

**А.В. МІНЯЙЛО, Л.М. ТІЩЕНКО, Д.І. МАЗОРЕНКО,
В.І. ДИРДА, В.С. ЛОВЕЙКІН, Ю.О. БОРХАЛЕНКО**

ДЕТАЛІ МАШИН

Підручник

**Затверджено
Міністерством освіти і науки України
як підручник для студентів вищих навчальних закладів,
які навчаються за напрямом підготовки «Процеси, машини
та обладнання агропромислового виробництва»**

**Київ
«Агроосвіта»
2013**

УДК 621.3.5(075.8)
ББК 40.72я73
Д38

*Гриф надано Міністерством
освіти і науки України
(лист від 25.03.2011 № 1/11-2454)*

Рецензенти:

Венцель Є.С. – доктор технічних наук, професор
(Харківський національний автомобільно-дорожній
університет);

Доценко В.М. – доктор технічних наук, професор
(Національний аерокосмічний університет «ХАІ»);

Мізін І.А. – кандидат технічних наук, доцент
(Полтавська державна аграрна академія).

Д38 Деталі машин : підручник / [Міняйло А.В., Тіщенко
Л.М., Мазоренко Д.І. та ін.]. – К. : Агроосвіта, 2013. – 448 с.
ISBN 978-966-2007-28-2

Викладено сучасні методи проектування і конструювання
деталей і вузлів загального призначення: механічних передач, валів,
осей, підшипників, муфт, пружних елементів, з'єднань тощо.
Підручник відповідає програмі навчальної дисципліни «Деталі
машин» для підготовки фахівців агроінженерного профілю.

Для студентів навчальних закладів II-IV рівнів акредитації.

УДК 621.3.5(075.8)
ББК 40.72я73

ISBN 978-966-2007-28-2

© Міняйло А.В., Тіщенко Л.М.,
Мазоренко Д.І., Дирда В.І.,
Ловейкін В.С., Борхаленко Ю.О., 2013

ПЕРЕДМОВА

Більшість технологічних процесів у сучасному агропромисловому виробництві виконується з використанням машин. Нарощування обсягів виробництва сільськогосподарської продукції вимагає неупинного росту кількості машин та вдосконалення їх конструкції, зумовлює підвищення вимог до експлуатації.

Україна традиційно мала високорозвинену галузь агропромислового машинобудування. На її території до 1992 року випускалося біля третини машин необхідних для агропромислового виробництва. Національною програмою виробництва технологічних комплексів і устаткування для агропромислового виробництва, торгової та переробної промисловості передбачається довести виробництво сільськогосподарських машин на заводах України до 70-75% необхідних найменувань.

Виконання цих вимог можуть забезпечити лише висококваліфіковані кадри, підготовка яких ведеться в аграрних вищих навчальних закладах. Дисципліна «Деталі машин» входить до циклу математичної та природничо-наукової підготовки майбутніх інженерів-механіків агропромислового виробництва.

Підручник укладено відповідно до типових програм навчальної дисципліни «Деталі машин» для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» напрямів 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» і 6.050503 «Машинобудування» у вищих навчальних закладах II-IV рівнів акредитації Міністерства аграрної політики та продовольства України.

Підручник складається із чотирьох розділів, його структура і матеріал відповідають загальним сучасним тенденціям викладання дисципліни. Враховуючи зростаючу роль у машинобудуванні термічної і хіміко-термічної обробки щодо підвищення несучої здатності і надійності деталей та широке розповсюдження гумових деталей, в цих розділах подано дещо розширені відомості.

Автори щиро вдячні за допомогу в роботі над підручником Знайдюку В.Г., Коломійцю В.В., Овчаренку Ю.М., Півню М.В. і Рижкову І.Є. та сподіваються, що книга буде корисною для всіх, хто займається проектуванням і конструюванням.

РОЗДІЛ I

ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРО ПРОЕКТУВАННЯ І КОНСТРУЮВАННЯ

Вступ

Проектування машин і їх деталей є особливим видом інженерного мистецтва, який базується на знанні існуючих конструкцій, способів виготовлення, умов роботи, вмінні втілювати ідеї у вигляді конструкторського креслення. Основною задачею проектування і конструювання є розробка документації, що необхідна для виготовлення, монтажу, випробування і експлуатації створеної конструкції.

У техніці широко використовують механічні системи, які діляться на машини, механізми і механічне обладнання.

Всі машини і механізми складаються із деталей і складальних одиниць (вузлів).

Аналізуючи конструкції різних машин, можна помітити, що майже у всіх машинах зустрічаються вузли і деталі, які мають однакове функціональне призначення, наприклад болти, гайки, вали, підшипники, передачі, муфти тощо. Такі деталі і вузли прийнято називати *деталлями загального призначення*. Саме вони і є об'єктами вивчення дисципліни «Деталі машин». Всі інші деталі і вузли, що використовуються в одному чи декількох типах машин, наприклад, леміш плуга, колінчастий вал, поршень, шатун і ін. відносяться до *деталей спеціального призначення* і є об'єктами вивчення відповідних спеціальних дисциплін.

Таким чином, метою навчальної дисципліни «Деталі машин» є вивчення основ розрахунку і конструювання деталей та вузлів загального призначення з врахуванням режиму роботи і строку служби машин. Предмет дисципліни «Деталі машин» – це теоретичні основи розрахунку, конструювання і надійної експлуатації вузлів і деталей загального призначення.

Основною задачею навчальної дисципліни «Деталі машин» є підготовка фахівців агропромислового виробництва, які здатні забезпечити самостійне розв'язування виробничих проблем раціонального використання технічних засобів, їх створення і вдосконалення відповідно до конкретних умов роботи.

У результаті вивчення навчальної дисципліни студент має **знати:**

- призначення типових деталей машин та вузлів, особливості їх конструкцій і функціонування;
- основні види руйнування деталей машин та вузлів і критерії їх роботоздатності;
- фізико-механічні властивості матеріалів, із яких виготовляють деталі;
- методики розрахунку та конструювання деталей машин та вузлів;
- можливості систем автоматизованого проектування і методи оптимізації проектування;

вміти:

- аналізувати технічне завдання на проект машини;
- складати кінематичні схеми механізмів і розрахункові схеми деталей і вузлів;
- визначати характер і величину навантажень на деталі і вузли;
- вибирати матеріал для виготовлення деталей машин;
- визначати головний критерій роботоздатності деталей і вузлів, виконувати проектний розрахунок;
- розробляти компоновальні схеми вузлів, виконувати перевірки розрахунки, розробляти складальні і робочі креслення;

мати уяву про технічну творчість, методи і напрями наукових досліджень в галузі машинобудування.

Для досягнення вказаної мети треба вміти:

- вибрати матеріал, термообробку, раціональну і технологічну форму (дисципліна «Технологія конструкторських матеріалів»);
- визначити навантаження, що діють на деталі (дисципліни «Теоретична механіка» та «Теорія механізмів і машин»);
- визначити розміри деталі, які забезпечують її роботоздатність («Механіка матеріалів і конструкцій»);
- визначити необхідну точність та шорсткість поверхонь («Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання»);
- провести необхідні розрахунки («Математика»);
- зобразити деталь чи вузол так, щоб її можна було виготовити («Нарисна геометрія», «Креслення», «Комп'ютерна графіка»).

Спеціальні дисципліни («Трактори і автомобілі», «Сільськогосподарські машини», «Машини і обладнання для переробки і зберігання сільськогосподарської продукції», «Машини і обладнання механізації тваринницьких ферм», «Ремонт машин», «Підйомно-транспортні машини» і ін.) вимагають вміння створення нових ма-

шин і пристроїв, перевірки їхньої надійності, правильної експлуатації і обслуговування.

Дисципліна «Деталі машин» безперервно розвивається завдяки прогресу науки і техніки, появі нових матеріалів і технологій. Із широким використанням комп'ютерної техніки зросли точність і значимість розрахунків, змінився характер проектування. Процес проектування вийшов на новий етап, на якому для дослідження деталей і вузлів використовують математичні моделі оптимізації і економічне обґрунтування, які стали обов'язковими елементами проектування.

1.1. Загальні питання розрахунку та проектування деталей машин

1.1.1. Загальні вимоги до машин

Під час розробки механічних систем і об'єктів користуються такими основними поняттями:

Машина – виріб, який виконує механічні рухи для перетворення енергії, руху, матеріалів з метою підвищення продуктивності, заміни чи полегшення фізичної і розумової праці людини.

Механізм – система деталей, призначена для перетворення одного виду руху в інший. За функціональною ознакою він може бути передавальним (змінює швидкості, сили і моменти), виконавчим (безпосередньо діє на об'єкт), а також таким, що здійснює контроль, управління чи регулювання.

Виріб – будь-який предмет чи сукупність предметів, що виготовляє підприємство.

Деталь – виріб, виготовлений із одного матеріалу без використання складальних операцій (гайка, болт, вал).

Складальна одиниця – виріб, складові частини якого підлягають з'єднанню між собою за допомогою складальних операцій на підприємстві. Часто користуються поняттям «вузол» – сукупність складальних одиниць або деталей, що мають спільне функціональне призначення (редуктор, муфта, підшипник кочення).

Агрегат – автономна складальна одиниця, яка здатна виконувати певні функції в складі виробу або поза ним (оброблювальні блоки, поворотні столи, механізми синхронізації, мотор-редуктори і т. ін.) і має певну взаємозамінність за приєднувальними розмірами і експлуатаційними показниками.

Ланка механізму – одна чи декілька нерухомо з'єднаних деталей. Кожен механізм має *вхідну* і *вихідну* ланки (наприклад вхідний і вихідний вали редуктора), в кожній парі сумісно працюючих ланок в напрямі силового потоку розрізняють *ведучу* і *ведену* ланки.

Кінематична пара – дві з'єднані ланки, що забезпечують той чи інший вид руху.

Кінематичний ланцюг – система з'єднаних кінематичних пар.

Кожна деталь і вузол машини, як і машина загалом мають відповідати певним вимогам. Ці вимоги визначають напрями розвитку конструкцій машин. Основні з них:

- *роботоздатність* – здатність машини виконувати задані функції з параметрами, встановленими нормативно-технічною документацією; забезпечується відповідними розмірами і формами деталей, вибором матеріалів, застосуванням зміцнювальних технологій, антикорозійного захисту та відповідного змащення;
- *високі експлуатаційні показники*: продуктивність, коефіцієнт корисної дії (к.к.д.), менші витрати на обслуговування та ремонт, відповідність принципам енергоресурсозбереження;
- *надійність і захист від аварійних руйнувань*, небезпечних для обслуговочного персоналу;
- *технологічність* – мінімум засобів, часу і праці під час виготовлення, експлуатації і ремонту машини; забезпечується виконанням деталей найпростішими поверхнями, зручними для обробки, використанням матеріалів, придатних для безвідходної обробки і ресурсозберігальної технології, системою допусків і посадок тощо;
- *економічність* – найменші матеріальні витрати на проектування, виготовлення, експлуатацію і ремонт;
- *естетичність* – досконалість зовнішніх форм деталей, вузлів і машини загалом, гарний зовнішній вигляд;
- *екологічність* – здатність машини виконувати свої функції без шкідливого впливу на навколишнє середовище.

1.1.2. Класифікація деталей машин

Дисципліна «Деталі машин» вивчає розрахунки і принципи проектування та конструювання деталей і вузлів загального призначення, які є подібними для багатьох машин. Вказані деталі машин можна класифікувати таким чином:

- 1) з'єднання;
- 2) механічні передачі обертального руху;
- 3) вали та осі;
- 4) муфти;
- 5) підшипники, напрямні прямолінійного руху;
- 6) пружні елементи;
- 7) пристрої для змащування та захисту від забруднення;
- 8) корпусні деталі;
- 9) механізми управління.

1.1.3. Історичний огляд розвитку конструкцій деталей машин

Теорія і розрахунок деталей машин розвивались за мірою появи і вдосконалення конструкцій.

Ще в записках *Леонардо да Вінчі* описав гвинтові зубчасті передачі, підшипники кочення, шарнірні ланцюги й інші механізми, опір обертанню колеса, шківів і блоків, природу тертя, спрацювання деталей.

Леонард Ейлер у середині XVIII ст. запропонував і розробив теорію евольвентного зачеплення зубчастих коліс, яке широко використовується і нині, розробив теорію тертя гнучкої нитки об шків, яка є основою теорії розрахунку пасових передач і стрічкових гальм.

Значний внесок у теорію і розрахунки деталей машин зробили зарубіжні вчені: О. Рейнольдс, А. Зоммерфельд, А. Мітчель – гідродинамічна теорія змащування; Г. Герц – контактна задача; Х. Гюйгенс, Р. Вілліс – теорія зубчастого зачеплення; В.Льюїс, Е. Бакінгем, Х. Мерріт – міцність зубчастих передач; К. Бах – вибір допустимих напружень і технічні розрахунки деталей машин; Р. Штрибек, А. Пальмгрен – розрахунок підшипників кочення.

Важливим кроком у створенні механічних конструкцій було розроблене Н.І. Бенардосом та Н.Г. Славяновим дугове електричне зварювання.

Петров Н.П. створив гідродинамічну теорію змащування, Новіков М.Л.– кругогвинтове зачеплення з високою несучою здатністю. Н.Є. Жуковський дослідив розподіл сили між витками різьби, а разом з С.А. Чаплигіним розв'язав гідродинамічну задачу для підшипників ковзання.

Професор Харківського технологічного інституту В.Л. Кірпічов перший почав читати курс «Деталі машин» і в 1881 році видав підручник. У подальшому цей курс дістав свого розвитку у працях П.К. Худякова, О.І. Сидорова, М.О. Саверіна, К. Баха та Ф. Ретшера та ін.. Сучасні студенти та інженери користуються підручниками і посібниками, які створили Д.М. Решетов, М.М. Іванов, П.Г. Гузенков, В.А. Добровольський, К.І. Заблонський, Г.Б. Іосилевич, В.М. Кудрявцев, В.А. Дмитрієв; В.Т. Павлице, П.Ф. Дунаєв; П.Н. Орлов; В.І. Анур'єв та ін.

Значний внесок у теорію і розрахунки деталей машин зробили українські вчені: Є.О. Патон та Б.Є. Патон – зварювання деталей; Г.С. Писаренко – механіка машин і конструкцій; П.М. Василенко – землеробська механіка.

З глибокої давнини відомі найпростіші деталі машин, які застосовувалися як інструмент або зброя. До самих перших можна віднести важіль і клин. Дуже давно людина навчилася використовувати пружину для метання стріла або каменів (пізніше ядер), а для добування вогню лучковий привід обертання стрижня.

Відомо, що під час побудови великих споруд (древньоєгипетських пірамід, древньогрецьких і римських храмів) використовували колеса, коловороти, блоки, поліспасти.

Гвинт використовував Архімед в III ст. до нашої ери для підймання води.

У період Відродження широко застосовували зубчасті, черв'ячні, ланцюгові і пасові передачі, підшипники кочення, вантажні гвинти, муфти тощо.

З появою парової машини в кінці XVIII ст. і паровоза на початку XIX ст. широко застосовували кривошипні механізми та заклепкові з'єднання, які в XX ст. були витиснуті зварними.

Безперервно удосконалювалися різьби для кріпильних деталей. У 1840 році Вітворт розробив систему кріпильних різьб. Це були перші кроки у стандартизації деталей машин.

Пасові передачі спочатку розвивались як універсальні: як для індивідуального приводу, так і для роздачі енергії, пізніше здебільшого для індивідуального приводу. В 20-х роках XX ст. почалося ви-

тіснення плоскостових передач клинопасовими. В останні роки широкого розповсюдження набувають паси зубчасті і поліклінові, паси із синтетичних матеріалів.

Зубчасті передачі спочатку мали цівочне зачеплення, пізніше з'явилися зубці прямобічного профілю, потім циклоїдального і на-решті – евольвентного профілю.

З появою велосипедів у 70-х роках ХІХ ст. почали використо-вувати підшипники кочення, які одержали широке застосування і в інших машинах.

Значних змін зазнали і матеріали, що використовуються для виготовлення деталей машин. Поруч із давно відомими матеріалами (чавун, сталь, бронза) з'явилося багато нових: сплавів кольоро-вих металів, пластмас, неметалічних матеріалів. Значно вдоскона-лилися методи термообробки металів і механічної обробки маши-нобудівних матеріалів.

1.1.4. Етапи конструювання і проектування машин

Головною метою проектування і конструювання механічних систем є створення машини, агрегату чи іншого виробу, які дають найбільший економічний ефект і мають високі техніко-економічні показники: високу продуктивність, надійність, технологічність, компактність, малу металомісткість і енергоємність, високий моральний ресурс, зручність експлуатації. Конструкцію нових виробів розробляє інженерно-технічний персонал шляхом проектування і конструювання.

На етапі *проектування* здійснюються розрахунки експлуатаційних параметрів на міцність і надійність, оптимізацію для попередньо прийнятих варіантів конструктивних рішень. Проектування передуює конструюванню і є пошуком науково обґрунтованих, технічно здійсненних та економічно доцільних рішень. Результатом проектування є *проект* створюваного виробу, який обговорюють, аналізують, коректують і приймають як основу для подальшої роботи.

Конструювання – створення конкретної конструкції на основі проекту. Конструювання базується на результатах проектування і уточнює інженерні рішення, прийняті на етапі проектування.

Проектування і конструювання є практично нероздільними процесами, які тісно переплітаються і доповнюють один одного під час розробки нового виробу. Загальне опрацювання всіх напрямів

створення машини, яке зазвичай пов'язується із проектуванням, супроводжується конструкторською конкретизацією розробки, наприклад, виконанням попереднього (зазвичай, багатоваріантного) і остаточного (робочого) компоновання, яке, в свою чергу, є вихідним матеріалом для подальшого проектування тощо.

За всієї різноманітності сучасних машин і механізмів принципи і методи їх конструювання багато в чому однакові. Важливою умовою конструювання є дотримання таких основних принципів: технологічність, широке використання стандартних, нормалізованих і уніфікованих елементів і статична визначеність.

Технологічність конструкції розглядається як сукупність властивостей виробу, що визначають пристосованість до досягнення оптимальних витрат ресурсів для виробництва і експлуатації за заданих показників якості, обсягу випуску і умов виконання робіт. У процесі конструювання необхідно оцінювати всі види (ГОСТ 18831-73) технологічності: виробничу, експлуатаційну, під час технічного обслуговування і ремонту, технологічність заготовки, деталі і складальної одиниці. Основні показники технологічності конструкції виробу: трудомісткість, матеріаломісткість, енергоємність, технологічна собівартість.

Трудомісткість характеризує кількість праці, затраченої на один виріб у сфері виробництва, експлуатації і ремонту. Трудомісткість оцінюється в нормо-годинах таким чином: $TP = TP_0 K_0$, де TP_0 – вихідний показник трудомісткості базової конструкції виробу, K_0 – коефіцієнт, що враховує вплив конкретних умов виконання робіт (програми випуску, тривалості випуску, ступінь технологічної оснащеності).

Матеріаломісткість (під час виготовлення) оцінюється коефіцієнтом K_0 , що визначає ступінь раціонального використання матеріалу. Для окремої деталі $K_0 = m_0 / m_3$, де m_0 – маса деталі, m_3 – маса заготовки.

Енергоємність характеризує кількість пально-енергетичних ресурсів, необхідних на один виріб на всіх стадіях виробництва, експлуатації і ремонту.

Технологічна собівартість визначається в грошових одиницях під час складання всіх статей витрат. Цей показник є основним під час розрахунку економічної ефективності виробу.

Конструкторське забезпечення технологічності виробу передбачає:

- розробку рішень, що забезпечують мінімальну конструкторську складність виробу, яка впливає на строки техніч-

ної підготовки виробництва, умови технічного обслуговування і ремонту;

- розробку рішень, що дозволяють застосовувати високоефективні і маловідхідні технологічні методи, які базуються на типізації процесів і їх прогресивних формах, а також стандартне технологічне оснащення;

- використання конструктивних рішень, що забезпечують зручність доступу до складових частин, зручність їх установки і знімання без припасовування, можливість транспортування в складеному вигляді чи у вигляді складових частин.

Максимальне використання в конструкції *стандартних, нормалізованих і уніфікованих виробів* дозволяє значно підвищити її якість, технологічність, надійність та економічність.

Принцип *компактності* виражає ергономічні вимоги: зручність обслуговування, складання, регулювання і ремонту, мінімум вібрації, звукової потужності тощо.

Громіздкий і важкий виріб із підвищеними питомими показниками обов'язково призведе до перевитрати пального і мастильних матеріалів, при цьому збільшиться енергоемність і вартість.

Принцип *статичної визначеності* вимагає накладання мінімальної кількості зв'язків, оскільки їх надлишок призводить до труднощів під час визначення міцності конструкції. В статично невизначених конструкціях рівнянь статички недостатньо для визначення внутрішніх сил, які визначають рівень напружень.

Так зване розкриття статичної невизначеності (розв'язок задачі) визначає складання рівнянь, що відображають особливості зв'язків і доповнюють кількість рівнянь статички до кількості невідомих параметрів. Ці рівняння називають рівняннями переміщення або рівняннями сумісності деформацій, складання яких в складних системах викликає значні труднощі. Так, наприклад, слід уникати триопорних валів, оскільки визначення реакцій в опорах за допомогою двох рівнянь статички неможливе. Це ускладнює визначення навантажень, що діють на підшипники і вибір самих підшипників. Статична невизначеність може виникнути і в двоопорних валах у разі неправильної установки підшипників. У конструкції з жорсткою осью фіксацією обох підшипників їх осеві навантаження теж будуть невизначені.

Головні задачі, які доводиться вирішувати конструктору – це вибір основної схеми і типу машини чи пристрою, а також їх основних параметрів.

Вибір схеми здійснюється шляхом паралельної розробки декількох варіантів, які піддаються ретельному порівняльному оцінюванню за конструктивною доцільністю, досконалістю кінематичної і

силової схем, надійністю дії, компактністю, технологічністю, експлуатаційними характеристиками тощо.

Правильний вибір основних параметрів є одним із найважчих етапів розробки. Окремі конструктивні помилки можна виправити в процесі випробування машини. Помилки ж в параметрах і в основній задумці конструкції не підлягають виправленню і нерідко призводять до їх провалу. Під час рішення цих і наступних задач необхідні певні здібності і навички використання прийомів і методів розробки. Існує багато перевірених і широко вживаних методів, які багато в чому полегшують роботу конструктора, спрямовують його творчий пошук на створення нових нешаблонних і нетипових рішень.

Конструктивна спадкоємність – це метод, що полягає у використанні попереднього досвіду під час розробки машин цього профілю, а також досвіду суміжних галузей, введенні в конструкцію всього корисного і прогресивного, що є в існуючих машинах.

Інверсія – метод одержання нового технічного рішення шляхом відмови від традиційного рішення задачі і заміни абсолютно протилежним за концепцією. Існує багато способів інвертування, серед них можна виділити такі: заміна ролі деталей – ведучу зробити веденою, нерухому – рухомою, направну – такою, яку направляють; перенесення елемента однієї деталі на іншу деталь, що взаємодіє з першою; перетворення жорстких зв'язків у гнучкі; заміна зворотно-поступального руху обертальним; заміна розтягу стиском; заміна вертикального розміщення на горизонтальне; заміна симетричної форми чи розміщення на асиметричні; перетворення вала у вісь тощо.

Для досвідченого конструктора метод інвертування є невід'ємним інструментом мислення, який дає змогу створювати нові оригінальні і сміливі конструкції.

Аналогія – метод, що містить використання технічних рішень і фізичних ефектів із інших галузей науки і техніки для розв'язання заданої задачі або стимулювання розробки нових рішень. Аналогічні рішення для розв'язання конкретної задачі шляхом спостереження і запозичення конструкцій біомеханічних об'єктів природи, іноді навіть простим збільшенням або зменшенням розмірів.

Комбінування – використання в новій конструкції в різному порядку і в різних сполученнях окремих технічних рішень, процесів, елементів, при цьому можуть використовуватись не тільки нові, але й старі відомі і використані раніше. Комбінації елементів мо-

жуть бути самими різноманітними: механічне з'єднання, з'єднання за допомогою проміжних елементів, дублювання тощо.

Компенсація – усунення небажаних і шкідливих факторів за допомогою спеціальних пристроїв чи елементів, що називаються компенсаторами. В окремих конструкціях механічних пристроїв доводиться компенсувати вплив маси, інерції, тертя, зміщень і перекосів. Останні в складальних одиницях є основним фактором, який потребує компенсації. Здатність до компенсації дуже важлива, наприклад, для з'єднань валів механічного приводу, де необхідно компенсувати позовжні зміщення, неспіввісність і кутові перекоси з'єднуваних елементів приводу. Як компенсатори в цьому випадку виступають елементи муфт.

Агрегатування – створення нових виробів або їх комплексів шляхом поєднання як правило уніфікованих залежних і незалежних агрегатів чи інших елементів, що встановлюються в різних кількостях (комбінаціях). За допомогою агрегатування можна створювати не тільки машини і більш складні комплекси, а й простіші дрібні складальні одиниці: клапани, ущільнення, зубчасті передачі. Принцип агрегатності полягає в поєднанні в одному блоці якомога більшої кількості деталей чи елементів, що значно полегшує і здешевлює складання і розбирання. Так, наприклад, ущільнення вала чи клапана можна виконати у вигляді одного блоку, а можна у вигляді окремих деталей, встановлених в корпусі. У першому випадку принцип агрегатності витримано, у другому – ні. Використання агрегатування спрощує ремонт, дозволяє комплектно замінювати зношені вузли новими. Агрегатування іноді ускладнює конструкцію, але завжди здешевлює загальну вартість виготовлення машини, дає надійність і зручність експлуатації.

Компактування (паралельне суміщення) – метод, що полягає в паралельному з'єднанні двох механізмів чи інших пристроїв із метою збільшення загальної потужності чи продуктивності. Спарені агрегати можуть бути розміщені поряд або в різних місцях об'єкта; в обох випадках вали можуть бути незалежними чи синхронізованими за допомогою систем управління. В окремих випадках обидва пристрої можуть бути конструктивно об'єднані в один агрегат; в усіх випадках паралельне суміщення в конструкції працюючих об'єктів підвищує її надійність.

Секціонування – метод, який припускає дроблення технічного об'єкта на конструктивно подібні складові частини – секції, блоки, ланки і створення похідних машин із цих уніфікованих елементів. Секціонуванню добре піддаються багато видів підйально-

транспортних машин (стрічкові, скребкові і пластинчасті конвеєри). Секціонування в цих машинах зводиться до побудування загального каркаса машини з різною довжиною гнучкого робочого органу. Економічність створення машин таким способом мало потерпає від введення окремих нестандартних секцій для пристосування до конкретних умов роботи за рахунок зміни приводних, а також натяжних секцій.

1.1.5. Види конструкторської документації

Результатом проектно-конструкторських робіт є технічна документація, що включає в себе сукупність техніко-економічних розрахунків, схем, креслень та інших конструкторських документів, які містять дані про будову і принцип дії, основні параметри кінематики, надійності, економічності та ефективності, а також відомості, необхідні для виготовлення, складання, випробувань і експлуатації. Оформлена відповідно до ГОСТ 2.102-73-ГОСТ 2.109-73 документація і становить закінчений проект розроблюваного виробу.

Система проектування відповідно до стандарту передбачає такі стадії розробки проекту: технічне завдання, технічна пропозиція, ескізний і технічний проекти, розробку робочої документації.

Технічне завдання, зазвичай, складає замовник і визначає призначення розроблюваного виробу та його техніко-економічні характеристики (продуктивність, швидкість, особливості експлуатації та ін.). У завданні намічається порядок проектування і склад конструкторської документації.

Технічна пропозиція представляє собою комплект конструкторських документів (креслення загального вигляду, габаритне креслення, пояснювальна записка, патентний формуляр, карта технічного рівня і т. ін.), які містять техніко-економічне обґрунтування вибору варіанта проектного виробу. Технічна пропозиція після узгодження і затвердження є основним документом для подальшого проектування.

Ескізний проект – сукупність конструкторських документів, що містять принципіальні конструкторські рішення прийнятого варіанта і дають загальну уяву про будову і принцип дії виробу. В ескізованому проекті подають розрахунки основних параметрів і розмірів.

Технічний проект – найбільш відповідальна частина проектування, яка передує етапу розробки робочої документації. У технічному проекті наводять остаточні технічні і конструкторські рішення. Обов'язковими документами для технічного проекту є креслення загального вигляду, відомість технічного проекту, пояснювальна записка, яка має містити всі необхідні розрахунки на міцність, надійність, точність виготовлення і складання, остаточні техніко-економічні розрахунки.

Робочу документацію складають на завершальній стадії конструювання, вона включає розробку конструкторської документації, що необхідна для виготовлення всіх ненормалізованих деталей і складальних одиниць: креслення деталей, складальні і монтажні креслення, специфікації тощо. В процесі розробки робочої документації виконують перевірні розрахунки, вносять корективи за їх результатами, а також розраховують остаточну собівартість виробу.

Наявність всіх проектних стадій не обов'язкова, це залежить від новизни і складності розроблюваного виробу. Нерідко окремі стадії розробки об'єднуються, що призводить до скорочення обсягу проектних робіт.

Види і комплектність конструкторської документації на виробі встановлюються ГОСТ 2.102 – 68.

Креслення деталі – графічний документ, що містить зображення деталі і дані для її виготовлення і контролю.

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

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

Габаритне креслення – графічний документ, який містить контурне зображення виробу з габаритними, монтажними і приєднувальними розмірами.

Схема – графічний документ, на якому у вигляді умовних зображень показані складові частини виробу і зв'язки між ними.

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

Пояснювальна записка – текстовий документ, який містить опис будови і принцип роботи виробу, обґрунтування технічних і економічних рішень.

Розрахунок – текстовий документ, який містить розрахунки параметрів виробу; часто об’єднується з пояснювальною запискою.

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

Кожен конструкторський документ розробляється на визначеному етапі проектування чи конструювання. Необхідна номенклатура конструкторських документів встановлюється відповідними стандартами.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть основні вимоги до деталей машин?
 2. Назвіть деталі і вузли, які вивчаються в курсі «Деталі машин».
 3. У чому різниця між проектуванням і конструюванням? Які роботи виконують на кожному з цих етапів?
 4. Що таке технологічність конструкції? Якими показниками її оцінюють?
 5. Як оцінюють трудомісткість, матеріаломісткість і енергоємність конструкції?
 6. Яким чином виконують конструкторське забезпечення технологічності виробу?
 7. Поясніть суть методів конструкторської спадкоємності, інверсії, аналогії, комбінування, компенсації, агрегаткування, компаундування, секціонування?
 8. Назвіть стадії розробки проекту машини і дайте характеристику кожному з них.
 9. Які є види конструкторської документації під час проектування виробу.
-

1.2. Навантаження, що діють на деталі машин

Навантаження на окремі елементи машин поділяються на корисні і власні.

Корисні навантаження з'являються під час виконання робочого процесу машини. **Власні** навантаження складаються із власної ваги окремих ланок, динамічних сил і сил тертя, що виникають під час роботи машини, а також місцевих сил, що спричиняються концентрацією навантаження.

За характером зміни в часі навантаження поділяються на постійні і змінні. **Постійні** навантаження – сили тиску рідини або газу, навантаження від початкового попереднього напруження деталей під час їх з'єднання, власна вага. До цих навантажень часто відносять постійні протягом тривалого періоду роботи навантаження, характерні для робочого режиму експлуатації машини.

Змінні навантаження виникають у разі нерівномірності роботи двигуна або робочого процесу машини за збільшення або зменшення сил корисного опору.

Змінні навантаження можуть бути стаціонарними або нестаціонарними. **Стаціонарні** змінні навантаження – це навантаження з постійною амплітудою і частотою коливань, **нестационарні** – із змінними параметрами (амплітудою і частотою). Багато машин працюють в умовах нестаціонарного навантаження їхніх елементів.

Під час розрахунків деталей машин навантаження на них можуть задаватися у вигляді сили F або моменту T або потужності P за частоти обертання n .

Для оцінювання інтенсивності режиму навантаження і порівняння режимів будують циклограми навантаження: ступеневі (рис.1.1а) або плавні (рис.1.1б). Під час розрахунків зручніше користуватися типовими режимами навантаження (рис.1.1в), циклограми яких побудовано в системі відносних величин навантажень (F_i/F_{max}) і числа їх циклів (N/N_{Σ}).

Найбільш поширені типові режими:

- постійний (I);
- важкий (B) (β – розподілення);
- середній рівномірний (CP) (рівномірне розподілення);
- середній нормальний (CH) (нормальне розподілення);
- легкий (L) (γ – розподілення).

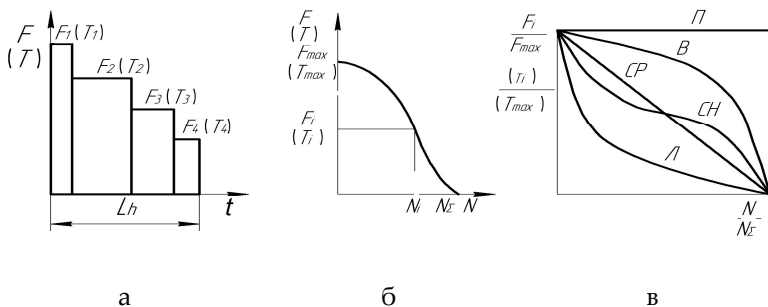


Рис. 1.1. Циклограми навантаження:
а – ступенева; б – плавна; в – графіки типових режимів

Постійний режим – найнапруженіший. Гірничі машини здебільшого експлуатуються за важкого режиму навантаження, транспортні – за середнього рівномірного або середнього нормального, металообробні верстати – за легкого. Різноманітність умов експлуатації сільськогосподарських машин зумовлює їх роботу у режимах навантаження від легкого до важкого.

У підіймальних машинах режим роботи прийнято визначати залежно від відносної тривалості включення машини за робочу зміну (ТВ): легкий (ТВ 15%), середній (ТВ 25%) і важкий (ТВ 40%).

Під час розрахунків деталей розрізняють такі види навантажень.

Робоче навантаження – те навантаження, яке сприймає деталь у будь-який момент під час експлуатації машини.

Номинальне навантаження – найбільш характерне для вибраного режиму навантаження (тривало діюче, іноді – максимальне або паспортне навантаження).

Еквівалентне навантаження – постійне навантаження, дія якого еквівалентна фактично діючому змінному робочому навантаженню щодо вибраного критерію роботоздатності.

Розрахункове навантаження – навантаження, за яким визначають розміри і форми деталі за вибраним критерієм роботоздатності; визначається через номінальне за допомогою відповідних коефіцієнтів.

Здебільшого оцінювання міцності деталей виконують за розрахунковим навантаженням, яке відрізняється від номінального – максимального проектного навантаження, що має діяти на деталі машин під час виконання технологічного процесу. В реальних умо-

вах роботи деталі зазнають дії додаткових навантажень, пов'язаних із характером прикладення зовнішнього навантаження, структурою кінематичного ланцюга механізму, взаємодією деталей і кінематичних пар тощо. Ці навантаження мають динамічний характер і враховується *динамічний коефіцієнт роботи* K_p . Цей коефіцієнт відображає динамічність зовнішнього навантаження і динамічні явища, які виникають у кінематичному ланцюзі механізму внаслідок циклічної погрішності елементів деталей, зазорів, зачеплення тощо.

Вказані навантаження враховуються відповідно коефіцієнтами K_A і K_V , а структура динамічного коефіцієнта роботи має вигляд:

$$K_p = K_A \cdot K_V, \quad (1.1)$$

розрахункове навантаження (наприклад, момент) з урахуванням динамічності режиму роботи:

$$T_p = K_p \cdot T, \quad (1.2)$$

де T – номінальний момент.

Під час розрахунків деяких деталей у розрахункове навантаження вводять додаткові коефіцієнти, що враховують нерівномірність розподілу навантаження на контактній поверхні, елементах деталі тощо.

За відсутності даних вимірювання динамічних зусиль, результатів динамічних аналітичних розрахунків або галузевих рекомендацій із визначення розрахункових навантажень коефіцієнт K_A зовнішнього динамічного навантаження під час розрахунків на втомну міцність за еквівалентними навантаженнями можна визначити за таблицями, наведеними в ГОСТ 21354-87 залежно від режиму навантаження двигуна і машини. Там же наведено таблиці для визначення коефіцієнта K_{SA} зовнішнього динамічного навантаження для розрахунків на статичну міцність у разі перевантажень.

Коефіцієнт K_V є характерним для зубчастих, ланцюгових передач та інших механізмів, визначається розрахунком або за відповідними таблицями.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Як поділяються навантаження на елементи машин за зміною в часі?
 2. Як задають навантаження під час розрахунків деталей машин?
 3. Яким чином оцінюють режим навантаження?
 4. Назвіть найбільш поширені типові режими навантажень.
 5. Що таке робоче навантаження на деталь (номінальне, еквівалентне, розрахункове)? Під час яких розрахунків використовують кожне з них?
 6. Як враховують динамічний характер навантаження?
-

1.3. Основні критерії роботоздатності та розрахунку деталей машин

Надійність деталі машини – здатність виробу зберігати свою роботоздатність на протязі необхідного (заданого) строку служби. Роботоздатним вважається виріб, який може виконувати технологічні чи інші функції, не виходячи за межі заданих параметрів і характеристик.

Основними критеріями роботоздатності і, відповідно, розрахунку деталей машин є міцність, жорсткість, зносостійкість, теплостійкість і вібростійкість.

1.3.1. Міцність

Методи розрахунків на міцність

Міцність – найбільш поширений критерій роботоздатності. Міцністю називають здатність деталі протистояти дії навантажень без пошкоджень у вигляді остаточних деформацій чи руйнування її елементів.

Остаточні деформації можуть призвести до порушення взаємодії деталей у механізмах і спряжень у складальних одиницях, до появи підвищених динамічних навантажень.

Руйнування деталі може бути у вигляді розриву, злому або зрізу в її найбільш напружених перерізах, а також у вигляді руйнування робочих поверхонь: викришування, задирок тощо.

Для оцінювання міцності користуються такими методами.

1. Порівняння *максимальних напружень* $\sigma_{\max}$ і $\tau_{\max}$ у поточних перерізах деталі з допустимими значеннями $[\sigma]$ і $[\tau]$. Умови міцності мають вигляд:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]; \tau_{\max} \leq [\tau], \quad (1.3)$$

де $[\sigma] = \sigma_{\lim} / [s]$, $[\tau] = \tau_{\lim} / [s]$, $\sigma_{\lim}$, $\tau_{\lim}$ – граничні напруження; $[s]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності.

При цьому максимальні напруження визначають залежно від характеру деформації деталі. Допустимі напруження визначають величинами граничних напружень $\sigma_{\lim}$ і $\tau_{\lim}$, за досягнення яких виникають остаточні деформації або відбувається руйнування, а також допустимим коефіцієнтом запасу міцності $[s]$, який завжди має бути більшим одиниці.

Розрахунки за максимальними напруженнями виконуються як попередні для оцінювання напруженого стану деталей або визначення приблизних розмірів деталей і як перевірні із введенням уточнювальних коефіцієнтів, які залежать від розмірів деталі і враховують такі фактори, як концентрація напружень, зміцнення поверхонь, динамічність і нерівномірність навантаження тощо.

Оцінювання міцності за допустимими напруженнями особливо зручна у разі стабільного навантаження і усталеної технології.

2. Порівняння розрахункового *коефіцієнта запасу міцності* з його допустимим значенням. Умова міцності в такому випадку буде:

$$s = \sigma_{\lim} / \sigma_{\max} \geq [s]. \quad (1.4)$$

За розрахунковий коефіцієнт запасу міцності беруть відношення граничного напруження для матеріалу деталі (з урахуванням коефіцієнтів) до максимального напруження в деталі (без коефіцієнтів).

Цей метод найчастіше використовують для оцінювання міцності у разі перевантажень для запобігання остаточних деформацій, крихкого злому, появи первинних тріщин та ін., а також для оцінювання втомної міцності.

3. Визначення запасу міцності за *несучою здатністю* (за граничним станом):

$$s = F_{\text{lim}} / F_{\text{max}}; s = M_{\text{lim}} / M_{\text{max}}; s = T_{\text{lim}} / T_{\text{max}} \quad (1.5)$$

де F_{lim} , M_{lim} , T_{lim} – граничні значення відповідно сили, згинального і крутного моментів, що викликають руйнування або недопустиме для нормальної роботи переміщення; F_{max} , M_{max} , T_{max} – робочі значення відповідно сили, згинального і крутного моментів.

Розрахунок дозволяє використати резерви міцності у разі навантаження за межами пружних деформацій, що особливо характерне для деталей із нерівномірним розподілом напружень за перерізом. З появою пластичних деформацій у крайніх волокнах несуча здатність деталі не вичерпується, оскільки решта перерізу зазнає інших деформацій і можливий перерозподіл напружень за рахунок пластичної деформації. Задача зводиться до визначення граничних навантажень у разі вичерпання несучої здатності перерізу за руйнуванням чи переміщенням.

У машинобудуванні цей розрахунок використовують для відповідальних важконапружених деталей, а також деталей, умови роботи яких допускають наявність остаточних сил чи пластичних деформацій. Обмежене використання розрахунку за несучою здатністю пов'язане з труднощами одержання простих і точних рішень щодо пружно-пластичних деформацій.

Недоліком вказаних методів із використанням допустимих напружень чи запасів міцності є їх детермінований характер, оскільки під час розрахунків допускаються визначеними і в процесі експлуатації незмінними параметри навантаження і характеристики матеріалів. В реальності ж неминуче розсіювання значень як робочих напружень у деталі, так і граничних для її матеріалу. Тому сучасні методи оцінювання міцності базуються на визначенні ймовірності руйнування або статичних запасів міцності.

Під час оцінювання ймовірності руйнування робочі σ_{max} і граничні σ_{lim} напруження розглядаються як випадкові величини. Криві щільності розподілу цих величин будуються за експериментальними даними у вигляді гістограм розподілу. Різниця величин $z = \sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{lim}}$ називається функцією неруйнування і також розподіляється за відповідним законом. Ймовірність руйнування дорівнює

ймовірності виконання умови $z < 0$. Значення ймовірності руйнування визначається як за середніми значеннями параметрів, так і з урахуванням розсіювання експериментальних даних. Ймовірність руйнування як характеристика надійності добре відображає якісний вплив багатьох факторів: зміни запасу міцності, зміни навантаження і характеристик матеріалу. Однак використання її як нормативної характеристики для кількісного оцінювання міцності зв'язане з необхідністю використання вибірок значного обсягу для зменшення погрішностей, яка може бути значною навіть за вибірки більший 100. Тому ймовірність руйнування в основному використовується для порівнювального аналізу відомої і розроблюваної конструкції, а також для оцінювання міцності конструкцій, відмова яких не несе тяжких наслідків. Для відмов за міцністю, пов'язаних із тяжкими наслідками, як нормативну характеристику використовують статичний запас міцності, який є теж випадковою величиною:

$$s = \sigma_{\text{lim}} / \sigma_{\text{max}} = \eta / \xi, \quad (1.6)$$

де η і ξ – значення граничних і робочих напружень з урахуванням їх розсіювання.

Максимальні робочі напруження в небезпечних перерізах за різних видів навантажень визначаються залежно від напружено-деформованого стану. Умови міцності для найпоширеніших деформацій:

розтяг (стиск)

$$\sigma_p = F/A \leq [\sigma]_p \quad (1.7)$$

поверхневе зминання

$$\sigma_{3M} = F/A \leq [\sigma]_{3M}; \quad (1.8)$$

зріз

$$\tau_{3p} = F/A \leq [\tau]_{3p}; \quad (1.9)$$

згин

$$\sigma_{3z} = M/W_o \leq [\sigma]_{3z}; \quad (1.10)$$

кручення

$$\tau_{кр} = T/W_p \leq [\tau]_{кр}, \quad (1.11)$$

де F – сила; M – згинальний момент; T – крутний момент; A – площа небезпечного перерізу (площа зминання); W_o – осьовий момент опору небезпечного перерізу; W_p – полярний момент опору небезпечного перерізу.

Напруження зминання не залежать від форми поверхні. У разі дотикання деталей поверхнями сумірними з розмірами деталей вважається, що нормальні напруження зминання розподіляються рівномірно і в окремих випадках вони називаються також питомим тиском (наприклад, в підшипниках ковзання).

Коли дотик деталей відбувається на площині, розмір якої малий порівняно з розмірами деталей, то нормальні напруження розподіляються нерівномірно за відповідною епюрою. Це обумовлене тим, що матеріал у зоні контакту, не маючи змоги деформуватися вільно, перебуває в об'ємному напруженому стані. Такі напруження називаються *контактними*. Задача полягає у визначенні їх максимального значення σ_H (індекс «Н» пов'язаний з прізвищем Г. Герца (Hertz)) у центрі площі (рис. 1.2).

У разі контакту двох циліндрів з паралельними осями (початковий контакт за лінією):

$$\sigma_H = \sqrt{E_1 E_2 q / \left\{ \rho_{36} \pi \left[E_2 (1 - \mu_1^2) + E_1 (1 - \mu_2^2) \right] \right\}}, \quad (1.12)$$

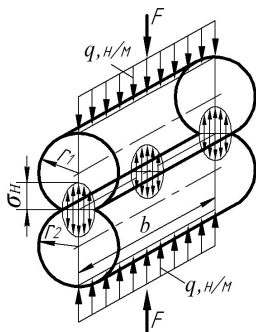


Рис. 1.2. Розподіл контактних напружень у разі стиску двох циліндрів

де E_1, E_2, μ_1, μ_2 – модулі пружності і коефіцієнти Пуассона матеріалів циліндрів;

$\rho_{36} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2$ – зведений радіус кривини у зоні контакту циліндрів із радіусами ρ_1 і ρ_2 («+» – у разі зовнішнього контакту, «-» – внутрішнього); $q = F/l$ – питоме (на одиницю довжини контактної лінії) навантаження в контакті; F – сила, що стискує циліндри; l – довжина контактної лінії.

Формула (1.12) справедлива не тільки для кругових, а й для інших циліндричних поверхонь (у тому числі і евольвентних). У разі контакту циліндра з площиною $\rho_2 = \infty$.

За початкового контакту в точці (дві кулі, куля і площина):

$$\sigma_n = (1/\pi) \cdot \sqrt[3]{6E_1E_2 / \{\rho_{36}^2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)\}} \quad (1.13)$$

У разі *складного опору* (за сумісної дії нормальних і дотичних напружень) розрахунок ведеться за *еквівалентним напруженням* за однією із гіпотез міцності. Для пластичних матеріалів:

за гіпотезою найбільших дотичних напружень:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_\Sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (1.14)$$

або за гіпотезою потенціальної енергії:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_\Sigma^2 + 3\tau^2}. \quad (1.15)$$

Для перерізів, що мають дві осі симетрії (прямокутник, двотавр тощо):

$$\sigma_\Sigma = \sigma_{p(c)} \pm \sigma_{3c} = \pm F_{p(c)} / A \pm M_x / W_x \pm M_y / W_y, \quad (1.16)$$

де M_x і M_y – згинальні моменти відносно відповідних осей; W_x і W_y – відповідні осьові моменти опору.

Якщо $F_{p(c)} = 0$ для круглих перерізів деталей ($W_x = W_y$, $W_p = 2W_x$, $\tau = T/W_p$) формули (1.15) і (1.16) для визначення еквівалентних напружень мають вигляд:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + T^2} / W_x, \quad (1.17)$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75T^2} / W_x.$$

Для крихких матеріалів відповідно до гіпотези Мора:

$$\sigma_{екв} = \sigma_\Sigma (1-K)/2 + (1+K)\sqrt{\sigma_\Sigma^2 + 4\tau^2}/2, \quad (1.18)$$

де $\sigma_{\Sigma} = \pm F / A \pm \sqrt{M_x^2 + M_y^2} / W_x$; $\tau = T / W_p$; $K = \sigma_{ep} / \sigma_{\sigma c}$; σ_{ep} , $\sigma_{\sigma c}$ – границі міцності відповідно у разі розтягу і стиску, для сталей із твердістю $H \leq 60\text{HRC}$ $K = 0,15$, для чавунів $K \approx 0,3$.

Для оцінювання міцності деталі за допустимими напруженнями і запасами міцності необхідно знати не тільки значення розглянутих вище максимальних напружень, а й характер їх зміни з часом.

Міцність за змінних напружень

У рухомих деталях машин і механізмів виникають циклічні, тобто періодично змінні з часом напруження. Такі напруження виникають у перерізах деталей як від дії циклічних навантажень, так і від постійних за величиною і напрямом навантажень, якщо вони прикладені до деталей, що обертаються.

За змінних напружень деталь руйнується від дії менших навантажень, ніж при незмінних. Втомне руйнування починається з поверхні, де виникають мікротріщини, які поступово розвиваються в глибину і значно ослаблюють переріз деталі, що й призводить до руйнування.

Змінні напруження змінюються від найменшого σ_{min} до найбільшого σ_{max} і навпаки (рис. 1.3). Найчастіше ця зміна відбувається за циклічним законом близьким до синусоїдального.

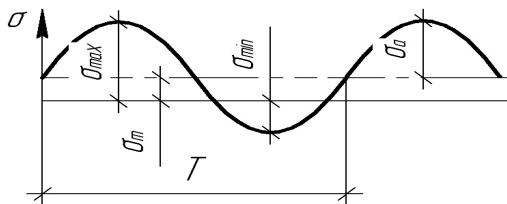


Рис. 1.3. Періодична зміна напружень

Сукупність всіх значень напружень впродовж одного періоду зміни T називається *циклом напружень*. Основні параметри циклу:

- найбільше σ_{max} і найменше σ_{min} (за абсолютним значенням) напруження циклу;
- середнє напруження циклу $\sigma_m = 0,5(\sigma_{max} + \sigma_{min})$;

- амплітуда напружень циклу $\sigma_a = 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$;
- коефіцієнт асиметрії циклу (характеристика циклу $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$).

На практиці найчастіше зустрічаються два цикли зміни напружень:

- *симетричний* цикл (рис. 1.4а), для якого $\sigma_{\max} = \sigma$; $\sigma_{\min} = -\sigma$; $\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \sigma$; $R = -1$;
- *пульсуючий (віднульовий)* цикл (рис. 1.4б), який є одним із видів асиметричного циклу з параметрами: $\sigma_{\max} = \sigma$; $\sigma_{\min} = 0$; $\sigma_m = \sigma_a = 0,5\sigma$; $R = 0$.

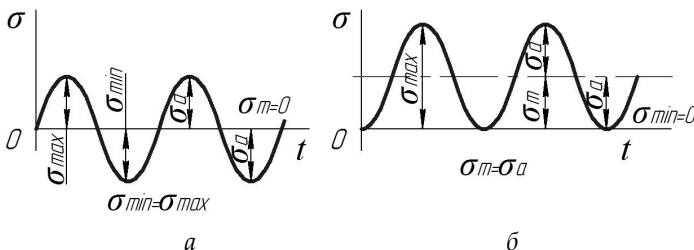


Рис. 1.4. Цикли зміни напружень:

а – симетричний; *б* – пульсуючий (віднульовий)

Симетричний цикл характерний, наприклад, для валів і осей, що обертаються і згинаються нерухомим навантаженням; за пульсуючим циклом змінюються напруження згину зубців і дотичні напруження під час кручення валів нереверсивних зубчастих передач (у реверсивних передачах цикли цих напружень близькі до симетричних). За однакових інших умов симетричний цикл є найбільш небезпечним, оскільки саме для нього граничне напруження, що називається границею витривалості або границею втоми (σ_R), має найменше значення.

Границя витривалості за змінних напружень

Деталі, що працюють за змінних напружень руйнуються в результаті втоми матеріалу за напружень менших, ніж границя міцності σ_s .

Здатність матеріалу сприймати багаторазову дію змінних напружень називається *опором втоми* або *витривалістю матеріалу*.

лу. Характеристикою міцності матеріалу в цьому випадку виступає *границя витривалості* σ_R – найбільше напруження, за якого гладкий стандартний зразок не руйнуватиметься необмежено довго.

Кожен матеріал деталі має свою *границю витривалості*, яка залежить від виду деформації. Для кожного виду деформації *границя витривалості* визначається експериментально в умовах дії змінних напружень за будь-яким із розглянутих циклів, але здебільшого *границя витривалості* визначається для симетричного циклу, рідше – для пульсуючого. Методика випробувань полягає в тому, що кожному рівню максимальних напружень (амплітуд) відповідає визначене число циклів, за досягнення якого зразок руйнується. За результатами випробувань будуються криві втомленості (криві Велера) (рис. 1.5а) в координатах $\sigma-N$ (N – число циклів). Для зручності користування криві витривалості представляються в напівлогарифмічних ($\sigma - \lg N$) або логарифмічних ($\lg \sigma - \lg N$) координатах відрізками прямих ліній (рис. 1.5б).

Для вуглецевих сталей за нормальних температур, починаючи з числа циклів $N_0 = 10^6 \dots 10^7$ (для гартованих сталей $N_0 = 10^8$), крива втомленості стає практично горизонтальною, тобто зразки, що витримали вказане число циклів, не будуть руйнуватись за подальшого збільшення. Найбільше значення максимального напруження, за якого із заданою ймовірністю неруйнування зразок чи деталь може витримати практично найменше число циклів зміни напружень, приймається за *границю витривалості* σ_R . *Границя витривалості* за симетричного циклу позначається σ_{-1} ($R = -1$), за пульсуючого – σ_0 ($R = 0$).

