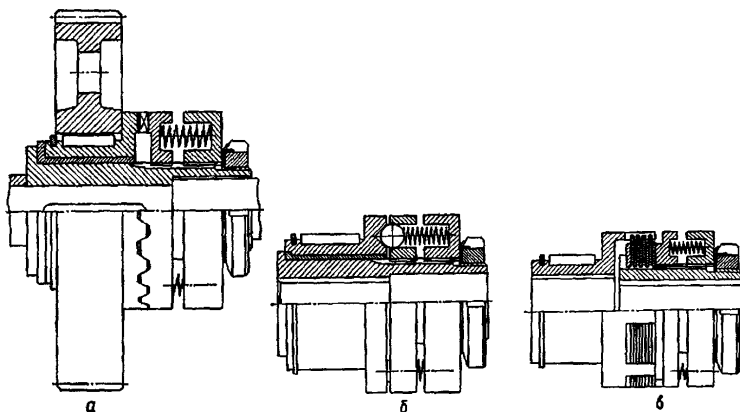


Рис. 18

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. 18, 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. 18, 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. 19, 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 заміняють.

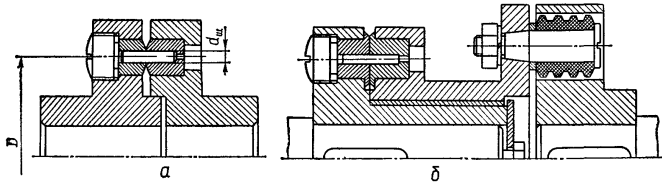


Рис. 19

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} , за якого відбувається руйнування (зріз) штифта, визначається за умовою рівності розрахункового напруження зрізу границі міцності матеріалу штифта на зріз τ_B :

$$\begin{aligned} \tau_{зр} &= 8T_{\max} / (Dz\pi d_{III}^2) = \tau_B; \\ T_{\max} &= Dz\pi d_{III}^2 \tau_B / 8. \end{aligned} \quad (28)$$

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

$$d_{III} = \sqrt[3]{8 T_{\max} / (Dz\pi \tau_B)}. \quad (29)$$

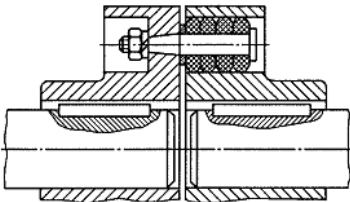
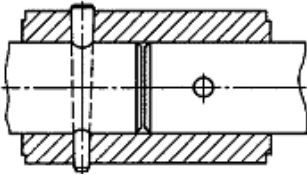
У записаних виразах D – діаметр кола, на якому розміщені штифти. Границю міцності на зріз τ_B можна наближено визначити залежно від границі міцності на розтяг σ_B матеріалу штифта за співвідношенням $\tau_B \approx 0,8\sigma_B$.

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. 19, 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. 19, б) виконують згідно з вказівками, наведеними вище для МПВП і запобіжної муфти зі зрізним штифтом.

Тестові завдання:

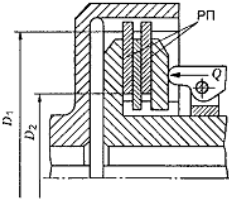
Питання	Відповіді	№
1. Яке призначення муфти?	Передача крутного моменту з зміною напрямку обертання З'єднання кінців валів без зміни величини і напрямлення крутного моменту Зміни значення крутного моменту Додаткова опора для довгих валів	1 2 3 4
2. Вказати основне призначення зображеної муфти	З'єднання валів з радіальним зміщенням З'єднання валів з осьовим зміщенням Жорстке постійне з'єднання валів без зміщення З'єднання валів з кутовим зміщенням	1 2 3 4
3. Яку муфту потрібно використовувати, якщо в процесі роботи потрібно періодично виключати механізм при певній кутовій швидкості	Пружну компенсуючу Зчіпну управляючу Зчіпну центробіжну Запобіжну	1 2 3 4
4. Вказати основний недолік зображеної муфти	Передає малі крутні моменти Важкість конструкції Необхідність періодичного регулювання Мала податливість і значний знос втулок	1 2 3 4
5. Вибрати формулу для розрахунку потрібного діаметру штифта для запобіжної муфти, якщо відомий передаточний момент T ; діаметр розміщення штифтів D_1 ; z – число штифтів; τ_B – межа точності при розрізі; $[\tau_c]$ – допустиме напруження розрізу	$d_{ш} \leq \sqrt{\frac{8T_{прсд} K}{\pi \tau_{ш} z D_1}}$ $d_{ш} \leq \sqrt{\frac{8T}{\pi \tau_{ш} z D_1}}$ $d_{ш} \leq \sqrt{\frac{8T_{max}}{\pi [\tau_c] z D_1}}$	1 2 3