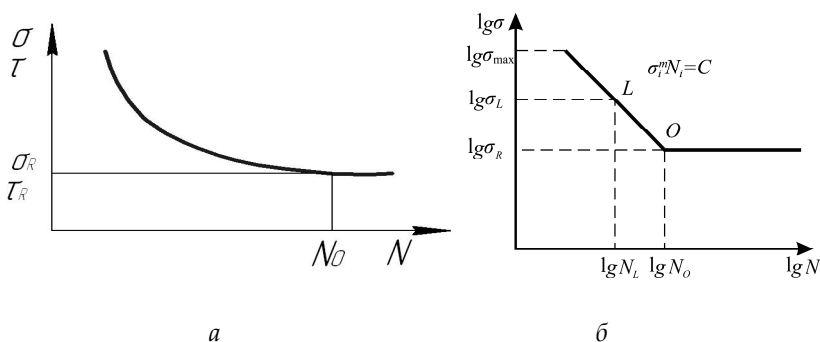


Рис. 1.5. Криві втомленості:

а – в звичайних координатах; б – в логарифмічних координатах

Число циклів N_0 називається *базовим*.

Сплави кольорових металів, а також усі матеріали за високих температур мають криві втомленості без горизонтальних ділянок, навіть за дуже малих рівнів напруження. В таких випадках визначається обмежена границя витривалості σ_N , що відповідає визначеній базі випробувань $N_N = (1 \dots 3) \cdot 10^6$. Зв'язок між границею витривалості σ_R і обмеженою границею витривалості σ_N можна встановити за допомогою залежності між σ і N для похилої ділянки кривої втомленості. Ця залежність достатньо точно і просто виражається степеневою функцією:

$$\sigma^m \cdot N = C, \quad (1.19)$$

де C – стала, що залежить від матеріалу; m – показник ступеня кривої втомленості, який визначає кут її нахилу в логарифмічних координатах $\operatorname{tg} \beta = 1/m$ (рис. 1.5б).

Рівняння (1.19) можна представити у вигляді:

$$\sigma_R^m N_o = \sigma_N^m \cdot N_N. \quad (1.20)$$

Звідси:

$$\sigma_N = \sigma_R \sqrt[m]{N_o / N_N} = \sigma_R \cdot K_L, \quad (1.21)$$

де $K_L = \sqrt[m]{N_o / N_N}$ – коефіцієнт довговічності.

Залежність (1.21) дозволяє вирішити зворотну задачу: визначити обмежену циклічну довговічність деталі (обмежений строк служби в циклах), якщо амплітудне значення σ_a напружень буде перевищувати границю витривалості натурної деталі:

$$N_N = (\sigma_1 / \sigma_a)^m N_0. \quad (1.22)$$

Визначення границь витривалості є досить трудомістким і тривалим процесом. Результати численних випробувань на втомленість зразків із різних матеріалів за різних деформацій показали, що значення границь витривалості залежить від границі міцності σ_b у разі розтягу. За спрощених розрахунків практично використову-

ють емпіричні залежності, наприклад, для середньовуглецевих сталей:

	Пульсуючий цикл	Симетричний цикл
Розтяг (стиск)	$\sigma_o = 0,52\sigma_s$	$\sigma_{-1} = 0,36\sigma_s$
Згин	$\sigma_o = 0,6\sigma_s$	$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_s$
Кручення	$\tau_o = 0,32\sigma_s$	$\tau_{-1} = 0,22\sigma_s$

Границя контактної витривалості за пульсуючого циклу визначається залежно від твердості HB поверхні:

$$\sigma_H = 10 \text{ C HB (МПа)}, \quad (1.23)$$

де С – коефіцієнт, що залежить від матеріалу: для сталі $C = 0,3...0,33$, для чавуну $C = 0,18...0,21$, для бронзи $C = 0,20...0,34$.

Основні фактори, які впливають на границю витривалості

1. **Концентрація напружень** – виникнення вищих порівняно з номінальними місцевих напружень в окремих частинах деталі. Причиною появи такого явища є так звані концентратори напружень у вигляді різких змін форми деталі (виточки, отвори, ступінчасті переходи від одного розміру до іншого, посадки з натягом тощо), а також внутрішні дефекти (сторонні вclusions, раковини), випадкові надрізи чи подряпини на поверхні і т. ін.

Вплив концентрації напружень на витривалість оцінюється ефективним коефіцієнтом концентрації K_σ (K_t), який визначається за експериментальними даними як відношення границі витривалості $(\sigma_{-1})_d$ гладкого зразка з діаметром d до границі витривалості $(\sigma_{-1k})_d$ зразка такого ж діаметра з концентратором напружень:

$$K_\sigma = (\sigma_{-1})_d / (\sigma_{-1k})_d. \quad (1.24)$$

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень K_σ звичайно менший від теоретичного α_σ , який визначається методами теорії пружності в будь-якій точці перерізу деталі, оскільки останній не враховує різну чутливість матеріалів до наявності концентраторів.

Ефективний і теоретичний коефіцієнти концентрації пов'язані співвідношенням:

$$K_{\sigma} = 1 + q_0(\alpha_{\sigma} - 1), \quad (1.25)$$

де q_0 – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень: для конструкційних сталей $q_0 \approx 0,5 \dots 0,9$, для чавунів $q_0 \approx 0,1 \dots 0,2$.

2. Абсолютні розміри деталі. Експериментами встановлено, що у разі збільшення розмірів поперечного перерізу зразка границя витривалості зменшується. Це пояснюється тим, що зразки більшого діаметра мають, по-перше, більше поверхневих дефектів матеріалу, по-друге, меншу відносну глибину зміцнення (наклепу) поверхневого шару.

Вплив абсолютних розмірів оцінюється коефіцієнтом, який називається *масштабним фактором*, для нормальних напружень:

$$\varepsilon_{\sigma} = (\sigma_{-1})_d / \sigma_{-1}, \quad (1.26)$$

де $(\sigma_{-1})_d$ – границя витривалості гладких зразків діаметром d ; σ_{-1} – границя витривалості стандартних лабораторних зразків діаметром 7...10 мм.

Масштабні фактори визначаються на зразках із концентраторами напружень. Внаслідок недостатньої кількості експериментальних даних про масштабний фактор для дотичних напружень ε_{τ} (при крученні) приймається $\varepsilon_{\tau} \approx \varepsilon_{\sigma}$.

3. Стан поверхні деталі залежить від якості механічної обробки.

Мікронерівності поверхні є концентраторами напружень. Чим менші мікронерівності поверхні деталі, тим вища її границя витривалості.

Стан поверхні враховується або коефіцієнтом K_{σ} або окремим коефіцієнтом:

$$\beta_{\sigma} = (\sigma_{-1})_{об} / (\sigma_{-1})_d, \quad (1.27)$$

де $(\sigma_{-1})_{од}$ – границя витривалості деталі з даною обробкою поверхні; $(\sigma_{-1})_d$ – границя витривалості ретельно відполірованого зразка.

Різні способи поверхневого зміцнення можуть суттєво підвищити значення коефіцієнта стану поверхні β до 1,5...2 і більше замість 0,6...0,8 для деталі без зміцнення.

З урахуванням всіх факторів дійсна границя витривалості деталі за симетричного циклу:

$$(\sigma_{-1k})_d = (\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta) / K_\sigma. \quad (1.28)$$

Детальну інформацію про всі коефіцієнти, що впливають на границю витривалості деталі наведено в довідковій літературі.

Втомна міцність деталей за нестационарного навантаження

Досвід експлуатації різних машин показує, що навантаження, які діють на деталі, змінюються за величиною впродовж всього строку служби. При цьому деталі зазнають дії напружень зі змінними амплітудою і частотою. Такий режим навантаження називається *нестационарним*.

Розрахунки на втомну міцність у разі нестационарних режимів навантаження дозволяють одержати менші розміри і масу деталей.

Ці розрахунки можна вести за двома рівноцінними методами.

1. За еквівалентним навантаженням (силі F_E , моменту T_E), яке за заданого розрахункового числа циклів N_Σ має такий же вплив на втомну міцність деталі, як і задане змінне навантаження;

2. За еквівалентного числа циклів N_E зміни напружень за сталого максимального навантаження (F_{max} , T_{max}), за якого це навантаження має такий же вплив на втомну міцність деталі, як і задане змінне.

Обидва методи базуються на припущенні лінійного додавання пошкоджень, тобто умови, за якою втомне руйнування є результатом лінійного накопичення пошкоджень, що утворюються безперервно на протязі кожного циклу навантаження:

$$\Sigma(N_{\sigma_i} / N_i) = a, \quad (1.29)$$

де $N_{\sigma i}$ – число циклів дії напруження σ_i ; N_i – число циклів до руйнування за цього напруження; a – експериментально визначений коефіцієнт опору, $a \approx 1$.

Використовуючи умову додавання пошкоджень і рівняння похилої лінії кривої втомленості, маємо:

$$F_i^m \cdot N_i = F_R^m \cdot N_o = const, \quad (1.30)$$

де F_R – навантаження, що відповідає границі витривалості за бази N_o .

Перемножуючи чисельник і знаменник в рівнянні (1.29) додавання пошкоджень на величину F_i^m одержимо:

$$\Sigma(F_i^m \cdot N_i) / (F_i^m \cdot N_i) = a$$

і, замінивши знаменник рівноцінним добутком $F_R^m \cdot N_o$, одержимо в знаменнику постійну величину, яку можна винести з-під знаку суми:

$$\Sigma F_i^m \cdot N_{\sigma i} = a F_R^m \cdot N_o.$$

Замінивши навантаження F_R еквівалентним навантаженням F_E постійного рівня, яке викликає такі ж втомні пошкодження, як і фактичне навантаження нестационарного режиму за $a=1$, одержимо:

$$\Sigma F_i^m \cdot N_{\sigma i} = F_E^m \cdot N_o,$$

звідси:

$$F_E = \sqrt[m]{\Sigma F_i^m (N_{\sigma i} / N_o)} = F_{\max} \cdot \sqrt[m]{\Sigma (F_i / F_{\max})^m \cdot (N_{\sigma i} / N_o)} = F_{\max} \cdot K_E, \quad (1.31)$$

де $F_{\max}$ – максимальне стає навантаження;

$K_E = \sqrt[m]{\Sigma (F_i / F_{\max})^m \cdot (N_{\sigma i} / N_o)}$ – коефіцієнт змінності навантаження.

Під час розрахунку деталей, в яких як допустима величина приймається навантаження, а еквівалентне навантаження визнача-

ється за сумарним числом циклів N_Σ за весь строк служби (наприклад, для підшипників кочення):

$$F'_E = F_{\max} \cdot \sqrt[m]{\Sigma(F_i / F_{\max})^m (N_\alpha / N_\Sigma)} \cdot \sqrt[m]{N_\Sigma / N_o} = F_{\max} \cdot K_E \cdot K_L, \quad (1.32)$$

де $K_L = \sqrt[m]{N_\Sigma / N_o}$ – коефіцієнт строку служби деталі.

Для підшипників кочення, якщо $N_o = 10^6$ $F'_E = C$, де C – необхідна навантажувальна здатність підшипника.

Аналогічно для еквівалентних моментів можна записати:

$$T_E = T_{\max} \cdot \sqrt[m]{\Sigma(T_i / T_{\max})^m (N_\alpha / N_\Sigma)} = T_{\max} \cdot K_E \quad (1.33)$$

У разі розрахунків зубчастих передач за еквівалентним навантаженням коефіцієнт строку служби деталі (довговічності) враховується під час визначення допустимого напруження у вигляді $K_L = \sqrt[m]{N_o / N_\Sigma}$. Умова міцності має вигляд:

$$\sigma_E \leq [\sigma_o] \cdot \sqrt[m]{N_o / N_F}, \text{ якщо } N_\Sigma > N_o \quad K_L = 1,$$

де $[\sigma_o]$ – базове допустиме напруження.

У разі використання типових режимів навантаження відповідно до циклограм (рис. 1.1а) еквівалентне навантаження визначається:

а) у розрахунках на контактну витривалість:

$$T_{HE} = \mu_H \cdot T_{\max};$$

б) у розрахунках на витривалість під час згину:

$$T_{FE} = \mu_F \cdot T_{\max}.$$

Значення коефіцієнтів μ_H і μ_F приймається за табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Значення коефіцієнтів μ_H і μ_F за типових режимів (рис. 1.1в)

Ре- жим	m	μ_H	Термообробка	m	μ_F	Термообробка	m	μ_F
П	3	0,8	Поліпшення, нормалізація, азотування	6	0,82	Гартування об'ємне і поверхневе, цементация	9	0,87
В		0,63			0,72			0,77
СР		0,56			0,63			0,69
СН		0,50			0,58			0,63
Л		0,40			0,48			0,54

Метод еквівалентного числа циклів базується на приведенні змінного навантаження до ступенів циклограми, які чинять найбільшу шкодочинну дію на деталь. Цей метод розрахунку здебільшого використовують для зубчастих передач. За розрахункове приймається найбільше навантаження з числом циклів не меншим $0,03N_0$ за контактного навантаження $5 \cdot 10^4$, а змінність навантаження враховується вибором допустимих напружень з урахуванням коефіцієнта довговічності:

$$K_{LF} = \sqrt[m]{N_0 / N_E}, \quad (1.34)$$

де N_E – еквівалентне число циклів, що відповідає розрахунковому навантаженню.

У разі розрахунків на контактну витривалість:

$$N_E = \mu_H \cdot N_\Sigma,$$

у разі розрахунку на згин:

$$N_E = \mu_F \cdot N_\Sigma.$$

Для ступінчастої циклограми, використовуючи умову лінійного додавання пошкоджень і рівняння кривої втомленості, одержимо:

$$\begin{aligned}\mu_n &= \Sigma(T_i / T_n)^{m/2} (N_{oi} / N_\Sigma), \\ \mu_F &= \Sigma(T_i / T_F)^m (N_{ei} / N_\Sigma).\end{aligned}\tag{1.35}$$

Значення коефіцієнтів μ_n і μ_F , що характеризують інтенсивність типових режимів навантаження з плавним характером навантаження (рис. 1.1б) беруть за табл. 1.2.

Таблиця 1.2

Значення коефіцієнтів μ_n і μ_F

Режим	Контактна витривалість					Витривалість у разі згину					
	Термообробка	$m/2$	μ_n	m	μ_n	Термообробка	m	μ_F	Термообробка	m	μ_F
П	Будьяка	3	0,5	8	0,41	Поліпшення, нормалізація, азотування	6	0,3	Гартування об'ємне і поверхневе, цементация	9	0,2
В			0,25		0,20			0,143			0,1
СР			0,18		0,13			0,065			0,063
СН			0,125		0,05			0,038			0,016
Л			0,063		-			0,013			0,004

Вибір допустимих напружень і коефіцієнтів запасу міцності

Допустимі напруження і коефіцієнти запасу міцності вибирають залежно від граничних напружень матеріалу деталі:

$$[\sigma] = \sigma_{\text{lim}} / [s]_\sigma ; [\tau] = \tau_{\text{lim}} / [s]_\tau ,\tag{1.36}$$

або

$$s_\sigma = \sigma_{\text{lim}} / \sigma ; s_\tau = \tau_{\text{lim}} / \tau .\tag{1.37}$$

За сумісної дії нормальних і дотичних напружень наведений коефіцієнт запасу міцності:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}}, \quad (1.38)$$

де $\sigma_{\text{lim}}, \tau_{\text{lim}}$ – граничні напруження; σ, τ – розрахункові максимальні напруження; s_{σ}, s_{τ} – розрахункові коефіцієнти запасу міцності; $[s]_{\sigma}, [s]_{\tau}$ – допустимі коефіцієнти запасу міцності.

Вибір граничних напружень залежить від характеру навантаження та матеріалу деталі. У разі *постійних* навантажень для деталей із пластичних матеріалів за граничне напруження беруть *границю текучості* $\sigma_{\text{т}}$, для деталей із крихких матеріалів – *границю міцності* $\sigma_{\text{в}}$ за відповідних деформацій.

У разі *змінних* навантажень за граничне напруження приймається *границя витривалості* $\sigma_{\text{R}} (\tau_{\text{R}})$ залежно від циклу зміни напружень.

Вибір допустимих коефіцієнтів запасу міцності залежить від майстерності конструктора. Це досить відповідальна процедура. Занижене значення запасу міцності може призвести до руйнування деталі, завищене – до надмірного збільшення маси деталі, перевитрати матеріалу і підвищення вартості машини.

Існують два основні напрями вибору запасів міцності.

Перший напрям (нині дещо застарілий) базується на диференціальному методі, згідно з яким запас міцності представляється у вигляді добутку окремих коефіцієнтів, кожен із яких відображає одну із невизначеностей розрахунку:

$$[s] = s_1 s_2 s_3, \quad (1.39)$$

де s_1 – коефіцієнт, що враховує різницю між величинами дійсних і розрахункових навантажень, а також неточність визначення напружень, s_2 – коефіцієнт, що враховує неоднорідність матеріалу і наявність в ньому залишкових деформацій, s_3 – коефіцієнт, що враховує міру відповідальності деталі і її вплив на безпеку експлуатації механізму, $s_3 = 1 \dots 3$.

Визначене таким чином значення запасу міцності може коливатись у значному діапазоні (1,2...8). Недоліком диференційного методу є те, що конструктор може допустити декілька дрібних по-

милок, які будуть додаватись. Крім того, чисельні значення самих коефіцієнтів можуть значно коливатись за досить різноманітних факторів.

На практиці використання диференціального методу здебільшого зводиться до підбору окремих коефіцієнтів з метою одержання загального запасу міцності, що оправдовує розміри деталі, які інтуїція конструктора вважає прийнятними.

На сучасному етапі метод удосконалюється на основі ймовірного підходу до оцінювання кожного фактора.

Другий напрям полягає в призначенні єдиного коефіцієнта запасу міцності на основі досвіду експлуатації конкретних деталей в різних галузях. Тривала безаварійна експлуатація є кращим доказом того, що запас міцності і допустимі напруження були вибрані правильно, хоча це не виключає, що розрахункові напруження були занижені. Під час вибору єдиного коефіцієнта головним чином враховується із якого матеріалу буде виготовлена деталь і за яким критерієм міцності буде вестися розрахунок. Так, наприклад, під час розрахунку деталей із пластичних матеріалів за границею течучості за сталого навантаження коефіцієнт запасу міцності вибирається в межах $s = 1,3 \dots 1,5$, а деталей із крихких матеріалів $s = 3 \dots 5$. У разі контактного навантаження виникають місцеві руйнування, які не загрожують миттєвим руйнуванням всієї деталі, тому коефіцієнт запасу міцності призначається невеликим $s = 1,1 \dots 1,3$.

Визначення запасу втомної міцності у разі двовісного напруженого стану

Двовісний напружений стан виникає під час роботи деталей одночасно у разі дії декількох деформацій. Так, наприклад, вали, крім напружень згину і кручення, зазнають дії невеликих напружень стиску від дії осьових сил у зубчастих зачепленнях і осьових реакцій у підшипниках. Відомо, що напруження стиску підвищують втомну міцність, тому їх зазвичай не враховують, зважаючи на те, що їх дія збільшує запас міцності.

Визначення запасу міцності за двовісного напруженого стану ведеться за гіпотезою Гафа – Полларда, яка сформована на основі вивчення експериментальних даних, одержаних під час симетричних і асиметричних циклів зміни нормальних і дотичних напружень у сталевих зразках без концентраторів.

Згідно з цією гіпотезою, точки, що характеризують поєднання граничних нормальних σ_{cp} і дотичних τ_{cp} напружень розміщуються на кривій, рівняння якої має вигляд:

$$(\sigma_{cp} / \sigma_{-1})^2 + (\tau_{cp} / \tau_{-1})^2 = 1. \quad (1.40)$$

З урахуванням необхідного запасу міцності $s > 1$ безпечні нормальні і дотичні напруження дорівнюють:

$$\sigma = \sigma_{cp} / S; \quad \tau = \tau_{cp} / s. \quad (1.41)$$

Підставивши (1.40) в (1.39), одержимо:

$$S^2 = \sigma_{-1}^2 / [\sigma^2 + \tau^2 (\sigma_{-1} / \tau_{-1})^2]. \quad (1.42)$$

Вважаючи, що двовісний напружений стан є результатом накладення одновісного розтягу (стиску) і чистого зсуву, для яких відповідно запаси міцності $S_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma$ (якщо $\tau = 0$) і $S_\tau = (\tau_{-1} / \tau)$ (якщо $\sigma = 0$), залежність (1.42) як умову міцності можна представити:

$$s = (s_\sigma s_\tau) / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} \leq [s]. \quad (1.43)$$

Напруження σ і τ розраховують для кожного конкретного циклу.

У загальному випадку у разі асиметричного циклу зміна напружень (для зразка):

$$\sigma = \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m; \quad \tau = \tau_a + \psi_\tau \tau_m, \quad (1.44)$$

де ψ_σ і ψ_τ – коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу, для вуглецевих сталей $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$, для легированих сталей $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$.

З урахуванням факторів, що впливають на втомну міцність деталі, вирази для визначення коефіцієнтів запасу міцності за нормальними і дотичними напруженнями приймуть вигляд:

$$\begin{aligned} s_{\sigma} &= \sigma_{-1} / [\sigma_a (K_{\sigma} / \varepsilon \cdot \beta) + \psi_{\sigma} \sigma_m], \\ s_{\tau} &= \tau_{-1} / [\tau_a (K_{\tau} / \varepsilon \cdot \beta) + \psi_{\tau} \tau_m]. \end{aligned} \quad (1.45)$$

Щодо валів вважається, що нормальні напруження згину змінюються за симетричним циклом ($\sigma_m = 0$), дотичні напруження кручення для нереверсивних валів – за пульсуючим циклом ($\tau_a = \tau_m$) (див. рис. 1.4), для реверсивних валів – за симетричним циклом ($\tau_m = 0$).

У разі нестационарного режиму навантаження необхідно користуватись еквівалентними амплітудними напруженнями з урахуванням коефіцієнтів режиму навантаження:

$$\sigma_{aE} = \sigma_a \cdot K_{\sigma E}; \quad \tau_{aE} = \tau_a \cdot K_{\tau E}, \quad (1.46)$$

$$\text{де } K_{\sigma E} = \sqrt[m]{\Sigma(\sigma_{ai} / \sigma_a)^m (N_{\text{ци}} / N_o)}, \quad K_{\tau E} = \sqrt[m]{\Sigma(\tau_{ai} / \tau_a)^m (N_{\text{ци}} / N_o)}.$$

Для сталі у разі кручення можна приймати значення показника m такі ж, як і у разі згину з урахуванням термообробки. Для типових режимів навантаження еквівалентні напруження визначають:

$$\sigma_{aE} = \sigma_a \mu_{\sigma}; \quad \tau_{aE} = \tau_a \mu_{\tau}, \quad (1.47)$$

де $\mu_{\sigma} = \mu_{\tau} = \mu_F$ (табл. 1.1 і 1.2).

Значення допустимого коефіцієнта запасу міцності для більшості валів загального машинобудування ($d < 200$ мм) приймаються $[s] = 1,5 \dots 1,8$, для невідповідальних валів і валів великого діаметра ($d > 200$ мм) $[s] = 1,8 \dots 2,5$.

Слід зазначити, що треба дуже обережно підходити до призначення нижньої границі коефіцієнта запасу міцності. Виграш за масою деталей у разі зменшення їх розмірів у більшості випадків невеликий через відносно невеликі кількості розрахункових деталей у більшості машин. При цьому виникає ризик зниження жорсткості деталей, яка в багатьох випадках визначає роботоздатність конструкції. Тому під час підвищення рівня розрахункових напружень бажано виконати аналітичну або експериментальну перевірку жорсткості деталей. Оптимальним варіантом є поєднання збільшення розрахункових напружень з конструктивними методами підви-

щення жорсткості, що полягають в наданні деталям раціональних форм.

Аналогічні заходи необхідно застосовувати і під час розрахунків деталей за еквівалентними навантаженнями або циклами.

1.3.2. Жорсткість деталей

Жорсткість – це здатність конструкції працювати під дією навантаження в межах допустимих деформацій.

Жорсткість є одним із важливих факторів, що визначають роботоздатність конструкції і має таке ж, а іноді і більше значення для її надійності, як і міцність.

Конструкція може бути міцною, але не жорсткою, оскільки значні деформації можуть виникнути до появи небезпечних для міцності напружень.

Недостатня жорсткість і пов'язані з нею підвищені деформації можуть викликати втрату роботоздатності конструкції з різних причин. Підвищені деформації можуть порушити рівномірність розподілу навантаження і викликати її концентрацію на окремих ділянках, створюючи високі місцеві напруження, що може призвести до порушення міцності.

Недостатня жорсткість корпусних деталей порушує взаємодію розміщених у них механізмів, викликаючи підвищене тертя і зношування в кінематичних парах, появу вібрації. Недостатня жорсткість валів і опор зубчастих передач змінює нормальне зачеплення коліс, що призводить до швидкого викришування їх робочих поверхонь або до швидшого їх зношування. Крім того, збільшуються кути перекосів підшипників, що зменшує їх довговічність, а в окремих випадках навіть викликає швидке руйнування.

У машин, що виконують точні операції, недостатня жорсткість системи «верстат – інструмент – пристрій – деталь» не дозволяє одержати розміри необхідної точності.

Величину деформації можна розрахувати для небагатьох деталей, для більшості ж це неможливо зробити навіть приблизно. Тоді звертаються до моделювання, експерименту, аналізу аналогічних конструкцій.

Розрахунки на жорсткість зводяться до співставлення розрахункових переміщень із допустимими:

$$f \leq [f]; \theta \leq [\theta]; \varphi \leq [\varphi], \quad (1.48)$$

де f – прогин; θ – кут повороту перерізу; ϕ – кут закручування, $[f], [\theta], [\phi]$ – допустимі значення вказаних переміщень.

Оцінювати жорсткість прийнято коефіцієнтом жорсткості – відношенням сили F , прикладеної до конструкції, до максимальної деформації δ , створюваної цією силою.

Для найпростішого випадку деформації розтягу (стиску) стержня (наприклад, болта) в межах пружної деформації коефіцієнт жорсткості дорівнює:

$$C = F / \delta = EA / l, \quad (1.49)$$

де E – модуль поздовжньої пружності; A – площа поперечного перерізу; l – довжина стержня в напрямі дії сили.

Коефіцієнт жорсткості ділянки стержня (наприклад, вала) діаметром d і довжиною l , навантаженого моментом T :

$$C = T / \varphi = GJ_p / l, \quad (1.50)$$

де ϕ – кут закручування (деформація); G – модуль пружності під час зсуву; J_p – полярний момент інерції поперечного перерізу.

У разі згину стрижня постійного за довжиною l перерізу силою F коефіцієнт жорсткості визначається:

$$C = F / \delta = aEJ / l^3, \quad (1.51)$$

де J – момент інерції перерізу; a – коефіцієнт, що враховує умови навантаження (тип і розміщення опор, характер навантаження тощо).

Величина обернена коефіцієнту жорсткості ($1/C$) називається коефіцієнтом податливості (пружності).

Порівнюючи коефіцієнти жорсткості за різних деформацій, можна дійти висновку, що найменшу жорсткість конструкція має у разі згину.

Із наведених залежностей також видно, що жорсткість залежить від модуля пружності, який визначає жорсткість матеріалу. Модуль пружності кожного металу є доволі сталою величиною і мало залежить від наявності легуючих елементів, термообробки та інших показників міцності.

Низьковуглецеві і надміцні високолеговані сталі мають приблизно однаковий модуль повздовжньої пружності $E = (1,9...2,2) \cdot 10^5$ МПа і модуль пружності при зсуві $G = (0,79...0,82) \cdot 10^5$ МПа. Отже, для виготовлення деталей, для яких вимога до жорсткості є основною, а рівень напружень невисокий, доцільно використовувати дешеві матеріали з невисокими характеристиками міцності. Жорсткість конструкції при цьому не зменшується, а вартість зменшується. Цей спосіб застосовують, наприклад, під час проектування валів.

Головним практичним засобом підвищення жорсткості є маневрування геометричними параметрами деталі з метою забезпечення достатньої жорсткості форми.

Головними конструктивними засобами підвищення жорсткості деталей і конструкцій є:

а) за можливості усунення деформації згину, як не вигідної за жорсткістю і міцністю, заміна її деформацією розтягу (стиску);

б) для деталей, що працюють на згин, вибір раціональних типів опор і їх розміщення, уникнення за можливості консолей і зменшення їх довжини, прагнучи до рівномірного розподілу навантаження за довжиною;

в) раціональне, але без зросту ваги, збільшення моментів інерції перерізів шляхом віддалення матеріалу від нейтральної осі, посилення закладних ділянок і ділянок переходу від одного перерізу до іншого;

г) для коробчастих деталей – використання криволінійних випуклих стінок;

д) блокування деформацій шляхом постановки розкосів (для рам), обичайок і перемичок (для порожнистих тонкостінних циліндрів), оребрення тонких стінок, рифлення плоских поверхонь кришок тощо.

Поряд з об'ємною жорсткістю в спряженнях деталей значну роль відіграє контактна жорсткість, яка може визначати точність руху деталей, що контактують, викликати додаткові динамічні навантаження, впливати на зносостійкість поверхонь і їх довговічність, на розсіювання енергії коливань.

Контактні переміщення тіл або їх контактне зближення у разі малих ділянок контакту визначаються методами теорії пружності, великих – на основі експериментально встановлених коефіцієнтів податливості.

Найважливішими конструктивними заходами з підвищення контактної жорсткості є: а) зменшення шорсткості поверхні; б) створення натягу або попередньої зтяжки в з'єднаннях; в) створення шару мастила між поверхнями, що контактують.

1.3.3. Вібростійкість

Вібростійкість – здатність конструкції працювати за вібрацій у заданих діапазонах частот і амплітуд без шуму, резонансного і втомного руйнування, незручності управління.

Сучасні тенденції до підвищення швидкодії і потужності машин, а також до полегшення конструкцій, сприяють виникненню вібрацій. Вібрація стає супутником технічного прогресу. Вібрують деталі зубчастих передач (вали, зубчасті колеса, підшипники), корпуси редукторів, шпинделі, корпуси літаків, сидіння тракторів і автомобілів, панелі приладів і т. ін.

Вібрація, або так звані «малі» коливання, має такі характерні ознаки:

а) відносно малу амплітуду щодо розмірів відхилення тіла чи його окремих точок у разі механічних коливань;

б) високу частоту, тобто число циклів зворотно-поступальних переміщень, які робить тіло або його окремі точки за одиницю часу.

Особлива небезпека дії вібраційних навантажень пов'язана з їх здатністю створювати втомні і резонансні руйнування. Останні виникають за появи в системі явища резонансу, для якого характерне значне збільшення амплітуд коливань у разі збігу частоти власних коливань машини чи її деталей з частотою зміни зовнішніх збуджувальних сил.

Крім руйнівної дії вібрації можуть підсилювати інтенсивність зношування деталей, що труться, знижувати точність і якість обробки деталей на верстатах, викликати струси і пов'язані з ними незручності управління і зниження їх якості, викликати так звану вібраційну хворобу, характерну для багатьох спеціальностей.

Особливим видом коливань є шум, який також негативно діє на людину. Рівень шуму часто є критерієм якості машини.

Вібрації можуть виникати у вигляді вимушених коливань, які походять від дії переважно періодичних сил; у вигляді автоколивань, що виникають в результаті самозбудження або збудження ззовні за рахунок поштовхів чи іншого навантаження неперіодичного характеру. Вібрації можуть бути також у вигляді випадкових

коливань, збуджених випадковим зовнішнім навантаженням (поривами вітру, нерівностями дороги та ін.).

У багатьох випадках передбачити шкідливі наслідки коливань допомагають теоретичні розрахунки на основі схематизації і побудови розрахункових моделей реальних об'єктів із використанням відповідного математичного апарату. Для складних об'єктів виконують експериментальне дослідження коливального процесу шляхом вимірювання переміщення, швидкості і прискорення точок об'єкта або його фізичної моделі. Ці роботи дозволяють визначити комплекс заходів для усунення шкідливих коливань, які складають основу віброзахисту.

Віброзахист машин здійснюється такими найбільш простими і ефективними методами:

а) зміною конструкції з метою зміщення власної частоти коливань для виключення резонансу, підвищенням жорсткості вузлів і деталей, а також точності їх виготовлення і складання;

б) врівноваженням (балансуванням) елементів, що обертаються (роторів);

в) екрануванням пружних хвиль, що розповсюджуються від джерела вібрації, шляхом нанесення покриття із матеріалу з модулем пружності, який відрізняється від модуля пружності віброуючого елемента (деталі), використанням екранів у вигляді повітряних зазорів або прокладок із гуми, поролону та інших синтетичних матеріалів;

г) демпфуванням, яке досягається як за рахунок внутрішнього поглинання енергії в матеріалі і в конструкції, так і за допомогою приєднання штучних демпферів;

д) віброізоляцією, яка ослаблює взаємозв'язок джерела збудження і об'єкта, шляхом використання амортизаторів, що складаються із пружних елементів, у деяких випадках поєднаних із гідро- і пневмосистемами.

1.3.4. Теплостійкість

Теплостійкість – це здатність деталі не змінювати суттєво свої робочі параметри під час нагрівання.

Робота багатьох машин супроводжується нагріванням деталей внаслідок дії на них температури навколишнього середовища, тепловиділень зумовлених характером дії самої машини, процесами тертя в рухомих з'єднаннях механізмів.

Підвищення температури може викликати негативні явища, які можуть призвести до втрати роботоздатності машини.

1. Суттєвою є *втрата міцності* деталей у зв'язку з пониженням основних механічних характеристик матеріалів. Для конструкційних сталей за температури понад 300° С починається зниження границі міцності і границі витривалості, виростає роль концентрації напружень, а за більш високої температури виникають явища повзучості і релаксації.

У разі *повзучості* пластична деформація має безперервний характер за постійного напруження. Кількісною оцінкою повзучості є границя повзучості – напруження, за якого допустима величина пластичної деформації досягається за заданий проміжок часу. Ця характеристика широко використовується під час розрахунків деталей, для яких повзучість є головним критерієм роботоздатності (лопатки і диски турбін тощо).

Релаксація – поступове самочинне падіння напруження, спостерігається в попередньо напружених з'єднаннях (затягнуті болти, з'єднання з натягом тощо).

2. Виникнення *додаткових температурних напружень* внаслідок нерівномірного нагрівання деталей, а також внаслідок стиску в напрямі температурного розширення, що викликає температурний натяг.

3. *Зменшення зазорів* у рухомих з'єднаннях, що може призвести до заклинювання.

4. *Зниження несучої здатності* шару мастила, що може призвести до підвищеного зношування поверхонь тертя, а в окремих випадках до їх заїдання (схоплювання).

5. *Короблення і руйнування* деталей із пластмас, втрата якості таких деталей як ущільнення, прокладки, шланги тощо.

Проектування деталей, що працюють в умовах високих температур, обов'язково пов'язане з виконанням спеціальних розрахунків із тепловиділення, з визначення температурних полів і термоміцності деталей.

Під час проектування треба прагнути до зниження теплового виливу. Досягнути цього можна:

- а) шляхом заміни тертя ковзання тертям кочення;
- б) використанням теплостійких мастил і олів;
- в) покращенням відводу тепла шляхом збільшення тепловіддачі в масивніші деталі або в навколишні середовища за рахунок збільшення поверхні охолодження або використання примусового охолодження;

г) використанням жароміцних і жаростійких матеріалів, які мають високий опір руйнуванню високотемпературними потоками, використанням матеріалів із необхідною теплопровідністю або коефіцієнтом лінійного розширення;

д) застосуванням конструкцій опорних вузлів, що забезпечують вільне розширення валів, осей, штанг та інших подовжених деталей.

1.3.5. Зносостійкість

Зносостійкість – здатність матеріалу (або спряжених деталей) чинити опір зношуванню у визначених умовах експлуатації.

Зношування – процес поступового зменшення розмірів деталі, яке відбувається під час тертя.

Значна кількість факторів, що впливають на зношування, ускладнюють створення достовірних методів розрахунку деталей машин на зношування. Визначальне значення головних факторів дозволяє виділити основні види зношування, які зустрічаються в машинах.

1. *Механічне зношування*, в основному як абразивне зношування поверхонь тертя твердими сторонніми частинками або продуктами зношення у вигляді втомного руйнування мікрровиступів або їх зрізання.

2. *Молекулярно-механічне зношування* — це інтенсивний процес руйнування поверхонь деталей машин внаслідок пластичної деформації і руйнування окисних плівок, виникнення місцевих металічних зв'язків між ювенільними («чистими») поверхнями, так званого схоплювання з послідовним їх руйнуванням, відділенням часток металу з однієї поверхні до іншої, у вигляді борозен з частками, що прилипли в їх кінці в напрямі протилежного руху деталі. Схоплювання з'являється за високого питомого або контактного тиску і відсутності змащування, а також на поверхнях деталей з низькою твердістю і деталей із хімічно однорідних металів.

Розвиток схоплювання на поверхнях, що труться, викликає інтенсивне зношування, заїдання (заклинювання) спряжених рухомих деталей і в деяких випадках поломку машин.

3. *Корозійно-механічне зношування* – відбуваються взаємодія метала з навколишнім середовищем і пов'язані з цим хімічні процеси.

Особливістю такого зношування є одночасне протікання двох процесів: мікропластичної деформації поверхневого шару і дифузії кисню в пластично деформовані об'єми металу. Продукти корозії викликають стирання поверхонь механічним шляхом.

Різновидом корозійно-механічного зношування є зношування внаслідок утворення на поверхні металу шляхом фреттинг-корозії – руйнування (роз'їдання) поверхонь в умовах мікропереміщень без видалення продуктів корозії. Це зношування характерне для циліндричних з'єднань із натягом (пресових, шпонкових, шліцьових), а також для заклепкових і різьбових з'єднань. Допускають, що плями фреттинг-корозії є концентраторами напружень, які сприяють утворенню мікротріщин і зниженню втомної міцності деталей.

Деталі, що працюють в умовах тертя кочення, зазнають дії змінних напружень, викликаних переміщенням контакту (підшипники кочення, фрикційні і зубчасті передачі). Довготривала дія таких напружень призводить до появи *втомного викришування* робочих поверхонь деталей. Тривалість роботи деталі до появи викришування залежить у першу чергу від величини максимальних контактних напружень.

Основним засобом зниження швидкості зношування є правильний вибір змащування, який визначається такими факторами:

- а) швидкість ковзання (руху) деталей;
- б) робоча температура;
- в) робоче навантаження;
- г) спосіб подачі і періодичність змащування;
- д) конструкція вузла і величина зазорів;
- е) умови тепловіддачі.

Ефективним є також спосіб підбору матеріалів пар ковзання, в основі якого лежить поєднання різної твердості матеріалів залежно від виду зношування, а також використання різних технологічних прийомів, що забезпечують оптимальну шорсткість поверхонь, підвищення їх твердості, утворення і нанесення різних плівок і покриттів.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть основні критерії роботоздатності деталей машин. Який з них є найбільш поширеним?
2. Якими методами користуються під час оцінювання міцності деталей?

3. Запишіть умови міцності деталей за найбільш поширених деформацій.
 4. Як оцінюють міцність деталей у разі дії змінних напружень?
 5. Як визначають допустимі напруження? Які напруження приймають за граничні?
 6. Назвіть декілька циклів зміни напружень. Який із них є найбільш небезпечним?
 7. Що таке границя витривалості матеріалу і як вона визначається?
 8. Які фактори впливають на величину границі витривалості?
 9. Як оцінюють міцність деталей у разі нестаціонарного режиму навантаження?
 10. Що таке жорсткість деталей? До чого призводить їх недостатня жорсткість? Як виконують розрахунки на жорсткість?
 11. Що таке вібростійкість деталей? Яким чином здійснюється віброзахист машин і їх деталей?
 12. Що таке теплостійкість деталей? До чого може призвести їх недостатня теплостійкість?
 13. Яким чином можна зменшити тепловий вплив на роботоздатність деталей?
 14. Перелічіть основні види зношування.
-

1.4. Надійність машин і деталей

1.4.1. Основні терміни і поняття

Проблема надійності є однією з найважливіших під час створення сучасної техніки. Постійне ускладнення конструкції супроводжується одночасним підвищенням вимог до надійності окремих вузлів і деталей.

Стандарт визначає *надійність* як властивість виробу виконувати свої функції, зберігаючи експлуатаційні показники в заданих межах впродовж необхідного часу (наробки). Надійність є комплексним поняттям, яке включає такі критерії, як безвідмовність, ремонтпридатність, довговічність і збереженість. Залежно від призначення машини головним може бути той чи інший критерій надійності чи їх поєднання.

В основі теорії надійності і її критеріїв лежить таке поняття як *відмова* – подія, в результаті якої відбувається повне або часткове порушення роботоздатності.

Під час оцінювання надійності машини користуються такими термінами і поняттями:

Граничний стан – стан об'єкта, за якого його подальше застосування недопустиме або неможливе.

Пошкодження – полягає в порушенні справності об'єкта за збереження його роботоздатності.

Строк служби – календарна тривалість експлуатації об'єкта від початку його застосування до настання граничного стану.

Безвідмовність – властивість виробу зберігати роботоздатність на протязі заданої наробки без вимушених зупинок і пауз. Ця властивість особливо важлива для машин, відмова яких може спричинити людські жертви (літальні апарати) або значні матеріальні ушкодження. Такі відмови називаються катастрофічними.

Ремонтопридатність – пристосованість виробу до попередження, виявлення і усунення відмов і несправностей. Ремонтопридатність характеризується або середнім проміжком часу простою для профілактики, відшукування місця пошкодження і його усунення, або ймовірністю виконання технічного обслуговування і ремонту на протязі заданого часу. Високий ступінь ремонтпридатності досягається застосуванням в конструкціях елементів і вузлів, які легко замінюються.

Довговічність – властивість виробу зберігати роботоздатність до граничного стану з перервами, необхідними для технічного обслуговування і ремонту. Кількісним показником довговічності є *технічний ресурс* або *строк служби* – час від початку експлуатації виробу або його поновлення після ремонту до моменту його технічної непридатності внаслідок зношення і старіння. *Призначеним ресурсом* називається сумарний наробок виробу, у разі досягнення якого експлуатація має бути припинена незалежно від його стану. *Середній ресурс* – математичне очікування ресурсу, *гама-відсотковий ресурс* – наробок, впродовж якого не досягається критичний стан із заданою ймовірністю γ у відсотках (зазвичай $\gamma = 80...90\%$).

Збереженість – властивість виробу знаходитись у справному стані впродовж строку зберігання і під час транспортування. Властивість збереженості має важливе значення для виробів, що мають відносно малий коефіцієнт використання за часом.

1.4.2. Ймовірність, безвідмовність роботи, щільність розподілу та інтенсивність відмови

Основним показником надійності є ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$ в межах даного проміжку часу t або потрібного наробку. Якщо, наприклад, ймовірність безвідмовної роботи впродовж часу t становить $P(t) = 0,95$, то це означає, що в середньому на час t із ладу вийдуть 5 машин із 100.

Емпірично (на основі експериментальних даних або даних експлуатації) ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$ визначається як відношення кількості виробів N_c , що зберегли впродовж наробку t свою роботоздатність, до загальної кількості виробів N_o , що почали роботу:

$$P(t) = N_c / N_o. \quad (1.52)$$

Протилежним станом безвідмовної роботи є відмова, а її ймовірність $F(t)$ оцінюють відношенням кількості N_n несправних (тих, що вийшли з ладу) виробів до загальної кількості виробів N_o :

$$F(t) = N_n / N_o. \quad (1.53)$$

Графіки функцій $R(t)$ і $F(t)$ наведено на рис. 5.1а.

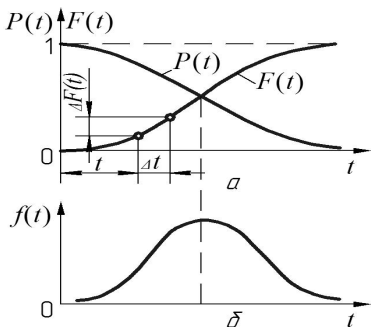


Рис. 5.1. Залежності показників надійності від часу:

a – ймовірностей $P(t)$ і $F(t)$; b – щільності розподілу $f(t)$

З наведених формул виходить, що $R(t) + F(t) = 1$, тоді:

$$P(t) = 1 - F(t) = 1 - N_n / N_o. \quad (1.54)$$

Відношення ймовірності відмови в проміжку Δt до величини самого проміжку називається *щільністю розподілу* наробки об'єкта до відмови (щільність ймовірності відмов):

$$f(t) = dF(t) / dt = \Delta N_n / (N_o \Delta t), \quad (1.55)$$

де ΔN_n – кількість виробів, що вийшли з ладу за проміжок Δt .

Графік кривої $f(t)$ наведений на рис. 5.1б.

Щільність розподілу відмов у момент t :

$$f(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} [\Delta N_n / (N_o \Delta t)] = 1 / N_o \cdot dN_n / dt. \quad (1.56)$$

Функція ймовірності відмов $F(t)$ пов'язана зі щільністю ймовірності відмов:

$$F(t) = \int_0^t f(t) \cdot dt. \quad (1.57)$$

Із (5.6) виходить, що:

$$f(t) = F(t) / dt = -dP(t) / dt. \quad (1.58)$$

Інтенсивність відмов $\lambda(t)$ представляє собою відношення кількості відмов за одиницю часу до кількості N_c справних виробів у даний момент:

$$\lambda(t) \approx (1 / N_c) / (\Delta N_n / \Delta t). \quad (1.59)$$

Інтенсивність відмов у момент t :

$$\lambda(t) = (1 / N_c) / (dN_n / dt).$$

Враховуючи формули (5.4) і (5.7) одержимо:

$$\lambda(t) = f(t) / P(t). \quad (1.60)$$



ПРИКЛАД

В експлуатацію випущено партію машин $N_o = 500$ з ресурсом 300 годин. Кількість машин, що вийшла з ладу після різного наробку, визначається таким чином:

Наробок (годин)	50	100	150	200	250	300
Кількість несправних машин	20	26	32	34	42	50

Оцінимо щільність ймовірності відмов та інтенсивність відмов за перший і останній періоди, а також ймовірність безвідмовної роботи.

За перший період із ладу вийшли 20 машин, тоді щільність ймовірності відмов та інтенсивність відмов для середини інтервалу (25 год) відповідно становлять:

$$f(25) = 20 / (500 - 50) \text{ 1/год},$$

$$\lambda(25) = 20 / (490 - 50) \text{ 1/год}.$$

Середня кількість справних машин у цьому періоді:

$$N_c = 500 - 1/2(20 + 0) = 490.$$

В останній період середня кількість справних машин дорівнює $N_c = 500 - 1/2(50 + 42) = 454$. Кількість машин, що вийшли за цей період з ладу $\Delta N_n = 8$. Тоді:

$$f(275) = 8 / (500 - 50) = 0,32 \cdot 10^{-3} \text{ 1/год},$$

$$\lambda(275) = 8 / (454 - 50) = 0,35 \cdot 10^{-3} \text{ 1/год}.$$

Ймовірність безвідмовної роботи машин за ресурс:

$$P(300) = 1 - 50 / 500 = 0,9.$$

1.4.3. Основне рівняння надійності

Це рівняння пов'язує ймовірність безвідмовної роботи з інтенсивністю відмов.

Із формул (1.53)...(1.60) одержимо:

$$\lambda(t) = -(dP(t) / dt) (t / P(t)). \quad (1.61)$$

Інтегруючи рівність (1.61) від 0 до t , і якщо $t=0$ $P(0)=1$ (виріб справний), знайдемо:

$$P(t) = \exp\left(-\int_0^t \lambda(t) dt\right). \quad (1.62)$$

Рівняння (1.62), яке дозволяє визначити ймовірність безвідмовної роботи за протіканням інтенсивності відмов, є основним рівнянням теорії надійності.

Практика показує, що зміна інтенсивності відмов в часі для більшості машин і вузлів відповідає кривій, наведеній на рис. 1.7.

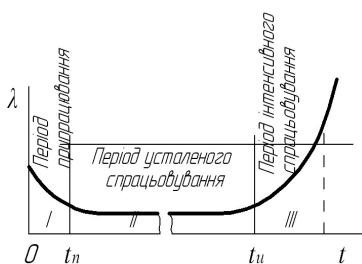


Рис. 1.7. Зміна інтенсивності відмов у часі

Період припрацювання I впродовж часу t_n характеризується підвищеним значенням інтенсивності відмов. У разі подальшої нормальної експлуатації (період II) за час від t_n до t_{II} інтенсивність відмов λ зменшується до мінімального і змінюється порівняно мало, відмови мають раптовий випадковий характер. У період III інтенсивність відмов знову різко зростає внаслідок зношення, накопичення

втомних пошкоджень, старіння та інших факторів.

Перед експлуатацією машин доцільно провести короткочасні випробування, відсіюючи дефекти і пов'язані з ними відмови в період припрацювання. З цієї причини недоцільно виконувати профілактичні заміни старих вузлів і деталей новими. Таку заміну необхідно виконувати тільки в періоді III. Ресурс виробу слід призначати на початку періоду III.

Якщо об'єкт складається із k послідовно з'єднаних елементів, то ймовірність безвідмовної роботи об'єкта дорівнює добутку ймовірностей безвідмовної роботи окремих його елементів:

$$P(t) = P_1(t) P_2(t) \dots P_k(t). \quad (1.63)$$

Із залежності (1.63) бачимо, що ймовірність безвідмовної роботи об'єкта завжди менша від найменшої ймовірності безвідмовної роботи елемента, тому треба прагнути не допускати використання в складному об'єкті ненадійних елементів.

За паралельного з'єднання елементів ймовірність безвідмовної роботи об'єкта визначається таким чином:

$$P(t) = 1 - [(1-P_1(t))(1-P_2(t))\dots(1-P_k(t))]. \quad (1.64)$$

1.4.4. Основні закони розподілу випадкових величин

Процеси, що визначають надійність виробу, мають випадковий характер. Кількісні показники цих процесів є випадковими величинами. Співвідношення, що встановлюють зв'язок між можливими значеннями випадкової величини і відповідними ймовірностями, називаються *законами розподілу*. Найбільш поширені із них: експоненціальний, нормальний, логарифмічний і закон Вейбулла-Гнеденко.

Під час виконання розрахунків надійності механічних систем на протязі основного робочого періоду використовується добре узгоджуваний із дослідними даними *експоненціальний закон розподілу часу між відмовами*, який характеризується сталою інтенсивністю відмов $\lambda(t) = \lambda_0$.

Ймовірність безвідмовної роботи відповідно до (1.62):

$$P(t) = e^{-\lambda_0 t}. \quad (1.65)$$

Зручність використання експоненціального закону пов'язана з необхідністю знання тільки одного параметра λ_0 . В табл. 1.3 наведені дослідні значення інтенсивності відмов найбільш поширених елементів передавальних механізмів.

Із таблиці бачимо, що найбільшу середню інтенсивність відмов мають електродвигуни і пасові передачі.

Більшість показників надійності одержані в лабораторних умовах, тому в розрахунок вводиться коефіцієнт інтенсивності відмов K_λ , який враховує реальні умови роботи: лабораторії і впорядковані приміщення $K_\lambda = 1$; стаціонарні пристрої $K_\lambda = 10$; об'єкти на автомобілях $K_\lambda = 25$; об'єкти залізничні $K_\lambda = 30$; об'єкти на літаках $K_\lambda = 120 \dots 150$.

Користуючись цими значеннями можна визначити ймовірність безвідмовної роботи як кожного елемента $P_i(t)$, так і робити порівняльні розрахунки надійності декількох варіантів об'єктів.

Таблиця 1.3

Інтенсивність відмов елементів механічних пристроїв

Найменування елементів		Інтенсивність відмов за 100 000 годин		
		середня	най- менша	найбі- льша
Електродвигуни:				
- асинхронні		0,86	0,45	1,12
- двигуни постійного струму		0,936	0,50	1,31
Передачі зубчасті одноступінчасті		0,012	0,0012	0,02
Черв'ячні редуктори		0,02	0,011	0,036
Коробки передач		0,068	0,005	0,43
Багатоступінчасті черв'ячні і зубчас- ті передачі		0,09	0,0093	0,179
Диференціальні механізми		0,04	0,012	0,168
Пасові передачі		0,38	0,0142	1,5
Вали і осі		0,035	0,015	0,062
Муфти	пружні	0,07	0,0027	0,135
	фрикційні запобіжні	0,03	0,007	0,034
	інших типів	0,04	0,005	0,11
	електромагнітні	0,06	0,0045	0,093

Ймовірність безвідмовної роботи системи n елементів за їх по-
сліднього з'єднання відповідно до теореми множення ймовірнос-
тей дорівнює:

$$P(t) = P_1(t)P_2(t) \dots P_n(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t). \quad (1.66)$$

Для експоненціального закону ця формула має вигляд:

$$P(t) = \prod_{i=1}^n \exp(-\lambda_{oi}t) = \exp(-\lambda_{\Sigma}t), \quad (1.67)$$

де $\lambda_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \lambda_{oi}$ – сумарна інтенсивність відмов всієї системи.

**ПРИКЛАД**

Визначити ймовірність безвідмовної роботи привода бараба-
на, в якому послідовно з'єднані асинхронний електродвигун (1), па-
сова передача (2), двоступінчастий редуктор (3) і пружна муфта (4).

Із табл. 1.3 знаходять середні значення інтенсивності відмов кожного елемента за 10^5 годин: $\lambda_1 = 0,86$; $\lambda_2 = 0,38$; $\lambda_3 = 0,09$; $\lambda_4 = 0,07$. Сумарна інтенсивність відмов привода $\lambda_\Sigma = \Sigma \lambda_i = 1,4 \cdot 10^{-5}$ за 1 годину. З урахуванням реальних умов роботи приймається $K_\lambda = 10$. Тоді розрахункова інтенсивність відмов $\lambda'_\Sigma = \lambda_\Sigma K_\lambda = 1,4 \cdot 10^{-4}$ 1/год. Ймовірність безвідмовної роботи привода за 1500 годин дорівнює $R(1500) = \exp(-1500 \cdot 1,4 \cdot 10^{-4}) = e^{-0,21} = 0,81$.

Таким чином, без відмов на протязі 1500 годин будуть працювати в середньому біля 81% приводів.

Якщо в машині або окремому вузлі паралельно працюють n елементів, то ймовірність безвідмовної роботи машини чи вузла:

$$P(t) = 1 - \prod_{i=1}^n [1 - P_i(t)]. \quad (1.68)$$

Наприклад, в машині передбачені два незалежні приводи робочого органу, кожен із яких має ймовірність безвідмовної роботи $P_i(t) = 0,81$, то ймовірність безвідмовної роботи машини $P(t) = 1 - (1 - 0,81)(1 - 0,81) = 0,964$. Таким чином, ймовірність безвідмовної роботи підвищується, але конструкція машини ускладнюється, що повинне мати відповідне техніко-економічне обґрунтування.

Нормальний закон розподілу в теорії надійності застосовується для оцінювання і прогнозування відмов, викликаних зношенням деталей або втомним руйнуванням.

Закон розподілу ресурсу (наробки без ремонту об'єктів до відмови), наприклад, підшипників кочення добре описує універсальний двопараметровий закон Вейбулла–Гнєденко, для якого щільність розподілу:

$$f(t) = (b/a)(t/a)^{b-1} \exp[-(t/a)^b], \quad (1.69)$$

а функція ймовірності відмов (функція розподілу):

$$F(t) = 1 - \exp[-(t/a)^b], \quad (1.70)$$

де a і b – параметри розподілу.

Для об'єктів, які не ремонтують, користуються такими показниками: ймовірність безвідмовної роботи $P(t) = 1 - F(t)$, середній наробіток T до відмови, гама-процентний ресурс t_γ .

Для визначення показників надійності треба мати статистичний матеріал про відмови під час експлуатації відповідного класу об'єктів або дані результатів їх нормованих випробувань.

1.4.5. Шляхи підвищення надійності і довговічності деталей

Досягти високої надійності деталей і машин можна тільки комплексом конструктивних, технологічних і організаційно-технічних заходів.

На етапі проектно-конструкторських робіт необхідно прагнути до створення найбільш простої конструкції з мінімальною кількістю елементів, надійність яких має бути достатньо високою. При цьому використовують всі розглянуті раніше методи підвищення міцності і жорсткості деталей і вузлів. Надійність машин значно підвищується у разі застосування стандартних виробів (редукторів, підшипників тощо), що виготовляються на спеціалізованих заводах із високим рівнем виробництва.

У конструкції машини має бути закладене дублювання (резервування) пристроїв, у роботі яких найчастіше трапляються відмови. Необхідно також передбачати автоматичний захист від перевантажень за допомогою запобіжних і граничних пристроїв, а також прагнути до створення машини у вигляді агрегату, який саморегулюється і самонастроюється на оптимальний режим роботи.

У конструкції машини мають бути закладені умови правильної її експлуатації. Необхідно звести до мінімуму вплив суб'єктивного фактора в управлінні і обслуговуванні машини некваліфікованим персоналом.

Неодмінними умовами випуску високоякісної машини є використання прогресивних технологій виготовлення, підвищення культури виробництва, суворе дотримання технологічного режиму і ретельний контроль виробів на всіх стадіях виготовлення.

Довговічність машини значно залежить від умов і технічного рівня експлуатації. Низький рівень обслуговування призводить до скорочення строку служби машини.

Однак вирішальне значення для довговічності машини має раціональність її конструкції. Кожен вузол і кожна деталь мають свою довговічність. Конструктивні і технологічні заходи, що направлені на збільшення довговічності деталей і вузлів шляхом підвищення міцності, жорсткості і зносостійкості були розглянуті в попередніх розділах.

Заходи з підвищення довговічності здорожують конструкцію. Необхідність використання якісних матеріалів, упровадження нових технологічних процесів і додаткового обладнання вимагає збільшення капіталовкладень. Але ці затрати, зазвичай, оправдову-

ються. Вартість виготовлення деталей, які визначають довговічність і надійність машини, звичайно невелика порівняно з вартістю виготовлення машини, а вартість самої машини невелика порівняно із загальною сумою експлуатаційних витрат.

Слід зазначити, що надмірне підвищення довговічності, як і недостатня довговічність економічно невигідні. Довговічність машини не має перевищувати строку морального зношення, тобто стану, коли машина, зберігаючи фізичну роботоздатність, за своїми кількісними чи якісними показниками перестає задовольняти споживача через підвищення вимог чи появи більш сучасних машин.

Попередження морального зношення досягається двома шляхами. Перший – в конструкцію машини закладаються резерви розвитку за потужністю, продуктивністю, діапазоном операцій, що виконуються. Це дозволяє в подальшому модернізувати машину відповідно до нових вимог. Другий – підвищення інтенсивності використання машини в експлуатації, тобто прагнення відпрацювати ресурс довговічності за короткий строк служби. Найбільш оптимальний строк – 3...4 роки.

Таким чином, основними шляхами підвищення надійності деталей і машин є:

1. Обґрунтований вибір матеріалів деталей та широке використання методів зміцнення їх.

2. Створення структурних схем машин з мінімальною кількістю складових елементів за високої надійності кожного елемента.

3. Широке застосування уніфікованих і стандартизованих елементів.

4. Оснащення конструкції контрольними та сигнальними пристроями, що запобігають виникненню аварійних ситуацій.

6. Розробка системи технічних оглядів та обслуговування конструкцій.

7. Використання резервування – введення у конструкцію додаткових елементів, що не є вкрай потрібними, але дублюють роботу найважливіших робочих елементів машини.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке надійність виробу? Якими параметрами прийнято оцінювати надійність машини?

2. Що таке відмова?

3. Що є кількісним показником довговічності?

4. Як визначається ймовірність безвідмовної роботи?
 5. Як змінюється інтенсивність відмов деталей і машин у часі?
 6. Запишіть і проаналізуйте основне рівняння надійності.
 7. Перелічіть основні закони розподілу випадкових величин.
 8. Перелічіть основні шляхи підвищення надійності деталей і машин.
-

1.5. Матеріали деталей машин

1.5.1. Основні вимоги до матеріалів деталей

Вибір матеріалу пов'язаний із численними факторами і є складною задачею, яку конструктор має вирішувати разом із матеріалознавцем, технологом і економістом.

Розглянемо основні властивості і показники, що враховуються під час вибору матеріалу деталі.

Механічні характеристики, які дозволяють оцінити здатність матеріалу в конструкції опиратись зовнішньому впливу:

- *міцність*, оцінюється *границею міцності* σ_b – максимальним напруженням, яке витримує зразок;

- *пружність*, основними характеристиками якої є *модуль пружності* E і *коефіцієнт Пуассона* μ ;

- *пластичність* характеризується *границею текучості* σ_t , *відносним видовженням* δ і *відносним звуженням* ψ у разі розтягу, *ударною в'язкістю* a ;

- *енергоємність* – здатність створювати запас пружної енергії;

- *витривалість*, оцінюється *границею витривалості* σ_R (τ_R);

- *твердість* – здатність матеріалу опиратися заглибленню в нього індентора: сталевій кульки (за Брінеллем) – позначається HB; алмазного конуса (за Роквеллом) – HRC (HRA, HRB); алмазної піраміди (за Віккерсом) – HV; твердість є непрямою характеристикою міцності матеріалу в умовах контактної взаємодії, багато механічних характеристик можуть бути обчислені через твердість;

- *зносостійкість* характеризує здатність матеріалу опиратися зношуванню;

- *коефіцієнт тертя* оцінює здатність одного матеріалу проковзувати по іншому;

- *теплостійкість, теплопровідність, коефіцієнти теплового розширення* характеризують здатність матеріалу працювати за підвищеної температури.

Технологічні властивості матеріалів: *можливість зварювання, паяння, зміцнення, оброблюваність тиском і різанням, ливарні властивості.*

Основні машинобудівні матеріали: *метали: сталі – залізовуглецеві сплави зі вмістом вуглецю до 2%; чавуни – залізовуглецеві сплави зі вмістом вуглецю понад 2%; сплави кольорових металів; неметалічні матеріали (пластмаси, дерево, гума, шкіра, графіт тощо).*

1.5.2. Метали

Сталі

Для виготовлення деталей машин найчастіше застосовуються *вуглецеві і леговані конструкційні сталі*. Порівняно з іншими матеріалами вони мають вищу міцність, пластичність, здатність добре оброблятися тиском і різанням, сприймати термічну чи хіміко-термічну обробки.

Вуглецеві конструкційні сталі діляться на дві категорії: сталь вуглецеву звичайної якості (ДСТУ 2651-94) і сталь вуглецеву якісну (ГОСТ 1050-88).

Сталь вуглецева звичайної якості ділиться на групу А, що постачається за механічними властивостями для незміцнених деталей, і групу Б, що постачається за механічними властивостями з додатковими вимогами до хімічного складу. Ці сталі позначаються буквами *Ст* із номерами в порядку зростання вмісту вуглецю і підвищення міцності : *Ст0, Ст1, Ст2, Ст3, Ст4, Ст5, Ст6*. Застосовуються для виготовлення необроблених термічно деталей, прокату, різбових деталей, корпусів тощо.

Сталь вуглецева якісна теж ділиться на дві групи: І – з нормальним вмістом марганцю і ІІ – з підвищеним вмістом марганцю. Позначається двозначними числами, що вказують середній вміст вуглецю в сотих долях відсотка: наприклад *сталь 10, сталь 20, сталь 45* тощо. Сталь із підвищеним вмістом марганцю має кращі показники міцності і стійкості проти спрацювання, меншу в'язкість, в її позначенні додається буква Г: *сталь 20Г, сталь 40Г* тощо. Якісні сталі застосовують в термообробленому стані під час виготовлення валів і осей, зубчастих коліс і інших деталей.

Леговані конструкційні сталі дорожчі від вуглецевих, але мають кращі механічні, корозійні й інші властивості, що утворю-

ються додаванням легувальних присадок, основною із них є хром. За способом виробництва діляться на якісні і високоякісні. В позначенні легованих сталей перше двозначне число вказує вміст вуглецю в сотих долях відсотка, літери позначають присадки (Х – хром; В – вольфрам; Г – марганець; Д – мідь; М – молібден; Н – нікель; Р – бор; С – кремній; Т – титан; Ф – ванадій; Ю – алюміній), цифри, що стоять біля літер – вміст цього елемента у відсотках (якщо він менший або близький до одного відсотка, то цифру не ставлять). Приклади позначення: *сталь 40ХН*, *сталь 20ХН2М*. Високоякісні сталі додатково в кінці позначають літерою А: *сталь 12ХН3А*. Леговані сталі застосовуються для виготовлення відповідальних деталей машин: зубчастих коліс, валів тощо.

Для виготовлення деталей складної форми використовують *відливки* із вуглецевих і легованих сталей. Вони мають гіршу структуру і нижчі механічні характеристики, ніж сталеві деталі, оброблені тиском. У кінці позначення цих матеріалів ставлять літеру Л: *сталь 45Л*, *сталь 30ХГСА*.

Конструкційну сталь постачають у такому вигляді: кругла діаметром 5...250 мм; квадратна зі стороною квадрата 5...200 мм; шестигранна розміром 8...100 мм; кутова рівнобока з розміром сторони 20...250 мм; кутова нерівнобока з розмірами сторін від 20 до 250 мм; двотаврова балка з висотою перерізу 100...700 мм; швелер з висотою перерізу 50...400 мм; листова сталь; стрічка; фасонний прокат; труба тощо.

Чавуни

Чавуни порівняно зі сталями мають хороші ливарні і невисокі пластичні властивості. Залежно від структури вони діляться на білі, ковкі і сірі.

Білий чавун містить вуглець у зв'язаному стані, гартується під час лиття, характеризується високою твердістю, важко обробляється різанням, має високі показники зносостійкості, жаростійкості і опору корозії. Використовується у разі виготовлення деталей, що працюють на зношування (гальмівні колодки, робочі органи млинів, дробарок тощо) або зазнають дії високої температури чи хімічно агресивного середовища (колосники).

Виливки із відбіленого чавуну мають у поверхневому шарі структуру і властивості білого чавуну, а у серцевині – структуру і властивості сірого чавуну (прокатні валки, гідроциліндри тощо).

Ковкий чавун одержують відпалюванням білого чавуну, використовують для деталей, що за своєю формою потребують литої заготовки, але під час роботи допускають невеликі ударні наванта-

ження. Назва «ковкий чавун» умовна, бо через низьку пластичність він не обробляється тиском, а заготовки з нього одержують виливанням. Має високу міцність і високий модуль пружності. Позначається буквами *КЧ* і двома числами: перше двозначне число помножене на 10 відповідає границі міцності у разі розтягу в МПа, а друге – відносному видовженню у процентах. Найбільш поширені такі марки ковкого чавуну: *КЧ 30-6; КЧ 33-8; КЧ 35-10* і ін.

Сірий чавун є основним ливарним машинобудівним матеріалом. Вуглець у ньому знаходиться у вільному стані у вигляді пластинчастого графіту. Він має хороші ливарні властивості, середню міцність, задовільну зносостійкість, добре обробляється різанням. Використовується для виготовлення деталей складної конфігурації за відсутності жорстких вимог до габаритів і маси.

Сірий чавун позначається літерами *СЧ* і двозначним числом, що помножене на 10 відповідає границі міцності у разі розтягу в МПа: *СЧ 10; СЧ 15; СЧ 20; (СЧ 21); (СЧ 24); СЧ 25; СЧ 30; СЧ 35*. Найбільш поширеними є чавуни *СЧ 15* і *СЧ 20*.

За підвищених вимог до міцності застосовують *високоміцні чавуни*, які в розплавленому стані обробляють присадками магнію і церію, що надає графіту кулясту форму і, тим самим, значно зменшує внутрішню концентрацію напружень. Границя витривалості цих чавунів набагато вища від границі витривалості сірих чавунів і наближується до границі витривалості сталі. Це дозволяє їм успішно замінити навіть сталні виливки і поковки; прикладом є колінчасті вали двигунів багатьох сучасних тракторів і автомобілів.

Позначаються літерами *ВЧ* з таким же числовим супроводженням, як і сірі чавуни: *ВЧ 35; ВЧ 50; ВЧ 80* і ін.

Антифрикційний чавун використовують для виготовлення вузлів тертя (вкладиші підшипників ковзання). Має достатньо високу зносостійкість і теплостійкість. Позначається трьома літерами: дві перші *АЧ* – антифрикційний чавун; третя: *С* – сірий; *В* – високоміцний; *К* – ковкий чавуни; число, що їх супроводжує, позначає порядковий номер марки: *АЧС-1, АЧС-2, АЧВ-1, АЧВ-2, АЧК-1, АЧК-2*.

Сплави кольорових металів

Найбільш поширеними є сплави, основним компонентом яких є мідь: бронзи і латуні.

Бронзи – сплави міді з оловом, свинцем, алюмінієм, залізом і іншими металами, крім цинку. Мають високі антифрикційні і антикорозійні властивості. Використовуються під час виготовлення підшипників ковзання, черв'ячних коліс, деталей водяної, парової і мастильної арматури тощо.

Позначаються літерами *Br* і умовними позначеннями основних компонентів, крім міді (*A* – алюміній, *B* – берилій, *Ж* – залізо, *K* – кремній, *Мц* – марганець, *H* – нікель, *O* – олово, *C* – свинець, *Ц* – цинк, *Ф* – фосфор), і цифрами, що відповідають середньому вмісту відповідного компонента у відсотках. Наприклад, *BrO10Φ1* – бронза зі вмістом олова (*O*) 10% і фосфору (*Φ*) 1%, решта – мідь.

За вмістом основного легуючого елемента бронзи діляться на олов'яні і безолов'яні (свинцеві, алюмінієві тощо).

Олов'яні бронзи краще за інші працюють з незагартованими поверхнями спряжених деталей, але мають високу вартість.

Безолов'яні бронзи використовуються у вузлах тертя за спряження з деталями, що мають гладкі і точно оброблені загартовані поверхні.

Латуні характеризуються доброю корозійною стійкістю, електропровідністю і оброблюваністю. Використовують для виготовлення дроту, труб, гільз, арматури, сепараторів підшипників ковзання, іноді зубчастих і черв'ячних коліс.

Діляться на *подвійні* (сплав міді з цинком) і *складні*, що додатково містять інші компоненти. Частіше використовують складні латуні.

Позначаються літерою *Л*, умовними позначеннями компонентів (як для бронз) і числом, що вказує середній вміст у відсотках міді та інших компонентів. Наприклад, *Л58Мц2С2* – латунь зі вмістом міді 58%, марганцю (*Мц*) 2% і свинцю (*С*) 2%. У марках подвійних латуней вказують тільки одну цифру, що відповідає вмісту міді, наприклад *Л59*.

Легкі сплави – сплави на основі алюмінію, магнію або титану з добавками інших компонентів. Мають малу густину (до $3,5 \cdot 10^3$ кг/м³) і порівняну зі сталлю питому (на одиницю маси) міцність. Широко використовують в тих галузях, де маса машини має значний вплив на показники її роботи (авіакосмічна, транспортна тощо). Використання точних виливок із легких сплавів дозволяє одержувати заготовки деталей, які вимагають мінімальної механічної обробки, що значно зменшує трудомісткість їх виготовлення.

Основними ливарними *алюмінієвими* сплавами є *силуміни* – сплави з кремнієм із додаванням інших компонентів. Мають високі ливарні властивості і добре обробляються різанням. Використовуються для виготовлення складних корпусних деталей.

Алюмінієві сплави, що деформуються, порівняно з ливарними містять меншу кількість компонентів і мають кращі пластичні властивості. Основне застосування мають *дуралюміни* – сплави алюмінію з міддю і магнієм. Використовуються для виготовлення об-

робкою тиском і різанням корпусів, трубопроводів, заклепок, сепараторів підшипників та інших деталей.

Магнієві сплави мають малу густину (до $1,8 \cdot 10^3$ кг/м³) і гарні ливарні властивості. Використовуються для виготовлення корпусних деталей.

Титанові сплави мають високі показники міцності, порівняно малу густину, значну корозійну стійкість і жароміцність. Використовуються для виготовлення деталей авіакосмічної техніки, суднобудування, хімічної і харчової промисловості.

1.5.3. Неметалеві матеріали

Пластмаси. Це матеріали на основі високомолекулярних органічних з'єднань (смола), з додаванням наповнювача у вигляді волокон (текстильних, скляних, азбестових), тканини, паперу, муки (деревинної, мінеральної) і невеликих додатків – пластифікаторів, змашувальних матеріалів, барвників.

Пластмаси є перспективним конструкційним матеріалом і темпи їх впровадження в сучасне виробництво стрімко зростають. Це викликане такими властивостями пластмас: майже необмежені сировинні ресурси, можливість виготовлення деталей високопродуктивними методами без зняття стружки зі значно меншою трудомісткістю, ніж у разі виготовлення деталей із металів, добрі тепло- і електроізоляційні властивості, мала густина, висока хімічна стійкість, антифрикційні і фрикційні властивості, красивий зовнішній вигляд.

За природою сполучника (смоли) пластмаси розділяються на:

а) *термореактивні*, які в процесі виготовлення під впливом високої температури набувають нових властивостей і є неплавкими, а тому не допускають повторного формування;

б) *термопластичні*, що розм'якшуються за високої температури і допускають повторне формування.

Недоліками пластмас є порівняно низькі міцність і теплостійкість, здатність до старіння і холодної повзучості.

Із пластмас виготовляють корпусні деталі, зубчасті колеса, диски і лопаті, що швидко обертаються, вкладиші підшипників ковзання, деталі гальм і фрикційних муфт, тіла кочення фрикційних передач, паси, троси, канати, деталі електроізоляції і хімічних апаратів, пристроїв ущільнення, труби і багато інших деталей. Останнім часом розширюється виробництво деталей із металів покритих тонким шаром пластмаси (металопластики) для захисту від корозії,

забезпечення антифрикційних властивостей, електроізоляції і демпфування.

Термореактивні шаруваті пластмаси

Текстоліт – шаруватий матеріал із наповнювачем із бавовняної тканини, випускається у вигляді листів, плит, труб тощо. Має високу міцність і зносостійкість, а також електроізолявальні властивості.

Гетинакс – шаруватий матеріал із наповнювачем у вигляді листів паперу. За своїми механічними властивостями поступається текстоліту, але його виробництво значно дешевше.

Азботекстоліт – шаруватий матеріал із наповнювачем із азбестової тканини, випускається у вигляді листів і дисків для гальм і фрикційних муфт, має підвищену теплостійкість.

Склопластики – просочені смолою скляні волокна або тканини з подальшим пресуванням, мають високу міцність, теплостійкість, електроізоляційні властивості.

Термореактивні композитні пластмаси: фенопласти (основа фенолформальдегідна смола з наповнювачем – деревинною або кварцовою мукою; **текстолітовий дрібняк** (наповнювач – обрізки тканини); **волокніт** (наповнювач – рослинні волокна). Композитні пластмаси використовують здебільшого як пресовані матеріали.

Термопластичні пластмаси

Органічне скло (плексиглас) – прозора пластмаса, випускається, зазвичай, у вигляді листів.

Поліетилен одержують у результаті полімеризації ацетилену. Поліетилени випускаються: високого тиску (низької густини), середнього, низького тиску і високомолекулярний (всі високої густини).

Поліпропілен має значну міцність, твердість, жорсткість і ударну в'язкість.

Вініпласт (ПВХ) – поліхлорвінілова смола, має високу хімічну стійкість і хороші електроізоляційні властивості.

Фторопласти – полімери етилену, в молекулі яких атоми водню повністю або частково замінені атомами фтору. Основне використання має фторопласт-4 (тефлон), який має виняткову хімічну стійкість, високі діелектричні властивості, підвищену тепло- і холодостійкість, малий коефіцієнт тертя спокою і можливість роботи без змащування.

Поліаміди (капрон, капролон, нейлон, фенілон тощо) мають високу міцність і зносостійкість, хімічну стійкість, низький коефіцієнт тертя, здатність зварюватися і надійно скріплюватися із металом.

Спечені матеріали (металокераміка) одержують пресуванням сумішей металевих і неметалевих порошків з послідовним спікан-

ням. За механічними показниками наближаються до металів, але дешевші і легші, мають унікальні властивості: пористість, високі антифрикційні або фрикційні властивості, дозволяють деталі складної конфігурації виготовляти з мінімальними втратами металу.

Гума – матеріал на основі натурального чи синтетичного каучуку. Допускає великі пружні деформації, задовільно гасить коливання, має достатню зносостійкість і діелектричні властивості. Випускається у великому діапазоні твердості. Тверда гума, що містить до 60% сірки, називається ебонітом, використовується переважно в електротехнічній галузі.

Графіт має добру електро- і теплопровідність, високу теплостійкість, малий коефіцієнт тертя.

Розвиток сучасної науки дозволяє розробляти і впроваджувати у виробництво нові матеріали з поліпшеними характеристиками.

1.5.4. Термічна і хіміко-термічна обробки матеріалів

Термічна обробка – це сукупність операцій нагрівання, витримки і охолодження металевих сплавів (заготовки для деталей чи готових деталей) з метою зміни їх структури і створення в них необхідних властивостей – міцності, твердості, зносостійкості, оброблюваності, а також зміни в них напруженого стану, викликаного попередніми технологічними операціями. Термообробка використовується не тільки для сталі і чавуну, а й для багатьох сплавів кольорових металів.

Використовуючи порівняно прості та дешеві метали і сплави, технологія сучасного машинобудування за допомогою термічної обробки дозволяє одержати деталі з високими механічними властивостями.

Механічні властивості (перш за все, міцність) всіх сталей у термічно необробленому стані є приблизно однакові. Впливати на міцність вибраної марки сталі можна через термообробку, яка суттєво змінює твердість матеріалу, а, отже, і його міцність.

Орієнтовно границя міцності для сталей виражається через твердість *HB* залежністю:

$$\sigma_a \approx (3,2 \dots 3,5) HB, \text{ МПа},$$

де більше значення коефіцієнта відноситься до легированих сталей.

Основними операціями термічної обробки є: відпалювання, гартування, відпускання, нормалізація, поліпшення.

Повне *відпалювання* сталі (відпалювання з фазовою перекристалізацією) полягає в нагріванні великозернистих поковок чи відливок на 30...50°C вище лінії GS (рис. 1.8) з послідовним повільним охолодженням разом із піччю з метою подрібнення зерна і одержання необхідних механічних властивостей. Повне відпалювання є нормальним для доевтектоїдних сталей (з вмістом вуглецю до 0,8%). Для сталей з вмістом вуглецю більшим 0,8% повне відпалювання не рекомендується, оскільки призводить до одержання структури перліту з суцільною сіткою цементиту на межах зерен перліту, що суттєво підвищує крихкість сталі.

Великі відливи високолегованих сталей (хромонікелевих, марганцевистих та ін.) і литі фасонні деталі мають неоднорідний хімічний склад. Ця неоднорідність усувається тривалим (8...15 годин) високотемпературним (від 1000 до 1100°C) дифузійним відпалюванням. Таке відпалювання (тільки, якщо температура 950...1000°C) з тривалою витримкою застосовується і для відливок автоматних сталей (A12, A20, A30, A40, тобто сталей з підвищеним вмістом сірки (0,08...0,2%), щоб шляхом видалення сульфідів із меж зерен усунути червоноламкість. З таких легко оброблюваних сталей на верстатах-автоматах виготовляються невідповідальні кріпильні вироби (болти, гайки, гвинти та ін.).

Низьке відпалювання – нагрівання сталі до температури 680...700° С. Низьке відпалювання (рекристалізація) знищує всі наслідки кування (наклепу), тобто повертає металу будову і властивості, які він мав до кування.

Іноді рекристалізаційне відпалювання сталі замінюється низькотемпературним відпалюванням (відпусканням) за температури 300...400° С. Наприклад, навиті в холодному стані пружини клапанів піддаються такому відпалюванню за температур 320...350° С для зняття залишкових напружень і уникнення зміни розмірів пружини в роботі.

Нормалізація – нагрівання сталі на 30°...50° С вище лінії GS (рис. 1.8) з витримкою за цієї температури і наступного охолодження не разом з піччю, як у разі відпалювання, а на спокійному повітрі. Це дає таку саму структуру, як і нормальне відпалювання, але більш дрібнозернисту, отже, з дещо підвищеною міцністю. Нормалізація застосовується для усунення внутрішніх напружень і наклепу, підвищення механічних властивостей сталі, а також для підготовки структури перед остаточною термічною обробкою, холодним штампуванням або перед механічною обробкою.

Нормалізації піддаються відливки і поковки. В сучасному машинобудуванні нормалізація поширена більше, ніж відпалювання, оскільки є більш продуктивною операцією.

Гартування (повне гартування) – нагрівання сталі на 30...50° C вище лінії GS (рис. 1.8) з послідовним швидким охолодженням (з різною швидкістю в різних охолоджувальних середовищах – вода, масло, соляні розчини тощо) з метою підвищення міцності і твердості. Повне гартування є нормальним тільки для доєвтектоїдних сталей ($C < 0,8\%$).

Гартування може бути об'ємним (нагрівання деталі в печі) і поверхневим (високочастотне нагрівання) – гартування СВЧ (нагрівання струмами високої частоти).

Високочастотне нагрівання базується на тому, що індуктор, який охоплює деталь, що нагрівається, створює змінне електромагнітне поле, яке збуджує в поверхневих шарах сталі вихрові струми (струми Фуко), що викликають інтенсивне нагрівання деталі. Характерною особливістю високочастотного гартування є створення залишкових напружень стиску на поверхні, які в перехідному шарі у міру віддалення від поверхні переходять в напруження розтягу. Для зменшення залишкових деформацій в загартованому шарі застосовується низьке відпускання при температурі 150...200°C.

Відпускання – будь-яке наступне нагрівання загартованої сталі до температури не вище лінії $ASK(723^{\circ}C)$ (рис. 1.8).

Низьке відпускання – відпускання за температури 150...180° C, що не змінює твердості, помітно зменшує внутрішні залишкові напруження. Низьке відпускання застосовується для ріжучого і вимірювального інструмента та в інших випадках, коли вимагаються високі твердість і зносостійкість.

Середнє відпускання за 350...500° C застосовується головним чином для виробництва пружин і ресор. Його мета – створити достатні границі міцності, пружності, витривалості і покращити опір сталі дії ударних навантажень за підвищеної твердості.

Високе відпускання виконується орієнтовно за температури 500...650° C. Основне його призначення – одержати найбільшу в'язкість за достатньої твердості, міцності і пружності сталі. Призначається воно для деталей, які зазнають дії високих напружень, особливо у разі ударного навантаження (шатуни, осі автомобілів, шатунні болти тощо).

Температурний режим такого відпускання забезпечує однорідність структури, пластинки цементиту і фериту в перліті є дуже малими, їх не можна розпізнати навіть під оптичним мікроскопом за збільшення в 2500 разів (здається це зробити тільки за збільшен-

ня в 15000 разів). Така структура називається сорбітом гартування (за прізвиськом англійського дослідника *N. Sorby*), її приблизна твердість *HB* $\approx$ 320.

Поліпшенням називається гартування сталі з наступним високотемпературним відпусканням.

Хіміко-термічна обробка – це процес зміни хімічного складу, структури і властивостей поверхневих шарів сталей деталей.

До операцій хіміко-термічної обробки належать: цементація, азотування і ціанування.

Цементація полягає в насиченні поверхні вуглецем, може застосовуватись для маловуглецевих і легованих сталей із низьким вмістом вуглецю (0,1...0,25%) з метою одержання після гартування і низького відпускання високої твердості і зносостійкості поверхні деталі за достатньо в'язкої серцевини. Цементацію виконують шляхом нагрівання сталей за температури 880...920° С в газовому, рідкому чи твердому середовищі, що містить вуглець (карбюраторі).

Газова цементація виконується в атмосфері, що вміщує метан (CH_4) і окис вуглецю (CO). Застосовується пропан C_3H_8 і бутан C_4H_{10} – продукти крекінгу нафти. На першій стадії в цементувальному газі утворюються активні атоми вуглецю, які насичують сталь – аустеніт $\text{CH}_4 \rightarrow \text{C} + 2\text{H}_2$; $2\text{CO} \rightarrow \text{C} + \text{CO}_2$.

Рідка цементація виконується в розплавлених солях, що містять SiC , або в низькоціаністих ваннах, що містять NaCN за температури 820...850°С. Тривалість процесу становить 0,5...2 години. Рідка цементація застосовується під час обробки дрібних деталей, у яких глибина цементованого шару не має перевищувати 0,5...0,6 мм.

Тверда цементація – старий спосіб, за якого деталі пакуються в металічні ящики (карбюратори) з порошком деревного вугілля (березового) і добавками барію (BaCO_3) або натрію (Na_2CO_3). Температура процесу – 930...950° С, тривалість витримки – 8...10 год залежно від необхідної товщини цементованого шару.

Під час цементації сталі в будь-якому середовищі активні атоми вуглецю поглинаються (проникають в кристалічні ґрати) поверхнею сталі. Підвищення температури збільшує коливання атомів і прискорює процес дифузії – проникнення їх вглиб деталі.

Цементація завжди супроводжується наступним гартуванням і низьким відпусканням, після цього поверхні сталей деталей набувають високої твердості і зносостійкості, серцевина залишається в'язкою внаслідок низького вмісту в ній вуглецю.

Азотування – це насичення поверхневого шару сталей азотом. Процес здійснюється в потоці аміаку за температури

480...650°C (низькотемпературне азотування). Азотування застосовують для створення дуже твердого, зносостійкого тонкого шару, який добре чинить опір дії корозії.

Суть процесу азотування полягає в розкладанні аміаку на азот і водень ($2NH_3 \rightarrow 2N + 3H_2$), при цьому активні атоми азоту (в момент виділення) на поверхні деталі проникають в ґрати α – заліза і дифундують у розміщені нижче шари.

Для азотування частіше використовують леговані сталі, що містять (0,35...0,42%) C , (1,3...1,65%) Cr , (0,15...0,25%) Mo , (0,7...1,1%) Al , наприклад, сталь марки 38ХМЮА. У легованих сталях під час азотування утворюються нітриди алюмінію, титану, ванадію, хлору і молібдену, які надають азотованому шару дуже високу твердість.

Молібден, крім того, усуває крихкість відпускання, яка може виникнути в сталі внаслідок її тривалого нагрівання під час азотування (приблизно до 500°C). У зв'язку із високою вартістю молібдену сталь 38ХМЮА можна замінити сталлю 38ХЮ. Однак ці сталі мають порівняно низьку прогартуваність, схильні до знеуглецювання під час нагрівання і після шліфування і хонінгування азотованої поверхні нерідко трапляється викришування шару («шершавість», «сколення») на глибину до 0,05 мм.

Починаючи з 70-х років минулого сторіччя, для азотування використовують конструкційні сталі, які не містять алюмінію – 40Х, 40ХФ, 18ХГТ, 30ХГТ, 40ХНМА, 20ХЗВА, 20ХЗМВФ, 25Х2Н2МФ, 30ХЗМФ, 18Х2Н4ВА, 38ХНЗМА та ін. Ці сталі більш технологічні, багато з них мають вищі механічні показники порівняно зі сталлю 38Х2МЮА, але нижчу твердість азотованого шару ($H = 650...750HV$). Азотований шар на цих сталях некрихкий і має високу зносостійкість.

Добрі результати дає азотування нержавіючої сталі – сталі зі значним вмістом хрому (12...18%). Конструкційні хромисті сталі 1Х13, 2Х13 – низьковуглецеві, із них виготовляють турбінні лопаті, деталі холодильного обладнання. Інструментальні хромисті нержавіючі сталі 3Х13, 4Х13 використовують для виготовлення ножів, хірургічного інструменту тощо.

Перед азотуванням деталі звичайно піддають гартуванню (температура 900...950°C) і відпусканню (550...650°C). Це робиться для того, щоб тонкий і крихкий шар, одержаний під час азотування, опирався на міцну і однорідну прокладку (серцевину деталі) і не продавливався у разі дії контактного навантаження. Особливо важливо це для важконавантажених зубчастих коліс.

Після остаточної механічної обробки загартовані і відпущені деталі азотують впродовж 12...50 год і більше, що залежить від необхідної товщини азотованого шару і характеру процесу: для оде-

ржання азотованого шару глибиною 0,25...0,3 мм за температури 500...520° С необхідно близько 24 год, а для шару глибиною 0,4 мм – близько 48 годин.

Після азотування висока твердість одержується зразу і наступна термічна обробка (гартування) не потрібна, що є перевагою цього процесу. Крім того, азотування, на відміну від цементації, не дає значного короблення деталі і тому, зазвичай, немає необхідності в подальшому шліфуванні.

Азотування зубчастих коліс часто застосовують тоді, коли на підприємстві немає зубошліфувальних верстатів, як, наприклад, на Київському редуторному заводі.

Азотування дає вищу твердість і зносостійкість порівняно з цементацією з подальшим гартуванням і ці параметри не змінюються після нагрівання до 500° С, тоді як у цементованих деталей твердість починає знижуватись за відпускання температури вище 200° С. Механічні властивості серцевини у азотованих деталей також вищі, ніж у цементованих. Азотовані деталі добре опираються дії змінних напружень і мають високу границю витривалості, стійкі проти корозії на повітрі і в прісній воді.

Недоліки процесу азотування:

- надмірна тривалість процесу (до 50 год і більше);
- необхідність використання особливих легованих сталей, вартість яких в двічі-тричі перевищує вартість низьколегованих і вуглецевих сталей.

Все це зменшує можливості широкого використання процесу азотування в машинобудуванні і обмежується лише тими випадками, де необхідна особлива якість деталей, наприклад, під час виробництва дизельної апаратури, гільз, циліндрів, колінчастих валів, вимірювального інструменту, зубчастих коліс, а також в важкому верстатобудуванні для одержання масивних деталей із високою поверхневою твердістю і зносостійкістю (наприклад, шпинделі).

Ціанування – це процес насичення сталей одночасно вуглецем і азотом на глибину до 0,2 мм, в деяких випадках – до 2 мм.

Ціанування виконують шляхом нагрівання і витримки сталей деталей, занурених в ціанізатори (розплавлені ціаністі солі – рідке ціанування або в атмосфері цементувального газу з додаванням аміаку, в такому випадку процес називають газовим ціануванням або *нітроцементацією*).

Рідке ціанування виконують шляхом нагрівання деталі впродовж 10...60 хвилин у ціаністій ванні із суміші розплавлених солей (наприклад, 30% NaCN і 70% суміші NaCO₃ і NaCl) за температури 820...850° С, при цьому атомарний вуглець і азот, що виділяються

під час високотемпературного розкладання солей, проникають в грати γ – заліза. Після ціанування виконують гартування і низьке відпускання.

Особливий інтерес викликає глибоке ціанування (замість цементації) за температури 930...950° С у ціанистих ваннах (до 6% NaCN), які містять велику кількість хлористих барію BaCl₂ (84%) і натрію NaCl (10%).

Ціануванню піддають здебільшого сталі з середнім вмістом вуглецю (до 0,3...0,35%) як вуглецеві, так і леговані. Ціанування в різних середовищах широко застосовують на автомобільних і тракторних заводах для зубчастих коліс і різних малих деталей.

Нітроцементацію (газове ціанування) виконують на тому самому обладнанні, що і цементацію, але для меншої глибини твердого шару і дрібніших деталей.

У піч подається за температури 830...870° С цементувальний газ (20% CO, 40% H₂, N₂ до 5% CH₄) і від 3% до 20% аміаку.

Нітроцементація має порівняно з рідким ціануванням і цементацією низку переваг.

1. Вища продуктивність за нижчої температури процесу (830...870° С замість 900...930° С).

2. Одержання твердішого зносостійкого шару із азотистого мартенситу.

3. На відміну від азотування можна використовувати дешеві середньовуглецеві і леговані сталі.

4. Менша шкідливість порівняно з рідким ціануванням.

Після газового ціанування за температури 830...870° С деталі піддають гартуванню і відпусканню.

1.5.5. Вибір матеріалів деталей машин

Зазвичай вартість матеріалів становить значну долю вартості машини (в середньому 65...75%).

Вибір матеріалів і термообробки деталей машин визначається необхідністю забезпечення їх роботоздатності впродовж заданого терміну часу і габаритів, а також економічними факторами і можливостями технології виробництва.

Деталі, для яких головним критерієм роботоздатності є міцність, виготовляють із матеріалів з високими характеристиками міцності: сталі або чавуну підвищеної міцності (зубчасті колеса, вали тощо). Деталі, розміри яких визначають жорсткістю, виготовляють

із матеріалів з високим модулем пружності – термічно необробленої сталі і чавуну.

Для виготовлення деталей зі значними пружними переміщеннями (пружини) використовують сталі, загартовані до високої твердості, гуму, деякі пластмаси.

Деталі, що зазнають дії контактних напружень або зношування, виготовляють із сталей, загартованих до високої твердості (підшипники кочення, зубчасті колеса). В умовах ковзання одну з двох спряжених деталей виготовляють з можливо вищою твердістю, а іншу – з антифрикційного (або фрикційного) матеріалу (підшипники ковзання, напрямні, гальма, муфти, фрикційні передачі).

Деталі, що працюють в умовах високої температури, виготовляються із жароміцних і жаростійких сплавів.

Багато деталей машин виходять із ладу внаслідок поверхневих руйнувань, тому однією із сучасних тенденцій підвищення міцності деталей є використання поверхневого зміцнення і покриття.

Вибір матеріалу в значній мірі визначається вимогами до розмірів і маси деталей і машини загалом. Для виготовлення деталей, на які діють значні масові сили (ваги, інерції), використовують матеріали з високою питомою (до одиниці маси) міцністю – високоякісні гартовані сталі, високоміцні легкі сплави, композиційні металічні матеріали, пластмаси тощо.

Складні за формою деталі (наприклад корпусні) виготовляють із ливарних матеріалів (чавун, бронза).

Деталі в формі листів, труб, профільних балок виготовляють із матеріалів, що допускають обробку тиском – низьковуглецеві сталі. Цей же матеріал рекомендовано для виготовлення деталей ферм і рам, що піддаються різанню, гнуттю, пробиванню отворів у холодному стані.

Досить ефективним є виготовлення складених деталей (великогабаритні зубчасті колеса, черв'ячні колеса), коли більш навантажені елементи (зубчасті вінці) виготовляють із матеріалів із високими механічними характеристиками (високоякісні сталі, бронзи), а маточини і диски – із сталі звичайної якості.

Під час вибору матеріалів треба прагнути за можливості до скорочення їх номенклатури, що суттєво полегшує постачання і зберігання, а також виготовлення деталей.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть основні механічні характеристики матеріалів, що використовуються для виготовлення деталей машин.
 2. Які сталі використовують для виготовлення деталей машин і в яких випадках? Як умовно позначають різні марки сталей?
 3. Коли для виготовлення деталей машин використовують чавуни? Перелічіть їх види.
 4. Які сплави кольорових металів застосовуються під час виготовлення деталей машин?
 5. Як позначають бронзи і латуні?
 6. Назвіть основні види термічної і термохімічної обробок сталей.
 7. У чому полягає процес нормалізації сталі?
 8. Для чого виконують відпускання сталі?
 9. Назвіть пластмаси та інші неметалеві матеріали, які використовують у машинобудуванні.
 10. Як здійснюють вибір матеріалу деталей і термообробки?
-

1.6. Тертя і зношування в машинах

1.6.1. Основні поняття триботехніки

Останнім часом широкого розповсюдження набула **триботехніка** – наука про контактну взаємодію твердих тіл за їх взаємного зміщення, яка вивчає питання тертя, зношування і змащування машин.

Тертя – опір відносному переміщенню тіл, що дотикаються, який виникає в місці дотику в результаті дії зовнішньої притискної сили.

За кінематичними ознаками розрізняють *тертя ковзання*, що виникає під час ковзання одного тіла по іншому (наприклад, рух повзуна по напрямній) і *тертя кочення*, що виникає у разі кочення одного тіла по поверхні іншого (наприклад, кочення колеса по рейці).

Розрізняють такі основні режими тертя ковзання (рис. 1.9):

Сухе тертя, у разі якого стиснуті поверхні дотикаються своїми нерівностями – «гребінцями», що залишаються після механічної обробки за повної відсутності слідів змащення. За відносного зсуву цих поверхонь поряд з подоланням молекулярних сил взаємодії неминуче пружно-пластичне деформування й часткове руйнування нерівностей стику. Робота у разі сухого тертя пов'язана з інтенсивним зношуванням і заїданням контактних поверхонь, появою вібрацій і значних втрат енергії.

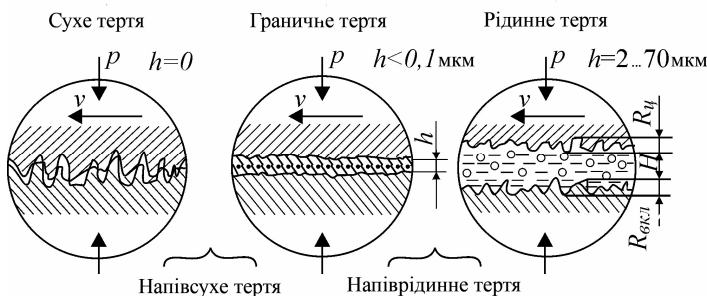


Рис. 1.9. Види тертя ковзання

Граничне тертя характеризується наявністю на поверхнях тертя дуже тонких адсорбованих (насичених) плівок мастила. На властивість мастил утворювати такі плівки дуже великий вплив має їх адгезійна здатність (маслянистість, липкість). Товщина цих плівок порівнянна з розмірами молекул мастила (соті частки мікрона). Якби вдалося досягти настільки високої чистоти робочих поверхонь (їх «гладкості»), щоб сумарна висота нерівностей була меншою товщини мастильної плівки, то цей режим тертя міг би виявитися досить привабливим як за навантажувальною здатністю, так і величиною втрат на тертя.

За нині досягнутої економічно прийнятної шорсткості граничне тертя істотно поступається рідинному як за навантажувальною здатністю, так і величиною втрат.

Рідинне тертя характеризується досить товстим шаром мастила (порядку 2...70 мкм), що перевищує сумарну висоту нерівностей робочих поверхонь $\Sigma R_n = R_q + R_{вкл}$ і розміри твердих часток, які можуть виявитися в мастилі в результаті його забруднення. У ша-

рах такої товщини мастило поводить ся як рідина і на відміну від адсорбованих плівок підкоряється законам гідромеханіки.

Опір руху у разі рідинного тертя визначається внутрішнім тертям між частками рідини, зумовленим її в'язкістю.

Це найвигідніший режим тертя ковзання, який характеризується повною відсутністю зношування робочих поверхонь і дуже низьким значенням коефіцієнта тертя $f \approx 0,005 \dots 0,001$, а іноді й меншим.

За *напіврідинного* тертя суцільність мастильної плівки порушується, поверхні деталей дотикаються своїми мікронерівностями на ділянках більшої або меншої довжини. Цей вид тертя зустрічається за недостатньої подачі мастила або відсутності механізму гідродинамічного змащення.

Ділянка переходу від рідинного тертя до напіврідинного, що характеризується різким збільшенням коефіцієнта тертя, називається *граничним змащенням*.

За *напівсухого* тертя поверхні деталей дотикаються повністю або на ділянках великої довжини, роздільний мастильний шар відсутній, мастило перебуває на металевих поверхнях тільки у вигляді адсорбованої плівки. Коефіцієнт напівсухого тертя завдяки наявності адсорбованого мастила менший, ніж сухого, але значно більший, ніж напіврідинного й, тим більше, рідинного тертя.

Опір переміщенню тіл, що дотикаються, оцінюється силою тертя.

У разі *сухого* тертя ковзання за величиною відносного зміщення тіл, що дотикаються, розрізняють неповну силу тертя спокою, повну силу тертя спокою і силу тертя руху.

Неповна сила тертя відповідає мікроскопічним відносним переміщенням, що називаються попереднім зміщенням. Вони виникають у результаті пружних і пластичних деформацій у поверхневому шарі деталі.

Повна сила тертя спокою відповідає граничній величині попереднього зміщення і дорівнює максимальному значенню неповної сили тертя спокою. Повна і неповна сили тертя спокою направлені в бік протилежний напрямку дії зсувного зусилля і дорівнюють йому за модулем.

Якщо зсувне зусилля починає перевищувати повну силу тертя, то починається відносний рух тіл, що дотикаються. Сила тертя руху відповідає процесу відносного руху. Вона не залежить від рушійної сили і направлена в бік протилежний напрямку відносної швидкості ковзання (рис. 1.10а).

Відношення сили тертя до сили N , що створює тиск між поверхнями тертя, називається *коефіцієнтом тертя ковзання*.

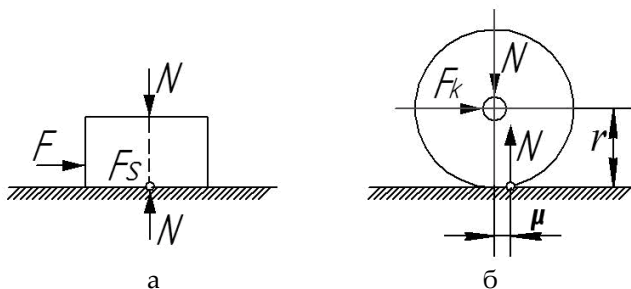


Рис. 1.10. Сили тертя:
а – ковзання; б – кочення

Коефіцієнт тертя спокою:

$$f_{cn} = F'_s / N, \quad (1.71)$$

де F'_s – повна сила тертя спокою.

Коефіцієнт тертя руху

$$f_p = F_s / N, \quad (1.72)$$

де F_s – сила тертя руху.

Із формул видно, що коефіцієнт тертя ковзання є безрозмірною величиною.

Коефіцієнти тертя спокою і руху залежать від багатьох факторів: матеріалу пар тертя, стану поверхні (наявність мастила, окислів, забруднення), тривалості нерухомого контакту, швидкості прикладення зсувного зусилля, жорсткості і пружності деталей, що дотикаються, швидкості ковзання, температурного режиму, величини тиску, характеру контакту, якості і жорсткості поверхні.

Кожен із цих факторів або група їх може стати головним під час тертя деталей в конкретних механізмах, тому величина коефіцієнта тертя визначається експериментально в кожному випадку. За однакових умов коефіцієнт тертя руху завжди менший від коефіцієнта тертя спокою і складає $f_p \approx (0,7 \dots 0,8) f_{cn}$. Для сталевих деталей без змащування $f_p = 0,12 \dots 0,15$, а для змащених сталевих деталей $f_p = 0,05 \dots 0,08$.

Сили тертя спокою і руху визначаються із формул (1.71) і (1.72):

$$F'_s = f_{cn} N ; F_s = f_p N . \quad (1.73)$$

У процесі тертя нормальна реакція N в точці прикладення відхиляється силою тертя F_s на кут ϕ , який називається *кутом тертя*. Існує кут тертя спокою $\phi_{cn} = \arctg f_{cn}$ і кут тертя руху $\phi_p = \arctg f_p$. Таким чином, повна реакція R дорівнює геометричній сумі сил N і F_s . Всі можливі напрями реакції R знаходяться в межах так званого конуса тертя.

Крім тертя ковзання в кінематичній парі може виникати *тертя кочення*. Воно обумовлюється деформаціями цих тіл, які викликають зміщення нормальної реакції N на величину μ в напрямку кочення (рис. 1.72б). В результаті виникає момент опору перекочування $T_s = N \cdot \mu$. Плече μ пари сил, що створюють момент, називається *коефіцієнтом тертя кочення*. На відміну від коефіцієнта тертя ковзання він розмірний (має розмірність довжини). Величина μ залежить від матеріалу тіл кочення, їх пружних властивостей, а також радіусів кривини поверхонь тіл у місцях їх контакту і від нормального тиску між поверхнями.

Сила тертя кочення визначається за формулою:

$$F_k = \mu N / r, \quad (1.74)$$

де r – радіус тіла кочення.

Значення μ визначається дослідним шляхом: для пари сталь – сталь $\mu = (0,003 \dots 0,005)$ мм, для гартованих сталей $\mu = (0,001 \dots 0,002)$ мм.

Втрати під час тертя кочення значно менші, ніж за тертя ковзання, тому завжди раціонально замінити тертя ковзання тертям кочення, особливо в механізмах, де сили тертя є основними силами опору (наприклад, в механізмах приладів).

Процес тертя супроводжується цілою сукупністю явищ: руйнування молекулярних зв'язків, деформування мікрооб'ємів поверхневого шару, нагрівання, структурні зміни, електрохімічні процеси. Всі вони сприяють руйнуванню поверхневого шару і утворенню так званих продуктів зношення. Крім вказаних факторів на величину і швидкість зношування впливають швидкість і характер видалення продуктів зношення.

Для забезпечення стійкості проти зношування виконують такі розрахунки деталей машин:

а) розрахунок за умовою обмеження тиску в контакті деталей

$$q \leq [q]; \quad (1.75)$$

б) розрахунок за умовою обмеження максимального контакт-ного напруження:

$$\sigma_n \leq [\sigma]_n; \quad (1.76)$$

в) розрахунок за критерієм qv_s для теплонапруженості пари тертя:

$$qv_s \leq [qv_s], \quad (1.77)$$

де v_s – швидкість ковзання в контакті деталей.

1.6.2. Основні характеристики зношування та шляхи його зменшення

Зношення як результат зношування оцінюється безпосередньо за зміною розмірів або непрямым шляхом.

Лінійне зношення – це зношення визначене за зменшенням розміру по нормалі до поверхні тертя.

Об'ємне зношення – зношення, визначене за зменшенням об'єму.

Масове зношення – зношення, визначене за зменшенням маси.

Відносне зношення – відношення зношення конкретної деталі із даного матеріалу до зношення за однакових умов тертя деталі із матеріалу, прийнятого за основу під час порівняння.

Основними характеристиками зношування є:

а) швидкість зношування – відношення зношення деталі до часу, на протязі якого відбувалося зношування;

б) інтенсивність зношування – відношення зношення деталі до обумовленого шляху, на якому відбувалося зношування.

Обидва параметри суттєво змінюються впродовж строку служби (рис. 1.7). Процес цієї зміни можна розділити на три періоди: I – період припрацювання; II – період сталого зношування; III – період інтенсивного швидкоплинного зношування.

Період I характеризується значною швидкістю та інтенсивністю зношування. В цей період відбувається зрізання і пластичне де-

формування мікрорельєфу поверхонь деталі, так зване притирання, яке триває доти, доки опорна поверхня не стане усталеною (ширина виступів більша ширини впадин). Цей період називається періодом *припрацювання*.

Після припрацювання швидкість та інтенсивність зношування стають приблизно сталими на протязі тривалого періоду експлуатації II. Цей період називається періодом *усталеного зношування*. Під кінець експлуатації (періоду III) збільшуються зазори в з'єднаннях, погіршуються умови змащування, підвищується динамічність навантаження, що призводить до зростання швидкості та інтенсивності зношування. Це період *швидкоплинного зношування*, який через його небезпечність називається катастрофічним.

Особливе значення для тривалості періоду II мають умови припрацювання. Режим роботи машини під час припрацювання має бути полегшеним за величиною навантаження і частотою його циклів. Якщо умови експлуатації цього не дозволяють, то припрацювання (обкатку) слід провести на стендах у заводських умовах.

1.6.3. Шляхи підвищення зносостійкості деталей

Зносостійкість деталей машин, робота яких супроводжується тертям можна підвищити використанням ефективних мастильних матеріалів, раціональним вибором матеріалів, забезпеченням найдоцільніших конструкцій вузлів тертя та технології їх виготовлення.