	$d_w \leq \sqrt{\frac{8T_{\text{сред}}}{D_w[\tau_c]}}$	4
<p>6. Яке основне призначення жорстких компенсуючих муфт?</p>	<p>Забезпечують з'єднання валів з невеликою різницею куткових швидкостей</p>	1
<p>7. Яку муфту слід використовувати, якщо при роботі механізму виникають періодичні поштовхи і вібрації?</p>	<p>З'єднання співвісні вали без перескоків</p>	2
<p>8. Вказати основний недолік зображеної муфти</p>	<p>Поглинаючі енергію і вібрації</p>	3
	<p>З'єднує вали з невеликими радіальними, осьовими і кутовим зміщенням</p>	4
<p>9. Визначити розрахунковий рушійний момент для компенсуючої муфти із зрізаним штифтом, якщо передаточний крутний момент $68 \text{ Н} \cdot \text{м}$; муфта працює при змінному навантаженні; коефіцієнт режиму роботи 2</p>	<p>Запобіжну</p>	1
	<p>Жорстку компенсуючу</p>	2
	<p>Пружну компенсуючу</p>	3
	<p>Зчіпну управляючу</p>	4
	<p>Великі габарити</p>	1
	<p>Важкість конструкції</p>	2
	<p>Значне зношення зубів внаслідок перекосу осей втулок відносно одна одної</p>	3
	<p>Трудність монтажу внаслідок осьового зміщення з'єднаних деталей</p>	4
	<p>$119 \text{ Н} \cdot \text{м}$</p>	1
	<p>$136 \text{ Н} \cdot \text{м}$</p>	2
	<p>$74,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$</p>	3
	<p>$170 \text{ Н} \cdot \text{м}$</p>	4

<p>10. За якою формулою можна розрахувати болт 1, установка без зазору в фланцевій муфті (z – число болтів)?</p> 	$\frac{T}{W_p} \leq \tau_k $	1
	$\frac{2T_p}{DzA_c} \leq \tau_c $	2
	$\frac{M_n}{W_{oc}} \leq \sigma_n $	3
	$\frac{2T_p}{DzA_p} \leq \sigma $	4
<p>11. Вказати основне призначення пружних муфт</p>	Захищають двигун від перевантажень	1
	Необоротно поглинають енергію поштовхів і вібрації	2
	З'єднують вали зі значними перекосами	3
	Плавно включають і виключають передачі при перевантаженні	4
<p>12. Яку муфту з перерахованих треба вибрати, якщо необхідно запобігати двигун при часто повторних перевантаженнях</p>	Пружинну втулково-пальцеву	1
	Зубчасту компенсуючу	2
	Багатодискову фрикційну	3
	Запобігаючу із зрізним штифтом	4
<p>13. Вказати основний недолік зображеної муфти</p> 	Обмежена навантажувальна здатність	1
	Важкість конструкції	2
	Потреба строгої співвісності валів і перпендикулярності фланців	3
	Необхідність значного осьового зміщення при установці	4
<p>14. Визначити крутний момент для жорсткої фланцевої муфти(рис. до завд. 13) якщо номінальний крутний момент механізму $45 \text{ Н} \cdot \text{м}$; навантаження спокійне постійне; коефіцієнт режиму 1,5; коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження між болтами 1, 2</p>	$54 \text{ Н} \cdot \text{м}$	1
	$67,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$	2
	$81 \text{ Н} \cdot \text{м}$	3
	$101,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$	4

15. За якою формулою можна розрахувати момент тертя в зображеній муфті якщо дано матеріал дисків; розміри робочих поверхонь муфти D_1, D_2 ; коефіцієнт тертя f , зусилля пружини Q ?



$M_{\text{тр}} = 4fQ \frac{D_1 + D_2}{2}$	1
$M_{\text{тр}} = fQR_{\text{ср}}$	2
$M_{\text{тр}} = fQD_{\text{ср}}$	3
$M_{\text{тр}} = Q \frac{D_1 + D_2}{2}$	4

КОДИ ПРАВИЛЬНИХ ВІДПОВІДЕЙ ДО ТЕСТОВИХ ЗАВДАНЬ

Механічні передачі																
4	4	3	4	3	2	3	1	4	1	2	3	3	1	4		
Зубчасті передачі																
3	3	3	3	2	3	1	2	3	2	2	4	2	4	4		
Черв'ячні передачі																
4	1	4	2	3	2	1	1	3	3	2	3	2	4	2		
Пасові передачі																
3	2	4	3	2	3	3	4	2	4	4	4	2	3	1		
Ланцюгові передачі																
3	2	4	1	3	2	4	3	3	2	4	1	2	1	3		
Осі та вали																
2	1	2	2	3	3	4	2	2	3	4	3	2	2	3		
З'єднання деталей машин																
1	3	3	1	1	3	1	3	4	1	3	3	1	2	1		
Підшипники																
2	2	1	1	4	3	3	4	3	2	3	4	3	3	2		
Муфти приводів																
2	3	3	4	1	4	3	3	4	2	2	3	3	3	1		