Під час конструювання вузлів тертя слід враховувати такі рекомендації.

1. Уникати відкритих пар тертя, за можливості проектувати механізми в герметичних корпусах.

2. Використовувати ефективні засоби захисту від попадання бруду між поверхнями тертя (ущільнення, брудодоводлювачі тощо).

3. Зменшувати тиск шляхом заміни контакту в точці на контакт по лінії, а контакту по лінії на контакт по поверхні.

4. Заміняти тертя ковзання тертям кочення.

5. Розподіляти навантаження за декількома паралельно працюючими поверхнями (багатодискові муфти, варіатори та ін.).

6. Надавати поверхням тертя форми, які наближаються до форми природного зношування.

7. Передбачати заходи для рівномірного зношування деталей, що труться (наприклад, забезпечення можливості повороту кілець підшипника, втулок тощо).

8. Застосовувати пристрої компенсації і самокомпенсації зношування й зазорів (регульовані підшипники, конічні розрізні втулки, пересувні конічні клини в напрямних, автоматичні натяжні пристрої і т. ін.).

9. Розміщувати поверхні тертя не безпосередньо в монолітних масивних деталях (корпусах), а на елементах і деталях, що легко замінюються (накладки, втулки, вкладиші тощо).

10. Поверхні тертя за можливості робити переривчастими, це покращує охолодження і винесення продуктів зношування.

11. У спряженнях, де можлива фретинг-корозія, використовувати гумовометалеві шарніри.

12. За можливості збільшувати твердість поверхонь, що труться, використовувати поверхневе зміцнення.

13. Наносити на поверхні тертя тонкий шар високоякісних антифрикційних сплавів.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Основні види і режими тертя.
2. Який режим тертя ковзання є найвигіднішим і чому?
3. Що таке сила тертя і коефіцієнт тертя?
4. Який коефіцієнт тертя більший: руху чи спокою?
5. Основні характеристики зношування.
6. Які розрахунки виконують для забезпечення зносостійкості деталей?
7. Яких умов роботи машини слід дотримуватися у період прип'ясування?
8. Шляхи підвищення зносостійкості деталей.

1.7. Стандартизація і уніфікація деталей машин

Стандартизацією називається установлення обов'язкових норм, яким мають відповідати типи, параметри і якісні характеристики виробів. Стандартизація є засобом удосконалення конструкцій, зменшення вартості виробів, покращення умов праці і має особливо велике значення для галузі машинобудування.

Стандартизація дозволяє звести велику кількість різних типів і розмірів однойменних деталей до доцільної їх кількості, що дає змогу організувати масове виробництво найбільш прогресивними методами за мінімальної трудомісткості, витрати матеріалів і вартості.

Стандартизація технічних умов і методів випробувань деталей машин сприяє підвищенню їх якості, підвищенню роботоздатності і довговічності.

Використання стандартних виробів скорочує строки і трудомісткість освоєння нових машин, полегшує експлуатацію машин, спрощує і здешевлює їх ремонт.

Розрізняють такі категорії стандартів:

- міжнародні стандарти, їх розроблянням займається Міжнародна організація із стандартизації (ISO);
- міждержавні стандарти країн СНД (ГОСТ);
- державні стандарти України (ДСТУ);
- галузеві стандарти (ОСТ), (ГСТ);
- стандарти підприємств (СТП).

Позначення більшості стандартів складаються із номера стандарту і року його затвердження.

Можлива стандартизація в межах галузі і навіть підприємства і тоді вона називається *нормалізацією*. Нормаліям присвоюється літера Н (нормаль) або МН (міжгалузева нормаль), відповідний номер і рік введення.

Аналіз конструкцій різних машин показує, що не дивлячись на їх різноманітність, вони складаються із вузлів, що мають принципіально однакове використання. Іншими словами, використовуючи обмежену кількість конструктивно і технологічно однакових нормалізованих вузлів, можна створювати різноманітні машини. Скорочення кількості типорозмірів і марок виробів, використання в новій машині деталей і вузлів із раніше спроектованих і випробуваних машин називається *уніфікацією*.

Уніфікація дозволяє значно спростити і полегшити процес проектування і процес виготовлення машин, зробити їх більш економічними.

Рівень стандартизації і уніфікації машини визначається таким чином:

$$K_{ст} = [(n - n_o) / n] \cdot 100 \% ; \quad K_{ун} = (n_{п} / n_{заг}) \cdot 100 \% , \quad (1.78)$$

де n – загальна кількість деталей в машині; n_o – кількість оригінальних деталей; $n_{п}$ – кількість складових деталей машини, що повторюються; $n_{заг}$ – загальна кількість складових деталей.

Взаємозамінність – це властивість деталей і вузлів, яка дозволяє замінювати їх іншими деталями без додаткової обробки із збереженням усіх вимог до роботи даної машини. Взаємозамінними можуть бути не тільки окремі деталі, а і складальні одиниці. Наприклад, у різних редукторах можуть бути взаємозамінними зубчасті колеса, вали, підшипники тощо, а у різних машинах самі редуктори також можуть бути взаємозамінними.

Взаємозамінність дає змогу значно підвищити продуктивність складання виробів і знизити їх вартість, спростити і прискорити ремонт, покращити його якість, полегшити забезпечення ремонтних підприємств запасними частинами.

Використання стандартних деталей і вузлів (модульних блоків) дозволяє ефективно використати систему автоматизованого проектування (САПР), виконати розрахунок і проектування на ЕОМ з оптимізацією конструкції за багатьма параметрами.

Для полегшення контролю стандарт рекомендує розрахункові лінійні розміри заокруглювати до нормальних. Нормальні лінійні розміри вибирають із рядів нормальних чисел, що являють собою геометричну прогресію із знаменниками: $R_a = \sqrt[3]{10} \approx 1,6$; $R_a = \sqrt[10]{10} \approx 1,25$ тощо.

Допуски та посадки. Взаємозамінність деталей машин забезпечується системою допусків і посадок. У нашій країні діє єдина система допусків і посадок (ЕСДП). У стандартах, які базуються на міжнародній системі допусків і посадок ISO, вказують поля допусків і рекомендовані посадки гладких з'єднань. У цих стандартах наведено формули і числові значення допусків, встановлені в 10 квалітетах (квалітет – це сукупність допусків, що відповідають однаковому ступеню точності для всіх номінальних розмірів).

У машинобудуванні найбільш поширені квалітети 5...14: квалітети 5 і 6 застосовують для особливо точних деталей, квалітети 7 і 8 – для відповідальних деталей, квалітети 9 і 10 – для деталей, що працюють за середніх швидкостей і до точності яких не ставляться високі вимоги, квалітети 10...14 – для деталей низької точності.

Шорсткість поверхні. Одним із основних факторів, що визначають експлуатаційні характеристики деталей, є шорсткість поверхні, що являє собою сукупність мікронерівностей поверхні у межах встановленої базової довжини.

Основними параметрами шорсткості поверхонь є: R_a – середнє арифметичне відхилення профілю на базовій довжині; $R_{\max}$ – найбільша висота профілю; R_z – висота нерівностей за десятьма точками; S – середній крок нерівностей за вершинами.

Шорсткість поверхонь спряжених деталей впливає на вибір їх посадок, герметичність і собівартість виготовлення, тому в кожному

конкретному випадку параметри і характеристики шорсткості слід вибирати відповідно до призначення цих деталей. Стан поверхні після обробки значно впливає на експлуатаційні властивості деталей. Тріщини і задирки з можливими залишковими напруженнями, що виникають під час механічної обробки, сприяють розвитку втомних тріщин та корозії, зменшують контактну та об'ємну міцності деталей.

Зменшення параметрів шорсткості поверхні сприяє збільшенню зносостійкості, корозійної стійкості, міцності та довговічності деталей.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке стандартизація?
2. Що таке уніфікація?
3. Що таке взаємозамінність?
4. Як стандартизація, уніфікація і взаємозамінність впливають на якість і трудомісткість виготовлення деталей машин?
5. Що таке квалітет допуску?
6. Як вибираються нормальні лінійні розміри?
7. На що впливає шорсткість поверхонь деталей?

1.8. Система автоматизованого проектування (САПР)

Рівень сучасного апаратного і програмного забезпечення персональних комп'ютерів дозволяє конструктору без спеціальних знань в галузі програмування успішно розв'язувати задачі проектування, надійного зберігання і передачі інформації.

Системою автоматизованого проектування (САПР) називається сукупність засобів і методів для виконання автоматизованого проектування. САПР дозволяє: прискорити виконання розрахунків; значно швидше виконувати креслення; виконати якісний аналіз конструкції і її оптимізацію.

САПР як організаційно-технічна система складається із технічних засобів, системного програмного забезпечення, прикладного програмного забезпечення і самого проектування.

Технічні засоби забезпечують введення, обробку і виведення текстової і графічної інформації за проектним рішенням.

Системне програмне забезпечення («оболонка») управляє організацією обчислювальних процесів і обміном даних між різними пристроями.

Прикладне програмне забезпечення – це набір програм, які реалізують розв’язання конкретної задачі проектування: програми попередніх проектних розрахунків механізмів в цілому, розрахунків на міцність і довговічність і графічний редактор.

Сучасні графічні редактори забезпечують можливість створення і редагування двовірних і тривірних зображень об’єктів, що проектуються. Оптимальним є проектування виробу зразу в тривірній системі, що дозволяє за розробленою моделлю одержати креслення з необхідною кількістю видів, розрізів, перерізів і аксонометрій, визначити масові і інерційні характеристики, площу поверхні, об’єм тощо.

Так звані 3-D-системи можуть автоматично і напівавтоматично рознести складові частини вузла, що дозволяє легко створити каталоги запасних частин, демонструвати порядок складання і розбирання вузла.

Тривірний модель може передати інформацію про геометричні форми виробу в керуючі програми для обладнання з цифро-програмним управлінням (ЦПУ). Цю модель можна використати для дослідження методами комп’ютерного математичного моделювання її поведінки в різних експлуатаційних умовах.

Нині автоматизоване проектування і розробка технології виготовлення деталей і машин об’єднані в інтегровані CAD/CAM-системи, де CAD – computer aided design (проектування за допомогою комп’ютера), а CAM – computer aided machines (САПР – технологія).

САПР умовно поділяють за трьома рівнями: нижній, середній і верхній. До систем нижнього рівня відносять прості двовірні системи, що дозволяють автоматизувати випуск конструкторської документації.

Системи середнього рівня забезпечують тривірне твердотільне моделювання та інженерні розрахунки складних виробів, випуск конструкторської документації із залученням потужних конструкторсько-технологічних бібліотек. Це найбільш поширені системи. До них можна віднести, наприклад: AutoCAD, Solid Works і розроблену російською фірмою АСКОН систему КОМПАС (КОМПлекс Автоматизованих Систем).

Під час конструювання треба вибрати оптимальні параметри виробу, які найкращим чином задовольнять різні, часто навіть суперечливі, вимоги: найменші маса, габарити, вартість, найбільший к.к.д. тощо. Із всіх можливих варіантів конструктор має вибрати оптимальний. Використання електронно-обчислювальної техніки дозволяє обробити значний обсяг інформації і знайти оптимальний варіант.

Принципи оптимізації конструкцій. Зазвичай, усі конструкції машин, в тому числі і сільськогосподарських, багатоваріантні. Конструювання передбачає визначення кращого (оптимального) варіанта, який задовольняє поставлену задачу.

Задачі визначення оптимального рішення поділяються на три типи: вибір найефективнішого фізичного принципу дії об'єкта для визначення умов роботи; вибір найкращого технічного рішення для прийнятого фізичного принципу дії об'єкта; визначення оптимальних значень параметрів прийнятого технічного рішення.

Вказані задачі розв'язуються відомими методами оптимізації.

Оптимальне рішення – це такий варіант конструкції, який має більші переваги за зведених до мінімуму недоліків. Наприклад, комбайн має високу надійність та продуктивність за малої маси та малих витрат пального, оптимізація передбачає порівняння існуючих варіантів. Критерій порівняння існуючих варіантів називається критерієм оптимізації. За декількох критеріїв оптимізації маємо багатокритеріальну задачу оптимального проектування.

Основний принцип оптимізації полягає у тому, що оцінюють доцільність об'єкта ефективністю його функціонування у більш складному виробі. Наприклад, гідропривід трансмісії сільськогосподарських машин необхідно оцінювати за його впливом на роботу всієї трансмісії тощо.

Оптимізація конструкції об'єкта (деталі, вузла, механізму, машини) починається з формулювання задачі за наступним планом.

1. Визначення критерію оптимізації об'єкта. Критеріями оптимізації можуть бути: надійність, довговічність, продуктивність, коефіцієнт корисної дії, точність, габарити, маса, затрати енергії тощо.

2. Установлення параметрів оптимізації незалежних змінних параметрів, що впливають на критерії оптимізації. У разі комбінування цих параметрів одержують варіанти об'єкта з довільним значенням критерію оптимізації.

Взаємозв'язки параметрів оптимізації описують системою із m рівнянь зв'язку (наприклад, рівнянь рівноваги, кінематичних співвідношень, умов міцності тощо). Якщо кількість рівнянь зв'язку

дорівнює числу n параметрів оптимізації ($m = n$), то задача оптимізації має єдине рішення. У випадку, коли $m < n$ – задача оптимізації об'єкта має декілька рішень.

У зв'язку з тим, що із збільшенням числа параметрів оптимізації складність задачі зростає, на останні накладають обмеження. Конструктивними обмеженнями називають такі, що накладаються на параметри оптимізації об'єкта для виконання ним заданих функцій.

3. Розробка математичної моделі задачі тобто опису критерію оптимізації через параметри оптимізації за допомогою математичної залежності, яка називається цільовою функцією.

Під час розв'язання задач оптимізації визначають значення параметрів оптимізації, за яких виконуються прийняті обмеження, а цільова функція набуває екстремального значення.

Існуючі методи розв'язування задач оптимізації умовно поділяють на дві групи.

Перша група – класичні (метод диференціального числення, множників Лагранжа тощо).

Друга група – математичного програмування, що передбачає використання швидкодіючих ЕОМ.

Найпростішою є однокритеріальна оптимізація, яка виконується за одним домінуючим критерієм. Вона дозволяє виділити найважливіші критерії і параметри, що впливають на якість виробу, скоротити їх кількість і полегшити багатокритеріальну оптимізацію.

РОЗДІЛ II

ПЕРЕДАЧІ

2.1. Загальні відомості про передачі

2.1.1. Класифікація, кінематичні схеми

Більшість сучасних машин створюють за схемою: двигун – проміжний механізм – виконавчий (робочий) орган. Необхідність використання проміжного передавального механізму викликана тим, що двигуни виконуються швидкохідними для зменшення габаритів, маси і вартості, тому безпосереднє з'єднання двигуна з робочим органом машини застосовується рідко. Зазвичай, між двигуном і робочим органом установлюється проміжний механізм – передача.

Передачею називають механізм, що служить для передачі енергії від двигуна до робочого органу машини з перетворюванням параметрів руху. У машинобудуванні використовуються механічні, електричні, гідравлічні і пневматичні передачі. Найбільш поширеними є механічні передачі обертового руху.

Крім передачі механічної енергії від двигуна до робочого органу машини механічні передачі виконують функцію узгодження параметрів руху робочих органів машини з параметрами руху вала двигуна.

Класифікація передач:

а) за принципом дії: передачі *тертям* (на базі використання сил тертя: пасові, фрикційні); передачі *зачепленням* (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинтові);

б) за конструктивним оформленням: *закриті* (розміщені в закритому корпусі, який забезпечує змащування і захист від забруднення); *відкриті* (розміщені в легкому корпусі або зовсім без корпусу).

До того ж передачі можуть здійснюватись *безпосереднім дотиканням* ведучого і веденого елементів (фрикційні, зубчасті) і за допомогою проміжної гнучкої ланки, так звані передачі *гнучким зв'язком* (пасові, ланцюгові).

Послідовність розміщення передач і вузлів, що їх обслуговують, зручно зображати за допомогою кінематичних схем. Стандарт

встановлює умовні позначення елементів на кінематичних схемах. Деякі з них наведено на рис. 2.1.

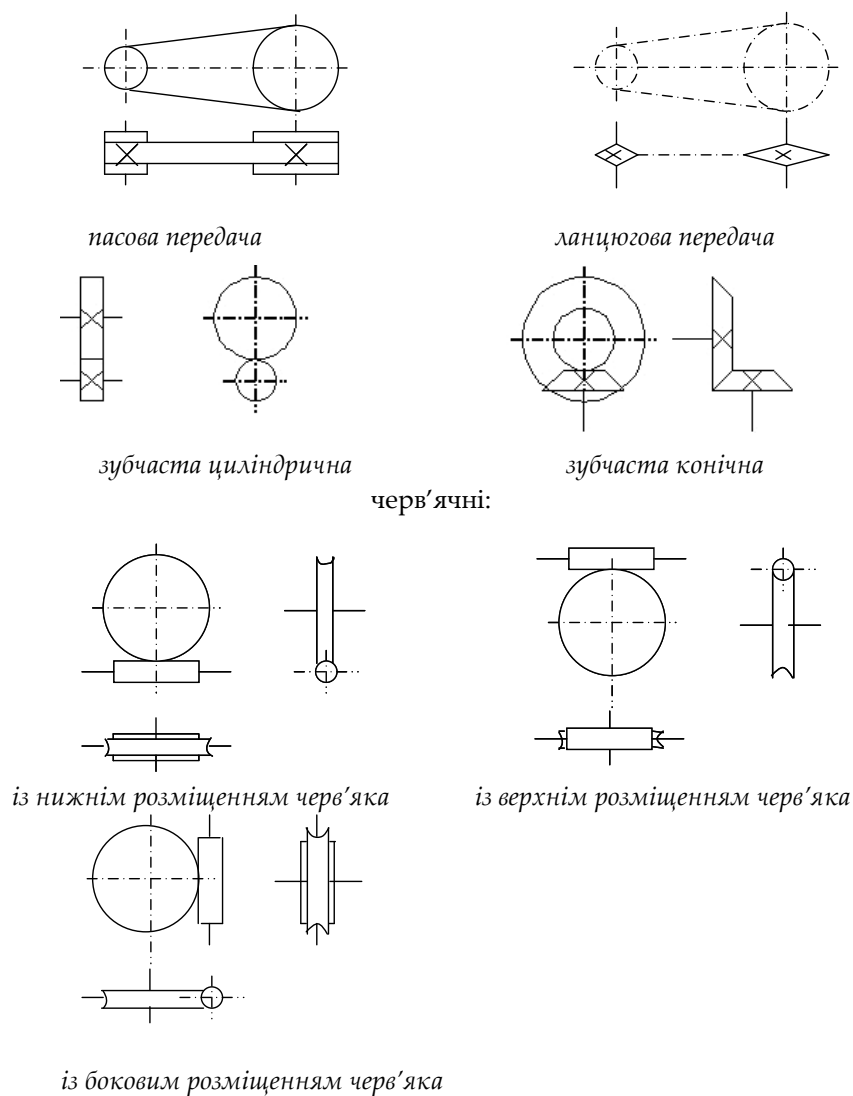


Рис. 2.1. Умовні позначення елементів деяких передач на кінематичних схемах

2.1.2. Привід машини. Вибір двигуна

Двигун і передавальний механізм складають привід, який відіграє суттєву роль у будь-якій машині. Від нього багато в чому залежить функціональність машини, її безвідмовність і строк служби.

Залежно від способу передачі енергії до споживача розрізняють механічні, гідравлічні, електричні і пневматичні приводи. В сільськогосподарських машинах широко використовують механічний привід через його надійність під час експлуатації, простоту ремонту, порівняно невисоку вартість і достатньо високий к.к.д. Можна прогнозувати, що в найближчі десятиріччя механічний привід ще широко використовуватиметься в цих машинах.

У механічних приводів джерелами енергії є електродвигуни, двигуни внутрішнього згоряння, гідромотори тощо, широко використовуються уніфіковані і стандартні складальні одиниці (редуктори, муфти, варіатори), а також деталі загального призначення (зубчасті колеса, паси, ланцюги, вали, осі, деталі з'єднань тощо), які є об'єктом вивчення курсу «Деталі машин».

Механічні приводи сільськогосподарських машин можна розділити на: приводи із силовим потоком від ходових коліс (сіялки); приводи від вала відбору (потужності трактора); приводи від двигуна внутрішнього згоряння, встановленого на окремому шасі (зернозбиральні і інші комбайни); привод із силовим потоком від електродвигуна (стаціонарні і напівстаціонарні сільськогосподарські машини: зерноочисні машини, транспортери, кормороздавачі тощо).

Електродвигуни найбільш широко використовують у приводах технологічних, підймальних і транспортувальних машин.

Вони діляться на двигуни постійного і змінного струму.

Електродвигуни постійного струму забезпечують плавне регулювання швидкості у широких межах, але складніші, дорожчі, мають меншу надійність.

Електродвигуни змінного струму бувають однофазні асинхронні (мають невелику потужність і використовуються у приводах побутових машин), трифазні синхронні (частота обертання не залежить від навантаження) і трифазні асинхронні, які є найрозповсюдженішими.

Основні типи сучасних електродвигунів змінного струму:

1. Трифазні асинхронні двигуни єдиної серії 4А з короткозамкнутим ротором. Такі двигуни призначені для приводів машин, до яких не ставляться особливі вимоги щодо пускових характеристик.

Синхронна частота обертання (частота обертання магнітного поля) цих двигунів визначається таким чином:

$$n_c = \frac{60f}{p},$$

де f – частота коливання струму в мережі (у нас 50 Гц); p – кількість пар полюсів.

Відповідно синхронна частота обертання дорівнює: для двигунів з однією парою полюсів ротора – 3000 об/хв.; двома – 1500 об/хв.; трьома – 1000 об/хв.; чотирма – 750 об/хв.

У каталогах електродвигунів вказують такі параметри: марка двигуна, номінальна потужність (максимальна потужність, за якої двигун може працювати довго без перегрівання), номінальна частота обертання (асинхронна частота обертання ротора за номінального навантаження), відношення пускового і максимального моментів до номінального ($T_{\text{пуск}}/T$, $T_{\text{макс}}/T$), габаритні і установчі розміри, маса та інші дані.

Асинхронні двигуни єдиної серії 4А випускаються: в основному виконанні (серія 4А), із підвищеним ковзанням (серія 4АС), з покращеними пусковими характеристиками (серії 4АР, 4АМ і АІР).

Позначення електродвигунів серії 4А: 4 – порядковий номер серії; літера А – вид електродвигуна (асинхронний); літери А або Х – матеріал станини і щитів (А – станина і щити з алюмінію, Х – станина з алюмінію, а щити з чавуну, якщо немає ніякої літери, то станина і щити виготовлені із чавуну); дві або три цифри – висота осі обертання двигуна відносно його опорної площини (мм); літери S, L, M – відповідно короткий, середній та довгий розміри корпусу; літери А, В – позначення довжини осердя: А – перша довжина, коротке осердя, В – друга довжина, довге осердя; цифри 2, 4, 6, 8 – число полюсів двигуна; літера – кліматичне виконання; цифра – категорія виконання. Наприклад: 4А112МВ6У3 – електродвигун серії 4, асинхронний, закритого виконання, станина і щити із чавуну, висота розміщення осі вала двигуна відносно опорної поверхні 112мм, з установчим розміром по довжині М, з довгим осердям, для районів з помірним кліматом, категорія виконання 3.

Позначення двигунів серії АІР аналогічне позначенню двигунів серії 4А і відрізняється лише першими трьома літерами: дві перші літери позначають вид двигуна (асинхронний, нової серії країн Інтерелектро); третя літера позначає варіант прив'язування (Р – двигун призначений для поставки всередині та на експорт, С – двигун призначений лише для поставки на експорт).

2. Трифазні асинхронні двигуни кранові та металургійні з короткозамкнутим ротором серій МТКФ і МТКН та з фазним ротором серій МТФ і МТН. Вони призначені для приводів кранових механізмів, а також інших механізмів, що працюють із короткочасним і повторно-кратковчасним режимом роботи та значними перевантаженнями. Ці двигуни мають синхронні частоти обертання 1000, 750, 600 об/хв. У каталогах наводяться ті ж параметри, а номінальна потужність вказується за тривалості вмикання (ТВ) 25, 40, 60 і 100%.

2.1.3. Основні кінематичні і енергетичні параметри передач та співвідношення між ними

У кожній передачі розрізняють *ведучий* (вхідний) і *ведений* (вихідний) вали (рис. 2.2). Деталі передач, що розміщуються на відповідних валах, теж називаються ведучими або веденими (ведучий шків, ведена зірочка тощо). Всі параметри передач, що відносяться до ведучої ланки, позначаються індексом 1, веденої – 2.

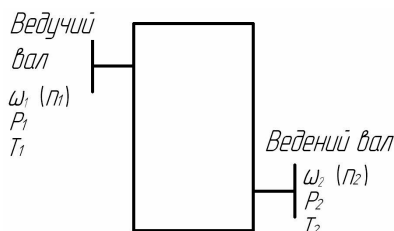


Рис. 2.2. Схема механічної передачі обертового руху

У багатоступінчастих передачах між ведучим і веденим валами розміщуються проміжні вали.

Основними кінематичними і енергетичними характеристиками передачі є:

1. *Кутова швидкість* ω_1 (частота обертання n_1) і *кутова швидкість* ω_2 (частота обертання n_2) веденого вала передачі.
2. *Потужність* P_1 на ведучому валу передачі і *потужність* P_2 на веденому валу.

Ці параметри мінімально потрібні для розрахунку будь-якої передачі.

Використовуються і додаткові параметри.

3. *Обертальний момент* T_1 на ведучому валу і *обертальний момент* T_2 на веденому валу передачі:

$$T_1 = P_1 / \omega_1 ; T_2 = P_2 / \omega_2 \quad (T \text{ в Н}\cdot\text{м, якщо } P \text{ в Вт; } \omega \text{ в рад/с})$$

або

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1 ; T_2 = 9550 P_2 / n_2 \quad (T \text{ в Н}\cdot\text{м, якщо } P \text{ в кВт, } n \text{ в об/хв}). \quad (2.1)$$

4. *Передачне відношення* (число) передачі:

$$i = u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 . \quad (2.2)$$

Якщо передачне відношення передачі більше одиниці ($i > 1$, $n_1 > n_2$), то передача називається знижувальною (редуктором). За передачного відношення меншого одиниці ($i < 1$, $n_1 < n_2$) передачу називають підвищувальною (мультиплікатором).

Передачі можуть мати постійне або змінне (регульоване) передачне відношення. Регулювання передачного відношення може бути ступінчастим (коробка швидкостей) або безступінчастим (варіатор).

5. *Коефіцієнт корисної дії* (к.к.д.) передачі характеризує ступінь досконалості передачі:

$$\eta = P_2 / P_1 < 1 . \quad (2.3)$$

6. *Колова швидкість*:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{\omega_2 d_2}{2} = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi d_2 \cdot n_2}{60} . \quad (2.4)$$

7. *Колова сила*:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} . \quad (2.5)$$

Співвідношення між:

1) кутовою швидкістю ω , рад/с і частотою обертання n , об/хв.

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; \quad n = \frac{30\omega}{\pi}; \quad (2.6)$$

2) частотами обертання (кутовими швидкостями) ведучого і веденого валів передачі:

$$n_1 = n_2 \cdot i; \quad n_2 = n_1 / i; \quad \omega_1 = \omega_2 \cdot i; \quad \omega_2 = \omega_1 / i; \quad (2.7)$$

3) потужностями на ведучому і ведених валах передачі:

$$P_1 = P_2 / \eta; \quad P_2 = P_1 \cdot \eta; \quad (2.8)$$

4) моментами на ведучому і веденому валах передачі:

$$T_1 = T_2 / (i \cdot \eta); \quad T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta; \quad (2.9)$$

5) потужністю та коловою швидкістю і коловою силою прикладеною до ланки передачі:

$$P = F_t \cdot v / 1000. \quad (2.10)$$

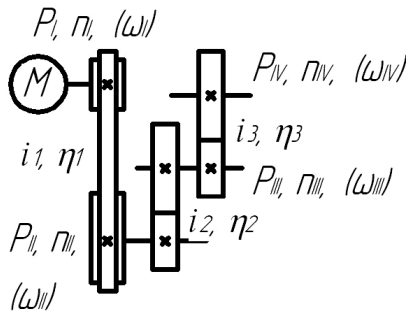


Рис. 2.3. Схема багатоступінчастої передачі з послідовним розміщенням передач

Для багатоступінчастої передачі з послідовним розміщенням передач (рис. 2.3):

а) загальне передаточне відношення:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_4} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3, \quad (2.11)$$

тобто загальне передаточне відношення багатоступінчастої передачі, що складається із кількох послідовно розміщених передач дорівнює добутку передаточних відношень передач;

б) загальний к.к.д.:

$$\eta = \frac{P_4}{P_1} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3, \quad (2.12)$$

тобто к.к.д. кількох послідовно розміщених передач дорівнює добутку к.к.д. передач.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке механічні передачі? Які функції вони виконують?
2. Як розрізняють передачі за принципом дії, конструктивним оформленням?
3. Наведіть приклади передач із гнучким зв'язком.
4. Що таке передаточне відношення передачі?
5. Що характеризує к.к.д. передачі?
6. Яка передача називається знижувальною, підвищувальною?
7. Що таке привід машини? Із чого він складається?
8. На якому валу знижувальної передачі (ведучому чи веденому) обертальний момент більший?
9. Частота обертання якого вала (ведучого чи веденого) підвищувальної передачі більша?
10. На якому валу знижувальної передачі (ведучому чи веденому) потужність більша?
11. Чому дорівнює загальне передаточне відношення багатоступінчастої передачі?
12. Чому дорівнює загальний к.к.д. багатоступінчастої передачі?

2.2. Зубчасті передачі

2.2.1. Загальні відомості і класифікація

Зубчастими називають передачі, у яких передача руху здійснюється за допомогою зубців, які послідовно зачіпляються (рис.2.4). Менше зубчасте колесо називається *шестірнею*, більше – *колом*. Загальний термін – *колесо зубчасте*.

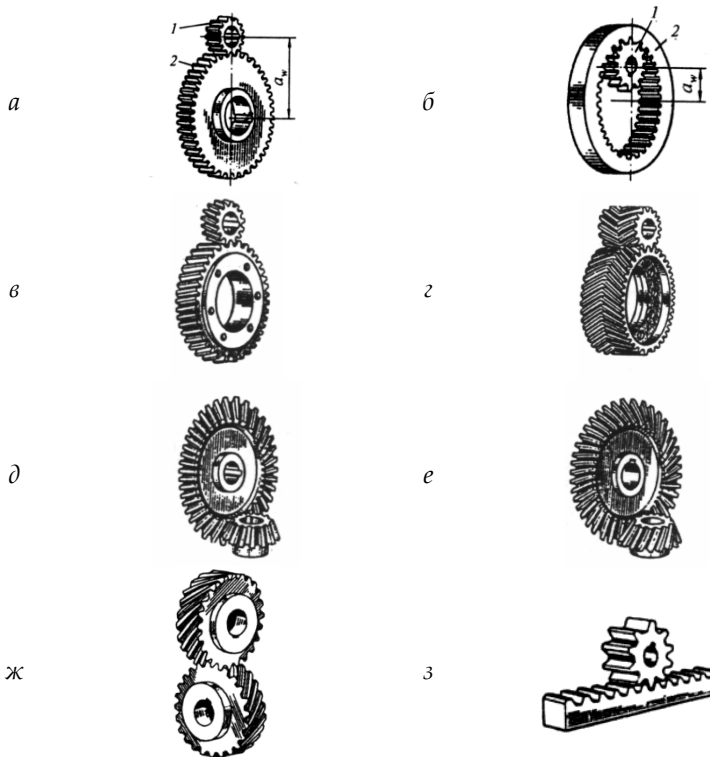


Рис. 2.4. Основні види зубчастих передач:

а – циліндрична прямозуба із зовнішнім зачепленням; *б* – циліндрична прямозуба із внутрішнім зачепленням; *в* – циліндрична косозуба; *з* – шевронна; *д* – конічна прямозуба; *е* – конічна з круговими зубцями; *ж* – гвинтова; *з* – передача зубчасте колесо – рейка

Переваги зубчастих передач: висока навантажувальна здатність; малі габарити; велика довговічність; високий к.к.д.; простота експлуатації.

Недоліки: підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу; шум за великих швидкостей; складність технології виготовлення.

Зубчасті передачі класифікують за декількома ознаками.

За взаємним розміщенням осей валів: *передачі циліндричні (паралельні осі), передачі конічні (осі перетинаються), передачі черв'ячні, гвинтові, гіпоїдні (з мимобіжними у просторі осями);*

За взаємним розміщенням зубчастих коліс: *передачі зовнішнього зачеплення і передачі внутрішнього зачеплення.*

За напрямом зубців (розміщенням твірної лінії): *передачі з прямими зубцями (прямозубі), передачі з косими зубцями (косозубі), передачі шевронні і передачі з круговими зубцями.*

За формою профілю зубців: *передачі з евольвентним зачепленням, передачі з циклоїдальним зачепленням і передачі із зачепленням Новікова.*

За конструктивним виконанням: *передачі відкриті і закриті. Закриту знижувальну передачу прийнято називати редуктором.*

Перетворення обертового руху в поступальний і навпаки здійснюється зубчастими циліндричним колесом і рейкою.

2.2.2. Основні параметри зубчастих коліс

Всі терміни, що відносяться до геометрії і кінематики зубчастих передач стандартизовані. Стандартизовані і методи розрахунків передач.

Всі параметри, що відносять до шестірні мають індекс «1», параметри колеса – «2».

Розглянемо ті параметри зубчастих коліс, які будуть необхідні для їх розрахунків (рис. 2.5).

1. Число зубців шестірні z_1 і колеса z_2 .

2. Передаточне число $u = z_2/z_1$, воно ж є передаточним відношенням передачі: в курсі «Деталі машин» прийнято передаточним числом називати відношення більшого числа зубців до меншого.

3. Діаметри початкових кіл шестірні d_{w1} і колеса d_{w2} .

4. Діаметри ділительних кіл шестірні d_1 і колеса d_2 .

Для передач без зміщення і за сумарного нульового зміщення:

$$d_{w1} = d_1; d_{w2} = d_2.$$

5. Коловий крок p_t – відстань між однойменними точками профілів двох сусідніх зубців по дузі кола (зазвичай ділительного).

6. Коловий модуль (модуль зачеплення)

$$m_t = m = \frac{p_t}{\pi}. \quad (2.13)$$

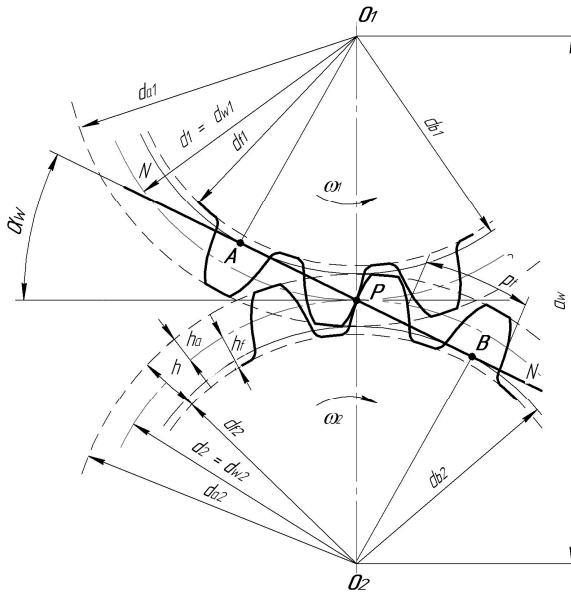


Рис. 2.5. Параметри зубчастого зачеплення

Модуль є основним параметром зачеплення. Для забезпечення взаємозамінності зубчастих коліс та уніфікації зубонарізного інструменту значення модуля стандартизовані. В зачепленні можуть бути тільки колеса, що мають однаковий модуль.

Довжина ділительного кола визначається:

$$\pi d = p_t \cdot z ,$$

тоді

$$d = \frac{p_t \cdot z}{\pi} = mz . \quad (2.14)$$

7. Висота зубців:

$$h = h_0 + h_f , \quad (2.15)$$

де $h_a = m$ – висота головки; $h_f = 1,25m$ – висота ніжки; $h = 2,25m$.

8. Діаметри кіл впадин:

$$d_f = d - 2h_f = d - 2,5m = m(z - 2,5). \quad (2.16)$$

9. Діаметри кіл вершин зубців:

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m = m(z + 2). \quad (2.17)$$

10. Кут зачеплення:

$$\alpha_w = \alpha = 20^\circ .$$

11. Ширина зубчастого вінця: шестірні b_1 , колеса b_2 .

12. Коефіцієнт торцевого перекриття ε_α – відношення кута повороту зубчастого колеса від входу в зачеплення торцевого профілю його зубця до виходу із зачеплення до кутового кроку $2\pi/z$, визначає середнє число пар зубців, що одночасно знаходяться в зачепленні. Його величина завжди більша за одиницю, інакше може виникнути момент, коли в зачепленні не буде жодної пари зубців і передача буде працювати з ударами. Стандарт рекомендує визначати коефіцієнт перекриття за емпіричною залежністю:

$$\varepsilon_a \approx 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \quad (2.18)$$

(далі «+» – для зовнішнього зачеплення коліс, «-» – для внутрішнього зачеплення).

Із збільшенням коефіцієнта перекриття підвищується плавність роботи та несуча здатність передачі, зменшуються динамічні навантаження та шум.

13. Міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{d_{w_2} \pm d_{w_1}}{2} = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m(z_2 \pm z_1)}{2} = \frac{d_1(u \pm 1)}{2}. \quad (2.19)$$

2.2.3. Коригування зубців циліндричних зубчастих передач

Метод коригування полягає у зміщенні інструменту в радіальному напрямі під час нарізання коліс, яке дозволяє виконати профіль зубців іншими відрізками евольвенти того самого основного кола. Коригування дозволяє усунути явище підрізу ніжок зубців за числа зубців зубчастого колеса меншого деякого граничного значення (для прямих зубців, що нарізуються інструментальною зубчастою рейкою, вона становить 17). Коригуванням зубчастого зачеплення можна підвищити міцність зубців, зменшити їх спрацювання та усунути явище їх заклинювання. Коригування також дозволяє вписати зубчасту передачу у задану міжосьову відстань.

Зміщення інструменту визначають за формулою:

$$\chi = \chi m, \quad (2.20)$$

де χ – коефіцієнт зміщення; m – модуль зачеплення.

Коефіцієнт зміщення вважається додатнім ($\chi > 0$), якщо інструмент зміщується від центра заготовки, і від'ємним ($\chi < 0$), якщо інструмент зміщується до центра заготовки. У некоригованій зубчастій передачі коефіцієнти зміщення зубчастих коліс: $\chi_1 = \chi_2 = 0$, така передача називається нульовою.

Розрізняють висотне та кутове коригування зубчастого зачеплення.

Зубчасті колеса передач із *висотним коригуванням* виготовляються із коефіцієнтами зміщення $x_1 = x_2$, $x_1 + x_2 = 0$. При такому коригуванні висота зубців залишається незмінною, але змінюється співвідношення висот головок і ніжок зубців і відповідно діаметри кіл вершин і впадин зубців.

Висотне коригування застосовується для вирівнювання напружень згину зубців.

Зубчасті колеса передач із *кутовим коригуванням* виготовляються із коефіцієнтами зміщення $x_1 \neq 0$, $x_2 \neq 0$, $x_1 + x_2 > 0$. Кутове коригування дозволяє підвищити міцність обох зубчастих коліс, а також вписати передачу у задану міжосьову відстань. Коефіцієнти зміщення можуть бути вибрані із умов підвищення контактної міцності робочих поверхонь зубців або міцності на згин, забезпечення високої стійкості проти зношування та опору проти заїдання зубців.

2.2.4. Точність зубчастих передач

Зубчасті колеса, як правило, виготовляють насадними на вал. Якщо діаметр шестірні малий і мало відрізняється від вала, то шестірню виготовляють із валом як одну деталь, яка зветься вал-шестірня.

За діаметра до 200 мм зубчасті колеса виготовляються із круглого прокату, кованих або штампованих заготовок. Колеса середніх діаметрів (до 600 мм) виготовляють із заготовок, одержаних куванням, штампуванням або литтям. Великогабаритні (діаметром понад 600 мм) зубчасті колеса виготовляють литтям або зварюванням. У разі використання для зубчастих вінців високоякісних сталей інколи застосовують бандажовані зубчасті колеса.

Технологія виготовлення зубчастих коліс залежить від комплексу економічних, експлуатаційних, технологічних вимог до їх конструкцій.

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

Метод копіювання (рис. 2.6б,г) полягає в копіюванні контуру робочої частини зуборізного інструменту – дискової або пальцевої фрези – під час нарізання зубців. Головним недоліком цього методу

є низька продуктивність, мала точність та потреба у широкій номенклатурі і великій кількості зубонарізного інструменту.

Основний, найбільш продуктивний та точний метод нарізування зубців – це *метод обкочування* (рис. 2.6а,в). За цього методу нарізується кілька зубців і профіль зубців утворюється у вигляді огибаючої лінії послідовних положень різальних кромek інструменту (черв'ячна фреза, довбач, інструментальна рейка).

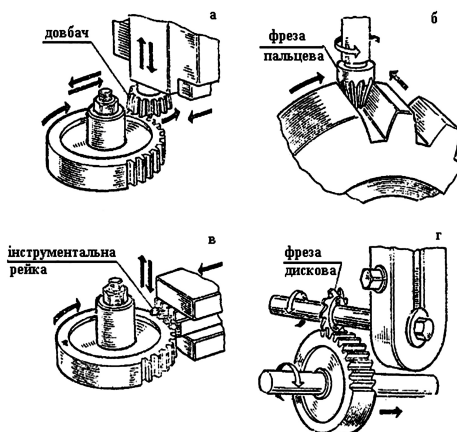


Рис. 2.6. Нарізування зубців:

а, в – методом обкочування;

б, г – методом копіювання

Після нарізання зубців та термообробки проводять остаточну або фінішну обробку зубців – шліфування. Інколи для згладжування мікронерівностей на робочих поверхнях незагартованих зубців застосовується обкочування зубчастих коліс протягом деякого часу під навантаженням за зачеплення їх із еталонним колесом високої твердості.

Роботоздатність зубчастої передачі залежить від точності виготовлення зубчастих коліс. Погрішності виготовлення призводять до порушення плавності обертання коліс, появи зон із високою концентрацією навантаження і додаткових навантажень, шуму тощо.

Зубчасті колеса після виготовлення контролюються за елементами або комплексно. В першому випадку правильність зачеплення визначається за товщиною зубця, кроком, радіальним биттям зубчастого вінця, правильністю евольвенти тощо. В другому

випадку зубчасте колесо перевіряється в приладі комплексного контролю, де визначають кінематичну точність, плавність роботи, контакт зубців і бічний зазор в зачепленні. Ці показники і є основними під час визначення точності зубчастої передачі.

Кінематична точність характеризується сумарною погрешністю кутів повороту коліс, що знаходяться у зачепленні, за один оберт. Суттєво важлива норма для систем керування і швидкохідних силових передач.

Плавність роботи характеризується повторюванням коливань швидкості за оберт колеса. Суттєво впливає на роботоздатність силових швидкохідних передач. Визначається помилками кроку і профілю.

Пляма контакту зубців характеризує концентрацію навантаження на зубцях. Суттєво впливає на роботоздатність силових передач.

Боковий зазор у зачепленні дорівнює відстані між неробочими поверхнями сусідніх зубців у разі контакту їх робочих поверхонь. Попереджує заклинювання і забезпечує вільне обертання коліс. Розмір бокового зазору регламентується видом спряження зубчастих коліс: H – нульовий зазор; E – малий; C і D – зменшений; B – нормальний і A – збільшений.

Стандарт встановлює 12 ступенів точності. Для кожного ступеню точності визначаються норми кінематичної точності, плавності роботи і контакту зубців.

Вибір ступеню точності залежить від призначення передачі та умов її роботи. Найбільш поширені: 6-й – високоточні швидкохідні передачі; 7-й – точні передачі; 8-й – передачі середньої точності; 9 – тихохідні передачі пониженої точності і відкриті.

Точність зубчастих передач і коліс позначають вказуванням ступеню точності (або ступеню точності за 3 нормами) і норми бокового зазору. Наприклад: 6 – B ГОСТ 1643-81 або 7 – 6 – 6 – B ГОСТ 1643-81.

2.2.5. Види руйнування зубців. Критерії роботоздатності і розрахунку зубчастих передач

Під час роботи зубчастої передачі зубці її коліс піддаються дії змінних (виникають тільки під час проходження лінії контакту) контактних напружень на робочих поверхнях і змінних напружень згину (виникають тільки у разі знаходження зубця в зачепленні).Ці

напруження є причиною основних видів руйнування зубців: поломок, втомного викришування робочих поверхонь, зношування і заїдання.

Поломка зубців (рис. 2.7а) є найбільш небезпечним видом руйнування, може виникнути в результаті перевантаження або від втоми матеріалу у разі довготривалої дії змінних напружень згину, що спричиняють появу мікротріщин у зоні перехідної кривої профілю на стороні розтягнутих волокон, де діють найбільші напруження згину. Для попередження поломок зубці розраховуються на згин.

Заходи для запобігання поломки зубців: збільшення модуля; позитивне зміщення під час нарізування зубців; термообробка та зміцнення поверхонь зубців; підвищення точності виготовлення та монтажу передачі; захист від перевантажень.

Втомне викришування робочих поверхонь зубців (рис. 2.7б) є найбільш поширеним видом руйнування зубців для більшості добре змащуваних та захищених від забруднення зубчастих коліс (закриті передачі). Пов'язане з дією циклічно змінних контактних напружень, які спричиняють появу втомних тріщин у поверхневих шарах робочих поверхонь зубців, подальший розвиток яких призводить до викришування частинок металу. Викришування починається поблизу полюсної лінії на ніжках зубців, де в зв'язку з малими швидкостями ковзання виникають великі сили тертя, і воно може бути обмеженим або прогресуючим. Небезпечним є прогресуюче викришування.

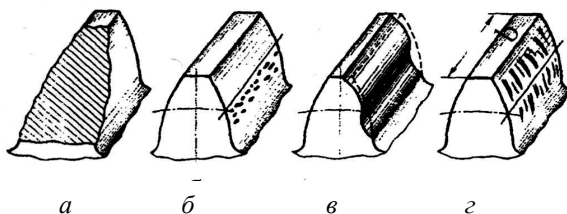


Рис. 2.7. Види руйнування зубців:

а–поломка; *б* – викришування; *в* – зношення; *г* – задирки

Для попередження викришування зубці розраховують на контактну витривалість робочих поверхонь.

У зубчастих колісах, активні поверхні зубців яких мають зміцнений поверхневий шар (цементация, азотування, поверхневе гартування) змінні контактні напруження можуть викликати відшарування матеріалу.

Заходи для запобігання викришування: підвищення твердості матеріалів зубчастих коліс термообробкою; підвищення точності виготовлення і монтажу; вибір сорту мастила.

Зношування (рис. 2.7в) є основною причиною виходу із ладу відкритих передач, а також закритих із поганим захистом від забруднення.

У міру зношування початковий евольвентний профіль зубців змінюється, збільшуються зазори в зачепленні, виникають динамічні навантаження і шум. Міцність зубців знижується, що може призвести до їх поломки.

Розрахунку зубців із умови запобігання зношуванню нині не існує. Враховуючи зміну поперечного перерізу внаслідок зношення можна передачу розрахувати на згин. З іншого боку відомо, що швидкість зношування пропорційна контактному напруженню, тому іноді такі передачі розраховують за контактними напруженнями.

Заходи щодо підвищення стійкості робочих поверхонь зубців проти зношування: підвищення твердості робочих поверхонь; захист від забруднення; використання мастил із відповідними властивостями.

Зайдання зубців (рис. 2.7г) найчастіше спостерігається у важконавантажених та високошвидкісних зубчастих передачах. Виникає в результаті руйнування масляної плівки, що призводить до великих швидкостей ковзання, зчеплення поверхневих часток матеріалів коліс із наступним задиранням.

Заходи запобігання: підвищення твердості робочих поверхонь, використання протизадирих присадок.

Найбільш вивченими є явища втомного викришування робочих поверхонь зубців у результаті дії циклічно змінних контактних напружень σ_H і явища втомної поломки зубців у результаті циклічної дії напружень згину σ_F . Вплив інших видів руйнування враховується під час вибору допустимих напружень.

ГОСТ 21354-87 рекомендує виконувати такі види розрахунків міцності зубців циліндричних евольвентних передач:

1. Розрахунок на контактну витривалість робочих поверхонь.
2. Розрахунок на контактну міцність за дії максимального навантаження для запобігання залишкової деформації або крихкого руйнування поверхневого шару зубців.
3. Розрахунок на витривалість під час згину.
4. Розрахунок на міцність під час згину максимальним навантаженням для запобігання залишкової деформації або крихкої поломки зубців.

2.2.6. Матеріали зубчастих коліс

Зубчасті колеса в основному виготовляють із *сталей*, що допускають термічну або хіміко-термічну обробку для забезпечення високої несучої здатності і довговічності зубчастих передач. Найбільше поширення мають якісні вуглецеві сталі, 40, 45, 50, 50Г та леговані – 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 35ХГСА та ін.

Залежно від твердості сталеві зубчасті колеса діляться на дві групи.

Якщо зубчасті колеса нарізують після термообробки заготовки, то максимальна допустима твердість поверхонь $H \leq 350\text{HB}$ (термообробки: нормалізація, поліпшення, об'ємне гартування). Достатня точність зубчастих коліс досягається без використання дорогих фінішних операцій. Така технологія характерна для умов малосерійного та індивідуального виробництва коліс. Колеса добре припрацьовуються. Для кращого припрацювання рекомендується призначати твердість робочих поверхонь зубців шестірні більшою від твердості робочих поверхонь зубців колеса:

$HB_1 = HB_2 + 20 \dots 30$ – для прямозубих коліс;

$HB_1 = HB_2 + 60 \dots 80$ (до 100) – для косозубих і шевронних коліс.

У передачах з підвищеною навантажувальною здатністю та малими габаритами використовуються колеса з твердістю робочих поверхонь зубців $H > 350\text{HB}$. Нарізування зубців таких коліс виконується до термообробки (об'ємного або поверхневого гартування, цементації, азотування, ціанування). Для виправлення профілю після термообробки поверхні зубців шліфують та полірують на спеціальних верстатах. Така технологія можлива і доцільна тільки в умовах великосерійного і масового виробництва зубчастих коліс.

Колеса великих діаметрів виготовляють із сталюого литва 40Л, 45Л, 50Л із наступним відпалюванням або нормалізацією.

Чавуни використовують для виготовлення зубчастих коліс тихохідних великогабаритних відкритих (іноді закритих) передач (сірі чавуни СЧ 20...СЧ 35, іноді високоміцні ВЧ).

Зубчасті колеса із *пластмас* виконують за необхідності забезпечення безшумної роботи передач. Працюють, зазвичай, в парі зі сталюими або чавунними колесами. Мають невисоку несучу здатність і довговічність. Для виготовлення зубчастих коліс використовують текстоліт, нейлон, капрон тощо.

2.2.7. Допустимі напруження

Допустимі контактні напруження визначають за формулою наведеною в ГОСТ 21354-87 (у тексті наведено із деякими спрощеннями):

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{HO} \cdot K_{HL}}{S_H}, \quad (2.21)$$

де $\sigma_{HO}(\sigma_{Hlimb})$ – границя контактної витривалості робочих поверхонь зубців, що відповідає базі випробувань N_{HO} ; дослідженнями встановлено, що ця границя залежить перш за все від твердості робочих поверхонь зубців, наприклад, під час нормалізації та поліпшення і твердості $H \leq 350\text{HB}$:

$$\sigma_{HO} = 2(HB) + 70 \text{ (МПа)}, \quad (2.22)$$

де S_H – коефіцієнт безпеки (запасу міцності), за однорідної структури матеріалу зубчастих коліс (нормалізація, поліпшення) $S_H = 1,1$; за неоднорідної (поверхневе загартування, цементация, азотування та ін.) $S_H = 1,2$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, враховує можливість підвищення допустимих напружень для короткочасно працюючих передач:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}, \quad (2.23)$$

якщо $N_{HO} < N_{HE}$, то $K_{HL} = 1$,

де N_{HO} – база випробувань, $N_{HO} = 30HB^{2,4}$; N_{HE} – еквівалентне число циклів зміни навантажень зубців за строк служби передачі, за постійного режиму навантаження:

$$N_{HE} = 60 \cdot n \cdot L_h, \quad (2.24)$$

де n – частота обертання зубчастого колеса; L_h – строк служби передачі в годинах;

за змінного режиму навантаження:

$$N_{HE} = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \cdot n_i \cdot t_i, \quad (2.25)$$

де T_i – навантаження, що діє на передачу впродовж часу t_i за частоти обертання n_i ; $T_{\max}$ – максимальне навантаження.

Під час розрахунків зубчастих передач на контактну витривалість в формули проектних розрахунків являють *розрахункове допустиме контактне напруження*:

– для прямозубих передач і косозубих передач у разі твердості коліс $H > 350 \text{ HB}$ за розрахункове допустиме контактне напруження береться менше із $[\sigma]_{H_1}$ і $[\sigma]_{H_2}$;

– для косозубих і шевронних передач (у разі твердості зубців хоча б одного колеса $H \leq 350 \text{ HB}$), конічних з крутовими зубцями:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}), \quad (2.26)$$

у разі виконання умов:

$[\sigma]_H \leq 1,25[\sigma]_{Hmin}$ – для циліндричних зубчастих передач;

$[\sigma]_H \leq 1,15[\sigma]_{Hmin}$ – для конічних зубчастих передач.

Допустимі граничні контактні напруження під час розрахунків на дію максимального навантаження визначають залежно від виду термічної або хіміко-термічної обробки зубчастих коліс:

$[\sigma]_{H \max} = 2,8\sigma_T$ (у разі поліпшення, нормалізації, об'ємного гартування з низьким відпусканням),

де σ_T – границя текучості матеріалу при розтягу;

$[\sigma]_{H \max} = 44 \text{ HRC}$ (у разі цементації, гартування нагріванням СВЧ);

$[\sigma]_{H \max} = 3 \text{ HV}$ (у разі азотування).

Допустимі напруження згину визначають окремо для зубців шестірни і колеса:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{FQ}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}, \quad (2.27)$$

де $\sigma_{FO}(\sigma_{Flimb})$ – границя витривалості зубців під час згину, що відповідає базі випробувань N_{FO} , визначається залежно від виду термічної або хіміко-термічної обробки зубчастих коліс, наприклад, у разі поліпшення і нормалізації:

$$\sigma_{FO} = 1,8 \cdot HB, \quad (2.28)$$

S_F – коефіцієнт безпеки (запас міцності), $S_F = 1,55 \dots 2,2$, в середньому $S_F = 1,7$;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, для зубчастих коліс із твердістю поверхонь зубців $H \leq 350HB$ і з шліфованою перехідною поверхнею незалежно від твердості:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \quad (2.29)$$

для зубчастих коліс із нешліфованою перехідною поверхнею за твердості $H > 350HB$:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \quad (2.30)$$

якщо $N_{FO} < N_{FE}$, то $K_{FL} = 1$;

де N_{FO} – база випробувань, $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$;

N_{FE} – еквівалентне число циклів зміни навантажень зубців за строк служби передачі, у разі *постійного* режиму навантаження $N_{FE} = N_{HE} = 60n \cdot L_h$; у разі *змінного* режиму навантаження $N_{FE} = 60 \sum (T_i / T_{\max})^3 \cdot n_i \cdot t_i$;

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує змінність напрямку навантаження на зубець; за незмінного напрямку (нереверсивна передача) $K_{FC} = 1$, у разі реверсивного навантаження $K_{FC} = 0,65 \dots 0,9$ залежно від термообробки.

Допустимі граничні напруження згину на дію максимального навантаження визначають за формулою:

$$[\sigma]_{Fmax} = \sigma_{Flim} / S_F \quad (2.31)$$

де σ_{Flim} – граничне напруження, що не спричинює залишкових деформацій або поломки зубців, наприклад, $\sigma_{Flim} = 4,8$ НВ (МПа) – для легированих та вуглецевих сталей після поліпшення та нормалізації.

2.2.8. Прямозубі циліндричні зубчасті передачі

Прямозубі колеса використовують за низьких колових швидкостей, здебільшого в планетарних редукторах, відкритих передачах, коробках передач, де необхідно передбачити осьове переміщення зубчастих коліс.

Сили в зачепленні

Обертальний момент T створює розподілене за контактними лініями навантаження, яке замінюється рівнодіючою зосередженою силою F_n , направленою вздовж нормалі до профілів зубців по лінії зачеплення і прикладеною в полюсі (рис. 2.8).

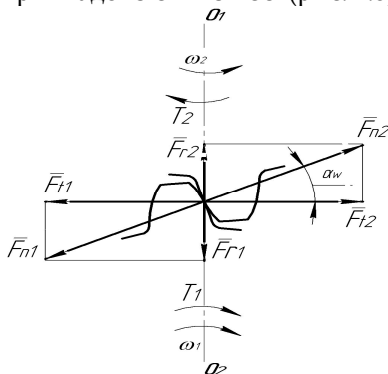


Рис. 2.8. Схема сил у зачепленні прямозубої передачі

Сила F_n розкладається на дві взаємно перпендикулярні складові:

колову силу F_t :

$$F_t = \frac{2T}{d} \quad (2.32)$$

та радіальну силу F_r :

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (2.33)$$

де α_w – кут зачеплення (звичайно $\alpha_w = 20^\circ$).

Для пари зубчастих коліс, що знаходяться в зачепленні, сили, що діють на зубці шестірні і колеса, відповідно дорівнюють:

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2; \quad (2.34)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w. \quad (2.35)$$

Нормальна сила дорівнює геометричній сумі сил F_t і F_r , а її абсолютна величина:

$$F_n = F_t / \cos \alpha_w. \quad (2.36)$$

Таке розкладання зручне для розрахунку зубців на міцність, а також валів та опор.

Напрямок сили F_t на веденому колесі співпадає з напрямом його обертання, а на ведучому – протилежний напрямку обертання. Радіальні сили направлені за радіусом до центрів коліс.

Розрахунок на контактну витривалість

Розрахунок ведеться для моменту зачеплення зубців коліс у полюсі P (рис. 2.5), оскільки дослідженнями встановлено, що викришування починається в зоні полюсної лінії. Контакт зубців розглядається як контакт двох циліндрів із радіусами ρ_1 і ρ_2 . Найбільші контактні напруження визначають за формулою Герца:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q}{2\rho_{36}}}, \quad (2.37)$$

де ρ_{36} – зведений радіус кривини профілів зубців у точці контакту; q – питоме нормальне навантаження (на одиницю довжини контактної лінії); Z_M – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів коліс:

$$Z_M = \sqrt{2E_1 \cdot E_2 / \{E_2(1 - \mu_1^2) + E_1(1 - \mu_2^2)\}},$$

де E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів відповідно шестірні і колеса; μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона; якщо колеса виготовлені з однакового матеріалу з характеристиками E і μ , то:

$$Z_M = \sqrt{E / [\pi(1 - \mu^2)]}, \quad (2.38)$$

якщо обидва колеса виконані із сталі, то $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$ і

$$Z_M = 275 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}.$$

Питоме розрахункове нормальне навантаження:

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma} K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (2.39)$$

де F_n – нормальна сила, що діє в зачепленні:

$$F_n = F_t / \cos \alpha_w; \quad (2.40)$$

l_Σ – сумарна довжина контактних ліній, в процесі зачеплення змінюється від b (однопарне зачеплення) до $2b$ (двопарне); для розрахунків беруть:

$$l_\Sigma = b_2 / Z_\varepsilon, \quad (2.41)$$

де b_2 – ширина зубчастого вінця колеса; $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$ – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною зубчастого вінця; визначається залежно від ширини вінця колеса та розміщення коліс відносно опор;

K_{HV} – коефіцієнт динамічності навантаження, який враховує появу в зачепленні додаткових динамічних сил; залежить від колової швидкості та ступеня точності передачі.

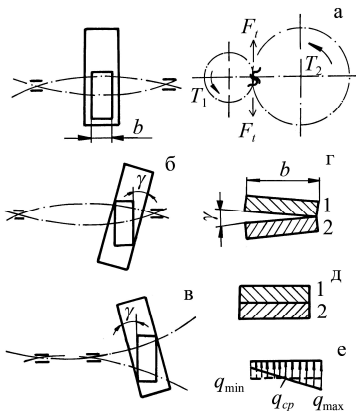


Рис.2.9. Концентрація навантаження за шириною зубчастих вінців коліс:

a – у разі симетричного розміщення коліс відносно опор; *б* – у разі несиметричного; *в* – у разі консольного; *г, д* – дотик зубців; *е* – розподіл навантаження за шириною вінця

$= b_2/d_1$), а також від розташування коліс відносно опор.

Зведений радіус кривини евольвент у точці контакту:

$$\frac{1}{\rho_{\text{зв}}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2},$$

де ρ_1, ρ_2 – радіуси кривини евольвентних профілів зубців відповідно шестірні і колеса у точці контакту;

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha_w; \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_w = \frac{d_1 \cdot u}{2} \cdot \sin \alpha_w;$$

$$\frac{1}{\rho_{\text{зв}}} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_1 \cdot u \cdot \sin \alpha_w} = \frac{2(u \pm 1)}{d_1 \cdot \sin \alpha_w \cdot u}. \quad (2.42)$$

Концентрація навантаження за довжиною лінії контакту зубців виникає внаслідок похибок напряму зубців під час виготовлення, пружних деформацій зубців, валів та їх опор. На рис. 2.9е наведено характеристику розподілу навантаження за шириною зубчастого вінця, викликаного прогинами валів. У результаті зубчасті колеса повертаються на кут взаємного повороту γ . У разі абсолютно жорстких зубців шестірні і колеса мало б місце торкання в точках (рис. 2.9г). Однак, в результаті пружних деформацій реальних зубців під навантаженням можливе їх торкання за лінією (рис. 2.9д). При цьому розподілення навантаження на лінії контакту зубців буде нерівномірним.

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta}$ визначають відношенням $q_{\text{max}}/q_{\text{cp}}$. Він залежить від кута перекосу і ширини колеса b_2 (або відношення ψ_{bd}

Підставивши (2.40), (2.41), в (2.39), а (2.39), (2.42) в (2.38) одержимо:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{F_t \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{2 \cdot \cos \alpha_w \cdot b_2} \cdot \frac{2(u \pm 1)}{d_1 \cdot \sin \alpha_w \cdot u'}}$$

тоді формула перевірного розрахунку на контактну витривалість має вигляд:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_e \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_2 \cdot d_1} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}} \leq [\sigma]_H, \quad (2.43)$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin(2\alpha_w)}}$ – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубців в полюсі зачеплення, якщо $\alpha_w = 20^\circ$ $Z_H = 1,76$.

У разі *проектного* розрахунку із формули (2.43) визначають основний розмірний параметр (d_1 , d_2 або a_w) передачі за такими даними: розрахункове навантаження (зазвичай, момент T_1 або T_2); режим навантаження передачі; строк служби передачі; передаточне число u ; матеріали зубчастих коліс, їх термообробка і твердість робочих поверхонь зубців.

Щоб позбутися одного невідомого в (2.43) вводяться безрозмірні параметри:

$\psi_{bd} = b_2/d_1$ – коефіцієнт ширини вінця колеса відносно дільного діаметра шестірні;

$\psi_{ba} = b_2/a_w$ – коефіцієнт ширини вінця колеса відносно міжосової відстані. Між собою ці параметри співвідносяться таким чином:

$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1)$, причому $\psi_{bd} \leq 1$ – для прямозубих передач та $\psi_{bd} \leq 1,5$ – для косозубих передач.

$$\text{Замінивши в (2.43) } F_t = \frac{2T_1}{d_1}; d_1 = \frac{2a_w}{u \pm 1}; b_2 = \psi_{bd} \cdot d_1$$

і розв'язавши відносно d_1 одержимо *формулу проектного розрахунку на контактну витривалість*:

$$d_1 = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot (u \pm 1)}{\psi_{bd} \cdot [\sigma]_H^2 \cdot u}}, \quad (2.44)$$

де $K_d = \sqrt[3]{10^3 \cdot 2(Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 K_{HV}}$, для прямозубих передач $K_d = 770$ МПа^{1/3}; якщо T_1 в Н·м, $[\sigma]_H$ в МПа.

Під час проектних розрахунків редукторів частіше визначають міжосьову відстань. Замінивши в (2.43):

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad d_1 = \frac{2a_w}{u \pm 1}; \quad b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad d_2 = d_1 u = \frac{2a_w \cdot u}{u \pm 1}$$

і розв'язавши (2.43) відносно a_w , одержимо:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{u \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_H^2}}$$

або

$$a_w = K_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_H^2}}, \quad (2.45)$$

де $K_a = \sqrt[3]{10^3 \cdot 0,5(Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 K_{HV}}$, для прямозубих передач $K_a = 490$ МПа^{1/3}, якщо T_1, T_2 в Н·м, $[\sigma]_H$ в МПа.

Розрахункове значення a_w бажано округлити до найближчого стандартного або вибрати значення із нормального ряду.

Розрахунок зубців на витривалість у разі згину

Під час виконання цього розрахунку беруть такі допущення (рис.2.10):

- все навантаження передається однією парою зубців;

- сили тертя на зубцях малі;
- навантаження прикладене до вершини зубця і направлене по нормалі до його профілю;
- зубець розглядається як защемлена одним кінцем консольна балка прямокутного перерізу;
- розподілене за шириною вінця навантаження замінюється зосередженою силою F_n , складові якої: колова F_t згинає зубець, а радіальна F_r стискує зубець:

$$F_t = F_n / \cos \alpha ; F_r = F_n / \sin \alpha ; F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha .$$

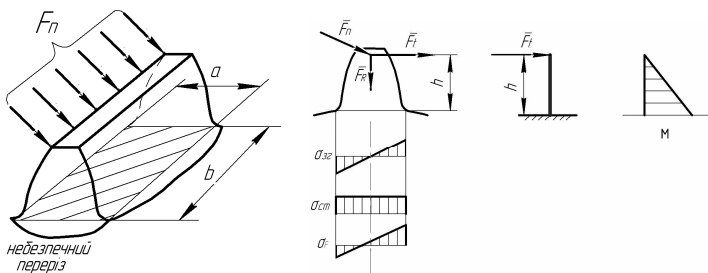


Рис. 2.10. До визначення напружень згину в зубцях

Оскільки втомні тріщини та руйнування починаються з боку робочого профілю, міцність зубців перевіряється саме з цього боку:

$$\sigma_F = \sigma_{zg} - \sigma_{cm} = \frac{M}{W_o} - \frac{F_r}{A} = \frac{F_t \cdot h \cdot 6}{b \cdot a^2} - \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{a \cdot b} ; \quad (2.46)$$

де $M = F_t \cdot h$; $W_o = ba^2/6$.

Замінивши розміри h і a на розміри пропорційні модулю m :

$$h = h' \cdot m \text{ і } a = a' \cdot m ,$$

одержимо:

$$\sigma_F = \frac{6 \cdot F_t \cdot mh'}{b \cdot m^2 (a')^2} - \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{a' \cdot m} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot \left(\frac{6h'}{(a')^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{a'} \right) = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_F,$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубця, визначається залежно від числа зубців і коефіцієнта зміщення вихідного контуру під час коригування.

Формула перевірного розрахунку зубців на витривалість у разі згину:

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b \cdot m} \leq [\sigma]_F. \quad (2.47)$$

Коефіцієнти $K_{F\beta}$ і K_{FV} враховують вплив тих же явищ, що і коефіцієнти $K_{H\beta}$ і K_{HV} , але у разі згину, тому і мають інші значення.

Під час *проектного* розрахунку із формули (2.47) визначають модуль, після заміни:

$$b_2 = \psi_m \cdot m;$$

де $\psi_m = \frac{b_2}{m}$ – коефіцієнт ширини вінця відносно модуля;
 $F_t = 2T_1/d_1$; $d_1 = mz_1$:

$$m = 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{FV}}{z_1 \cdot \psi_m \cdot [\sigma]_F}}, \quad (2.48)$$

m в мм, якщо T_1 в Н·м; $[\sigma]_F$ в МПа.

Розрахунок передач у разі дії максимального навантаження (перевантаження)

Розрахунок на контактну міцність виконують для запобігання залишкової деформації або крихкого руйнування поверхнього шару у разі короточасних перевантажень. Умова міцності:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}} \leq [\sigma]_{H \max}. \quad (2.49)$$

Розрахунок зубців на міцність у разі згину виконують для запобігання появи залишкової деформації або крихкої поломки зубців при короткочасних перевантаженнях. Умова міцності:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \left(\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} \right) \leq [\sigma]_{F \max} . \quad (2.50)$$

Відношення $\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}$ вказує можливе перевантаження передачі.

2.2.9. Косозубі циліндричні передачі

Особливості геометрії

Косозубі колеса використовують для відповідальних передач у разі середніх і високих колових швидкостей. При цьому, зазвичай, шестірні виконують з лівим напрямом зубця, колеса – з правим.

У косозубих передачах зубці розміщують під деяким кутом до твірної ділильного циліндра. Нарізування косих зубців виконують тим самим інструментом, що і прямих, тому профіль косоного зубця в нормальному перерізі співпадає з профілем прямого зубця.

Навантажувальна здатність косозубої передачі вища ніж прямозубої, тому що навантаження розподіляється на декілька зубців, зубці входять у зачеплення не за всією довжиною, а поступово, тому знижуються шум і динамічні навантаження. Недоліком косозубої передачі є виникнення осьової сили, яка додатково навантажує опори і вали.

Кут нахилу зубців є в межах $8^\circ \dots 20^\circ$ (шевронних $20^\circ \dots 40^\circ$). Якщо кут менший 8° – не проявляються позитивні якості косозубої передачі, великий кут – відчутний вплив осьової сили.

У торцевій площині косозубого колеса визначають коловий крок p_t і коловий модуль m_t , а в площині нормальній до напрямку зубця – нормальний крок p_n і нормальний модуль m_n (рис.2. 11):

$$p_t = p_n / \cos \beta; \quad (2.51)$$

$$m_t = p_t / \pi = m_n / \cos \beta \quad (2.52)$$

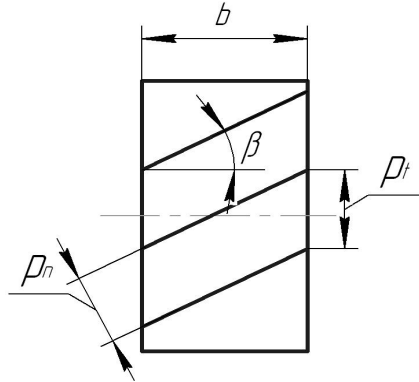


Рис. 2.11. Коловий і нормальний кроки косозубого колеса

Нормальні модулі стандартизовані.

Початковий (ділительний) діаметр:

$$d_w = d = m_t \cdot z = m_n \cdot z / \cos \beta. \quad (2.53)$$

Діаметр кола вершин зубців:

$$d_a = d + 2m_n. \quad (2.54)$$

Діаметр кола впадин:

$$d_f = d - 2,5m_n. \quad (2.55)$$

Еквівалентне колесо

Форму зубця визначає його нормальний переріз, тому для розрахунків косозубих коліс зручно користуватись розмірами еквівалентного прямозубого колеса, радіус якого дорівнює найбільшому радіусу кривини ρ_v в полюсі зачеплення еліпса одержаного за нор-

мального перерізу ділильного циліндричного косозубого колеса (рис. 2.12).

$$\rho_v = \frac{c^2}{e} = \frac{d^2 \cdot 2}{4(\cos^2 \beta) \cdot d} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta} . \quad (2.56)$$

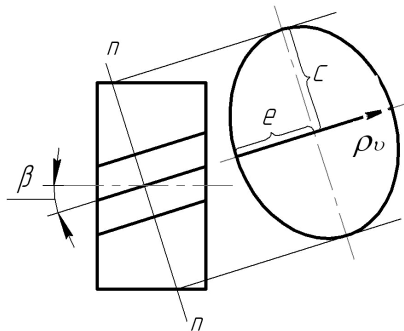


Рис. 2.12. До визначення радіуса еквівалентного колеса

Ділильний діаметр еквівалентного колеса:

$$d_v = 2\rho_v = d / \cos^2 \beta = \frac{m_t \cdot z}{\cos^2 \beta} = m_n \cdot z / \cos^3 \beta = m_n \cdot z_v . \quad (2.57)$$

Еквівалентне число зубців (число зубців еквівалентного колеса):

$$z_v = z / \cos^2 \beta . \quad (2.58)$$

Сили в зачепленні

Нормальна сила F_n , що виникає в зачепленні косозубої передачі, направлена за нормаллю до профілю косого зубця, тобто за лінією зачеплення еквівалентного колеса, і розкладається на дві складові (рис. 2.13):

- колову силу на еквівалентному колесі:

$$F_{tv} = F_n \cdot \cos \alpha ;$$

- радіальну на еквівалентному колесі?

$$F_{rv} = F_{tv} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

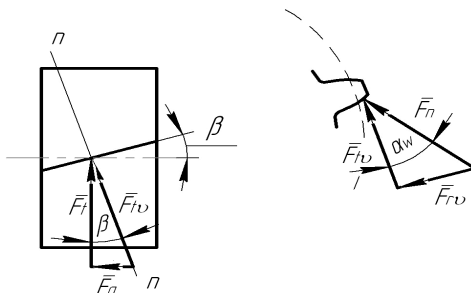


Рис.2.13 Визначення сил в косозубому зачепленні

До того ж складова F_{tv} розкладається на дві: колову силу $F_t = 2T/d$ і осьову $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$. Радіальна сила на еквівалентному колесі дорівнює радіальній силі на косозубому колесі:

$$F_r = F_{rv} = F_{tv} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}.$$

Таким чином, на зубці косозубих коліс, що знаходяться у зачепленні, діють однакові за модулем, але протилежно направлені сили (рис.2.14):

– колові: $F_{t_1} = F_{t_2} = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2$; (2.59)

– радіальні: $F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t1(2)} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}$; (2.60)

– осьові: $F_{a_1} = F_{a_2} = F_{t1(2)} \cdot \operatorname{tg} \beta$. (2.61)

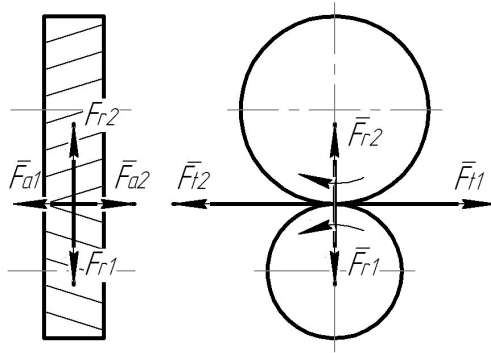


Рис. 2.14. Сили в зачепленні косозубої передачі

Розрахунки косозубих передач

Виконують як для прямозубих з урахуванням параметрів еквівалентних коліс.

Розрахунок на контактну витривалість

Формула *перевірочного розрахунку* косозубих передач має такий же вигляд, як і для прямозубих:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\gamma} \cdot K_{H\delta} (u \pm 1)}{b_2 \cdot d_1 u}} \leq [\sigma]_H. \quad (11.50)$$

Порівняно з розрахунком прямозубих передач зміни зазнають такі параметри:

$$Z_H = 1,76 \cdot \cos \beta; \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}; \quad \varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta.$$

Для врахування розподілу навантаження між зубцями вводять коефіцієнт $K_{H\alpha}$.

Формули проектного розрахунку:

$$d_1 = 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot (u \pm 1)}{\psi_{bd} \cdot [\sigma]_H^2 \cdot u}}; \quad (11.51)$$

$$a_w = 430 \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma]_H^2}}. \quad (11.52)$$

Із формул бачимо, що різниця полягає в коефіцієнтах K_d і K_a : для косозубих вони приблизно дорівнюють $K_d = 675 \text{ МПа}^{1/3}$ і $K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3}$.

Розрахунок на витривалість у разі згину

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot \frac{E_t}{b \cdot m_n} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma]_F, \quad (11.53)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубця, вибирається за еквівалентним числом зубців $z_v = z / \cos^3 \beta$; Y_β – коефіцієнт, що враховує нахил зубців:

$$Y_\beta = 1 - \beta / 140^\circ.$$

Розрахунки на міцність у разі дії максимальних навантажень виконують як і для прямозубих передач.

2.2.10. Конічні зубчасті передачі

Конічні зубчасті колеса використовуються в передачах, у яких осі валів перетинаються під деяким кутом, зазвичай, під кутом 90° .

Виготовлення і монтаж конічних передач складніший, ніж циліндричних. Для нарізування конічних коліс потрібні спеціальні верстати і інструмент. Забезпечити точність конічного зачеплення складніше, оскільки збільшується кількість параметрів, для яких необхідно витримати допуски. Одне з конічних коліс розміщується

консольно, що збільшує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубця. Все це призводить до того, що навантажувальна здатність конічної прямозубої передачі становить майже 85% навантажувальної здатності аналогічної циліндричної передачі.

Конічні колеса виконують з прямими, тангенціальними і круговими зубцями. Прямозубі колеса використовують у разі колових швидкостей не більших 2...3 м/с.

Геометричні параметри

На відміну від циліндричних коліс кочення двох конічних коліс можна розглядати як кочення без ковзання двох конусів.

Замість початкового і ділильного циліндрів вводяться поняття початкового і ділильного конуса, а також додаткових конусів: зовнішнього, внутрішнього і середнього. У некоригованій передачі початковий та ділильний конуси співпадають. Як і для циліндричних передач розглянемо параметри необхідні для розрахунків (рис. 2.15).

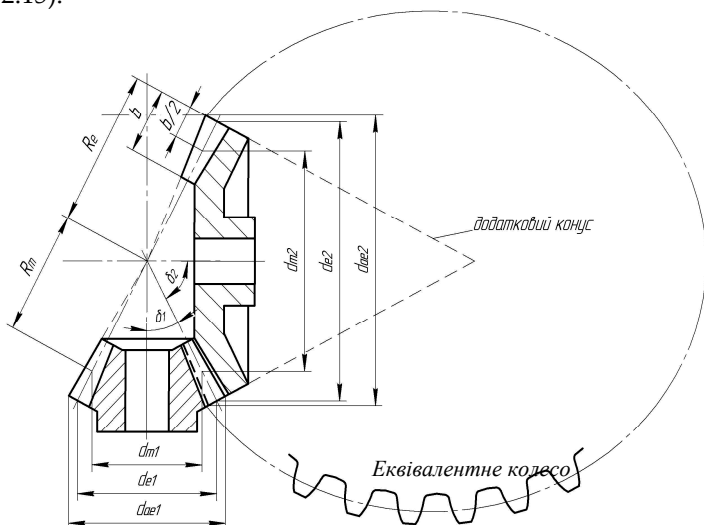


Рис. 2.15. Геометричні розміри конічної передачі

Конуси, твірні яких перпендикулярні до твірних основних ділильних конусів, називаються додатковими. Переріз зубців додат-

ковим конусом називається торцевим перерізом: розрізняють зовнішній, внутрішній і середній торцеві перерізи. Заміри розмірів зручніше виконувати за зовнішнім торцем, розміри в середньому перерізі використовуються під час силових розрахунків. Зовнішній і внутрішній торцеві перерізи формують зубчастий вінець конічного зубчастого колеса.

1. *Кути при вершинах ділительних конусів* шестірні δ_1 і колеса δ_2 ; розглядаються тільки для передач, у яких $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$.

Із рис. 2.15 бачимо, що $d_1 = 2R_e \cdot \sin \delta_1$, а $d_2 = 2R_e \cdot \sin \delta_2$, якщо передаточне число $u = z_2/z_1 = d_2/d_1$, то $u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$; якщо $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$

$$u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1, \quad (2.66)$$

звідки:

$$\delta_1 = \operatorname{arc} \operatorname{ctg} u = \operatorname{arc} \operatorname{tg}(z_1/z_2); \quad \delta_2 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} u = \operatorname{arc} \operatorname{tg}(z_2/z_1). \quad (2.67)$$

2. *Конусні відстані:*

$$\begin{aligned} \text{зовнішня:} \quad & R_e = R_m + 0,5b; \\ \text{середня:} \quad & R_m = R_e - 0,5b, \end{aligned} \quad (2.68)$$

де b – ширина зубчастого вінця.

3. *Зовнішній коловий модуль m_e , модуль зубців конічних зубчастих коліс* не є постійним у різних перерізах, тому часто за стандартний беруть модуль у зовнішньому перерізі зубців.

4. *Зовнішні ділительні діаметри* шестірні і колеса:

$$d_{e1} = m_e z_1; \quad d_{e2} = m_e z_2. \quad (2.69)$$

5. *Зовнішні діаметри вершин зубців* шестірні і колеса:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2. \quad (2.70)$$

6. Зовнішні діаметри впадин шестірні і колеса:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4m_e \cdot \cos \delta_1; \quad d_{fe2} = d_{e2} - 2,4m_e \cdot \cos \delta_2. \quad (2.71)$$

7. Середній коловий модуль зубців:

$$m_m = m_e(R_m/R_e). \quad (2.72)$$

8. Середні ділительні діаметри шестірні і колеса:

$$d_{m1} = m_m z_1; \quad d_{m2} = m_m z_2. \quad (2.73)$$

9. Ширина зубчастого вінця:

$$b = K_{be} R_e, \quad \text{за умови, що } b \leq 10m_e, \quad (2.74)$$

де K_{be} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця, $K_{be} = b/R_e = 0,25 \dots 0,30$.

Додаткові співвідношення між розмірами конічних зубчастих передач:

зовнішня конусна відстань:

$$R_e = m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 d_{e1} \sqrt{1 + u^2}; \quad (2.75)$$

середня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0,5b = R_e(1 - 0,5K_{be}). \quad (2.76)$$

Сили в зачепленні

Розподілене навантаження на зубці прямозубих конічних коліс замінюється зосередженою силою F_n , прикладеною у середньому перерізі. Силу F_n замінимо двома взаємно перпендикулярними складовими F_t і F'_r (рис. 2.16), останню теж замінимо її складовими F_r і F_a . Таким чином маємо три взаємно перпендикулярні складові нормальної сили:

а) *колова сила*:

$$F_t = 2T/dm;$$

б) *радіальна сила*:

$$F_r = F_r' \cdot \cos \delta = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta;$$

в) *осьова сила*:

$$F_a = F_r' \cdot \sin \delta = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta.$$

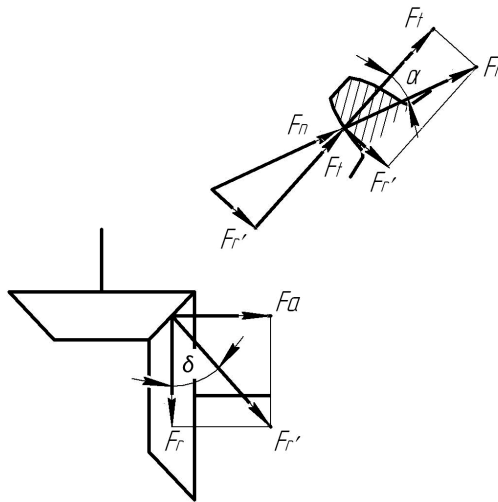


Рис. 2.16. Нормальна сила, що діє на зубець конічного колеса

У зачепленні конічної передачі на зубці шестірні і колеса діють у протилежних напрямках однакові нормальні сили, складові яких (рис. 2.16):

- *колова сила на шестірні дорівнює коловій силі на колесі*:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2T_1/d_{m1}, \quad (2.77)$$

- радіальна сила на шестірні дорівнює осевій силі на колесі:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, \quad (2.78)$$

- осьоова сила на шестірні дорівнює радіальній силі на колесі:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2. \quad (2.79)$$

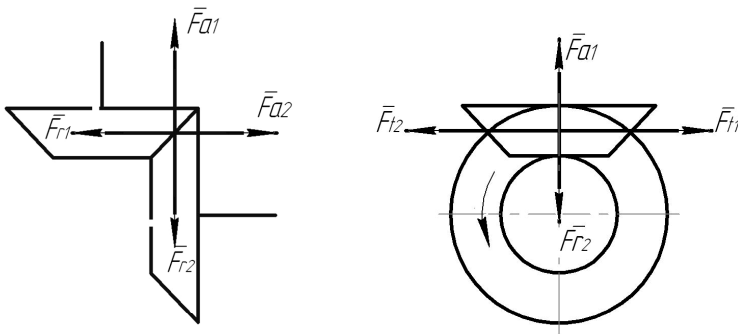


Рис. 2.17. Сили в зачепленні конічної передачі

Еквівалентне колесо

Форма зубця конічного колеса в нормальному перерізі додатковим конусом така ж, як і в зубця циліндричного прямозубого колеса, тому для розрахунків конічного колеса використовують розміри еквівалентного йому прямозубого циліндричного, одержаного розгорткою додаткового конуса (рис. 2.15). Діаметр еквівалентного колеса:

$$d_v = d / \cos \delta; \quad (2.80)$$

$$z_v \cdot m_a = z \cdot m_z / \cos \delta; \quad (2.81)$$

еквівалентне число зубців (число зубців еквівалентного колеса):

$$z_v = z / \cos \delta. \quad (2.82)$$

Розрахунки прямозубих конічних передач

Розрахунок на контактну витривалість зубців

Розрахунок ведеться як розрахунок прямозубої циліндричної передачі з еквівалентними зубчастими колесами в середньому перерізі.

Вихідною є формула Герца:

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{\frac{q_m}{2\rho_{\text{зв}}}}.$$

Зведений радіус кривини робочих поверхонь у середньому перерізі:

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cdot \cos \delta_1}{d_{m_1} \cdot \sin \alpha} + \frac{2 \cdot \cos \delta_2}{d_{m_2} \cdot \sin \alpha} = \frac{2}{d_{m_1} \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right);$$

враховуючи те, що:

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{tg^2 \delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}; \quad \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{tg^2 \delta_1 + 1}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}};$$

одержимо:

$$\frac{1}{\rho_{\text{зв}}} = \frac{2}{d_{m_1} \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right). \quad (2.83)$$

Питоме розрахункове навантаження в середньому перерізі:

$$q_m = (q_{\max} + q_{\min})/2 = F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} / (0,85 \cdot b \cdot \cos \alpha \cdot \varepsilon_\alpha), \quad (2.84)$$

де коефіцієнт 0,85 враховує зниження несучої здатності прямозубої конічної передачі порівняно з циліндричною.

Формула *перевірочного розрахунку* прямозубої конічної передачі на контактну витривалість зубців:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{0,85 \cdot b \cdot d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq [\sigma]_H. \quad (2.85)$$

Під час *проектного розрахунку* визначають або зовнішній діаметр колеса d_{e2} , або середній діаметр шестерні d_{m1} .

$$\text{Замінивши } F_t = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2T_1}{d_{m1}}; \quad b = K_{be} \cdot R_e,$$

одержимо розрахункове значення зовнішнього діаметра колеса:

$$d_{e2} = 1000 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u}{0,85 \cdot [\sigma]_H^2 \cdot K_{be} \cdot (1 - K_{be})}} \quad (\text{мм}), \quad (2.86)$$

при цьому T_2 в Н·м; $[\sigma]_H$ МПа,

для редукторів рекомендують розраховане значення d_{e2} заокруглити до найближчого із стандартного ряду;

середній діаметр шестірни:

$$d_{m1} = 770 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot (2 - K_{be})}{0,85 \cdot K_{be} \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H^2}}.$$

Розрахунок прямозубої конічної передачі на витривалість у разі згину

Перевірка зубців конічної передачі на витривалість у разі згину аналогічна перевірці зубців циліндричної:

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{0,85 \cdot b \cdot m_m} \leq [\sigma]_F, \quad (2.87)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубців, який залежить від еквівалентного числа зубців (2.82).

Під час проектного розрахунку, зазвичай, визначають середній модуль, через нього зовнішній модуль, значення якого рекомендується заокруглювати до найближчого стандартного:

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot (2 - K_{be})}{0,85 \cdot K_{be} \cdot u \cdot z_1^2 \cdot [\sigma]_F}} \quad (2.88)$$

Розрахунки конічних передач на міцність у разі дії максимальних навантажень виконують як і для циліндричних передач.

2.2.11. Циліндричні передачі з зачепленням Новикова

У 1954 році М.Л. Новіков запропонував нове зачеплення з підвищеною несучою здатністю (рис. 2.18). В зубчастій передачі Новикова профіль зубця являє собою циліндричну поверхню.

Переваги зубчастих передач із зачепленням Новикова: початковий контакт зубців в точці переміщується уздовж зубця з постійною швидкістю, кут тиску також постійний; більший зведений радіус кривини разі дотику колових поверхонь і збільшення швидкості кочення профілів уздовж зубця сприяє утворенню мастильного прошарку, що підвищує навантажувальну здатність у 1,3...1,5 рази порівняно з косозубою евольвентною циліндричною передачею.

Недоліком передачі Новикова є велика чутливість до зміни міжосьової відстані, яка викликає зменшення ділянки контакту, тому виникає потреба більш

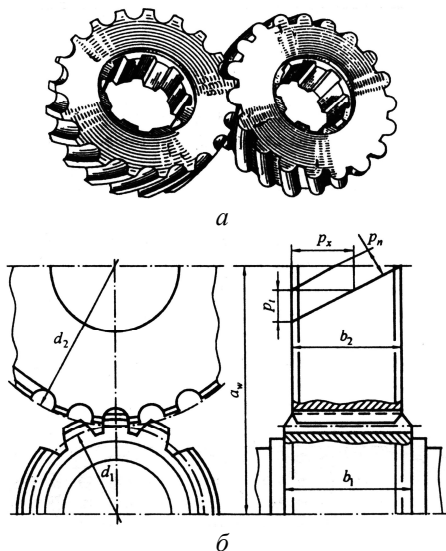


Рис. 2.18. Циліндрична передача із зачепленням Новикова:

a – зовнішній вид зубчастих коліс;
б – деякі геометричні параметри зачеплення

жорстких допусків на виготовлення коліс, міжосьову відстань та більш жорстких валів і їх опор.

Зубчаста передача Новикова буває двох типів: з однією лінією зачеплення або з двома.

У передачах з однією лінією зачеплення профілі різні, у шестірні – опуклий, у колеса увігнутий (рис. 2.18б). Недолік таких передач – складніша технологія виготовлення.

У передачах з двома лініями зачеплення профілі зубців коліс однакові. Під навантаженням одночасно виникають дві ділянки контакту, але на різних зубцях. Навантаження розподіляється між двома зубцями, що підвищує навантажувальну здатність передачі.

Перевірний розрахунок на контактну витривалість ведеться за формулою Герца:

$$\sigma_H = 3750 \sqrt{\frac{T_1 \cdot z_1^{1.5} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{\beta u}}{d_1 \cdot K_\varepsilon}} \leq [\sigma]_H, \quad (2.89)$$

де T_1 – момент на шестірні; d_1 і z_1 – дільний діаметр і число зубців шестірні; K_ε – коефіцієнт, що враховує осьове перекриття ($K_\varepsilon = 2; 4; 6$); $K_{\beta u}$ – коефіцієнт урахування кута нахилу β і передаточного числа u :

$$K_{\beta u} = \left[(u+1)/u \cos^3 \beta \right]^{0.5} \lg \beta; \quad (2.90)$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації напруження, приблизно визначається, як для евольвентної передачі; $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт урахування динамічного навантаження, який залежить від ступеня точності виготовлення і швидкості обертання передачі; $[\sigma]_H$ – допустимі контактні напруження, визначають за формулами для евольвентної передачі.

Під час *проектного розрахунку* визначають діаметр дільного кола шестірні з формули (11.77), а послідовність значень z_1 згідно з рекомендованим рядом $z_1 = 14 \dots 22$.

Перевірний розрахунок зубців на згин виконують за умовою:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_m \frac{2T_1 \cdot z_1^2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}{d_1^3 \cdot b \cdot K_\varepsilon \cdot K_p \cdot \cos^3 \beta} \leq [\sigma]_F, \quad (2.91)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубця, який залежить від еквівалентного числа зубців $z_v = z / \cos^3 \beta$; Y_m – коефіцієнт, що враховує вплив

модуля зачеплення, $Y_m = 0,68m^{0,2}$; K_p – коефіцієнт, що враховує вплив геометрії місць дотику профілів зубців, залежить від відношення радіуса кривини ρ та модуля; $[\sigma]_F$ – допустиме напруження на згин зубців, вибирається за аналогією з евольвентними передачами.

2.2.12. Планетарні передачі

Загальні відомості

Планетарною передачею називається зубчато-важільний механізм із складним обертним рухом зубчастих коліс, які мають рухомию вісь обертання і обкочуються за так званими центральними колесами, знаходячись у постійному внутрішньому або зовнішньому зачепленні.

Планетарна передача (рис. 2.19) складається із: центральних коліс із зовнішніми і внутрішніми зубцями z_a, z_b ; сателітів z_g, z ; водила h , на якому розташовані осі сателітів.

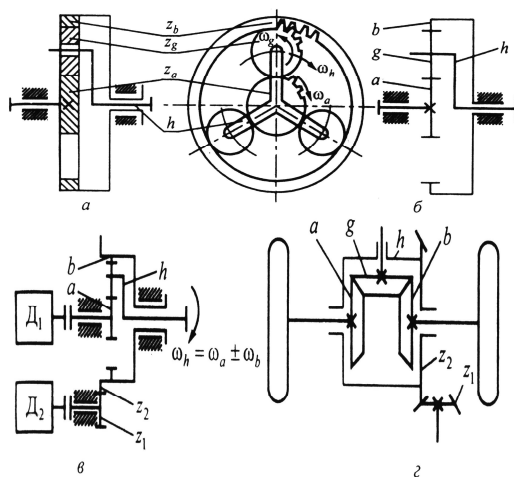


Рис. 2.19. Планетарні передачі:

a – конструктивна схема; *б* – кінематична схема передачі; *в* – підсумкова диференціальна передача; *г* – розкладна диференціальна передача

Принцип роботи планетарних передач: у разі закріпленого колеса z_b ($\omega_b = 0$) його обертання z_a (ω_b) викликає обертання сателіта z_g відносно власної осі зі швидкістю ω_g . Кочення сателіта за z_b переміщує його вісь і обертає водило зі швидкістю ω_h .

Сателіт здійснює обертання відносно водила зі швидкістю $\omega_g^h = \omega_g - \omega_h$ і сумісно з водилом (переносний рух).

Основними ланками планетарної передачі є ті, що сприймають зовнішні моменти і обертаються навколо осі водила. Довільна основна ланка може бути зупинена.

Диференціальною називають передачу, в якій всі основні ланки рухомі. Диференціальні передачі бувають: підсумкові, в яких здійснюється підсумування руху ланки z_a і ланки z_b на водилі h (рис. 2.19в) і розкладні (рис. 2.19г)– диференціал заднього моста автомобіля), обертання водила h розкладається між колесами z_a і z_b .

Переваги планетарних передач: менші габарити та маса; більші передаточні відношення за малої кількості коліс; можливість використання в системах автоматичного керування.

Недоліки планетарних передач: підвищені вимоги до точності виготовлення; більша кількість підшипників кочення; к.к.д. зменшується із збільшенням передаточного відношення.

Кінематика планетарних передач

Передаточне число позначається літерою з індексами – u_{ah}^b ; нижні індекси – напрям передачі руху, верхні – нерухома ланка, відносно якої розглядається рух.

Кінематичний аналіз планетарних передач виконують за методом Вілліса. При цьому всій передачі умовно надається обертання з кутовою швидкістю водила ω_h , тобто водило умовно зупиняється, а інші ланки звільнюються. Одержаний механізм називається перетвореним, його ланки матимуть кутові швидкості:

$$\omega_a = \omega_a - \omega_h; \quad \omega_b = \omega_b - \omega_h; \quad \omega_h - \omega_h = 0, \quad (2.92)$$

а передаточне число визначають за формулою Вілліса:

$$u_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = \frac{n_a - n_h}{n_b - n_h}. \quad (2.93)$$

Передаюче число u_{ah}^b має знак мінус для зовнішнього зачеплення (різний напрям кутових швидкостей) і плюс – для внутрішнього (рис. 2.19а):

$$u_{ah}^b = \left(-\frac{z_g}{z_a} \right) \left(\frac{z_b}{z_g} \right) = -\frac{z_b}{z_a}. \quad (2.94)$$

Залежно від того, яке колесо зупинене b ($\omega_b = 0$) чи a ($\omega_a = 0$), передаюче число дорівнює:

$$\begin{aligned} u_{ah}^b &= \frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 - u_a^h = 1 + \frac{z_b}{z_a}; & \text{якщо } \omega_b = 0; \\ u_{bh}^a &= \frac{\omega_b}{\omega_h} = 1 - \frac{1}{u_{ah}^h} = 1 + \frac{z_a}{z_b}; & \text{якщо } \omega_a = 0. \end{aligned} \quad (2.95)$$

Формули для визначення передаючих відношень для передач, виконаних за іншими схемами, наведені у табл. 2.1.

Частоту обертання основних ланок знаходять за формулами (2.93). При розрахунку на міцність зачеплень і підшипників сателітів частоту обертання визначають відносно водила, тобто $n_g^h = n_g - n_h$. Відносна частота обертання сателіта n_g визначається із формул:

$$\frac{n_g - n_h}{n_a - n_h} = u_{ga}^h = -\frac{z_a}{z_g}; \quad n_g - n_h = -\frac{z_a}{z_g} (n_a - n_h), \quad (2.96)$$

де n_a та n_h – відомі величини (перше – задане, друге – знаходиться за наведеними у табл. 2.1 формулами).

За усталеного руху система зубчастих коліс знаходиться у рівновазі. Для неї можна записати два рівняння рівноваги:

$$\begin{aligned} T_a + T_h + T_b &= 0; \\ T_a \omega_a + T_h \omega_h + T_b \omega_b &= 0, \end{aligned} \quad (2.97)$$

або, якщо $\omega = 0$ момент на водилі:

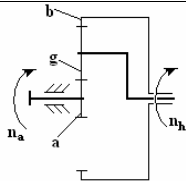
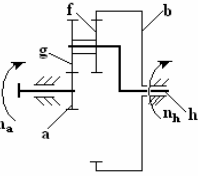
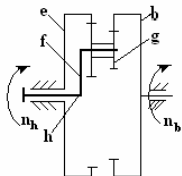
$$T_h = -T_a \cdot u_{ah}^b \cdot \eta_{ah}^b,$$

де η_{ah}^b – к.к.д. механізму.

На ведучій ланці беруть момент зі знаком плюс, а на веденій – зі знаком мінус.

Таблиця 2.1

**Передаточні числа та к.к.д.
для різних схем планетарних передач**

Схема передачі	Передаточні числа	К.к.д. зачеплення та підшипників сателітів
	$u_{ah}^b = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b}{z_a};$ $u_{ah}^b = 3 \dots 8$	$\eta = 1 - \frac{u_{ah}^b - 1}{u_{ah}^b} \psi_{ah}^b;$ $\eta_{ah}^b = 0,98 \dots 0,96.$
	$u_{ah}^b = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b \cdot z_g}{z_a \cdot z_f};$ $z_{ah}^b = 8 \dots 19$	$\eta_{ah}^b = 1 - \frac{u_{ah}^b - 1}{u_{ah}^b} \psi_{ah}^b;$ $\eta_{ah}^b = 0,97 \dots 0,95$
	$u_{hb}^e = \frac{n_h}{n_b} = \frac{1}{1 - \frac{z_e \cdot z_g}{z_f \cdot z_b}};$ $\frac{z_e \cdot z_g}{z_f \cdot z_b} \rightarrow 1; u_{hb}^e \rightarrow \infty;$ $u_{hb}^e = 30 \dots 1000$	$\eta_{hb}^e = \frac{1}{1 + (u_{hb}^e - 1) \psi_{be}^h};$ $\eta_{hb}^e = 0,85 \dots 0,15$

К.к.д. планетарних передач

Втрати потужності складаються із втрат на тертя у зачепленнях і підшипниках сателіту – η_z , на розміщування мастила η_k . У разі великих швидкостей водила враховують аеродинамічні втрати – η_a :

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_k \cdot \eta_a. \quad (2.98)$$

Втрати потужності на тертя в зачепленні і опорах сателітів залежать тільки від швидкості відносно водила. Наприклад, для першої схеми в табл. 2.1:

$$P_{mp} = T_{mp} (\omega_n - \omega_h) = T_a (\omega_n - \omega_h) \psi^h,$$

де P_{mp} – потужність тертя; ψ^h – коефіцієнт втрат; $T_{mp} = T_a \psi^h$ – момент тертя.

Повна підведена потужність на ведучій ланці $P_a = T_a \omega_a$. Тоді за умови, що $\eta = (P_a - P_{mp}) / P_a = -P_{mp} / P_a$, отримаємо:

$$\eta_{ah}^b = 1 - \frac{u_{ah}^b - 1}{u_{ah}^b} \psi^h, \quad (2.99)$$

де ψ^h – коефіцієнт втрат для оберненого механізму:

$$\psi^h = \psi_{ag}^h + \psi_{gb}^h + \psi_n^h;$$

ψ_{ag}^h, ψ_{gb}^h – коефіцієнти втрат в зачепленнях; ψ_n^h – втрати в підшипниках сателітів:

$$\psi_n^h = \sum_1^i \left| \frac{T_i (\omega_i - \omega_h)}{T_h \cdot \omega_h} \right|,$$

T_i, ψ_i – момент тертя і кутова швидкість i -го сателіта; T_h, ψ_h – момент і кутова швидкість вихідної ланки (водила).

Під час проектного розрахунку можна брати $\psi_n^h = 0,005 \dots 0,01$ (більше значення для схеми 3 в табл. 2.1).

Сили в зачепленні

Особливості визначення сил у зачепленні планетарної передачі пов'язані з розподілом навантаження між сателітами (рис. 2.20). У передачі з трьома сателітами момент T_a на центральному колесі урівноважується силами в зачепленнях сателітів:

$$T_a = 0,5 d_{wa} (F_{ta} + F_{tb} + F_{tg}),$$

де d_{wa} – діаметр початкового кола центрального колеса; F_{ta} , F_{tb} , F_{tg} – сили в зачепленнях сателітів.

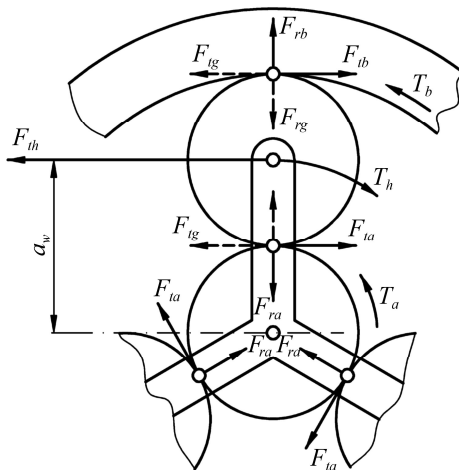


Рис. 2.20. Сили в зачепленні планетарної передачі

Значення колових та радіальних сил визначають із формул:

$$F_{ta} = 2T_a k_w / (d_{wa} n_w); F_{tb} = 2T_b k_w / (d_{wb} n_w); F_{tc} = 2T_c k_w / (d_{wc} n_w);$$

$$F_r = F_{tg} \alpha_w; F_{th} \approx F_{ta} + F_{tb},$$

де T_a, T_b, T_e – значення моментів на ланках a, b, e ; F_{ta}, F_{tb}, F_{te} – колові сили; F_r – радіальна сила; d_w – діаметри початкових кіл коліс

$$d_w = m \cdot z \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w,$$

тут α, α_w – кути вихідного контуру та зачеплення, для коліс без зміщення вихідного контуру $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$, $d_w = d = m \cdot z$; n_w – число сателітів; k_w – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами, $k_w = 1, 1.1 \dots 2$.

Розрахунок планетарної передачі

Розрахунок починається з вибору числа зубців коліс, при цьому необхідно, щоб зубчасті колеса задовольняли вимогам складання: співвісності, симетричному розташуванню сателітів, сусідству.

Число зубців z_a рекомендують вибирати: $z_a = 21 \dots 24$ для коліс з $H \leq 350HB$; $z_a = 18 \dots 21$ для коліс з $H = (35 \dots 52)HRC$; $z_a < 18$ для коліс $H > 52HRC$.

Умова співвісності пов'язана з рівністю міжосьових відстаней різних пар зачеплення коліс.

Для прямозубої планетарної передачі умову визначають за формулою:

$$m(z_a + z_g)/2 = m(z_b - z_g)/2; \quad z_g = (z_b - z_a)/2. \quad (2.101)$$

Умова симетричного розташування сателітів. Для виконання цієї умови необхідно, щоб число зубців центрального колеса було кратне кількості сателітів. Таким чином необхідно, щоб відношення z_a/n_w ; z_b/n_w або $(z_a + z_a)/n_w$ були цілими числами (n_w – число сателітів).

Умова сусідства. Ця умова вимагає, щоб сателіти не чіпляли один одного. Це буде виконуватися за умови:

$$2a_{\text{wag}} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_w}\right) \geq (d_g)_a,$$

$$(z_a + z_g) \cdot \sin(\pi/n_w) \geq z_g + 2.$$

Розрахунок на міцність планетарних передач виконують за тими самими залежностями, що і для циліндричних зубчастих передач.

2.2.13. Хвильові передачі

Загальні відомості

Хвильова механічна передача – це механізм, який перетворює параметри обертального руху. При цьому рух між ланками передається переміщенням хвилі деформації гнучкої ланки.

Кінематична схема хвильової передачі (рис. 2.21) складається із: гнучкого колеса z_1 із зовнішніми зубцями; жорсткого колеса z_2 із внутрішніми зубцями; генератора хвиль h .

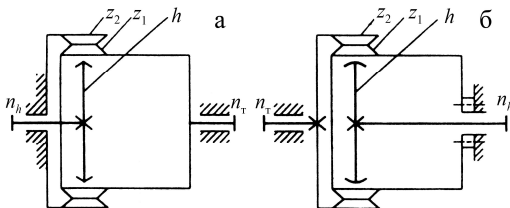


Рис. 2.21. Кінематичні схеми хвильових передач:

a – гнучке колесо кріпиться до валу;

6 – з рухомим жорстким колесом

На рис. 2.21а гнучке колесо кріпиться до валу. На рис. 2.21б наведено схему хвильової передачі з рухомим жорстким колесом, що з'єднане з валом та обертається сумісно з ним. Гнучке колесо виконується як тонкостінний циліндр, що може легко деформуватися.

Генератор хвиль виконується більшим за довжиною, ніж діаметр виступів зубців гнучкого колеса. При цьому ділильний діаметр зубців гнучкого колеса d_1 менший діаметра жорсткого колеса d_2 на величину $2a\omega = d_2 - d_1$. Параметр ω – називають розміром деформування.

Мета деформування – отримати більшу кількість пар зубців зачеплення, при цьому збільшується навантажувальна здатність

передачі. Для забезпечення багатопарного зацеплення вибирають кулачок визначеної форми (генератор хвиль), величину деформації ω та геометрію профілю зубців.

Переваги хвильових передач: великі передаточні числа (від 70 до 300), менші маса та габарити передачі, ніж у зубчастих передачах.

Недоліки хвильових передач: складне виготовлення коліс із малим модулем (0,15...2 мм); складна технологія виготовлення гнучкого тонкостінного колеса; обмежені частоти обертання генератора хвиль через виникнення вібрації.

Граничні значення частоти обертання n_h залежно від $d_1 = m \cdot z_1$ за рідинного змащування: якщо $d_1 \leq 480$ мм, $n_h = 550 + 4,82 \cdot 10^5 / d_1$; якщо $d_1 > 480$ мм, $n_h = 5,2 \cdot 10^5 / d_1$. У разі пластичного змащування граничну частоту обертання слід зменшувати в 4...5 разів.

Передаточне число хвильової передачі визначається формулою Вільліса:

$$\frac{n_1 - n_h}{n_2 - n_h} = u_{1,2}^h = \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.102)$$

де n_1 , n_2 , n_3 – частоти обертання коліс гнучкого та жорсткого, генератора хвиль відповідно.

У разі нерухомого жорсткого колеса ($n_2=0$) передаточне відношення хвильової передачі:

$$u_{h,1}^{(2)} = \frac{n_h}{n_1} = \frac{z_1}{z_2 - z_1}.$$

Знак мінус вказує на різний напрям обертання ведучої та веденої ланки, якщо закріплено колесо z_2 .

Розмір деформування ω та передаточне відношення знаходяться в такій залежності:

$$u_{h,1}^{(2)} = \left| -\frac{z_1}{(z_2 - z_1)} \cdot \frac{m}{m} \right| = \frac{d_1}{2\omega_0}; \quad \omega_0 = \frac{d_1}{2u_{h,1}^{(2)}}.$$

Мінімальне передаточне відношення обмежується міцністю на згин зубчастого гнучкого колеса.

Раціональні значення передаточних відношень знаходяться в межах $70 \leq u \leq 320$.

Кількість зубців коліс вибирають з умови $(z_2 - z_1)/n_w = k_z$, де n_w – число хвиль ($n_w = 2 \dots 3$); $k_z = 1; 2$ – коефіцієнт кратності.

Для двохвильових передач $n_w = 2$; $k_z = 1$; $z_1 = 2|u_{h,1}^{(2)}|$; $z_1 = z_2 + 2$.

Якщо збільшується k_z , то збільшується число зубців коліс, при цьому $d_1 = m z_1 = \text{const}$ та $\omega = k_z m = \text{const}$.

Розрахунок хвильової зубчастої передачі

Основними критеріями роботоzдатності хвильових передач є: втомне руйнування гнучкого колеса; руйнування підшипників кочення генератора хвиль; спрацювання зубців.

Попередньо визначають діаметр гнучкого колеса за критерієм опору втомі:

$$D_y = \frac{D_0}{1 - 2,3 \cdot 10^{-10} \cdot n_h^2 \cdot D_0}, \quad (2.103)$$

де $D_0 = 105 \sqrt{\frac{T \cdot [S] \cdot k_\sigma}{0,16 \cdot u^{0,5} \cdot \sigma_{-1}}}$; T – момент на тихохідній ланці пере-

дачі; n_h – частота обертання генератора хвиль; u – передаточне відношення; σ_{-1} – границя витривалості матеріалу; $[S]$ – допустимий коефіцієнт безпеки, $[S] = 1,6 \dots 1,7$.

Діаметр отвору гнучкого колеса (рис. 2.22) за критерієм динамічного навантаження підшипника визначається за формулою:

$$D_n = \left(\frac{TBk_t}{Ak_L} \sqrt[3]{L_h n_h} \right), \quad (2.104)$$

де B – коефіцієнт, який урахує тип підшипника, $B = 0,125 \dots 0,15$; L_h – ресурс роботи передачі; k_t – коефіцієнт урахування температурного режиму роботи; k_L – коефіцієнт ймовірності безвідмовної роботи підшипника; A, p – коефіцієнт та показник степеня, які залежать від розміру діаметрів D_n та D_y .

Для D_n і $D_y \leq 280$ мм – $A = 0,022$, $p = 0,357$; а для D_n і $D_y > 280$ мм – $A = 0,021$, $p = 0,417$.

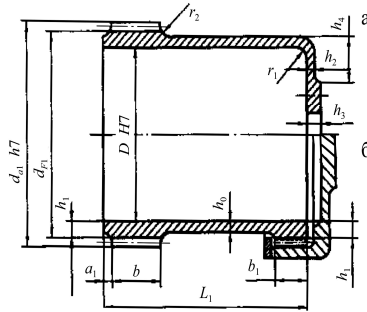


Рис. 2.22. Можливі конструкції гнучкого колеса

З визначених діаметрів D_n та D_y беруть більший діаметр та округлюють його до стандартних значень D . Визначають модуль $m = D/z_1$ та товщину обода зубчастого вінця h_1 :

$$h_1 / D = \left(65 + 25\sqrt{u^2} \right) 10^{-4} \approx (70 + 0,5u) 10^{-4}. \quad (2.105)$$

Товщину оболонки гнучкого колеса визначають із співвідношення $h_0 = (0,7 \dots 0,8)h_1$, а довжину $L_1 = (0,8 \dots 0,6)D$ (рис. 2.21).

Розміри генератора хвиль (рис. 2.23) визначають з урахуванням деформації ω . Розрахункова радіальна деформація генератора хвиль дорівнюватиме:

$$\omega_c = \omega_0 + \delta_e + \delta_o + \delta_c,$$

де δ_e – ймовірність відхилень, $\delta_e = 0,005\sqrt{D}$; δ_o – пружна деформація вала генератора та жорсткого колеса, що визначається:

$$\delta_o = 30 \cdot \frac{T \cdot k_f}{E \cdot D} \left(\frac{r_2}{h_2} \right)^3 \leq 0,03,$$

де k_1 – коефіцієнт перевантаження, $k_1 = 1,8 \dots 2,2$; r_2/h_2 – відношення середнього радіуса обода жорсткого колеса до товщини обода, $r_2/h_2 = 3,8 - D/2000$; δ_c – спрацювання деталей під час експлуатації, що визначається:

$$\delta_c = 0,67 \cdot 10^{-6} \sqrt{L_h \cdot n_h \cdot D};$$

де L_h – ресурс роботи передачі.

Кулачковий генератор хвиль (рис. 2.23а). Профіль кулачка визначає радіус-вектор кулачка:

$$\rho = 0,5d_n + W_z \cdot \omega_\varphi,$$

де d_n – діаметр отвору гнучкого підшипника; ω_φ – коефіцієнт форми кулачка, який змінюється в інтервалі $0 < \varphi < \beta = 30^\circ$ за залежністю:

$$\omega_\varphi = 764817 \left(1,4069 \cos \varphi + 0,5\varphi - \frac{4}{\pi} \right),$$

а в інтервалі $\beta < \varphi < \pi/2$:

$$\omega_\varphi = 7,4817 \left(1,1278 \sin \varphi + 0,86803 \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cdot \cos \varphi - \frac{4}{\pi} \right).$$

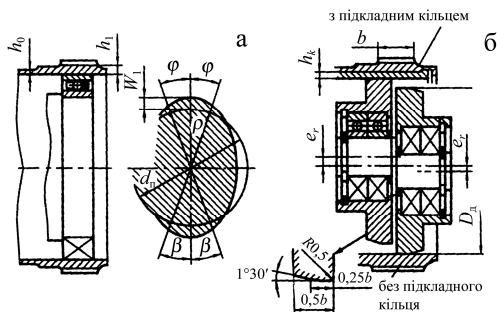


Рис. 2.23. Конструкції генераторів хвиль:

а – кулачковий; *б* – дисковий

Далі за вибраними параметрами розраховують опір втомі елементів конструкції.

Дисковий генератор хвиль (рис. 2.23б). Діаметр дисків визначають за формулою:

$$D_\partial = D + 2W_z - 2e_r - 2h_k + \Delta_k,$$

де e_r – ексцентриситет розташування дисків, $e_r = 3,6\omega_0$; h_k – товщина підкладного кільця, $h_k = (1,2 \dots 1,3)h_1$; Δ_k – сумарний допуск на товщину кільця.

Якщо бігова доріжка гнучкого колеса під диски азотована, то кільце можна не ставити, тоді $h_k = 0$; $\Delta_k = 0$.

2.2.14. Гвинтові та гіпоїдні зубчасті передачі

Гвинтові та гіпоїдні зубчасті передачі застосовують у разі необхідності передавати обертовий рух між валами, осі яких мимобіжні у просторі. За такого положення осей валів виникає можливість передавати рух від одного ведучого вала кільком веденим.

Головним недоліком передачі є значне ковзання у зачепленні зубців і тому підвищене спрацювання та схильність до заїдання.

Поверхні коліс у гвинтових та гіпоїдних зубчастих передачах утворюються окремими ділянками поверхонь гіперболоїдів обертання, які дотикаються між собою.

Гвинтова зубчаста передача

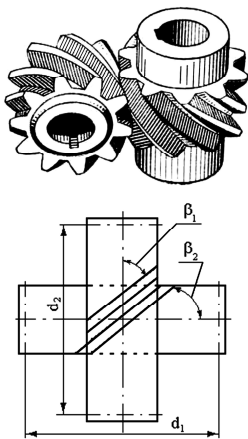


Рис. 2.24. Гвинтова зубчаста передача

Гвинтові зубчасті передачі (рис. 2.24) відрізняються низькою несучою здатністю, тому що дотикання зубців відбувається у точці з малими зведеними радіусами кривини поверхонь. При цьому умови змащування зачеплення зубців за значних швидкостей ковзання погіршені. Щоб підвищити опір заїданню зубчастих коліс гвинтових передач необхідно для їх виготовлення використовувати матеріали з високими антифрикційними властивостями. Розрахунок зубчастих коліс гвинтових передач виконується так само, як розрахунок косозубих циліндричних коліс.

Ділильні діаметри коліс і міжосьову відстань визначають за формулами:

$$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta_1; \quad d_2 = m_n z_2 / \cos \beta_2, \quad (2.106)$$

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m_n(z_1 / \cos \beta_1 + z_2 / \cos \beta_2), \quad (2.107)$$

де β_1 та β_2 кути нахилу зубців коліс (у реверсивних передачах $\beta_1 = \beta_2$).

Ширину зубчастих коліс гвинтової передачі визначають за формулою:

$$b_1 = 3\pi \cdot m_n \cdot \sin \beta_1; \quad b_2 = 3\pi \cdot m_n \cdot \sin \beta_2. \quad (2.108)$$

Передаточне відношення гвинтової передачі:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1;$$

$$z_1 = (d_1 \cos \beta_1) / m_n;$$

$$z_2 = (d_2 \cos \beta_2) / m_n.$$

Якщо $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$, тоді $u = (d_2/d_1) \operatorname{tg} \beta_1$. У разі, якщо $d_2/d_1 = \text{const}$ виникає можливість змінювати передаточне число u зміною β_1 .

Швидкість ковзання зубців у зачепленні гвинтової передачі визначається за формулою:

$$v_s = v_1 / \sin \beta_1 = 0,5 \omega_1 d_1 / \sin \beta_1. \quad (2.109)$$

Розрахунок на стійкість проти спрацювання та заїдання зубців гвинтової передачі ведуть за умовою обмеження питомого тиску:

$$p = 2T_1 / (d_1^3 k_u k_s \cos \alpha_n \cos \beta_1) \leq [p], \quad (2.110)$$

де k_u – коефіцієнт передаточного відношення, який визначається $k_u = 4u^2 / (u + \operatorname{tg} \beta_1)^2$;

k_s – коефіцієнт швидкості ковзання, $k_s = (1 + 0,5V_s) / (1 + V_s)$; α_n – кут зачеплення у нормальному перерізі зубців.

Допустимий тиск вибирається залежно від матеріалу зубчастих коліс: сталь–бронза $[p] = (0,035...0,085)$ МПа; сталь–сталь $[p] = (0,04...0,105)$ МПа; чавун – чавун або бронза $[p] = (0,055...0,140)$ МПа.

Менші значення допустимого тиску беруть для пари гвинтових коліс після короткочасного притирання, більші – для добре притертих гвинтових коліс.

Гіпоїдна зубчаста передача

Гіпоїдні передачі (рис. 2.25) мають суттєво більшу несучу здатність порівняно з гвинтовою, оскільки контакт зубців тут здійснюється не в точці, а за лінією. Швидкість ковзання у гіпоїдних передачах менша, ніж у гвинтових.

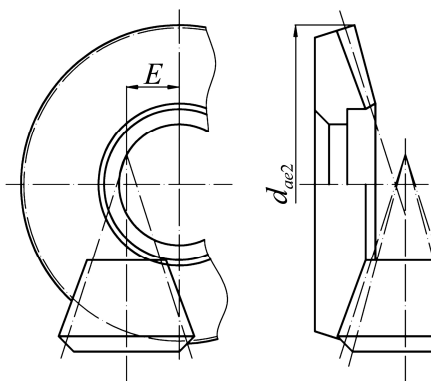


Рис. 2.25. Гіпоїдна передача

Заїдання зубців є головною причиною виходу з ладу передачі.

Розрахунок зубців на міцність у гіпоїдній передачі виконується аналогічно розрахунку конічних зубчастих передач з круговими зубцями. Кут нахилу зубців шестірні в гіпоїдній передачі вибирають залежно від числа її зубців: $\beta_1 = 50^\circ$ якщо $z_1 = 6...13$; $\beta_1 = 45^\circ$, якщо $z_1 = 14...15$; $\beta_1 = 40^\circ$, якщо $z_1 = 16$. Кут нахилу зубців колеса $\beta_2 = 30...35^\circ$.

Передаточне число гіпоїдної передачі визначають за формулою:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 = d_2 \cos \beta_2 / d_1 \cos \beta_1. \quad (2.111)$$

Щоб обмежити спрацювання зубців та зменшити можливості заїдання, необхідно провести розрахунок на стійкість проти спрацювання зубців.

2.2.15. Редуктори і мотор-редуктори загального призначення

Зубчастим редуктором прийнято називати агрегат, що складається із передач зачепленням (циліндричних, конічних, черв'ячних та ін.) з постійним передаточним числом, призначених для зниження кутової швидкості і, відповідно, підвищення обертального моменту.

Такий же агрегат, але призначений для підвищення кутової швидкості у разі зниження обертального моменту, називається *мультиплікатором*.

Редуктор, в якому передаточне число змінюється, називається *коробкою швидкостей* (автомобілі, трактори, металорізальні верстати та ін.).

Однією парою зубчастих коліс в принципі можна реалізувати значне передаточне число (до декількох десятків), але користуються цим тільки в спеціальних випадках – поворотні пристрої, бетономішалки, перекидачі, обертальні печі та ін. В редукторах загального призначення передаточне число одного ступеня не перевищує 7...8. Це пояснюється тим, що у разі великих передаточних чисел габарити і маса одноступінчастих редукторів більші, ніж багатоступінчастих.

Критерієм оптимальності розбивки загального передаточного числа редуктора між його ступенями є мінімальна маса. В табл. 2.2 наведені рекомендовані межі передаточних чисел залежно від числа ступенів редуктора.

Якщо задане передаточне число можна реалізувати редукторами з різним числом ступенів, то керуються такими міркуваннями: якщо габарити редуктора не мають вирішального значення, то число ступенів приймається меншою, при цьому редуктор буде простішим і дешевшим; якщо габарити редуктора мають бути мінімальними, то беруть більше число ступенів – це відповідає сучасним тенденціям розвитку редукторобудування.

Таблиця 2.2

Передаточні числа редукторів

Редуктори	Одноступінчасті	Двоступінчасті	Триступінчасті
Циліндричні	2...6,3	8...40	31,5...180
Конічні	1...4,5	-	-
Конічно-циліндричні	-	6,3...31,5	25...140
Черв'ячні	8...63	63...2500	-
Черв'ячно-циліндричні	-	40...250	250...1250
Циліндро-черв'ячні	-	16...160	-
Планетарні	4...10	16...100	80...500
Хвильові	80...315	-	-

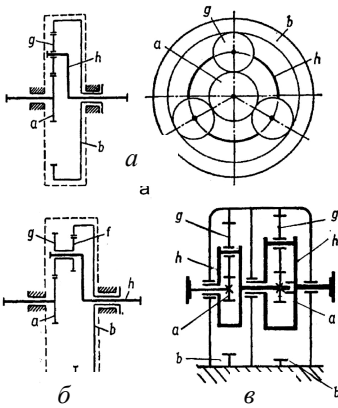


Рис. 2.26. Схеми планетарних редукторів:

а, б – одноступінчасті; в – двоступінчасті (а – центральне колесо із зовнішнім зачепленням; g – одинарний сателіт; gf – здвоєний сателіт; h – водило; b – центральне колесо з внутрішнім зачепленням)

Найменшу масу і габарити мають планетарні редуктори завдяки багатопотоковому розподіленню навантаження через сателіти і внутрішнє зачеплення (рис. 2.26). Завдяки цим перевагам планетарні передачі широко використовують в авіації, верстатів і приладобудуванні, в серійних мотор-редукторах.

Кожен тип стандартного редуктора характеризується такими параметрами: передаточне число, момент на тихохідному валу, допустиме радіальне навантаження на кінці вихідного вала, к.к.д. і маса. За цими параметрами забезпечується вибір необхідного типорозміру стандартного редуктора чи мотор-редуктора.

Основні силові параметри стандартних редукторів визначені для номінальної частоти обертання швидкохідного (вхідного) вала $n = 1500$ об/хв. Допускається використання стандартних редукторів за більшої частоти обертання, але при цьому колова швидкість зубчастих коліс не має перевищувати 16 м/с, а для черв'ячних редукторів – швидкість ковзання не більша 10 м/с. Використання стандартних редукторів і мотор-редукторів за частот обертання понад 1500 об/хв має бути узгодженим із заводом-виробником.

Всі стандартні редуктори і мотор-редуктори розраховані на тривалий постійний режим навантаження і можуть працювати в будь-якому напрямі обертання. 90% ресурс зубчастих передач стандартних редукторів становить 36000 год, черв'ячних – 20000 год, підшипників кочення – 10000 годин.

Конструктивні особливості стандартних редукторів

1. В одному й тому ж корпусі редуктора у разі складання шляхом підбору зубчастих пар можна реалізувати широкий діапазон передаточних чисел. Така універсальність виправдана масовістю виробництва, але вона не завжди забезпечує оптимальність за масою, габаритами і розподіленням навантаження за шириною зубчастих коліс.

2. У стандартних редукторах можна комбінувати взаємне положення вхідних і вихідних валів (табл. 2.3).

3. Кінці вихідних валів стандартних редукторів можуть мати різне виконання: циліндричні, конічні, у вигляді зубчастої чи кулачкової півмуфти, порожнисті шліцьові, а також з формою, пристосованою до приєднання приладів управління. Кінці перших трьох виконань можуть сприймати крім обертального моменту, також і радіальне навантаження, величина якого задається в характеристиці редуктора. Точкою прикладення цього навантаження є середина посадочної довжини консолі. На циліндричних і конічних кінцях валів передбачається шпонкове з'єднання.

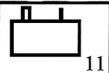
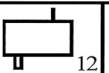
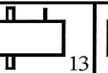
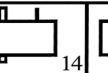
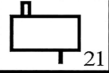
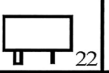
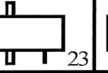
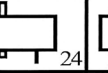
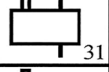
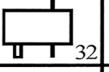
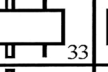
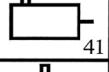
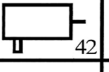
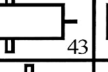
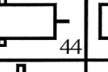
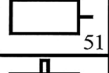
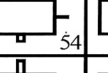
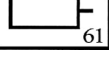
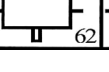
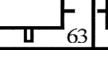
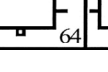
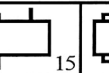
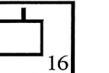
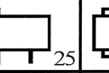
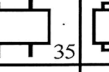
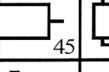
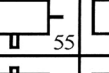
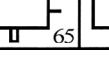
4. Циліндричні і черв'ячні двоступінчасті редуктори призначені для роботи в горизонтальному положенні опорною поверхнею вниз. У разі реверсивної роботи редуктора допустимий момент необхідно зменшити на 20...30%.

Стандартні циліндричні редуктори випускають в таких виконаннях:

- одноступінчасті універсальні (позначення ЦУ);
- двоступінчасті з евольвентним зачепленням (Ц2У);
- двоступінчасті з зачепленням Новікова (Ц2У-Н);
- двоступінчасті співвісні (Ц2С);
- триступінчасті (Ц3У).

Таблиця 2.3

Варіанти виконання стандартних циліндричних редукторів

	Взаємне розміщення осей валів	Кінці валів виконані під муфту або у вигляді півмуфти	Один із кінців вихідного вала виконаний для приєднання приладів управління	Вихідний вал порожнистий
Паралельне				
	11	12	13	14
Перетинаються під прямим кутом				
	21	22	23	24
Перехрещуються під прямим кутом				
	31	32	33	34
Примітки				
	41	42	43	44
Примітки				
	51	52	53	54
Примітки				
	61	62	63	64
Примітки				
	15	16	17	18
Примітки				
	25	26	27	28
Примітки				
	35	36	37	38
Примітки				
	45	46	47	48
Примітки				
	55	56	57	58
Примітки				
	65	66	67	68

1. Графічне зображення варіантів складання стандартів редукторів приведені у вигляді їх проекції на площину паралельно осей валів.
2. Швидкохідний вал вказаний однією лінією.

Всі ці редуктори мають загальні конструктивні рішення: горизонтальне розміщення; косозубі колеса (у разі складання різні передаточні числа ступенів забезпечуються варіацією діаметрів коліс за незмінної міжосьовій відстані корпусу); підшипники роликові конічні; кришки підшипникових вузлів закладні з пристроєм для осьового регулювання підшипників. Види деяких циліндричних редукторів приведені на рис. 2.27.

В технічній документації вказується умовне позначення стандартного редуктора, наприклад:

Редуктор Ц2У-160-28-21М У2 ГОСТ 25301-82,

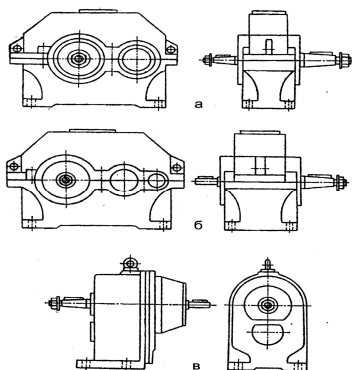


Рис. 2.27. Циліндричні стандартні редуктори:

а – одноступінчастий; *б* – двоступінчастий; *в* – співвісний

де Ц2У – тип редуктора: циліндричний двоступінчастий універсальний; 160 – міжосьова відстань тихохідного ступеня в мм, 28 – передаточне число редуктора; 21 – варіант складання (табл. 2.3); М – вихідний кінець тихохідного вала виконаний у вигляді зубчастої півмуфти (К – конічний; У – з формою для приєднання приладів управління; П – порожнистий); У2 – кліматичне виконання (помірний клімат).

Стандартні черв'ячні редуктори одноступінчасті забезпечують реалізацію передаточних чисел від 8 до 80 і обертальних моментів на тихохідних валах від 25 Н·м до 2000 Н·м. Ці редуктори мають нероз'ємний ребристий

корпус (рис. 2.28). Опори тихохідного вала монтуються в бокових кришках. На валу черв'яка кріпиться вентилятор для обдування.

Стандартні черв'ячні редуктори розраховані на тривалу роботу за постійного режиму навантаження і температури масла 95°С. Редуктори допускають двократне перевантаження, якщо число циклів не перевищує $3 \cdot 10^6$ за строк служби (20000 год).

Одноступінчасті редуктори складаються за схемами 51, 52, 53 і 56 (табл. 2.3). Вихідний вал може мати конічний чи циліндричний посадочний кінець або бути порожнистим зі шліцами.

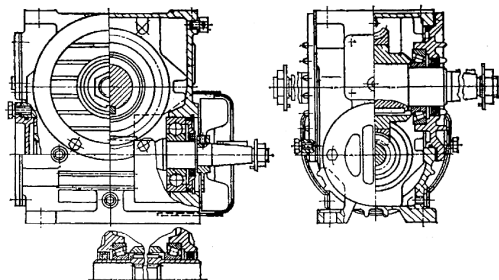


Рис. 2.28. Стандартні черв'ячні редуктори Ч

Умовне позначення стандартного черв'ячного редуктора має таку структуру (приклад):

Редуктор Ч-160-31,5-51-2-3-К УЗ ГОСТ 13563-68,

де Ч – тип редуктора: одноступінчастий черв'ячний (двоступінчастий Ч2); 160 – міжосьова відстань в мм (для двоступінчастого міжосьова відстань тихохідного ступеня); 31,5 – передаточне число; 51 – варіант складання; 2 – варіант розміщення черв'ячної пари (рис. 2.29); 3 – площина закріплення редуктора; К – конічний кінець вихідного вала; УЗ – кліматичне виконання (помірний клімат) і категорія розміщення.

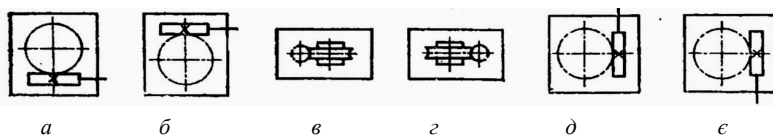


Рис. 2.29. Схеми варіантів розміщення черв'ячної пари редукторів типу Ч:

а – з нижнім розміщенням черв'яка; *б* – з верхнім розміщенням черв'яка;
в, г – з боковим розміщенням черв'яка; *д, е* – з вертикальним розміщенням черв'яка

Стандартний двоступінчастий черв'ячний редуктор типу Ч2 представляє собою послідовне з'єднання двох одноступінчастих редукторів (рис. 2.30).

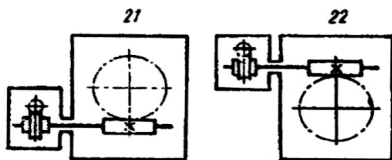


Рис. 2.30. Варіанти розміщення черв'ячних пар редукторів типу Ч2

Мотор-редуктор – приводний блок, в якому об'єднані редуктор і фланцевий електродвигун.

Машинобудівні заводи України і країн СНД випускають такі типи мотор-редукторів:

МЦ – редуктор циліндричний одноступінчастий, момент на вихідному валу 63...500 Н·м за частоти обертання 224...450 об/хв.;

МЦ2С – редуктор двоступінчастий співвісний, момент на вихідному валу 125...1000 Н·м за частоти обертання 28...180 об/хв.;

МП_з – редуктор планетарний одноступінчастий, момент на вихідному валу 125...1000 Н·м за частоти обертання 90...280 об/хв.;

МП_з2 – редуктор планетарний зубчастий двоступінчастий, момент на вихідному валу 125...4000 Н·м за частоти обертання 18...90 об/хв.;

МВ_з – редуктор хвильовий зубчастий, момент на вихідному валу 90...1000 Н·м за частоти обертання 5...18 об/хв.;

МЧ – редуктор черв'ячний, момент на вихідному валу 25...1000 Н·м за частоти обертання 9...180 об/хв.

Для мотор-редукторів основного виконання використовуються асинхронні трифазні короткозамкнуті електродвигуни серії 4А або 4АС.

Конструкції двох типів мотор-редукторів показані на рис. 2.31.

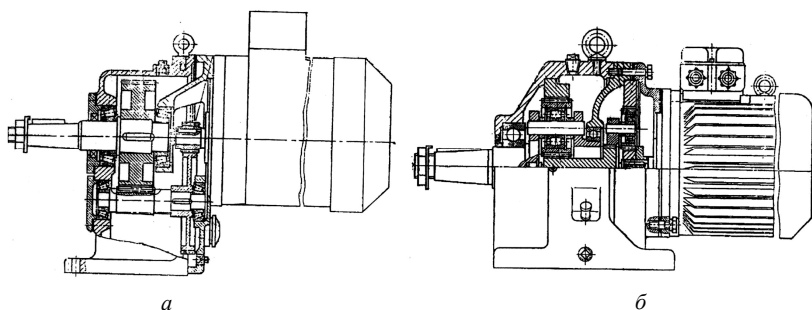


Рис. 2.31. Мотор-редуктори:

а – циліндричний двоступінчастий співвісний (МЦ2С); б – планетарний зубчастий двоступінчастий (МП_з2)

Умовне позначення мотор-редукторів:

Мотор-редуктор МЦ-100-355К УЗ ГОСТ 20754-85,

де МЦ – циліндричний одноступінчастий редуктор; 100 – міжосьова відстань у мм; 355 – частота обертання вихідного вала в об/хв; К – конічний кінець вихідного вала; УЗ – кліматичне виконання (помірний клімат) і категорія розміщення;

Мотор-редуктор МП_з-63-180К УЗ ГОСТ 2 4355-84,
де МП_з – планетарний одноступінчастий редуктор; 63 – радіус розміщення центрів сателітів в мм; 180 – частота обертання вихідного вала в об/хв; К – кінцевий кінець вихідного вала; УЗ – кліматичне виконання і категорія розміщення.

Необхідний тип редуктора перш за все вибирається із умови, що розрахунковий момент на вихідному валу не перевищує номінальний момент на цьому валу, вказаний в каталозі, а розрахункове передаточне число редуктора близьке до передаточного числа, наведеного в каталозі.

Стандартні мотор-редуктори вибирають так, як і стандартні редуктори, тільки не за передаточним числом і моментом, а за частотою обертання тихохідного вала і моментом на цьому валу.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть переваги і недоліки зубчастих передач.
2. Як виготовляють зубчасті колеса?
3. Наведіть класифікацію зубчастих передач.
4. Для чого виконується коригування зубчастих коліс?
5. Які параметри достатньо знати для виготовлення некоригованого прямозубого колеса?
6. Які матеріали використовують для виготовлення зубчастих коліс?
7. Які ступені точності зубчастих передач використовують найчастіше?
8. Як визначаються складові нормальної сили, що виникає у зачепленні прямозубої, косозубої, кінцевої передач?
9. Який параметр визначає всі інші розміри зубчастого профілю?
10. Для чого в розрахунках косозубих і кінцевих передач використовують еквівалентне прямозубе циліндричне колесо?
11. Коли застосовують кінцеві зубчасті передачі?
12. Чому навантажувальна здатність кінцевої передачі менша ніж циліндричної?
13. У чому полягає особливість контакту зубців у передачах із зачепленням Новікова?

14. Чим пояснюється вища несуча здатність передачі Новікова порівняно з евольвентною передачею?

15. Як розміщена лінія зачеплення зубців у передачі Новікова щодо площини зубчастих коліс?

16. Чим відрізняється планетарна зубчаста передача від звичайної зубчастої?

17. Переваги та недоліки планетарних передач.

18. Які умови треба виконати для нормальної роботи планетарної передачі?

19. Наведіть схему хвильової зубчастої передачі та поясніть принцип її роботи?

20. Дайте приклади основних схем хвильових зубчастих передач.

21. Які види генераторів хвиль застосовують у хвильових передачах? Охарактеризуйте їх будову.

22. Коли використовують гвинтові і гіпоїдні передачі?

23. За якими критеріями виконують розрахунки гвинтових і гіпоїдних передач?

24. Чому гіпоїдна передача має суттєво вищу несучу здатність у порівнянні з гвинтовою?

25. Назвіть параметри, що характеризують стандартний редуктор.

26. Назвіть декілька типів стандартних редукторів і намалюйте їх кінематичні схеми.

27. Що таке мотор-редуктор?

28. Як вибирають для привода стандартні редуктори і мотор-редуктори?

2.3. Черв'ячні передачі

2.3.1. Загальні відомості та класифікація

Черв'ячні передачі (рис. 2.32) належать до передач із валами, осі яких мимобіжні у просторі. Передача працює за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як, а гайкою – черв'ячне колесо. Ведучим, як правило, є черв'як. Зубці черв'ячного колеса мають дугоподібну форму.

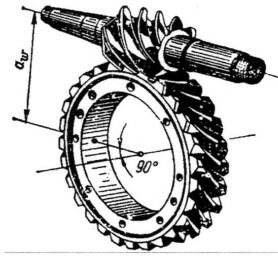


Рис. 2.32. Черв'ячна передача

Переваги черв'ячних передач: можливість реалізації великого передаточного числа (до 100); плавність і безшумність роботи; можливість самогальмування.

Недоліки: порівняно низький к.к.д. (0,7...0,85); необхідність використання для вінців черв'ячних коліс дорогих антифрикційних матеріалів; низька порівняно з зубчастими передачами несуча здатність.

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

- за формою зовнішньої поверхні черв'яка: з *циліндричним* або з *глобоїдним* черв'яком (рис. 2.33); передачі з глобоїдними черв'яками мають більшу навантажувальну здатність порівняно з циліндричними, бо вони мають більшу сумарну довжину ліній контакту, однак значно складніше виготовлення і висока чутливість до неточності монтажу обмежує їх використання;

- за розміщенням черв'яка відносно колеса: з *нижнім*, *верхнім* та *боковим* розміщенням черв'яка (рис. 2.28);

- за формою гвинтової поверхні циліндричного черв'яка: з *архімедовим* (ZA), *конволютним* (ZN) та *евольвентним* (ZJ) черв'яком; архімедів черв'як має прямолінійний профіль в осьовому перерізі, у торцевому перерізі – архімедову

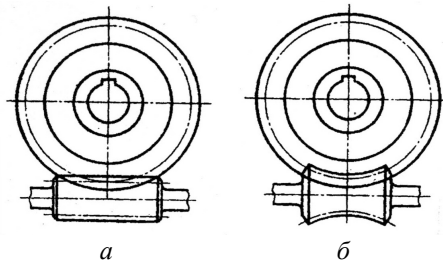


Рис. 2.33. Черв'ячні передачі з циліндричним (а) і з глобоїдним (б) черв'яком

спіраль; евольвентний черв'як має евольвентний профіль у торцевому перерізі і випуклий – в осьовому, що дозволяє легко його шліфувати; конволютний черв'як має в осьовому перерізі випуклий профіль, в нормальному перерізі витка – прямолінійний, в торцевому – видовжена (іноді скорочена) евольвента;

- за числом витків (заходів) різьби черв'яка: з *однозахідним* або *багатозахідним* черв'яком;
- за напрямом гвинтової лінії: з *правим* і *лівим* напрямом витків;
- за конструктивним оформленням: *відкриті* і *закриті* (редуктори).

2.3.2. Основні параметри черв'ячних циліндричних передач (без зміщення черв'яка)

Параметри черв'яка (архімедового) (рис. 2.34)

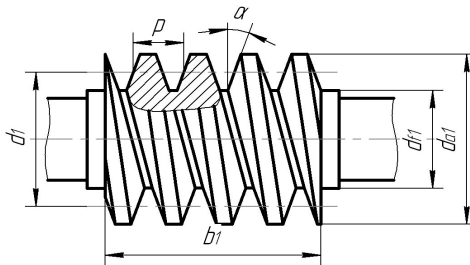


Рис. 2.34. Параметри черв'яка

1. *Осьовий крок витків p* – відстань між відповідними точками бокових сторін двох суміжних профілів, виміряна паралельно осі черв'яка. Для багатозахідних черв'яків така ж відстань між суміжними профілями одного і того ж витка називається *ходом гвинтової лінії витка $p_z = p \cdot z$* .

2. *Модуль:*

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (2.112)$$

для черв'яка він є осьовим, а для колеса – коловим. Значення модуля стандартизовані.

3. Число витків (заходів різьби) z_1 : рекомендовано брати залежно від величини передаточного числа передачі:

$z_1 = 4$, якщо $u = 8 \dots 15$; $z_1 = 2$, якщо $u = 15 \dots 30$; $z_1 = 1$, якщо $u > 30$.

4. Коефіцієнт діаметра черв'яка вводять для скорочення номенклатури зубонарізного інструменту:

$$q = d_1 / m. \quad (2.113)$$

За стандартом зв'язаний з модулем для виключення тонких черв'яків.

За попередніх розрахунків беруть $q \geq 0,25 \cdot z_2$.

5. Кут підйому гвинтової лінії черв'яка визначають із розгортки його ділильного циліндра:

$$\gamma = \arctg \frac{p \cdot z_1}{\pi d_1} = \arctg \frac{m z_1}{d_1} = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (2.114)$$

6. Діаметри циліндрів:

ділильного: $d_1 = q \cdot m$;

вершин витків: $d_{a_1} = d_1 + 2m$;

впадин: $d_{f_1} = d_1 - 2,4m$. (2.115)

7. Довжина нарізаної частини визначають із умови використання одночасного зачеплення найбільшого числа зубців колеса (для некоригованої передачі):

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

$$\text{якщо } z_1 = 4 \quad b_1 > (12,5 + 0,09 \cdot z_2) m .$$

Для черв'яків, робочі поверхні яких шліфуються, розмір b_1 збільшується на 25 мм, якщо модулі до 10 мм і на 35...40 мм – більших 10 мм.

Параметри черв'ячного колеса

Всі розміри черв'ячного колеса визначаються в середньому перерізі площиною, що проходить через вісь черв'яка перпендикулярно до осі черв'ячного колеса (рис. 2.35).

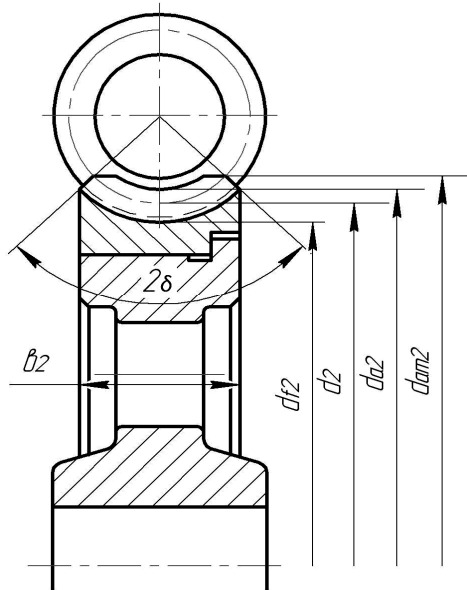


Рис. 2.35. Параметри черв'ячного колеса

1. Кількість зубців черв'ячного колеса z_2 бажано брати в межах:

$$28 \leq z_2 \leq 60,$$

де нижня границя встановлена із умови непідрізання зубців під час виготовлення коліс, а верхня – із умови обмеження прогину черв'ячного вала під навантаженням.

2. Діаметри: ділільний: $d_2 = mz_2;$

вершин зубців: $d_{a_2} = d_2 + 2m;$

впадин: $d_{f_2} = d_2 - 2,4m.$ (2.116)

3. Найбільший діаметр і ширина колеса визначають за такими залежностями:

z_1	1	2	4
d_{am2}	$\leq d_{a_2} + 2m$	$\leq d_{a_2} + 1,5m$	$\leq d_{a_2} + m$
b_2	$\leq 0,75d_{a_1}$		$\leq 0,67d_{a_1}$

Ці параметри відповідають куту обхвату черв'яка $2\delta = 90^\circ \dots 110^\circ$.

Параметри черв'ячної передачі

Міжосьова відстань передачі без зміщення:

$$a_w = a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m (q + z_2). \quad (2.117)$$

Для вписування черв'ячної передачі у задану міжосьову відстань її виготовляють зі зміщенням (коригованою). За позитивного зміщення підвищується міцність зубців колеса на згин у результаті їх стовщення.

Оскільки нарізання черв'ячних коліс коригованих і некоригованих передач виконується однією й тією ж черв'ячною фрезою (за геометричними параметрами витків вона аналогічна черв'яку), то

коригування черв'ячної передачі можливе тільки за рахунок колеса. Черв'як завжди нарізується без зміщення.

За заданої міжосьової відстані a_w коефіцієнт зміщення:

$$x = (a_w - a) / m. \quad (2.118)$$

Відповідно міжосьова відстань передачі зі зміщенням:

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x), \quad (2.119)$$

діаметри вершин зубців черв'ячного колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x), \quad (2.120)$$

діаметр впадин:

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x). \quad (2.121)$$

2.3.3. Кінематика і точність виготовлення передач

Ковзання в зачепленні

Під час руху витки черв'яка ковзають по зубцях колеса. На відміну від циліндричної зубчастої передачі вектори колових швидкостей у точках контакту черв'яка v_1 і колеса v_2 (рис. 2.36а) направлені під прямим кутом і мають різні абсолютні значення. Це є причиною того, що в черв'ячному зачепленні завжди присутнє ковзання, швидкість якого більша від колових швидкостей черв'яка і колеса. Швидкість ковзання направлена по дотичній до гвинтової лінії черв'яка. Як відносна швидкість, вона дорівнює геометричній різниці колових швидкостей черв'яка і колеса, а її абсолютне значення:

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma}, \quad (2.122)$$

де колові швидкості черв'яка і колеса:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60};$$

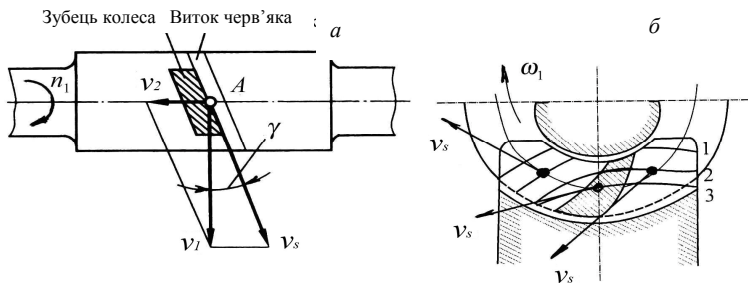


Рис. 2.36. До визначення швидкості ковзання в черв'ячній передачі

Висока швидкість ковзання призводить до втрат енергії в зачепленні і зниження к.к.д., а також до підвищеного зношування зубців і схильності їх до заїдання. Залежно від швидкості ковзання вибирають допустимі контактні напруження для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із твердих (безолов'яних) бронз і чавунів, призначаються ступені точності при виготовленні черв'ячних передач.

У попередніх розрахунках швидкість ковзання визначається за емпіричною залежністю, а потім уточнюється при відомих розмірах передачі за (2.122):

$$V_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} ; (v_s \text{ в м/с, якщо } n_1 \text{ в об/хв; } T_2 \text{ в Н}\cdot\text{м}).$$

К.к.д. передачі

Визначається як для гвинтової пари:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}, \quad (2.123)$$

де $\varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f$ – кут тертя робочих поверхонь витків черв'яка і зубців колеса.

К.к.д. збільшується у разі збільшення числа заходів черв'яка і зменшення коефіцієнта тертя.

Передаточне число:

$$u = i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} . \quad (2.124)$$

Точність виготовлення черв'ячних передач

Стандарт встановлює 12 ступенів точності черв'ячних передач. Ступінь точності передачі вибирається залежно від швидкості ковзання.

Для передач із високою кінематичною точністю рекомендується 3, 4, 5 і 6 ступінь точності; для силових черв'ячних передач – 6, 7, 8 і 9 ступені.

2.3.4. Сили в зачепленні

У навантаженій черв'ячній передачі сила взаємодії між витками черв'яка і зубцями колеса, розподілена за лінією їх контакту, замінюється зосередженою нормальною силою, прикладеною в середньому перерізі колеса в полюсі зачеплення.

Для зручності розрахунків нормальна сила розкладається на три складові (рис. 2.37):

а) *колову* силу на черв'яку, яка за величиною дорівнює *осьовій* силі на колесі:

$$F_{t_1} = F_{a_2} = \frac{2T_1}{d_1} ; \quad (2.125)$$

б) *осьову* силу на черв'яку, яка за величиною дорівнює *коловій* силі на колесі:

$$F_{t_2} = F_{a_2} = \frac{2T_2}{d_2} ; \quad (2.126)$$

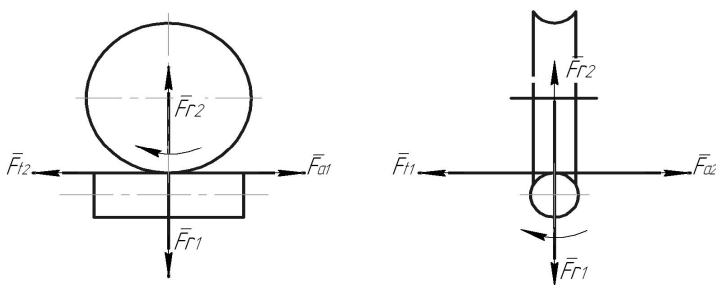


Рис 2.37. Сили в черв'ячному зачепленні

в) рівні між собою *радіальні* сили на черв'яку і на колесі:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha . \quad (2.127)$$

Нормальна сила:

$$F_n = F_{t2} / \cos \alpha \cdot \cos \gamma . \quad (2.128)$$

2.3.5. Види пошкоджень черв'ячних передач.

Критерії роботоздатності і розрахунки

Відносно високі швидкості ковзання і несприятливі умови змащування в черв'ячному зачепленні (рис.2.36б) частіше зумовлюють *заїдання* і *зношування*.

У колесах із м'яких матеріалів (олов'яних бронз) заїдання проявляється в „*намазуванні*” бронзи на черв'як (черв'як „*жовтіє*”), за якого передача ще може працювати тривалий час. У колесах із твердих матеріалів заїдання переходить у *задирання* поверхні з наступним швидким руйнуванням і зношуванням зубців колеса.

Зношування обмежує строк служби більшості черв'ячних передач, його інтенсивність залежить від змащування, неточності монтажу зачеплення (вісь черв'яка зміщена відносно серединної площини колеса), шорсткості витків черв'яка, а також від частоти пусків передачі, що також впливає на умови її змащування.

Пластичне руйнування робочих поверхонь зубців колеса може з'явитись за значних перевантажень.

Поломки зубців колеса можливі внаслідок їх зношення або помилок виготовлення.

На відміну від зубчастих передач у черв'ячних розраховують тільки зубці колеса, оскільки витки черв'яків за формою і матеріалом значно міцніші зубців колеса.

Зайдання, задирки та інтенсивність зношування пов'язані з величиною контактних напружень, контактна витривалість зубців колеса є основним критерієм роботоздатності передачі, тому на проектному етапі розрахунок черв'ячної передачі за контактними напруженнями є визначальним. Розрахунки запроєктованої таким чином передачі на витривалість зубців колеса за згину і їх міцність у разі максимального навантаження виконують як перевіріні.

Для збереження теплового режиму передачі виконують тепловий розрахунок.

Черв'як перевіряють на жорсткість.

2.3.6. Матеріали деталей

Черв'яки виготовляють із якісних вуглецевих сталей (45, 50, 40Г2), а для передач із підвищеними вимогами – із легованих сталей (40Х, 40ХН, 35ХГСА) з термообробкою до твердості $H_1 \geq (45...55)HRC$ з наступним шліфуванням та поліруванням робочих поверхонь.

Вінці черв'ячних коліс виготовляють переважно із бронзи, інколи з латуні або чавуну. Олов'яні бронзи Бр.010Н1Ф1, Бр.010Ф1, ОНФ та ін. мають високі антифрикційні та протизадирні властивості, однак вони дорогі та дефіцитні. Використовуються, якщо швидкості ковзання більше 5 м/с.

Менш дефіцитні і дешевші безолов'яні бронзи Бр.АЖ9-4, Бр.А10Ж4Н4, Бр.А9Ж3Л та ін., але вони мають гірші антифрикційні властивості і погано припрацьовуються. Вимагають високої твердості і чистоти поверхні робочих поверхонь витків черв'яка і застосовуються за середніх швидкостей ковзання $v_s = (2...5)$ м/с.

Для допоміжних, малонавантажених передач (здебільшого для ручного приводу) використовують чавуни (СЧ 15, СЧ 18, СЧ 20).

2.3.7. Допустимі напруження

Допустимі контактні напруження. Для зубців черв'ячних коліс виготовлених із олов'яних бронз допустиме контактне напруження визначається із умови зносостійкості:

$$[\sigma]_{H_2} = [\sigma]_{HO} \cdot K_{HL}, \quad (2.129)$$

де $[\sigma]_{HO}$ – границя контактної витривалості матеріалу колеса для бази випробувань $N_{HO} = 10^7$; K_{HL} – коефіцієнт контактної довговічності.

Базові границі витривалості матеріалів коліс залежать від їхньої границі міцності σ_ϵ і стану поверхні витків черв'яка:

$$[\sigma]_{HO} = (0,95 \dots 0,8) \sigma_\epsilon.$$

Коефіцієнт контактної довговічності:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}, \quad (2.130)$$

оскільки число циклів навантаження не має перевищувати $25 \cdot 10^7$, то значення вказаних коефіцієнтів має знаходитись в межах $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$;

Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із твердих безолов'яних бронз, допустимі контактні напруження визначаються із умови опору заїданню:

$$[\sigma]_H = (275 \dots 300) - 25v_s, \quad (2.131)$$

де v_s – швидкість ковзання.

Допустимі напруження згину. Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із бронз, допустиме напруження для розрахунку на витривалість при згині визначається за формулою:

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} \cdot K_{FL}, \quad (2.132)$$

де $[\sigma]_{FO}$ – границя згинальної витривалості матеріалу колеса для бази випробувань $N_{FO} = 10^6$, для всіх бронз $[\sigma]_{FO} = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_\sigma)$, де σ_T – границя текучості бронзи у разі розтягу; σ_σ – її границя міцності у разі розтягу;
 K_{FL} – коефіцієнт контактної довговічності:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}; \quad 0,54 \leq K_{FL} \leq 1. \quad (2.133)$$

Для зубців чавунних черв'ячних коліс $[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} = 0,12\sigma_\sigma$.

Допустимі граничні напруження для розрахунків зубців на міцність у разі дії максимального навантаження для бронз залежать від границі текучості: для олов'яних $[\sigma]_{Hmax} = 4\sigma_T$, безолов'яних $[\sigma]_{Hmax} = 2\sigma_T$, $[\sigma]_{Fmax} = 0,8\sigma_T$; чавунів – від границі міцності у разі згину: $[\sigma]_{Hmax} = 1,65\sigma_\sigma$, $[\sigma]_{Fmax} = 0,75\sigma_\sigma$.

2.3.8. Розрахунки черв'ячних передач

Розрахунок зубців колеса на контактну витривалість

Для спрощення розрахунку його виконують для моменту зачеплення в полюсі. Як і для зубчастих передач за вихідну беруть формулу Герца:

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{\frac{q}{2\rho_{38}}},$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів черв'яка і черв'ячного колеса, для поєднання матеріалів сталь – бронза ($E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_1 = 0,28$; $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_2 = 0,33$) $Z_M = 210$ МПа^{1/2}; для поєднання сталь – чавун ($E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_1 = 0,28$; $E_2 = 1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_2 = 0,27$) $Z_M = 215$ МПа^{1/2}; q – питоме розрахункове навантаження на зубці колеса, визначається аналогічно до косозубої циліндричної передачі:

$$q = \frac{F_n \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{l_\Sigma} = \frac{F_{t_2} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{l_\Sigma \cdot \cos \alpha \cdot \cos \gamma} = \frac{2T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_2 \cdot b_2 \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha}, \quad (2.134)$$

де $l_\Sigma \approx b_2 \cdot \varepsilon_\alpha / \cos \gamma$ – сумарна довжина контактних ліній; $\varepsilon_\alpha = 1,35 \dots 1,65$ – коефіцієнт торцевого перекриття в серединній площині черв'ячного колеса;

ρ_{36} – зведений радіус кривини, оскільки витки архімедового черв'яка в середній площині мають прямолінійний профіль, то $\rho_1 = \infty$:

$$\frac{1}{\rho_{36}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\rho_2} = 2 \cos \gamma / d_2 \cdot \sin \alpha, \\ \rho_2 = d_2 \cdot \sin \alpha / (2 \cdot \cos \gamma), \quad (2.135)$$

Підставивши (2.134) і (2.135) в формулу Герца, і враховуючи, що:

$$d_1 = q \cdot m; \quad d_2 = m \cdot z_2; \quad a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2},$$

одержимо формулу перевірного розрахунку робочих поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t_2} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_2 \cdot d_2}} \leq [\sigma]_H. \quad (2.136)$$

Для поєднання матеріалів: сталь – бронза: $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_1 = 0,28$; $\mu_2 = 0,33$; $\alpha = 20^\circ$ і усереднених значень $\gamma = 10^\circ$ і $\varepsilon_\alpha = 1,5$:

$$\sigma_H = \frac{5400}{z_2/q} \cdot \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_w}\right)^3} T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \leq [\sigma]_H. \quad (2.137)$$

Розв'язавши (2.137) відносно a_w , одержимо формулу проектного розрахунку:

$$a_w = (z_2/q + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{5400}{z_2/q \cdot [\sigma]_H}\right)^2 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \quad (2.138)$$

Розрахунок зубців колеса на витривалість у разі згину

Точне визначення напружень згину зубців черв'ячного колеса ускладнюється змінною формою перерізу зубця і тим, що основа зубця розміщується не по прямій лінії, а по дузі кола. В першому наближенні черв'ячне колесо розглядається як косозубе. При цьому вводять такі спрощення:

1) зубці черв'ячного колеса внаслідок дугової форми міцніші, що враховує коефіцієнт форми зубців Y_F , який визначають за еквівалентним числом зубців $z_v = z_2/\cos^3\gamma$;

2) для черв'ячного зачеплення коефіцієнт перекриття зубців $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha \approx 0,74$;

3) коефіцієнт нахилу зубців беруть для деякого середнього значення кута нахилу зубців $\gamma = 10^\circ$, тоді $Y_\beta = 1 - \frac{10}{140} = 0,93$.

Формула перевірного розрахунку на витривалість у разі згину зубців черв'ячного колеса має вигляд:

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_F \cdot \frac{F_{t_2} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma]_F. \quad (2.139)$$

Розрахунки на міцність у разі дії максимального навантаження

Ці розрахунки виконують аналогічно до зубчастих передач.

Перевірку робочих поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність у разі дії максимального навантаження виконують за умовою:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{2 \max}}{T_{2 \text{ном}}}} \leq [\sigma]_{H \max}, \quad (2.140)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження, визначається за виразами (2.136) або (2.137); $\frac{T_{2\max}}{T_{2ном}}$ – коефіцієнт перевантаження на валу черв'ячного колеса, задається замовником або приймається рівним коефіцієнту перевантаження двигуна $\frac{T_{\max}}{T_{ном}}$; $[\sigma]_{H\max}$ – допустиме граничне контактне напруження.

Перевірку міцності зубців черв'ячного колеса у разі згину максимальним навантаженням виконують за умовою:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \left(\frac{T_{2\max}}{T_{2ном}} \right) \leq [\sigma]_{F\max}, \quad (2.141)$$

де σ_F – розрахункове напруження згину (2.139); $[\sigma]_{F\max}$ – допустиме граничне напруження згину.

Розрахунок черв'яка на жорсткість

Для забезпечення надійної роботи черв'ячної передачі черв'як повинен мати достатню міцність і жорсткість. Розрахунок черв'яка на міцність виконують аналогічно до розрахунку валів.

Недостатня жорсткість черв'яка може призвести до значного поперечного прогину, який негативно впливає на зачеплення витків та зубців і роботу черв'ячної передачі. Тому умова достатньої жорсткості черв'яка має вигляд:

$$y \leq [y], \quad (2.142)$$

де y – розрахункова стріла прогину черв'яка; $[y]$ – допустима для нормальної роботи черв'ячної передачі стріла прогину.

Стрілу прогину визначають за загальновідомими формулами. Розглянемо найпростіший випадок без врахування дії осевої сили, для схеми представленої на рис. 2.38 стріла прогину:

$$y = \frac{Fl^3}{48EJ_0},$$

де $F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$ – рівнодіюча колової та радіальної сил на черв'яку; $l \approx (0,8 \dots 1,0)d_2$ – проліт (відстань між опорами) черв'яка; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності матеріалу черв'яка; $J_0 = \pi d_{f1}^4 / 64$ – осьовий момент інерції перерізу черв'яка.

Допустиму стрілу прогину черв'яка прийнято встановлювати залежно від його модуля $[y] = (0,01 \dots 0,005) \text{ м}$.

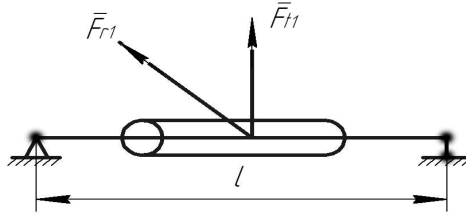


Рис. 2.38. Визначення прогину черв'яка

Якщо під час розрахунку виявиться, що жорсткість черв'яка недостатня, то збільшується коефіцієнт діаметра черв'яка q або зменшується відстань l між його опорами.

Тепловий розрахунок черв'ячної передачі

Через значні втрати потужності за рахунок низького к.к.д. закритої черв'ячної передачі відбувається нагрівання корпусу передачі і мастила. Якщо відвід тепла недостатній, то передача перегрівається і виходить з ладу, тому для черв'ячної передачі виконується тепловий розрахунок.

Усталений режим роботи передачі забезпечує тепловий баланс:

$$Q_1 = Q_2,$$

де $Q_1 = P_1 \cdot (1 - \eta) \cdot 10^3$ – кількість тепла, що виділяється в передачі; $Q_2 = K_T \cdot (t_M - t_o) \cdot A$ – кількість тепла, що відводиться через по-

верхню корпусу; P_1 – потужність на валу черв'яка; η – к.к.д. передачі; K_T – коефіцієнт теплопередачі ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$), для чавунного корпусу при відсутності штучного охолодження $K_T = (9...17) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; t_M – температура мастила; t_0 – температура середовища, в якому працює передача; A – поверхня охолодження корпусу; в попередніх розрахунках $A \approx 20a_w^2$.

Із теплового балансу визначають умову роботи передачі без перегрівання:

$$t_M = t_0 + \frac{P_1(1-\eta) \cdot 10^3}{K_T \cdot A} \leq [t_M] = 70^0...90^0\text{C} . \quad (2.143)$$

Якщо умова не виконується, то:

1) збільшується поверхня охолодження за рахунок ребер (враховується 50% їх поверхні);

2) корпус обдувається повітрям за допомогою вентилятора ($K_T = 20...28 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$);

3) масло охолоджується водою через зміювик або спеціальну холодильну систему ($K_T = 90...200 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$).



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Поясніть принцип роботи черв'ячної передачі. Чим він відрізняється від принципу роботи зубчастої передачі?

2. Вкажіть основні переваги та недоліки черв'ячних передач порівняно з іншими передачами.

3. Які бувають види циліндричних черв'яків?

4. Назвіть основні параметри черв'яка.

5. Як визначають основні параметри черв'ячного колеса?

6. З якою метою виготовляють черв'ячні передачі зі зміщенням?

7. Які матеріали використовують для виготовлення черв'яків, черв'ячних коліс? Як вони вибираються?

8. Які види пошкоджень характерні для черв'ячних передач?

10. За якими критеріями виконують розрахунки черв'ячних передач?

11. Що є причиною ковзання витків черв'яка по зубцях колеса? Які це має наслідки?

12. Які сили діють у зачепленні черв'ячної передачі і як вони направлені?

13. Як можна підвищити к.к.д. черв'ячної передачі?

14. Чому для черв'ячних передач є обов'язковим перевірний розрахунок на нагрівання?

15. Коли черв'як перевіряють на жорсткість?

2.4. Ланцюгові передачі

2.4.1. Основні відомості і класифікація

Ланцюгова передача належить до передач зачепленням з гнучким зв'язком (ланцюгом). Складається із ведучої та веденої зірочок, розміщених на відповідних валах, і ланцюга, що знаходиться у зачепленні із зірочками.

Переваги ланцюгових передач: можливість передачі обертового руху на значну відстань; відсутність проковзування; достатньо високий к.к.д; сталість середнього передаточного відношення; можливість передавання обертового руху одним ланцюгом кільком валам; відносно невеликі навантаження на вали.

Недоліки: збільшення довжини ланцюга через спрацювання шарнірів; нерівномірність руху (шум, підвищені динамічні навантаження); потреба в додаткових пристроях для регулювання натягу.

Ланцюгові передачі працюють на швидкостях руху ланцюга до 15 м/с, можуть передавати потужність до 100 кВт, мають передаточні числа до 10. Ланцюгові передачі широко застосовують у сільськогосподарських машинах (наприклад, комбайнах).

Прийнято класифікувати ланцюгові передачі за такими ознаками:

- за типом ланцюга: на передачі з *роликowymi, втулковими та зубчастими* ланцюгами;
- за способом регулювання натягу ланцюга: *нерегульовані* (з постійною міжосьовою відстанню), з *періодичним і автоматичним* регулюванням натягу;
- за кількістю ведених зірочок, охоплених одним ланцюгом: *однозірчкові і багатозірчкові*;

- за конструктивним виконанням: *відкриті* і *закриті* передачі, що працюють в закритому корпусі в умовах неперервного змащування.

2.4.2. Деталі ланцюгових передач

Ланцюги

У машинах застосовуються *тягові* ланцюги – для переміщення вантажів у транспортувальних машинах; *вантажні* – для підвішування вантажів; *приводні* – для використання в ланцюгових передачах. Основні типи приводних ланцюгів: роликові, втулкові та зубчасті. У приводах сільськогосподарських машин також широко використовуються спеціальні приводні ланцюги: роликові із зігнутими пластинами, фасонні крючкові, фасонні втулочно-пштирьові тощо.

Роликові ланцюги складаються із зовнішніх та внутрішніх ланок, з'єднаних між собою шарніром (рис.2.39). Пластини внутрішньої ланки напресовані на втулки, пластили зовнішньої ланки напресовані на валики, які розвальцьовують на торцях. Кожен валик входить у втулку і утворює шарнір. Ролик вільно обертається під час входження у зачеплення із зубцями зірочки.

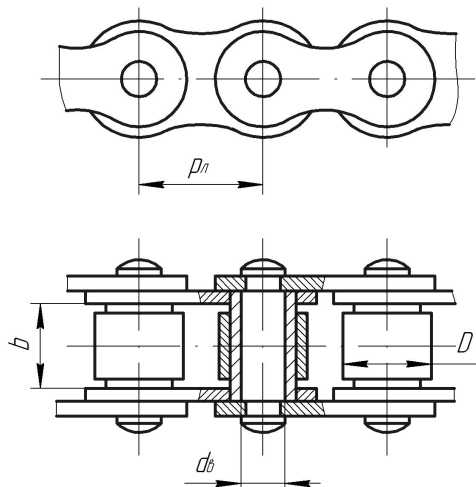


Рис. 2.39.Приводний роликовий ланцюг

Залежно від відношення кроку ланцюга до діаметра ролика розрізняють ланцюги легкої (ПРЛ) та нормальної (ПР) серій. У сільськогосподарських машинах використовують ланцюги з довгими ланками (ПРД) і ланцюги із зігнутими пластинами (ПРИ).

Приводні роликові ланцюги нормальної серії можуть бути однорядними (позначення ПР) або багаторядними: дво- (2ПР), три- (3ПР) та чотирирядними (4ПР). Багаторядні ланцюги дозволяють збільшити передаване навантаження майже пропорційно кількості рядів.

Умовне позначення стандартних приводних роликових ланцюгів: літери ПР, цифри перед літерами позначають кількість рядів (однорядні не позначають), числа після літер позначають крок ланцюга в мм і руйнівне навантаження. Наприклад: ПР-25,4-5670 – однорядний приводний роликовий ланцюг, крок 25,4 мм, руйнівне навантаження 56700Н; 2ПР-19,05-7200 – дворядний приводний роликовий ланцюг, крок 19,05 мм, руйнівне навантаження 72000Н.

Конструкція *втулкових* ланцюгів відрізняється від конструкції роликових тільки відсутністю ролика. Маса і вартість втулкового ланцюга менші, ніж роликового, але менша і його зносостійкість.

Зубчасті ланцюги з шарнірами кочення (рис.2.40) складаються із набору пластин, кожна з яких має два зубця із впадиною між ними для зубця зірочки. Пластини з'єднуються шарніром, що складається із двох призм з циліндричними поверхнями. Одна з призм з'єднується з пластинами однієї ланки, друга – з пластинами сусідньої ланки. У разі руху ланцюга зірочкою призм перекочуються одна по іншій, забезпечуючи таким чином тертя кочення. Для запобігання боковому сповзанню ланцюга із зірочки використовують напрямні пластини, які розміщуються по боках або посередині ланцюга.

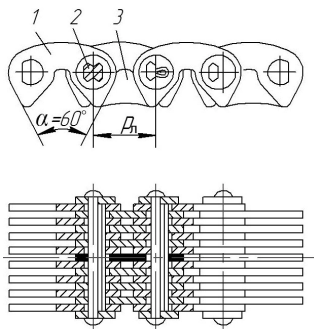


Рис. 2.40. Приводний зубчастий ланцюг

Порівняно з іншими зубчасті ланцюги дозволяють передавати більші навантаження, працюють плавніше і з меншим шумом, але складніші у виготовленні і дорожчі. Рекомендуються до використання за порівняно високих швидкостей.

Пластини ланцюгів виготовляють з вуглецевих і легованих сталей (сталі 40, 45, 50, 30ХН3А) із гартуванням до твердості $H=(32...44)HRC$, валики, втулки і ролики – із цементованих сталей (сталі 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А, 40ХН) з термообробкою до твердості $H=(45...65)HRC$.

Для нормального з'єднання ланцюгового контуру передачі необхідно, щоб кількість його ланок було парним.

Зірочки

Профіль та розміри зубців зірочок залежать від конструкції і розмірів ланцюга. Ділильне коло зірочки проходить через центри шарнірів ланцюга (рис. 2.41), його діаметр дорівнює:

$$d = \frac{p_a}{\sin(180^\circ/z)}. \quad (2.144)$$

Всі інші розміри профілю зубців зірочки визначаються стандартом.

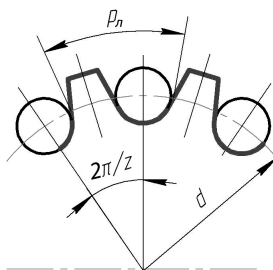


Рис. 2.41. До визначення діаметра ділильного кола зірочки

Зірочки виготовляють із середньовуглецевих або легованих сталей 45, 40Х, 40ХН, 35ХГСА із поверхневим або об'ємним гарту-

ванням до твердості $H=(45...55)\text{HRC}$ або цементованих сталей 15, 20Х, 12ХНЗА з термообробкою до твердості $H=(55...60)\text{HRC}$. Для виготовлення зірочок тихохідних передач (швидкість $v < 3$ м/с) використовують чавуни.

2.4.3. Основні геометричні і кінематичні параметри

Крок ланцюга p є його основним параметром. Він визначає розміри ланцюга і зірочок.

У разі збільшення кроку підвищується навантажувальна здатність передач, але зростають динамічні навантаження і шум під час роботи роботи. Рекомендується за великих швидкостей використовувати ланцюги з малим кроком.

Кількість зубців зірочок За малого числа зубців зірочок збільшується спрацювання шарнірів і динамічні навантаження, за великої – навіть невелике збільшення кроку ланцюга у разі зношення чи витягування спричинює значне зміщення ланцюга на профілях зубців. Рекомендується брати:

число зубців ведучої зірочки:

$$z_1 = 31 - 2 \cdot u, \quad (2.145)$$

де u – передаточне число передачі,

число зубців веденої зірочки $z_2 = z_1 \cdot u$,

до того ж їх кількість обмежується збільшенням кроку внаслідок зношення шарнірів, в результаті чого ланки ланцюга переміщуються вздовж робочого профілю до вершин зубців і ланцюг зіскакує із зірочки, рекомендується брати $z_2 \leq 120$ – для передач з роликowymi ланцюгами, $z_2 \leq 90$ – для передач з втулковими ланцюгами, $z_2 \leq 140$ – для передач із зубчастими ланцюгами.

Рекомендується вибирати непарну число зубців зірочок, що у поєднанні з парним числом ланок ланцюга сприяє рівномірному спрацюванню зубців.

Діаметри дімільних кіл зірочок визначають за формулою (2.144):

ведучої:

$$d_1 = p_{\pi} / \sin(180^\circ / z_1),$$

веденої:

$$d_2 = p_{\pi} / \sin(180^\circ / z_2).$$

Інші розміри зірочок визначають за стандартом залежно від вибраного профілю зубців.

Міжосьова відстань вибирається за компонованням передачі.

За малого значення міжосьової відстані ланцюг швидко зношується, великого – збільшуються габарити передачі і ведена вітка має значне провисання, що призводить до її коливань. Мінімальне значення визначається із умови, що кут обхвату ланцюгом меншої зірочки має бути не меншим 120° .

$$a_{\min} = (d_{a1} + d_{a2}) / 2 + (30 \dots 50) \text{ мм}, \quad (2.145)$$

де d_{a1} , d_{a2} – діаметри вершин зубців відповідно ведучої та веденої зірочки.

Оптимальне значення беруть із умови довговічності ланцюга:

$$a_{\text{opt}} = (30 \dots 50) p_{\pi}. \quad (2.146)$$

Довжина ланцюга в кроках (кількість ланок ланцюга):

$$l_p = \frac{2a}{p_{\pi}} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p_{\pi}}{a}. \quad (2.147)$$

Розраховане значення округлюють до цілого числа, бажано парного. Після округлення уточнюють міжосьову відстань.

Передаточне число (відношення):

$$u = i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.148)$$

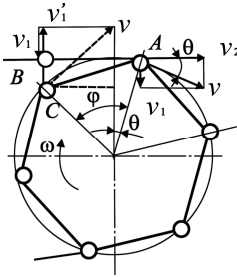


Рис. 2.42. До визначення швидкостей шарніра ланцюга і зірочки

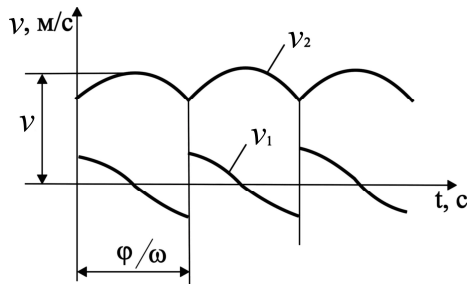


Рис. 2.43. Графік зміни швидкостей шарніра ланцюга

Швидкість ланцюга. Для ланцюгових передач ланки ланцюга розміщуються на зірочці не по колу, а по багатокутнику, число вершин якого дорівнює числу зубців зірочки. Швидкість ланцюга в межах повороту зірочки на один зубець не постійна. Для її визначення розглянемо момент, коли шарнір А (рис. 2.42) знаходиться в зачепленні із зубцем ведучої зірочки, а шарнір В наближається до зачеплення з зубцем С. Швидкість шарніра А дорівнює коловій швидкості зірочки v у точці, яка збігається з центром шарніра. Цю швидкість можна розкласти на складові: v_2 – спрямовану уздовж вітки ланцюга; v_1 – перпендикулярну ланцюгу.

Залежно від положення ведучого шарніру ці складові змінюються:

$$v_2 = v \cos \theta; \quad v_1 = v \sin \theta. \quad (2.149)$$

Величина кута θ змінюється в межах від $(-\varphi/2)$ до $(+\varphi/2)$. При цьому кут $(-\varphi/2)$ відповідає моменту входу в зачеплення шарніра А, кут $(+\varphi/2)$ – шарніра В, а його значення відповідно буде $\varphi = 2\pi/z_1$.

На рис. 2.43 наведено графік зміни швидкостей v_2 і v_1 від часу t , період дорівнює φ/ω .

Миттєва кутова швидкість ведучої зірочки буде:

$$\omega_1 = v \cos \theta / (500 d_1) \quad (2.150)$$

а веденої:

$$\omega_2 = v / (500d_1 \cos \beta), \quad (2.151)$$

де β – кут повороту шарніра на веденій зірочці, $0 < \beta < \pi/z_2$.

Тоді миттєве передаточне відношення ланцюгової передачі буде:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cdot \cos \beta}{d_1 \cdot \cos \theta}. \quad (2.152)$$

Із залежності (2.152) виходить, що передаточне відношення (миттєве) не постійне; рівномірність руху тим вища, чим більше число зубців зірочок, тоді основний вплив створює збільшення числа зубців малої зірочки.

Непостійність швидкості ланцюга викликає динамічні навантаження і удари, що не дозволяє використовувати ланцюгові передачі на швидкохідних ступенях і в приводах з високими вимогами до кінематичної точності обертання валів.

Швидкість v_1 є причиною поперечних коливань віток ланцюга і ударів шарнірів ланцюга об зубці зірочки. Удари є основною причиною руйнування шарнірів ланцюга і зубців зірочок, а також підвищеного шуму передачі.

Частота обертання зірочок обмежується, щоб зменшити удар шарнірів ланцюга об зубці. Максимальна частота обертання ведучої зірочки передачі з роликів ланцюгом залежить від величини його кроку, наприклад, якщо $p = 12,7 \text{ мм}$ $n_{1\text{max}} = 1250 \text{ об/хв}$.

Середня швидкість за один оберт зірочки є сталою:

$$v = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot p_{\text{л}}}{60}. \quad (2.153)$$

2.4.4. Сили в передачі

Натяг ведучої вітки ланцюга:

$$F_1 = F_t + F_v + F_f, \quad (2.154)$$

де $F_t = \frac{2T}{d}$ – колова сила (корисне навантаження); F_v – натяг від відцентрової сили; F_f – натяг від власної ваги ланцюга; натяги визначають за формулами:

$$F_v = q \cdot V^2, \quad (2.155)$$

$$F_f = K_f \cdot a \cdot q \cdot g, \quad (2.156)$$

де q – маса 1 м ланцюга; $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння; K_f – коефіцієнт провисання ланцюга: для горизонтальної передачі $K_f = 6$; для вертикальної $K_f = 1$; для нахиленої під кутом до 40° до горизонту $K_f = 4$; для нахиленої під кутом більшим від 40° $K_f = 2$; v – швидкість ланцюга.

Натяг веденої вітки ланцюга:

$$F_2 = F_v + F_f. \quad (2.157)$$

За швидкостей ланцюга до 10 м/с сила натягу веденої вітки незначна і під час розрахунків нею нехтують.

Сила, що діє на вали ланцюгової передачі:

$$F = (1,05 \dots 1,15) F_t. \quad (2.158)$$

2.4.5. Критерії роботоздатності ланцюгових передач

Найчастіше причинами виходу із ладу ланцюгових передач є:

- зношування шарнірів, що спричинює порушення зачеплення ланцюга із зірочками через збільшення кроку;
- втомне руйнування пластин та роликів ланцюга;
- руйнування ланцюга у разі дії значних короточасних перевантажень;
- зношування зубців зірочок.

На основі вказаних причин визначають критерії роботоздатності: *стійкість проти спрацювання шарнірів ланцюга та зубців зірочок (зносостійкість), стійкість проти втомного руйнування пластин та роликів і достатня міцність деталей ланцюга під дією максимального навантаження.*

2.4.6. Розрахунки ланцюгових передач

Розрахунок шарнірів ланцюга на зносостійкість

Найбільш вивченим та прогнозованим є зношування шарнірів ланцюга, тому розрахунок на забезпечення їх стійкості є основним.

Інтенсивність зношування залежить в першу чергу від середнього тиску p в шарнірі:

$$p = \frac{F_t \cdot K_e}{A_{on} \cdot K_m} \leq [p], \quad (2.159)$$

де F_t – колова сила; A_{on} – площа опорної поверхні шарніра ланцюга,

$$A_{on} \approx b \cdot d_v,$$

де b – ширина ланцюга; d_v – діаметр валика; K_m – коефіцієнт, що враховує число рядів ланцюга (для однорядних $K_m = 1,0$, дворядних $K_m = 1,7$); $[p]$ – допустимий тиск із умови стійкості проти зношування; $K_e = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6$ – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації передачі; K_1 – коефіцієнт динамічного навантаження; K_2 – коефіцієнт міжосьової відстані; K_3 – коефіцієнт нахилу передачі до горизонту; K_4 – коефіцієнт способу регулювання натягу ланцюга; K_5 – коефіцієнт способу змащування ланцюга; K_6 – коефіцієнт режиму роботи.

За формулою (2.159) виконують *перевірний* розрахунок.

Під час *проектного* розрахунку визначають крок ланцюга із врахуванням співвідношень розмірів стандартних ланцюгів і замінивши $F_t = 2T_1/d_1$:

$$p_z = 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_e}{z_1 \cdot K_m \cdot [p]}}, \quad (2.160)$$

де T_1 – в Нм, $[p]$ – в МПа.

За розрахованим значенням вибирають ланцюг із стандартним кроком.

Розрахунок ланцюга на міцність

Виконують у разі дії максимальних короточасних перевантажень за умовою, що розрахунковий запас міцності не менший від допустимого:

$$s = \frac{F_{руйн}}{\left(\frac{T_{max}}{T_{ном}}\right) F_t + F_v + F_f} \geq [s], \quad (2.161)$$

де $F_{руйн}$ – руйнівне навантаження, яке вказується в стандартному позначенні ланцюга; $T_{max}/T_{ном}$ – коефіцієнт перевантаження; $[s]$ – допустимий запас міцності, $[s] = 5 \dots 10$.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Переваги і недоліки ланцюгових передач.
2. Які ланцюги використовують як приводні?
3. Чим відрізняється роликівий ланцюг від втулкового?
4. Який параметр ланцюга визначає всі інші параметри?
5. Чому обмежується кутова швидкість меншої зірочки залежно від її числа зубців та кроку ланцюга?
6. Із яких міркувань рекомендують вибирати непарне число зубців зірочок у передачах з роликівими ланцюгами?

7. Чому за великих швидкостей рекомендується використовувати ланцюги з малим кроком?
 8. Що є причиною поперечних коливань віток ланцюга?
 9. Які сили виникають у ведучій вітці ланцюга під час його роботи?
 10. Назвіть причини виходу із ладу ланцюгових передач. Назвіть основні критерії роботоздатності і розрахунку ланцюгової передачі.
 11. Як під час розрахунку ланцюгової передачі враховують умови її роботи?
-

2.5. Пасові передачі

2.5.1. Основні відомості і класифікація

Пасова передача складається із шківів, що розміщуються на валах розташованих на значній відстані, і гнучкої ланки (паса), що зв'язує шківів (рис. 2.44). Зазвичай, в приводах машин застосовуються пасові передачі між двома шківів (ведучим і веденим) (рис.2.44), але іноді (в автомобілях, сільськогосподарських машинах та ін.) передача здійснюється між трьома шківів: ведучим і двома веденими або ведучим, веденим і натяжним. Якщо пасова передача використовується в приводі разом з іншими передачами (наприклад, редуктором), то її слід встановлювати на швидкохідному валу приводу.

Пасові передачі не забезпечують жорсткого зв'язку між шківів через можливість проковзування паса на шківів, тому не рекомендується їх використовувати в механізмах, де необхідно точно витримати задане передаточне відношення.

Для передачі корисного навантаження пасовою передачею обов'язково необхідно створити попередній натяг паса за рахунок його пружних властивостей шляхом зміни відстані між шківів або за допомогою спеціальних натяжних пристроїв.

Переваги пасових передач порівняно із зубчастими: простота конструкції і відносно низька вартість, плавність і мала шумність роботи, можливість передачі зусилля на значну відстань (до 8...10 м) без ускладнення конструкції, понижені вимоги до точності монтажу, еластичність паса, яка дозволяє пом'якшувати удари і поштовхи під час коливання навантаження, для запобігання нега-

тивній дії різких перевантажень за рахунок можливості проковзування паси на шківах.

Недоліки: порівняно великі габарити, несталість передаточно-го відношення через ковзання паси на шківах, підвищене навантаження на вали і підшипники через попередній натяг паси, мала довговічність паси (800...5000 год), необхідність попередження від попадання мінеральних масел на паси (особливо прогумовані) і шківи.

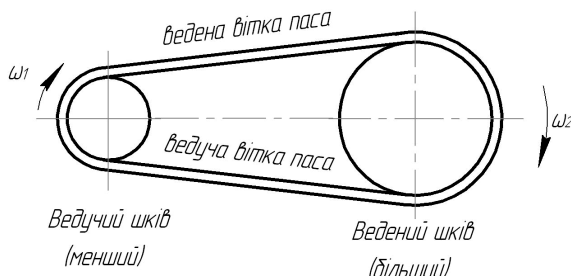


Рис. 2.44. Конструктивна схема пасової передачі

Залежно від профілю паси розрізняють плосkopасову, клино-пасову, поліклинопасову і круглопасову передачі (рис. 2.45).

Найбільш поширені клинопасові передачі. Ефект заклинювання паси в канавці шківa дозволяє передавати значно більші зусилля порівняно з плосkopасовою.

Передачі з поліклиновими пасами поєднують переваги передач з клиновими пасами (підвищене зчеплення зі шківами) і з плоскими (гнучкість, що дає змогу проектувати малогабаритні передачі).

Передачі з круглими пасами використовують тільки для передачі невеликих потужностей (прилади, домашня техніка тощо).

За розміщенням валів існують передачі:

- відкрита (найбільш поширена) (рис. 2.46а);
- перехресна (обертання валів в різні сторони) (рис. 2.46б);
- напівперехресна (рис. 2.46в)
- багатошківна з натяжним роликem (рис. 2.46г).

Перехресною і напівперехресною можуть бути тільки плосkopасові передачі.

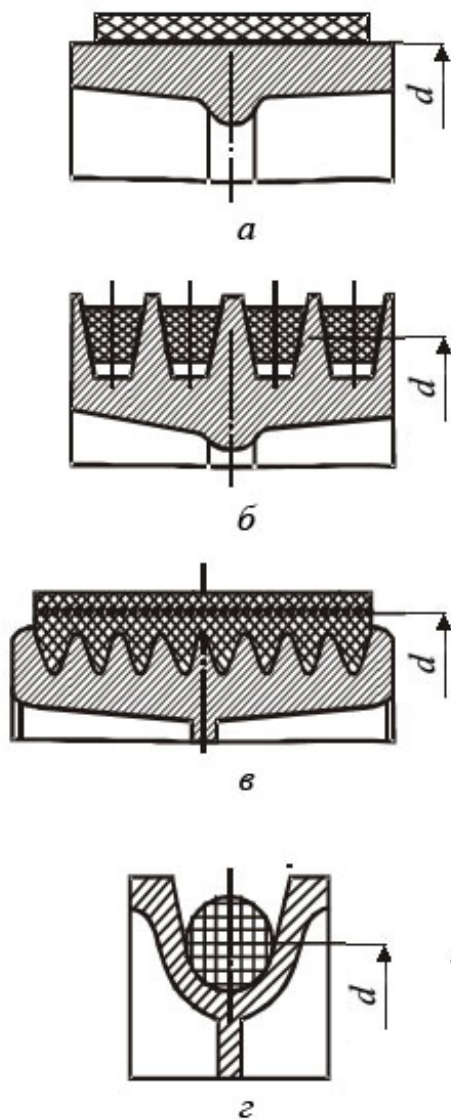


Рис. 2.45. Пасові передачі:

a – плоскопасова; *б*– клинопасова; *в* – поліклинопасова;
г – круглопасова

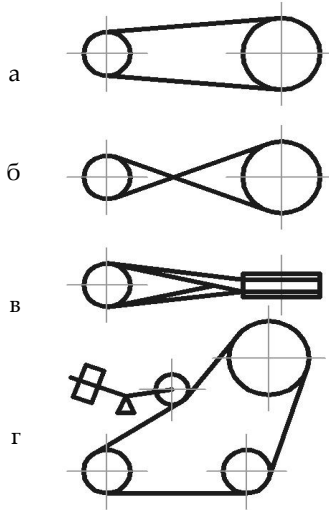


Рис. 2.46. Пасові передачі за розміщенням валів:

а – відкрита; б – перехресна; в – напівперехресна; г – багатошківна з на-
тяжним роликком

2.5.2. Паси

Приводні паси повинні мати достатню міцність, довговічність, гнучкість, зносостійкість, надійність зчеплення з шківками і невисоку вартість.

Плоскі паси менше поширені в приводах машин ніж клинові, однак в окремих випадках клинопасові передачі не можуть конкурувати з плоскостасовими: за великих швидкостей (80...100 м/с) (спеціальні плівкові паси), високих вимогах до плавності роботи, значних міжосьових відстанях, складних розміщеннях геометричних осей шківків.

Для середньошвидкісних передач застосовують **гумотканинні** плоскі паси (ГОСТ 23831-90), що складаються із декількох шарів (прокладок) технічної тканини (бельтінгу Б-820) чи тканини із комбінованих ниток БКНЛ-65 (ГОСТ 19700-85) чи синтетичних ниток ТА-150, ТК-200, ТА-300, ТК-300 (ГОСТ 18215-87) з міцністю за шириною основи прокладки 150, 200, 300 Н/мм.

Ці паси випускають трьох типів (рис.2.47): А – *нарізні*, з гумовими прошарками між усіма прокладками і з кромками, захищеними водостійкими компонентами; Б – *пошарово загорнуті*, як із гумовими прошарками, так і без них; В – *спірально загорнуті*.

Для запобігання механічним пошкодженням тканини, дії вологості і хімічно активних середовищ використовують паси з гумовими обкладками. Морозостійкі і антистатичні паси завжди мають зовнішні гумові обкладки, які виготовляють із гуми класу М – для морозостійких, класу Б – для антистатичних, класу С – для вологостійких пасів. Зовнішні обкладки для пасів загального призначення виготовляють із гуми класів Б, М і С. Морозостійкі паси можуть працювати за температури від -45 до $+60^{\circ}\text{C}$, паси загального призначення – від -25 до $+60^{\circ}\text{C}$.

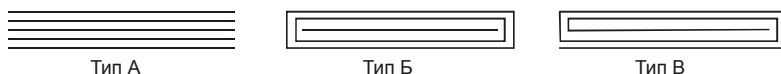


Рис. 2.47. Схеми поперечних перерізів прогумованих плоских пасів

Нарізні паси типу А є більш гнучкими і допускають більші швидкості: А – до 30 м/с; Б – до 20 м/с; В – до 15 м/с. Загорнуті паси з підвищеною зносостійкістю кромки працюють в передачах з напрямними (шківів з ребрами) і в перехресних.

Тип паси визначають залежно від умов експлуатації: характеру навантаження і його величини, швидкості пасу, схеми розміщення передачі і умов навколишнього середовища. Прогумовані паси в середовищі з лужними і кислотними випаруваннями не використовують.

Кількість шарів (прокладок) і ширина плоского паси регламентується стандартом. З метою зменшення напруження згину в пасі стандарт установлює мінімальні діаметри шківів залежно від кількості прокладок або загальної товщини паси.

Гумотканинні паси випускаються кінцевими і поставляються виробником у рулонах.

Необхідна довжина паси формується за місцем. У разі зшивання довжина стику береться рівною приблизно $(2,2...2,5) b$, де b – ширина паси, при цьому стик, що прилягає до шківів, має бути спрямований у бік протилежний руху паси.

Суцільноткані паси виготовляють із бавовняного прядива у кілька перепланих шарів просочених спеціальним розчином із

озокериту та бітуму. Вони порівняно дешеві, але мають меншу тягову здатність і довговічність, тому їх застосовують у разі передачі невеликих навантажень і за швидкостей до 25 м/с. Не рекомендується використовувати їх в приміщеннях з підвищеною вологістю і надмірно запиленних, а також в перехресних передачах.

У *плівкових пасях* замість кордшнура використовують нейлонову стрічку, яку покривають шаром еластомеру, що забезпечує високий коефіцієнт тертя з робочою поверхнею шківів. Важливою перевагою цих пасів є мала погонна маса за відносно високої питомої міцності, що дозволяє використовувати їх у разі високих колових швидкостей (до 80...100 м/с).

Клинові паси – це безкінечні паси з перерізом у вигляді трапеції з робочими боковими сторонами і кутом клина $\varphi \approx 40^\circ$ (рис. 2.48а). Завдяки клиновій дії ці паси мають підвищену силу зчеплення зі шківів, що дозволяє за однакового навантаження одержати передачу з меншими габаритами і з меншим натягом пасів.

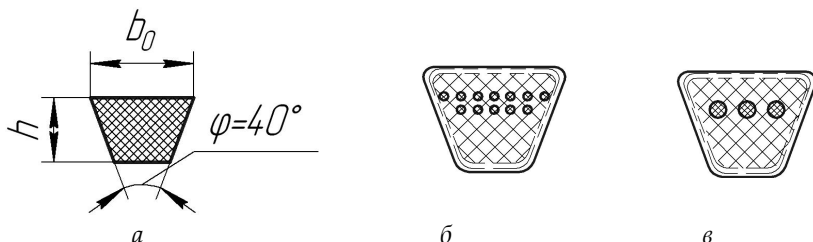


Рис. 2.48. Перерізи клинових пасів:

а – розміри; *б* – кордтканинний; *в* – кордшнуровий

Залежно від відношення розрахункової ширини b_p вздовж нейтральної лінії до висоти h перерізу (табл.2.4) існує три види клинових пасів: нормального перерізу ($b_p/h \approx 1,4$, вузькі ($b_p/h \approx 1,05...1,1$) і широкі ($b_p/h \approx 2...4,5$). Стандарт передбачає 7 перерізів клинових пасів нормального перерізу (рис. 2.49): О, А, В, В, Г, Д, Е (відповідне позначення ISO: Z, A, B, C, D, E, EO). За галузевим стандартом випускають вузькі паси 4 перерізів: УО, УА, УБ, УВ (позначення ISO: SPZ, SPA, SPB, SPC).

Залежно від будови несучого шару (корду) клинові паси *нормального перерізу* виготовляють двох типів: кордтканинні (рис. 2.48б) і кордшнурові (рис. 2.48в). У кордтканинних пасях корд складається із декількох шарів віскозної, капронової чи лавсанової тканини. У кордшнурових пасях корд складається із одного ряду

кручених анідних шнурів. Такі паси порівняно з кордтканинними мають більшу гнучкість і можуть використовуватися за менших діаметрів шківів і більших швидкостей, але вони мають меншу довговічність.

Розрахункові довжини пасів виміряють за нейтральним шаром у натягнутому стані.

Для приводів вентиляторів у двигунах внутрішнього згоряння (автомобілів, тракторів, комбайнів) використовуються кордшнурові паси згідно з ГОСТ 5813-76 п'яти розмірів профілю поперечного перерізу: 1, 2, 3, 4, 5.

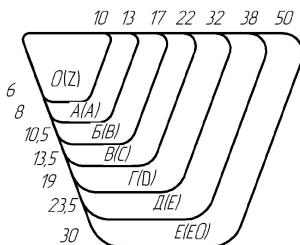


Рис. 2.49. Розміри стандартних пасів нормального перерізу (мм)

Клинові *вузькі* паси мають більшу тягову здатність і довговічність, ніж паси нормального перерізу і поступово витісняють останні, особливо в автомобілях і сільськогосподарських машинах.

Клинові паси виготовляють замкнутої форми з різними стандартними довжинами.

Клинопасова передача може працювати з одним або з декількома пасами (комплект). У разі збільшення кількості пасів у комплекті важко одержати їх рівномірне завантаження через неминучі похибки розмірів пасів і канавок шківів, тому не рекомендується кількість пасів в комплекті брати більше восьми (практично шести). У разі виходу із ладу одного паса необхідно міняти весь комплект.

Поліклинові паси – безкінечні плоскі паси з повздовжніми виступами (ребрами) на внутрішній поверхні (рис. 2.50). Кількість клинових ребер може бути від 2 до 36.

У плоскій частині поліклинових пасів розміщується високоміцний шнуровий корд із віскози, скловолокна або лавсану і декілька шарів діагонально змотаної тканини, що надає пасу більшу поперечну гнучкість.

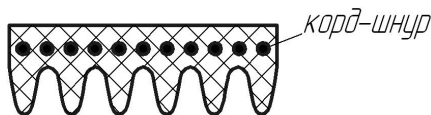


Рис. 2.50. Переріз поліклинового паси

Поліклинові паси поєднують переваги клинових (високу тягову здатність) і плоских (гнучкість) пасів, що дає змогу проектувати малогабаритні передачі (обробні і шліфувальні верстати, зернозбиральні комбайни та інші сільськогосподарські машини). Мала висота перерізу порівняно з клиновими пасами нормального перерізу сприяє зниженню рівня згинальних і крутильних коливань в агрегатах. Поліклинові паси особливо чутливі до непаралельності валів і осевого зміщення, оскільки це порушує нормальний контакт паси зі шківом. Рекомендується, щоб у передачах з цими пасами непаралельність валів не перевищувала $20'$, а осеве зміщення робочих поверхонь шківів $-15'$.

Поліклинові паси випускають трьох поперечних перерізів: К, Л, М, кожен з яких має свої розміри і кількість ребер; пас з перерізом К замінює клинові паси О і А, з перерізом Л: Б і В, з перерізом М: В, Г, Д і Е.

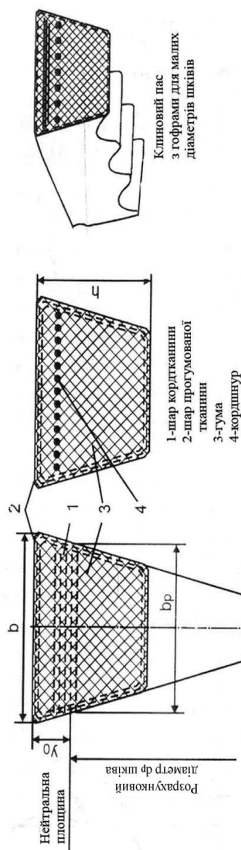
Круглі паси використовують для передачі невеликих навантажень, зазвичай, у приладах. Виготовляються із шкіри, бейтінгу, бавовни, капрону.

У клинопасових передачах із шківом малих діаметрів використовують клинові паси з гофрами (**зубчасті паси**) (рис. у табл. 2.4).

Натяг пасів. Пасова передача може нормально працювати тільки за наявності попереднього натягу паси. Для його створення, а також для компенсації витягування паси в процесі експлуатації використовують натяжні пристрої: ползунки та хитні плити, натяжні та відтяжні ролики, пристрої з автоматичним регулюванням. Найпростішим і найбільш поширеним способом натягу пасів є переміщення одного із шківів, коли електродвигун з установленим на ньому шківом переміщується ползунками або повертається на хитній плиті. З огляду на довговічність паси найкраще використовувати автоматичний натяг паси, за якого він змінюється залежно від навантаження.

Таблиця 2.4

Характеристики клинових пасів



Тип паса	Позначення перерізу	Розміри (мм) перерізу і площа A, мм ²				Гранична довжина l, м	Граничні значення моменту T _л , Н·м	Коеф. погонної маси η, Н·с ² /м ²
		b _p	b	h	y ₀	A	d _{міні} , мм	
Нормального перерізу (ГОСТ 1284.1-96)	O(Z)	8,5	10	6	2,1	47	63	<30
	A(A)	11	13	8	2,8	81	90	15...60
	B(B)	14	17	10,5	4,0	138	125	45...150
	B(C)	19	22	13,5	4,8	230	200	120...600
	Г(D)	27	32	19	6,9	476	355	420...2400
	Δ(E)	32	38	23,5	8,3	692	500	1600...6000
	E(EO)	42	50	30	14,0	1170	800	>2200
Вузькі (РТМ 51-15-70)	УО(SFZ)	8,5	10	8	2,0	56	63	<150
	УА(SPA)	11	13	10	2,8	95	90	90...400
	УВ(SPB)	14	17	13	3,5	158	140	300...2000
	УВ(SPC)	19	22	18	4,8	278	224	>1500

Натяжні пристрої можуть також збільшувати кути обхвату пасом шківів, що збільшує тягову здатність.

Для встановлення і заміни пасів треба передбачити можливість зменшення міжосьової відстані на 2% за довжини паса $l < 2$ м і на 1%, якщо $l > 2$ м.

Для компенсації відхилень від номіналу за довжиною паса і його видовження під час експлуатації треба передбачити можливість збільшення міжосьової відстані на 5,5% від довжини паса.

2.5.3. Шківви

Матеріал шківів і спосіб їх виготовлення залежить від колової швидкості: при $V \leq 30$ м/с – шківви виготовляються литими із чавуну СЧ 10 і СЧ 15, за більших швидкостей використовують сталеві литі або зварні шківви. Шківви можуть виготовлятися також із алюмінієвих сплавів і текстоліту, оскільки шківви із цих матеріалів мають меншу масу порівняно зі сталевими і чавунними, то їх раціонально використовувати у швидкісних пасових передачах.

Форма робочої поверхні ободу залежить від форми поперечного перерізу паса. У шківви плоскопасових передач (ГОСТ 17383-89) це може бути гладка циліндрична, випукла (для забезпечення центрування паса) або циліндрична з краями у формі конуса поверхня (рис. 2.51а).

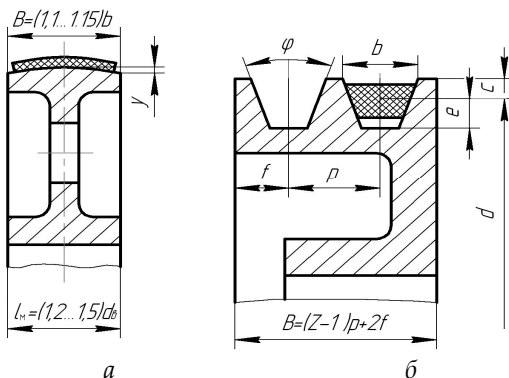


Рис. 2.51. Конструкції шківви:

а – плоскопасової передачі; *б* – клинопасової

Для шківів клинопасових передач (ГОСТ 20889-80...ГОСТ 20898-80) робочими є бокові сторони клинових канавок, розміри і кількість яких вибираються залежно від вибраного перерізу pasa (рис. 2.51б). У разі обгинання шківa кут клину клинового pasa змінюється порівняно з початковим ($\varphi \approx 40^\circ$), причому ця зміна тим більша, чим менший діаметр шківa. Для забезпечення правильного контакту pasa зі шківом кут канавки вибирається згідно зі стандартом залежно від діаметра шківa в межах 34...40°.

Згідно з ГОСТ 20889-88 кут φ канавки шківa для різних перерізів клинового pasa залежить від діаметра шківa. Це пояснюється тим, що у разі згину на шківу профіль pasa викривлюється – ширина pasa в зоні розтягу зменшується, а в зоні стиску збільшується. Якщо деформований таким чином пас розміщується в канавці з кутом, що дорівнює куту профілю недеформованого pasa, то його тиск на бокові площини по висоті розподілиться нерівномірно (більший тиск буде в нижній частині, де відсутній корд), що негативно впливає на довговічність pasa. Для вирівнювання тиску кут канавок шківa залежно від діаметра робиться меншим від кута профілю pasa.

Обід може з'єднуватися з маточиною суцільним диском, диском з отворами для демонтажу за допомогою знімача або спицями. Число спиць визначають за емпіричною залежністю $n_{en} = \sqrt{d/7}$. Якщо $n_{en} < 3$, то використовують диск.

2.5.4. Геометрія і кінематика пасових передач

Діаметри шківів рекомендується брати за можливості більшими, наскільки дозволяють габарити передачі. Це підвищує довговічність, к.к.д. і тягову здатність передачі.

Діаметр меншого шківa d_1 вибирають із умов обмеження напружень згину, що виникають у разі обгинання шківa, і обмеження габаритів передачі.

Для плоских пасів рекомендується брати відношення між діаметром меншого шківa і товщиною pasa $d_1/\delta \geq 30...40$ – для гумотканинних пасів; $d_1/\delta \geq 25...35$ – для бавовняних і шкіряних.

Орієнтовно під час проектного розрахунку плоскопасової передачі діаметр меншого шківa беруть за емпіричною залежністю:

$$d_1 = (52...61) \cdot \sqrt[3]{T_1}, \text{ мм}, \quad (2.162)$$

де T_1 – обертальний момент на валу меншого шківa, Н·м.

Діаметр d_1 меншого шківa клинопасової передачі вибирають залежно від прийнятого типу перерізу паса.

Діаметр більшого шківa пасової передачі визначають через передаточне відношення:

$$d_2 = d_1 \cdot i. \quad (2.163)$$

Розраховані значення діаметрів d_1 і d_2 мають бути узгоджені зі стандартом.

Міжосьова відстань a визначається конструкцією машини тобто розміщенням в ній ведучого і веденого шківів. Мала міжосьова відстань негативно впливає на частоту пробігів паса, а, отже, на його довговічність. Для відкритої плоскопасової передачі рекомендується брати $a = (2 \dots 3)(d_1 + d_2)$, а для клинопасової передачі

$$a \geq 0,55 \cdot (d_2 + d_1) + h, \quad (2.164)$$

де h – висота перерізу паса.

Кут обхвату пасом малого шківa α_1 впливає на тягову здатність передачі. Його величина визначається із схеми рис.2.52 за допомогою додаткового кута β .

$$\alpha_1 = \pi - \beta.$$

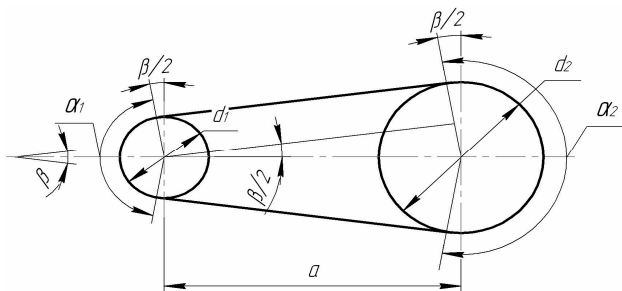


Рис. 2.52. Схема до визначення розмірів пасової передачі

Із прямокутного трикутника із гострим кутом $\beta/2$:

$$\sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{d_2 - d_1}{2a}.$$

Враховуючи те, що кут β не перевищує $\pi/6$, можна приблизно прийняти, що $\sin(\beta/2) \approx \beta/2$. тоді:

$$\frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a},$$

а кут обхвату пасом малого шківів дорівнює в радіанах:

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a},$$

у градусах:

$$\alpha_1^0 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ. \quad (2.165)$$

Для нормальної роботи плоскопасової передачі рекомендується мати кут обхвату пасом меншого шківів α_1 – не менший 150° , для клинопасової α_1 – не менший 120° .

Довжина паса. Розрахункова довжина паса визначається із схеми рис.2.52 як сума прямолінійних ділянок та дуг обхвату:

$$l' = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (2.166)$$

Для плоских пасів розрахункова довжина паса збільшується для зшивання $l = l' + 100 \dots 400$ мм, для клинових розрахункова довжина округляється до найближчого стандартного значення l , після чого уточнюється міжосьова відстань:

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}. \quad (2.167)$$

Колові швидкості на шківках (без врахування пружного ковзання паса):

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}; v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}; v_1 = v_2.$$

Внаслідок пружного ковзання колова швидкість веденого шківка дещо менша від колової швидкості ведучого шківка:

$$v_2 = v_1 \cdot (1 - \varepsilon), \quad (2.168)$$

де $\varepsilon = (v_1 - v_2) / v_1$ – коефіцієнт пружного ковзання ($\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$).

Передачне відношення з урахуванням пружного ковзання (2.168):

$$i = n_1 / n_2 = \frac{60 \cdot v_1 \cdot \pi \cdot d_2}{\pi \cdot d_1 \cdot 60 \cdot v_2} = \frac{v_1 \cdot d_2}{v_1 (1 - \varepsilon) \cdot d_1} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)}, \quad (2.169)$$

невелике значення коефіцієнта пружного ковзання ε дозволяє приблизно приймати:

$$i = d_2 / d_1. \quad (2.170)$$

2.5.5. Сили і напруження в пасі

Для передачі корисного навантаження в пасовій передачі необхідно створити *попередній натяг* паса F_0 (рис.2.53а). У стані спокою і холостого ходу кожна вітка натягнута однаково з силою F_0 .

Під час роботи пасової передачі (передачі корисного навантаження) відбувається перерозподіл натягів у вітках паса: *натяг ведучої* (набіжної) вітки збільшується до F_1 , а *натяг веденої* (збіжної) зменшується до F_2 (рис. 2.53б).

З умови рівноваги шківка:

$$T_1 = F_t \cdot \frac{d_1}{2} = (F_1 - F_2) \cdot \frac{d_1}{2}.$$

або $F_1 - F_2 = F_t.$ (2.171)

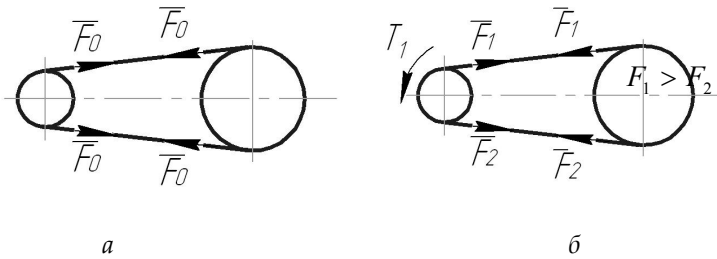


Рис. 2.53. Натяги у вітках паса:

а – передача без навантаження; *б* – під час передачі навантаження

Геометрична довжина паса не залежить від навантаження і залишається незмінною як в навантаженій, так і в ненавантаженій передачі. Це значить, що в навантаженій передачі додатковий розтяг ведучої вітки паса компенсується таким же скороченням веденої вітки:

$$F_1 = F_0 + \Delta F; \quad F_2 = F_0 - \Delta F;$$

або $F_1 + F_2 = 2F_0.$ (2.172)

Розв'язавши разом (2.171) і (2.172), одержимо:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} \quad (2.173)$$

Вирази (2.171), (2.172), (2.173) встановлюють як змінюються натяги ведучої і веденої виток залежно від корисного навантаження, але не розкривають можливості його передачі, пов'язаної з силами тертя між пасом і шківками, або так званої *тягової здатності* переда-

чі. Цей зв'язок можна визначити, скориставшись моделлю паса у вигляді нерозтяжної нитки (задача Л.Ейлера).

Умова рівноваги елемента $d\phi$ (рис. 2.54):

$$\Sigma M_o = 0; \text{ (сума моментів) } F \cdot \frac{d}{2} + f \cdot dR \cdot \frac{d}{2} - (F + dF) \frac{d}{2} = 0;$$

або $F + f \cdot dR - F - dF = 0; f \cdot dR = dF;$

$$\Sigma F_y = 0; \text{ (сума проекцій)}$$

$$dR - F \cdot \sin\left(\frac{d\phi}{2}\right) - (F + dF) \sin\left(\frac{d\phi}{2}\right) = 0;$$

або $dR - F \cdot \frac{d\phi}{2} - F \cdot \frac{d\phi}{2} = 0.$

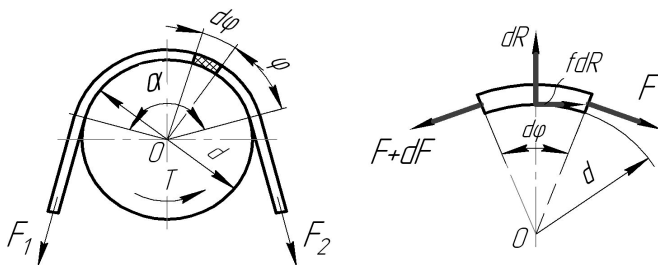


Рис. 2.54. Схема сил для визначення співвідношення між натягами віток

Відкидаючи члени другого порядку малості і прийнявши $\sin(d\phi/2) \approx d\phi/2$, одержимо:

$$dR = F \cdot d\phi.$$

Виключивши dR , одержимо диференціальне рівняння:

$$f \cdot F \cdot d\phi = dF; f \cdot d\phi = \frac{dF}{F},$$

проінтегрувавши яке, маємо:

$$f \int_0^{\alpha} d\varphi = \int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F}; \quad f \cdot \alpha = \ln \frac{F_1}{F_2},$$

або

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\alpha f}. \quad (2.174)$$

Цей вираз носить назву *формули Ейлера*.

Розв'язуючи разом (2.171), (2.172) і (2.174), одержимо:

$$F_1 = F_t \frac{e^{\alpha f}}{e^{\alpha f} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{\alpha f} - 1}; \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{\alpha f} + 1}{e^{\alpha f} - 1} \right). \quad (2.175)$$

Формули (2.175) визначають зв'язок сил натягу віток передачі з корисним навантаженням F_t та факторами тертя α і f . Вони дозволяють також визначити мінімально необхідний попередній натяг паса F_0 , за якого ще можлива передача заданого навантаження F_t .

Натяг від дії відцентрової сили. Під час переміщення паса на шківках у результаті криволінійного руху виникає відцентрова сила, яка викликає додатковий натяг у всіх перерізах паса:

$$F_v = \rho A \cdot v^2, \quad (2.176)$$

де ρ – густина матеріалу паса; A – площа поперечного перерізу; v – колова швидкість.

Натяг F_v ослаблює дію попереднього натягу F_0 , зменшує силу тертя і тим самим знижує тягову здатність передачі. Шкідливий вплив дії відцентрової сили на тягову здатність пасової передачі відчувається за швидкостей пасів більших 20 м/с. За малих і середніх швидкостей паса дія відцентрової сили незначна і не передається на вали (врівноважується в пасі).

Напруження в перерізах паса. В усіх перерізах паса діє однако-
ве напруження від відцентрової сили

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} \quad (2.177)$$

і напруження від попереднього натягу (попереднє напруження).

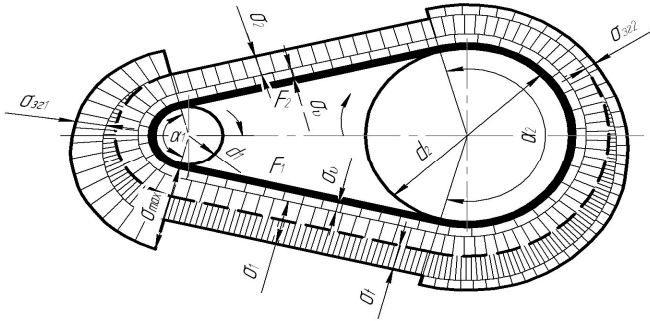


Рис. 2.55. Епюра напружень у пасі передачі

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} . \quad (2.178)$$

У перерізах ведучої вітки паса діє напруження:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot A} = \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2} , \quad (2.179)$$

де σ – напруження від корисного навантаження (корисне напруження):

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} . \quad (2.180)$$

Напруження веденої вітки:

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot A} = \sigma_0 - \frac{\sigma_t}{2} .$$

Напруження згину виникають в пасі під час обгинання ним шківів, вони визначаються за відомою з курсу опору матеріалів формулою:

$$\sigma_{32} = E(y_{max}/R),$$

де $y_{max} = \delta/2$ – відстань максимально віддалених точок перерізу паса до нейтрального шару; $R \approx d/2$ – радіус кривини нейтрального шару; E – модуль пружності матеріалу паса, для різних матеріалів $E = (200 \dots 400)$ МПа; δ – товщина паса. Враховуючи вказані співвідношення, одержимо:

$$\sigma_{32} = E \frac{\delta}{d}; \quad (2.181)$$

Напруження згину на ведучому і веденому шківів:

$$\sigma_{32_1} = E \frac{\delta}{d_1}; \quad \sigma_{32_2} = E \frac{\delta}{d_2}.$$

Максимальне сумарне напруження діє у перерізі ведучої вітки, який набігає на менший ведучий шків:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_{32_1}. \quad (2.182)$$

Епюра розподілу напружень за довжиною паса представлена на рис. 2.55.

2.5.6. Пружне ковзання і буксування паса

В пасових передачах розрізняють два види ковзання паса вздовж шківів: пружне ковзання і буксування. Пружне ковзання присутнє за будь-якого навантаженні передачі, буксування тільки у разі перевантаження.

Пружне ковзання виникає внаслідок пружних властивостей паса і різниці натягів ведучої та веденої віток.

На ведучому шківі натяг паси поступово зменшується від F_1 до F_2 , а на веденому – збільшується від F_2 до F_1 . Оскільки деформація паси приблизно пропорційна його натягу, то на ведучому шківі пас скорочується і ковзає вздовж шківів у напрямі протилежному його обертанню, тобто пас відстає від шківів, а на веденому пас видовжується, що також призводить до ковзання, оскільки пас випереджає шків. Таке ковзання паси називається пружним, а дуги, на яких воно виникає, – *дугами ковзання* (рис. 2.56). Дуга ковзання завжди розміщується з боку збігання паси зі шківів. На дугах, що доповнюють дуги ковзання до кутів обхвату α пасом шківів, пас залишається у спокої і тому ці дуги називаються *дугами спокою*.

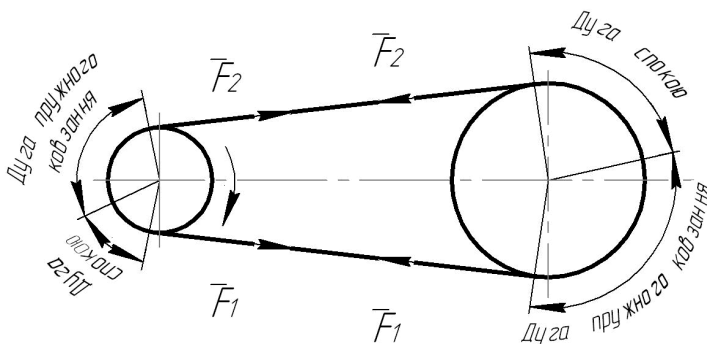


Рис.2.56. Пружне ковзання в пасовій передачі

На дугах спокою швидкість паси дорівнює коловій швидкості шківів, але протилежні кінці кожної вітки дотикаються шківів із різними коловими швидкостями. Ця різниця зростає за збільшення навантаження, а передаточне відношення змінюється. Вплив пружного ковзання враховується коефіцієнтом пружного ковзання $\varepsilon = (v_1 - v_2)/v_1$.

У разі перевантаження дуга спокою зменшується до нуля, а пас починає ковзати на поверхні шківів, ведений шків зупиняється. Таке ковзання називається *буксуванням*. Воно є недопустимим під час роботи пасової передачі.

2.5.7. Критерії роботоздатності пасових передач

Основними критеріями роботоздатності пасових передач є: *тягова здатність* – здатність передачі передавати задане навантаження без буксування, яка залежить від надійності зчеплення паса зі шківом, і *довговічність паса*, яка визначається, здебільшого, його опором втомленості.

Надійність зчеплення паса зі шківом, а, отже, і тягова здатність передачі характеризується кривими ковзання та к.к.д. (рис. 2.57), які встановлюють залежність коефіцієнта пружного ковзання (ε) та к.к.д. (η) від корисного навантаження, яке враховується через коефіцієнт тяги – відношення корисного навантаження паса до суми сил натягу віток передачі

$$\varphi = F_t / (F_1 + F_2) = F_t / 2F_0 = \sigma_t / 2\sigma_0. \quad (2.183)$$

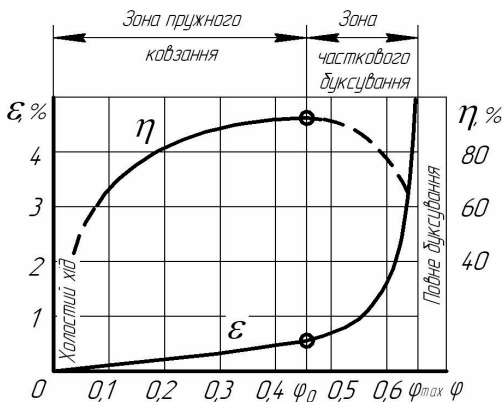


Рис. 2.57. Криві ковзання (ε) та к.к.д. (η) пасової передачі

Коефіцієнт тяги показує, яка частина попереднього натягу паса корисно використовується для передачі навантаження.

Криві ковзання одержують експериментально за типових (стандартних) умов випробувань: $d_1 = d_2$; $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$; $v = 10$ м/с; навантаження спокійне, передача горизонтальна.

У разі збільшення коефіцієнта тяги від нуля до φ_0 в передачі є тільки пружне ковзання пропорційне навантаженню і крива ковзання має прямолінійну форму. Передача працює нормально.

Значення коефіцієнта тяги ϕ_0 характеризує межу раціонального використання паса і відповідає найбільшому навантаженню F_{t0} (корисному напруженню σ_0), за якого ще відсутнє буксування.

$$F_{t0} = 2\phi_0 \cdot F_0$$

або

$$\sigma_{t0} = 2\phi_0 \cdot \sigma_0. \quad (2.184)$$

У разі подальшого збільшення навантаження (коефіцієнта тяги від ϕ_0 до ϕ_{max}) в передачі крім пружного ковзання появляється буксування, порушується нормальна робота передачі. Ця зона називається зоною часткового буксування, її величина характеризує здатність передачі переносити короточасні перевантаження, наприклад під час пуску передачі. Навантаження, що перевищує критичне значення ϕ_{max} , викликає повне буксування, ведений шків зупиняється.

Експериментально встановлено, що в середньому для плоских пасів $\phi_0 = 0,4 \dots 0,5$; для клинових пасів $\phi_0 = 0,7 \dots 0,8$; відношення, що характеризує здатність передачі до перевантаження $\phi_{max} / \phi_0 = 1,15 \dots 1,5$.

Довговічність паса характеризується його здатністю опиратися втомному руйнуванню: утворенню тріщин, надривів, розклеюванню тощо.

2.5.8. Розрахунки пасових передач на тягову здатність

Плоскопасова передача

Для всіх типорозмірів плоских пасів стандарт передбачає їх розрахунки за питомим тяговим (корисним) зусиллям, що припадає на одиницю ширини паса. Допустимі питомі навантаження q_0 визначаються стандартом за установлених початкових σ_0 і F_0 паса і конкретного значення оптимального коефіцієнта тяги ϕ_0 , визначеного із кривих ковзання.

Допустиме тягове зусилля для передачі, що проектується, параметри і умови роботи якої можуть суттєво відрізнятися від типових, визначається шляхом введення коригувальних коефіцієнтів:

$$[q] = q_0 C_0 C_\alpha C_V / C_p, \quad (2.185)$$

де C_α – коефіцієнт, що враховує вплив на тягову здатність величини кута обхвату на малому шківі;

C_V – швидкісний коефіцієнт, який враховує ослаблення зчеплення паса зі шківками під дією відцентрової сили;

C_0 – коефіцієнт, що залежить від типу передачі та її нахилу до горизонту;

C_p – коефіцієнт, що враховує характер навантаження і режим роботи передачі.

Ширина плоского паса визначається за формулою:

$$b = F_t / [q], \quad (2.186)$$

де F_t – колове зусилля.

Розраховане значення ширини паса округляють до стандартного.

Клинопасова передача

Промисловість випускає обмежену кількість типорозмірів стандартних клинових пасів. Це дозволило експериментально визначити потужність P_0 , яку може передати без буксування один пас вибраного перерізу з еталонною довжиною l_0 в типових умовах ($\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$; $V = 10$ м/с, навантаження спокійне, передача горизонтальна).

ISO вводить поправку ΔP до допустимої потужності P_0 – за збільшення передаточного відношення від 1 до 3 за однієї й тієї самої швидкості паса допустима потужність P_0 для всіх перерізів пасів збільшується, хоча кут обхвату α_1 меншого шківка зменшується. На перший погляд здається парадоксальним, що зі зменшенням кута обхвату збільшується величина допустимої потужності. Пояснюється це тим, що збільшення передаточного відношення за незмінної швидкості паса призводить до збільшення діаметра веденого шківка, а, отже, зменшується напруження згину паса, що дозволяє за незмінного допустимого розрахункового напруження $[\sigma]$ збільшити корисне напруження σ за рахунок збільшення початкового натягу паса.

Умови роботи передачі, що проектується, відрізняються від типових, тому у розрахунок вводяться поправкові коефіцієнти.

Під час розрахунку клинопасової передачі на тягову здатність визначають *необхідне число пасів у передачі*:

$$z = \frac{P_1 \cdot C_p}{C_i P_o \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_z}; \quad (2.187)$$

де P_1 – потужність на валу малого шківів; C_p – коефіцієнт, що враховує характер навантаження і режим роботи передачі; C_i – коефіцієнт підвищення потужності P_o при передаточному відношенні більшому одиниці; C_α – коефіцієнт, що враховує вплив на тягову здатність передачі величини кута обхвату на малому шківі; C_l – коефіцієнт, що враховує вплив довжини паса; C_z – коефіцієнт, що враховує нерівномірне навантаження пасів.

Оскільки за збільшення числа пасів у комплекті передачі зростає нерівномірність розподілу навантаження між ними, то вводять обмеження на число пасів. За консольного кріплення шківів на валах число пасів у комплекті не має перевищувати максимально допустимого, яке для нормальних перерізів коливається від 3 до 8.

Згідно з ГОСТ 1284.3-96 *попередній натяг* вітки одного клинового паса для передачі заданої потужності за числа пасів z з натягом за допомогою переміщення двигуна на полозках чи в пазах:

$$F_0 = 500(2,5 - C_\alpha) P_1 C_p / (C_\alpha v z) + q v^2, \quad (2.188)$$

де q – маса 1 м паса.

Тут другий доданок є відцентрова сила, що діє на пас під час його проходження через шківів і яка ослаблює притискання паса до шківів.

Розрахований за (2.188) натяг в процесі експлуатації необхідно контролювати і регулювати, особливо в перші 48 годин роботи, коли нові паси обтягуються. Натяг паса контролюється за прогином вітки під дією розрахункової сили, яка визначається за емпіричною формулою:

$$Q = (C_{np} F_0 + C_{ж}) / 16,$$

де, C_{np} – коефіцієнт, що враховує припрацювання паса: для нового паса $C_{np} = 1,3$, для припрацьованого $C_{np} = 1$; $C_{ж}$ – коефіцієнт,

що враховує жорсткість паса, рекомендується ГОСТ 1284-86 (наприклад для пасів типу А $C_{ж} = (5...10)$ Н, типу В(Б) $C_{ж} = (10...20)$ Н).

Величина прогину вітки паса під дією розрахункової сили Q , прикладеної посередині прольоту, має дорівнювати $y = 0,0155a$, де a – міжосьова відстань.

Навантаження на вали і опори. Натяги віток паса передаються на вали і опори (рис. 2.58). Сила, що діє на вал, визначається як сума векторів F_1 і F_2

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \beta} \approx 2F_0 \sin(\alpha / 2) \quad (2.189)$$

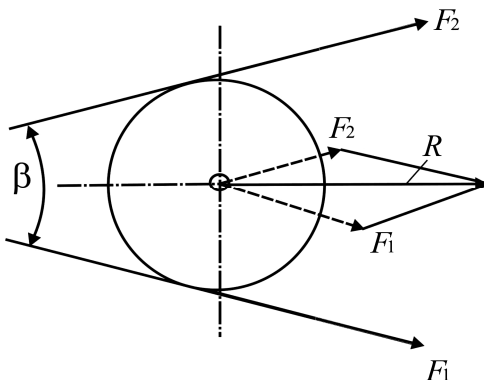


Рис. 2.58. Навантаження на вали пасової передачі

2.5.9. Розрахунок передачі на довговічність

Виконується як перевірний.

Сучасні методи розрахунку пасових передач на довговічність паса базуються на рівнянні похилої ділянки кривої витривалості (див. рис. 1.56):

$$\sigma_{\max}^m N_{\Sigma} = C, \quad (2.190)$$

де $\sigma_{\max}$ – максимальне напруження циклу (2.182); m і C – постійні, що визначаються за експериментальними даними (наприклад, для клинових і поліклинових пасів $m = 5 \dots 6$; $C = 21 \dots 30$ МПа); N_{Σ} – число циклів навантаження за весь строк служби передачі.

У зв'язку з тим, що для розрахунку за (2.190) у кожному конкретному випадку необхідні експериментальні дані, то прийнято довговічність враховувати непрямым шляхом за частотою пробігів паса.

Довговічність паса залежить головним чином від величини напружень згину і частоти циклу їх зміни. Обмеження величини напружень згину виконується під час вибору діаметра меншого шківів, а частота циклу зміни напружень враховується шляхом обмеження частоти пробігів паса:

$$n_{np} = v/l \leq [n]_{np}. \quad (2.191)$$

Для плоских пасів допустиме значення частоти пробігів $[n]_{np} = (3 \dots 5)c^{-1}$; для клинових $[n]_{np} = (10 \dots 25)c^{-1}$.
Середня довговічність пасів $L_h = 2000 \dots 3000$ годин.

2.5.10. Зубчасто-пасові передачі

Загальні відомості

На відміну від пасових передач, які працюють за рахунок тертя між пасом і шківом, у зубчасто-пасових передачах, як і в ланцюгових передачах, використовується принцип зацеплення зубчастого паса із зубчастими шківом (рис. 2.59), що забезпечує сталість передаточного відношення.

Зубчасто-пасові передачі мають низку переваг: висока навантажувальна здатність за відносно малих габаритів; компактність і велике передаточне число (до 12) в одному ступені; невеликий початковий натяг зубчастого паса, а отже, менші навантаження на вали й підшипники; порівняно з іншими пасовими передачами дещо вищий к.к.д.

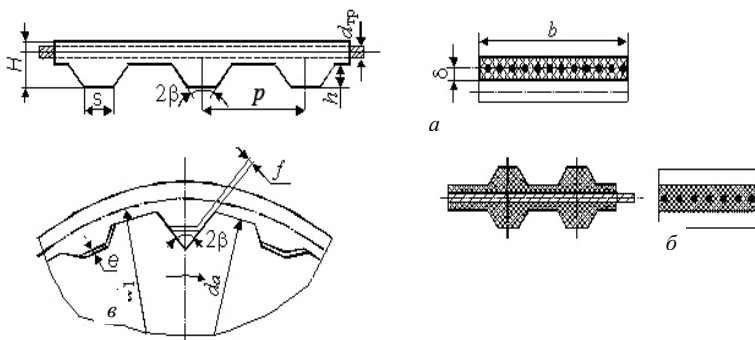


Рис. 2.59. Зубчасто-пасова передача:

а – одnobічний зубчастий пас; *б* – двобічний; *в* – схема зачеплення зубців шківа із зубчастим пасом

Хоча принцип роботи зубчасто-пасових передач був запатентований давно, але серійне виробництво зубчастих пасів та їх промислове впровадження стало можливим з появою в середині минулого століття нових високоміцних композиційних матеріалів і пластмас. Нині зубчасто-пасові передачі широко застосовують у верстатобудуванні (металообробні й деревообробні верстати), текстильних і типографських машинах.

Зубчастий пас за формою є нескінченна стрічка-каркас із зубцями трапецієподібної форми на внутрішній поверхні (рис. 2.59а), що входять у зачеплення із зубцями на шківах. Існують паси із зубцями з двох боків (рис. 2.59б), які застосовують в багатошківних передачах. Паси для силових передач виконують здебільшого з армованого металевим тросом неопрену або поліуретану. Спірально звитий уздовж паса й попередньо натягнутий трос служить несучим елементом під час передачі колового зусилля й забезпечує незмінність кроку паса.

Для надійного зчеплення металокаркасу з гумою або неопреном звиті тросики покривають латунню. Такі паси мають високу стійкість проти згину і довговічні.

Для слабонавантажених передач (контрольна й вимірювальна апаратура, побутова техніка) виготовляють зубчасті паси з каркасом зі скловолокна або поліамідних шнурів, а сам пас – із твердої гуми, покритої для підвищення зносостійкості нейловою тканиною.

Основними конструктивними параметрами зубчастого паса є *профільний кут* 2β , *модуль* $t = p/\pi$, де p – крок зубців, *ширина паса*

b ; діаметр ділильного кола шківів d_1 ; діаметр кола вершин зубців шківів d_a (рис. 2.59).

Найбільш вразливими елементами зубчастих пасів є зубці. За недостатньої точності виготовлення шківів (у тому числі й наявності ексцентриситету), монтажу валів і малого початкового натягу виникає нерівномірність руху пасів, неправильне зачеплення зубців, що призводить до їх руйнування.

Руйнування пасів починається зі зношування робочої поверхні зубців і утворення втомних тріщин у основі зубців (рис. 2.60).

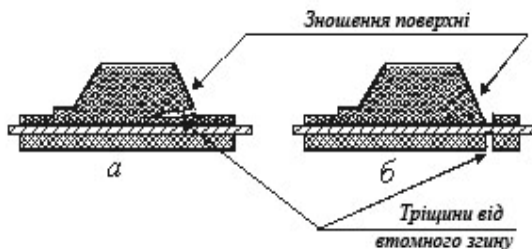


Рис. 2.60. Руйнування зубчастого пасів

Розрахунки і проектування зубчасто-пасових передач

Роботоздатність і довговічність зубчасто-пасової передачі значно залежить від правильного вибору модуля m і ширини пасів b , числа зубців z_1 на меншому шківі й початкового натягу F_0 пасів.

Значення модуля вибирається залежно від потужності, що передається, і частоти обертання швидкохідного вала.

Під час вибору числа зубців z_1 меншого шківів керуються такими рекомендаціями.

1. За однакового модуля m зубчастого пасів з підвищенням частоти обертання меншого шківів число зубців z_1 меншого шківів слід збільшувати.

2. За однакової частоти обертання меншого шківів для зубчастих пасів з більшим модулем це число треба збільшувати.

Ці рекомендації встановлені на підставі аналізу розподілу навантаження між зубцями пасів в зоні обхвату пасом меншого шківів. Після вибору числа зубців z_1 визначається число зубців на більшо-

му шківі $z_2 = z_1 \cdot i$ і діаметри ділильних кіл шківів (уздовж нейтральної осі тросиків):

$$d_1 = m_1 z_1; \quad d_2 = m_2 z_2. \quad (2.192)$$

Якщо не задана міжосьова відстань, то її беруть:

$$a = (0,5 \dots 2,0)(d_1 + d_2), \quad (2.193)$$

і попередньо визначається довжина l' паса (2.166), а потім число зубців паса $z = l' / (\pi \cdot m)$, округлюючи його до найближчого значення із стандартного ряду: 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160.

За прийнятим числом зубців визначають довжину паса:

$$l = \pi \cdot m z, \quad (2.194)$$

уточнюють міжосьову відстань, кут обхвату α_1 на меншому шківі.

Розрахунок передачі зубчастим пасом на тягову здатність зводиться до визначення розрахункової допустимої питомої (на одиницю ширини паса) колової сили $[F_t]$ для конкретних умов роботи, режиму навантаження і геометрії передачі, які враховуються коригувальними коефіцієнтами:

$$[F_t] = [F_{t0}] \cdot C_i \cdot C_z \cdot C_n \cdot C_\theta / C_p, \quad (2.195)$$

де $[F_{t0}]$ – допустима питома колова сила, що визначається для кожного модуля паса на основі експериментів, виконаних за деяких типових умов; C_i – коефіцієнт, що враховує передаточне відношення, вводиться тільки для підвищувальних передач; C_z – коефіцієнт, що враховує число зубців паса, що перебувають у зачепленні з малим шківом; C_n – коефіцієнт, що враховує застосування натяжного або напрямного ролика; C_θ – коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл навантаження між витками канату; C_p – коефіцієнт, що враховує вплив режиму й тривалість роботи.

Ширина зубчастого паса визначається через колову силу F_t , що передається пасом:

$$b = F_t / [F_t], \quad (2.196)$$

Розрахована ширина паса заокруглюється до найближчого стандартного значення.

Довговічність зубчастого паса значно залежить від напруження зминання на зубцях паса в зачепленні з малим шківом, тому після визначення ширини паса виконується перевірка за середнім тиском:

$$p = F_t \Psi / z_1 \cdot b \cdot h \leq [p], \quad (2.197)$$

де Ψ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями паса і шківів на дузі обхвату, залежить від швидкості й потужності; $[p]$ – допустимий тиск на зубці паса, залежить від частоти обертання швидкохідного шківів



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть переваги і недоліки пасових передач.
2. Де в приводі машини краще встановити пасову передачу?
3. Із яких матеріалів виготовляються плоскі паси?
4. У чому перевага вузьких клинових пасів?
5. Від чого залежать розміри канавок шківів клинопасової передачі?
6. На що впливає величина кута обхвату пасом меншого шківів?
7. Із яких міркувань вибирається діаметр меншого шківів?
8. Які сили виникають у вітках пасів під час роботи пасової передачі? Які напруження виникають у вітках пасів і як вони розподіляються за довжиною паса?
9. Як впливає на роботу пасової передачі відцентрова сила?
10. Як зв'язані сили натягу виток паса з корисним навантаженням пасової передачі і факторами тертя?
11. Поясніть механізми пружного ковзання і буксування у пасовій передачі.
12. Як будуються криві ковзання і для чого?
13. Назвіть критерії роботоздатності пасових передач.
14. Який параметр визначає тягову здатність плоскопасової передачі?
15. Як виконують розрахунок пасової передачі на довговічність?
16. Що таке коефіцієнт тяги і що він характеризує?
16. Які переваги мають зубчасто-пасові передачі?
17. Назвіть основні геометричні параметри зубчастого паса.

18. Із яких міркувань вибирають число зубців меншого шківів зубчасто-пасової передачі?

19. Як розраховують зубчасто-пасові передачі?

2.6. Фрикційні передачі та варіатори

2.6.1. Загальні відомості

Найпростіша *фрикційна передача* складається з двох циліндричних котків, притиснутих один до одного. При цьому на поверхнях контакту котків утворюється сила тертя, за рахунок якої відбувається передача руху від ведучого котка до веденого.

За величиною передаваного навантаження, розмірами, надійністю і к.к.д. фрикційні передачі значно поступаються іншим механічним передачам (зубчастим, черв'ячним, ланцюговим). Вони не забезпечують постійності передаточного відношення через проковзування котків і тому не можуть використовуватися у точних передавальних механізмах. За великих потужностей необхідно забезпечувати значну силу притискання, що призводить до перевантаження валів і опор, ускладнює конструкцію передачі. Тому фрикційні передачі використовують для передачі порівняно невеликих потужностей (до 20 кВт) за передаточних відношень до 6.

Переваги фрикційних передач: простота конструкції; плавність та безшумність роботи за високих швидкостей (до 25 м/с); запобігання за рахунок буксування котків руйнуванню деталей механізму у разі перевантажень; можливість плавного регулювання передаточного відношення.

Недоліки фрикційних передач: несталість передаточного відношення через проковзування котків; високі навантаження на вали і опори передачі через необхідність притискання котків; необхідність застосування спеціальних притискних пристроїв; можливість пошкодження робочих поверхонь котків під час буксування.

Передаточне відношення фрикційної передачі може бути постійним або змінним. Передачі з павною і безперервною (безступінчастою) зміною передаточного відношення називаються *варіаторами*.

Класифікацію фрикційних передач наведено на рис. 2.61.

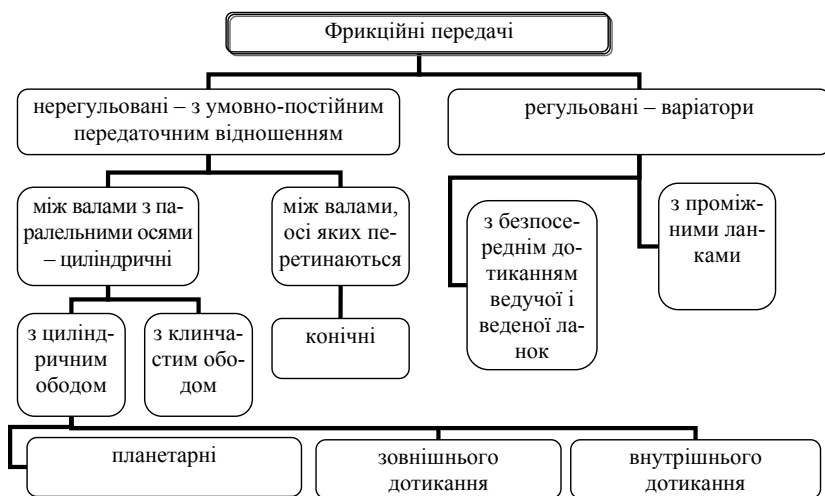


Рис. 2.61. Класифікація фрикційних передач

Залежно від умов роботи фрикційні передачі поділяють на:

- відкриті (працюють без мастила);
- закриті (працюють у корпусі з мастилом).

У відкритих передачах коефіцієнт тертя вищий, а необхідна сила притискання котків менша, але у закритих передачах наявність мастила забезпечує відведення тепла і підвищує довговічність передачі.

2.6.2. Ковзання у фрикційній передачі

Ковзання є причиною спрацювання котків, низького к.к.д. передачі та несталості її передаточного відношення. Ковзання призводить до зменшення кутової швидкості веденого вала.

Розрізняють три види ковзання: буксування, пружне ковзання і геометричне ковзання.

Буксування виникає у разі перевантаження передачі. Під час буксування ведений коток зупиняється, а ведучий ковзає по ньому, спричинюючи його місцеве спрацювання та вихід з ладу. Під час проектування фрикційних передач необхідно передбачати достатній запас зчеплення котків і не допускати використання фрикційної передачі як запобіжного пристрою від перевантаження механізму.

Пружне ковзання пов'язане з пружними деформаціями котків у зоні їхнього контакту (рис. 2.62а). Під дією сили притиснення котків лінійний контакт перетворюється на контакт по деякій ділянці, у межах якої відбувається пружне видовження поверхні ведучого котка і пружне стиснення поверхні веденого котка. Це спричиняє пружне ковзання і відставання веденого котка від ведучого. Зв'язок між коловими швидкостями ведучого v_1 та веденого v_2 котків в цьому випадку:

$$v_2 = v_1 (1 - \varepsilon), \quad (2.198)$$

де $\varepsilon = (v_1 - v_2) / v_1$ – коефіцієнт пружного ковзання. Значення коефіцієнта пружного ковзання не перевищує 0,01...0,03. Для зменшення пружного ковзання слід застосовувати матеріали котків з великими модулями пружності E .

Геометричне ковзання пов'язане з нерівністю швидкостей ведучого і веденого котків на ділянці контакту.

Явище геометричного ковзання найкраще розглянути на простому лобовому варіаторі (рис. 2.62б). Колова швидкість v_1 ведучого котка постійна за його шириною, колова швидкість різних точок веденого котка змінна і пропорційна відстані точки від осі обертання. Для відсутності буксування необхідно, щоб швидкості v_1 і v_2 на лінії контакту були рівними між собою. Для наведеного на рисунку прикладу це можливе тільки для однієї точки P , яка називається полюсом кочення. У всіх інших точках лінії контакту спостерігається ковзання зі швидкістю $v_s = v_1 - v_2$.

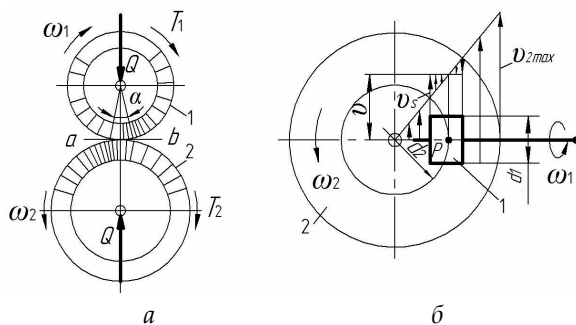


Рис. 2.62. Пружне (а) та геометричне (б) ковзання у фрикційній передачі

Найдосконалішими є фрикційні передачі, в яких геометричне ковзання відсутнє.

2.6.3. Матеріали та конструкції деталей фрикційних передач

Матеріали котків фрикційних передач повинні мати: високий модуль пружності для зменшення пружного ковзання та втрат потужності на перекочування котків; високий коефіцієнт тертя для зменшення необхідної сили притискання котків; високу контактну міцність та стійкість проти спрацювання для забезпечення необхідної довговічності передачі.

Найкраще цим вимогам відповідають такі поєднання матеріалів котків:

загартована сталь – загартована сталь, яке забезпечує найбільшу контактну міцність (сталь ШХ15 із термообробкою до твердості $H=(50...55)HRC$, для тихохідних передач – леговані сталі 40X, 40XH та ін. із гартуванням та середнім відпуском);

чавун – чавун (або сталь) також забезпечує достатню несучу здатність передачі, може працювати з мастилом або без нього;

текстоліт, фібра – сталь (чавун) застосовують в середньо- та малонавантажених передачах;

шкіра, деревина, гума – сталь (чавун) має високий коефіцієнт тертя, але низьку стійкість проти спрацювання, використовують в малонавантажених передачах та кінематичних передачах приладів.

Конструкція котків визначається матеріалами, з яких вони виготовлені.

Металеві котки мають дискову форму, а котки малих діаметрів виготовляють суцільними разом з валом. Котки з неметалевих матеріалів працюють без змащення і виготовляються складеними насадними – на маточині зі сталі чи чавуну закріплюються диски або кільця із гуми, текстоліту, деревини, шкіри тощо.

Притискання котків здійснюється двома способами:

- з постійною силою притискання, яка створюється за допомогою попередньої деформації податливих котків при складанні, встановленням стиснутих пружин, використанням власної ваги елементів, встановленням вантажу на важелі тощо;

- зі змінною (регульованою) силою притискання, яка автоматично змінюється зі зміною навантаження.

2.6.4. Види руйнування котків і критерії роботоздатності

Під час роботи фрикційних пар виникають такі види руйнування робочих поверхонь котків.

1. *Утомне викришування* зустрічається в закритих передачах, що працюють зі змащенням. Циклічна дія контактних напружень сприяє розвитку мікротріщин на робочих поверхнях котків. Сили тертя зрушують метал, а мастило під високим тиском заповнює розкриті тріщини. Під час закриття тріщин тиск мастила різко зростає і частки металу відокремлюються, що призводить до утворення раковин. Багаторазові повторення цих процесів розширюють утворені раковини.

2. *Зношування* виникає в передачах, що працюють без мастила або за відсутності умов для утворення режиму рідинного тертя.

3. *Задир* поверхні пов'язаний з буксуванням або з перегрівом передачі за великих швидкостей і навантаження в умовах недостатнього змащування.

Основними критеріями роботоздатності фрикційних передач для передач з металевими котками, які працюють зі змащенням є утомне викришування, без змащення – нагрівання; для передач, у яких один із котків має неметалеву робочу поверхню – зношування.

2.6.5. Геометрія і кінематика передачі

Основними геометричними параметрами циліндричної фрикційної передачі є діаметри котків d_1 і d_2 , міжосьова відстань a і ширина котків b . За відомих діаметрів котків міжосьова відстань:

$$a = 0,5(d_1 \pm d_2), \quad (2.199)$$

де знак «+» для передач із зовнішнім дотиканням котків, «-» для передач із внутрішнім дотиком котків.

За відомої міжосьової відстані діаметри котків:

$$d_1 = 2a/(i \pm 1); \quad d_2 = 2ai/(i \pm 1), \quad (2.200)$$

де i – передаточне відношення передачі.

Ширина котків теж вибирається залежно від міжосьової відстані:

$$b = \psi_{ba} a, \quad (2.201)$$

де $\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,4$ – коефіцієнт ширини котків (більші значення – для точно виготовлених і закритих передач, менші – для відкритих передач).

Конічні фрикційні передачі (рис. 2.63) використовують для передавання обертового руху між валами, осі яких перетинаються, зазвичай, під прямим кутом. Основними розмірами таких передач є середні діаметри ведучого d_{m1} та веденого d_{m2} котків, зовнішня R та середня R_m конусні відстані, робоча ширина котків b , кути при вершинах конусів δ_1 та δ_2 . Співвідношення між вказаними параметрами таке:

$$R_m = \sqrt{(d_{m1}/2)^2 + (d_{m2}/2)^2} = 0,5\sqrt{d_{m1}^2 + d_{m2}^2};$$

$$R = R_m + 0,5b; \quad (2.202)$$

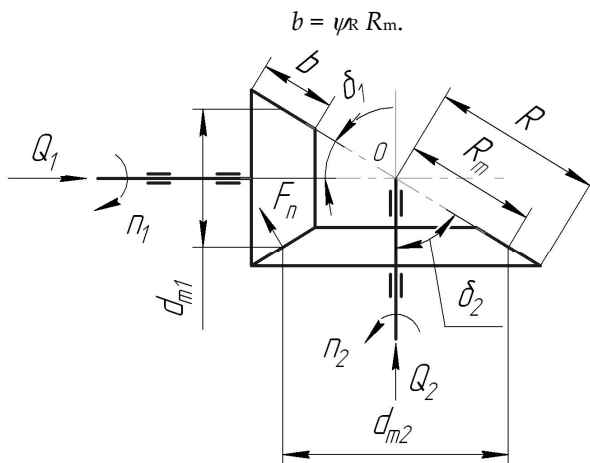


Рис. 2.63. Конічна фрикційна передача

Коефіцієнт ширини конічних котків ψ_R беруть в межах $0,2 \dots 0,3$.

Основними кінематичними параметрами фрикційних передач є кутові швидкості (частоти обертання) котків ω_1 і ω_2 , а також передаточне відношення i .

Без врахування пружного ковзання передаточне відношення циліндричної фрикційної передачі визначається таким чином:

$$i = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / d_1,$$

для конічної:

$$i = d_{m2} / d_{m1} = \tan \delta_2 = \cotg \delta_1.$$

Із виразу (1.71), визначивши колові швидкості як $\omega d/2$, можна знайти передаточне відношення фрикційної передачі з урахуванням пружного ковзання:

$$i = d_2 / [d_1(1 - \varepsilon)]. \quad (2.203)$$

2.6.6. Розрахунки фрикційних передач

Всі перелічені раніше види руйнування залежать від напружень у місці контакту, тому міцність і довговічність фрикційних передач оцінюють за контактними напруженнями.

Згідно з формулою Герца за початкового лінійного дотикання деталей максимальне контактне напруження:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{q / (2\rho_{\Sigma})},$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує властивості матеріалів котків: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ – для катків із сталі; $Z_M = 210 \text{ МПа}^{1/2}$ – для чавунних котків; $Z_M = 235 \text{ МПа}^{1/2}$ – для поєднання «чавун – сталь»; q – розрахункове питоме навантаження; ρ_{Σ} – зведений радіус кривини робочих поверхонь котків.

Розрахункове навантаження на одиницю довжини контакту:

$$q = QK_{\beta} / b, \quad (2.204)$$

де Q – сила притискання котків; K_β – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині котків, $K_\beta = 1,1 \dots 1,3$ (менші значення приймаються для точно виготовлених та змонтованих передач за відносно невеликої ширини котків); для конічних передач коефіцієнт K_β беруть дещо більшим через складність виготовлення та монтажу конічної передачі.

Необхідна сила притискання котків визначається із умови відсутності буксування в передачі тобто сила тертя, яка створюється силою притискання, не має бути меншою колової сили, що передається:

$$F_t \geq F_t = 2T_1K/d_1. \quad (2.205)$$

Враховуючи, що сила тертя $F_t = F_n f$, то необхідна сила притискання котків:

$$Q = 2T_1K/(d_1 f), \quad (2.206)$$

де K – коефіцієнт запасу зчеплення, для силових передач $K = 1,3 \dots 1,5$, для кінематичних $K = 2,5 \dots 3,0$.

Зведений радіус кривини робочих поверхонь циліндричних котків:

$$1/\rho_{\Sigma} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2 = 2/d_1 \pm 2/d_2 = (2/d_1)[(i \pm 1)/i]. \quad (2.207)$$

Підставивши (2.207) у формулу Герца, одержимо формулу перевірного розрахунку фрикційних передач за контактними напруженнями:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{[QK_\beta/(bd_1)](u \pm 1)/u} \leq [\sigma_H] \quad (2.208)$$

Під час проектного розрахунку визначають міжосьову відстань, попередньо замінивши розміри b і d через їх залежності від міжосьової відстані:

$$a \geq K_m (u \pm 1) \sqrt{T_1 K_\beta / (u \psi_{ba} f [\sigma_H]^2)}. \quad (2.209)$$

За одержаним значенням міжосьової відстані визначають діаметри котків d_1 і d_2 (2.200), ширину котків b (2.201) і потрібну силу

притискання F_n (2.205). Остаточну перевірку міцності котків за прийнятими розмірами виконують за умовою (2.208).

Для фрикційних передач, робочі поверхні котків яких виготовлені із неметалевих матеріалів, обмежується навантаження, що припадає на одиницю довжини контактної лінії:

$$q = Q K_{\beta} / b \leq [q]. \quad (2.210)$$

Формула проектного розрахунку для таких передач має такий вигляд:

$$a \geq K_H \sqrt{T_1 K_{\beta} (u \pm 1) / (\psi_{ba} f [q])} \quad (2.211)$$

де K_H – допоміжний коефіцієнт, для силових передач $K_H = 36$, для кінематичних $K_H = 50$.

Перевірні розрахунки конічних фрикційних передач виконують теж за формулою Герца. При цьому враховують, що радіуси кривини робочої поверхні конічних котків по довжині лінії контакту неоднакові. За розрахункові беруть радіуси кривини робочих поверхонь у середніх точках лінії контакту котків:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= R_m \operatorname{tg} \delta_1 = R_m / u = 0.5 d_{m1} \sqrt{u^2 + 1} / u ; \\ \rho_2 &= R_m \operatorname{tg} \delta_2 = R_m / u = 0.5 d_{m1} u \sqrt{u^2 + 1} . \end{aligned} \quad (2.212)$$

Зведений радіус кривини робочих поверхонь конічних котків визначають із залежності:

$$1/\rho_{зв} = 1/\rho_1 + 1/\rho_2 = 2/d_{m1} \left(\sqrt{u^2 + 1} \right) / u . \quad (2.213)$$

Необхідна сила притискання:

$$Q = 2T_1 K / (d_{m1} f). \quad (2.214)$$

Формула *перевірного розрахунку конічної передачі з металевими котками*:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{[Q K_{\beta} / (b d_{m1})] \left(\sqrt{u^2 + 1} / u \right)} \leq [\sigma]_H \quad (2.215)$$

У разі проектних розрахунків визначають мінімальний діаметр ведучого котка:

$$d_{m1} \geq 2K_m \sqrt[3]{T_1 K_\beta / (u \psi_R f [\sigma]_H^2)}, \quad (2.216)$$

Для конічної фрикційної передачі з неметалевими котками:

$$d_{m1} \geq 2K_H \sqrt{T_1 K_\beta \sqrt{u^2 + 1} / [\psi_R f [q] (u^2 + 1)]}. \quad (2.217)$$

Допустимі контактні напруження та допустимі питомі навантаження вибираються із табл. 2.5.

Таблиця 2.5

Допустиме контактне напруження $[\sigma]_H$, коефіцієнт тертя f і питоме навантаження $[q]$ для фрикційних передач

Матеріал котків	Умови роботи	f	$[\sigma]_H$, МПа	$[q]$, Н/мм
Сталь – сталь	Із мастилом	0,05	(2,5...3,0) НВ	-
Чавун – чавун	Із мастилом	0,05	1,5 σ_b	-
Сталь – сталь	Без мастила	0,12...0,15	(1,2...1,5)НВ	-
Текстоліт–сталь, чавун	Без мастила	0,20...0,25	-	50...80
Фібра – сталь, чавун	Без мастила	0,15...0,20	-	35...40
Гума – сталь, чавун	Без мастила	0,45...0,60	-	10...30

2.6.7. Варіатори

Фрикційні варіатори – механічні передачі, що забезпечують плавне безступінчасте регулювання швидкості веденого вала за постійної швидкості обертання ведучого вала. Застосовують у приводах сільськогосподарських машин, метало- та деревообробних верстатів, пресів, конвеєрів, у машинах хімічної, текстильної та паперової промисловості, а також приладобудуванні.

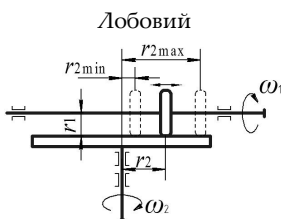
Умовно всі варіатори можна поділити на дві групи: з безпосереднім контактом ведучої і веденої ланки та з проміжними ланками (табл. 2.6)

Таблиця 2.6

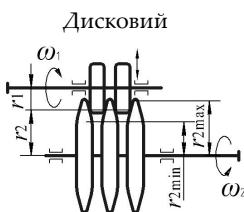
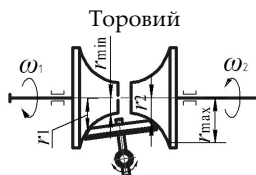
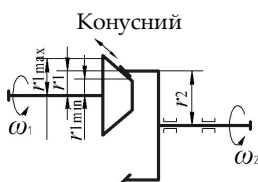
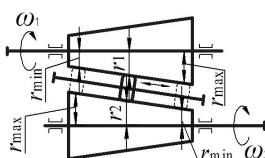
Схеми варіаторів

Варіатори з безпосереднім дотиканням ведучої та веденої ланок

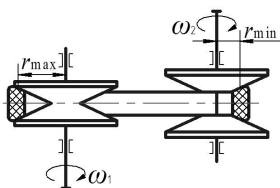
Варіатори з проміжними ланками



Конусний із проміжним диском



Клинопасовий із розсувними конусами



Діапазон регулювання є основною регульовальною характеристикою варіатора і визначається як відношення максимальної кутової швидкості $\omega_{2\max}$ веденого вала до його мінімальної кутової швидкості $\omega_{2\min}$ за постійної швидкості ω_1 обертання ведучого вала:

$$D = \omega_{2\max} / \omega_{2\min} = i_{\max} / i_{\min}, \quad (2.218)$$

де $i_{\max} = \omega_{2\max}/\omega_1$, $i_{\min} = \omega_{2\min}/\omega_1$ – відповідно максимальне і мінімальне передаточне відношення варіатора.

Практичне застосування мають варіатори з такими діапазонами регулювання: лобовий $D = 2 \dots 4$, конусний $D \leq 3$, дисковий $D \leq 2$, конусний з проміжним диском $D = 5 \dots 6$, торовий $D = 6 \dots 8$, клинопасовий з розсувними конусами $D \leq 10$.

Розрахунки фрикційних варіаторів виконуються як для фрикційних передач з постійним передаточним відношенням.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Принцип роботи фрикційної передачі, основні елементи, область застосування.
 2. Назвіть переваги і недоліки фрикційних передач.
 3. Як класифікують фрикційні передачі?
 4. Які види ковзання розрізняють у фрикційних передачах?
 5. З яких причин у фрикційній передачі може виникнути буксування? Чи бажане це явище? Як можна його уникнути?
 6. Що є причиною виникнення пружного ковзання в фрикційній передачі?
 7. З яких причин у фрикційній передачі виникає геометричне буксування?
 8. Яким вимогам мають відповідати матеріали котків фрикційних передач?
 9. Назвіть основні матеріали для виготовлення котків.
 10. Як здійснюється притискання котків у фрикційній передачі?
 11. Назвіть основні види руйнування металевих та неметалевих котків. Що є причиною цих руйнувань?
 12. Назвіть основні геометричні і кінематичні параметри фрикційних передач.
 13. Назвіть основні критерії розрахунку фрикційних передач.
 14. Який параметр визначається під час проектних розрахунків циліндричної фрикційної передачі, конічної?
 15. Наведіть декілька прикладів схем фрикційних варіаторів.
 16. Назвіть основну регулювальну характеристику фрикційного варіатора.
-

2.7. Передачі гвинт – гайка

2.7.1. Загальні відомості

Передача гвинт – гайка (гвинтовий механізм) призначена для перетворення обертового руху у поступальний і навпаки. Основними елементами цих передач є гвинт і гайка, один з них обертається, другий рухається поступально.

Переваги передач гвинт – гайка: значний виграш у силі; можливість одержання повільного і точного переміщення; компактність за високої навантажувальної здатності, простота конструкції і виготовлення.

Недоліки: значне тертя в різьбі, що спричиняє її підвищене зношування; низький к.к.д.

Використовують для піднімання вантажів (підйомники, домкрати), створення значних зусиль за невеликих переміщень (преси, натискні пристрої) і одержання точних переміщень (ходові гвинти верстатів, вимірювальні прилади, ділильні і регулювальні пристрої).

За призначенням передачі гвинт – гайка поділяють на *силові* (вантажні, ходові) і *кінематичні* (установчі).

За видом тертя в різьбі вони поділяються на передачі з тертям *ковзання* і передачі з тертям *кочення*. Передачі з тертям ковзання більш розповсюджені через простоту конструкції. Передачі з тертям кочення мають високий к.к.д. (до 0,9) і можливість повного усунення осьового і радіального зазорів, але складні за конструкцією і виготовленням. Різьба гвинта і гайки таких механізмів має напівкруглий профіль, при цьому в гайці розміщуються сталеві кульки, що переміщуються замкнутим каналом, що з'єднує перший і останній виток різьби. Їх використовують у механізмах подач верстатів з числовим програмним управлінням, механізмах піднімання і опускання шасі літаків тощо.

2.7.2. Ходові різьби

Різьби, які використовують у гвинтових механізмах, називаються ходовими (рис. 2.64).

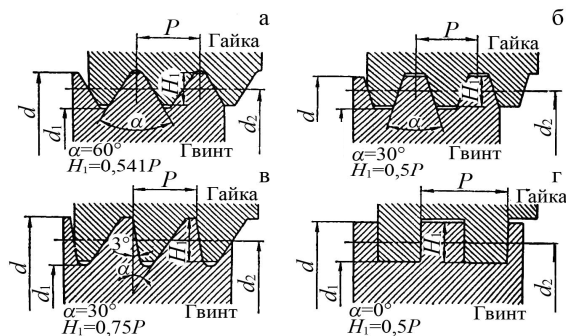


Рис. 2.64. Ходові різьби:

а – трикутна; *б* – трапецеїдальна; *в* – упорна; *г* – прямокутна

Трикутна різьба (ГОСТ 9150-81) (рис. 2.64а) використовується тільки у кінематичних передачах, має низький к.к.д.

Трапецеїдальна різьба (ГОСТ 9484-81) (рис. 2.64б) одно- і багато-західна має профіль симетричної трапеції з кутом $\alpha = 30^\circ$. Використовується для передачі реверсивного руху під навантаженням. Має підвищену міцність і технологічність, у передачах гвинт – гайка ця різьба майже витіснила прямокутну.

Умовне позначення трапецеїдальної різьби складається із літер *Tr* (*Трап*), номінального діаметра різьби і значення кроку. Наприклад, позначення трапецеїдальної різьби з номінальним діаметром 36мм і кроком 6мм: *Tr 36x6*.

Упорна різьба (ГОСТ 10177-82) (рис. 2.64в) має профіль несиметричної трапеції. Кут нахилу неробочої сторони профілю 30° , для того, щоб можна було виготовити різьбу фрезеруванням, робоча сторона профілю має кут нахилу 3° . Використовується для передачі руху в разі великих навантажень направлених в один бік (гвинти домкратів, підйомників, пресів тощо).

Умовне позначення упорної різьби складається із літери *S* (*УП*), номінального діаметра різьби і кроку. Наприклад, умовне позначення упорної різьби з номінальним діаметром 80 мм і кроком 10 мм: *S 80x10*.

Прямокутна різьба (рис. 2.64г) виготовляється на токарно-гвинторізних верстатах, така технологія має низьку продуктивність і точність. Ця різьба має понижену міцність, у разі зношування утворюються зазори, які важко усунути. Це і визначило, незважаю-

чи на порівняно високий к.к.д. обмежене використання прямокутної різьби: здебільшого в малонавантажених передачах.

2.7.3. Конструкції і матеріали деталей

Гвинт являє собою циліндричну деталь значної порівняно з діаметром довжини, на деякій частині якої нарізано різьбу.

Гайки найчастіше мають форму втулки з відповідними опорними поверхнями для запобігання переміщенню або провертанню. За необхідності компенсації зношування і зменшення зазорів використовуються гайки, конструкція яких дозволяє регулювання зазору.

Матеріали гвинта і гайки повинні мати низький коефіцієнт тертя і високий опір зношуванню. Вибір матеріалу залежить від призначення передачі і умов роботи. Для зменшення втрат на тертя гвинт виготовляють із сталі, а гайку із бронзи.

Гвинти без термообробки виготовляються із сталей 45, 50 та ін., для відповідальних передач – із сталей 40Х, 40ХГ, 65Гі ін. з гартуванням до твердості більшої 50HRC з подальшим шліфуванням різьби.

Гайки відповідальних передач з високими коловими швидкостями і навантаженнями виготовляються із олов'яних бронз Бр010Ф1, Бр06Ц6С3 і ін., а за малих навантажень і швидкостей, а також під час роботи зі значними перервами – із антифрикційного чавуну марок АЧВ-1, АЧС-3, АЧК-2 або сірого чавуну марок СЧ 15, СЧ 20.

2.7.4. Передаточне відношення і к.к.д. передачі

Передаточне відношення гвинтового механізму умовно можна виразити як відношення переміщення маховика чи рукоятки до переміщення гвинта (гайки):

$$i = 2\pi R / p_z, \quad (2.219)$$

де R – радіус маховика або довжина рукоятки, p_z – хід різьби.

Чим більший розмір R і чим менший p_z тим більше переда- точне відношення передачі і тим більший виграш в силі.

К.к.д. передачі гвинт-гайка складається із к.к.д. гвинтової пари $\eta_{гв}$ і ККД опорних частин механізму $\eta_{оп}$.

К.к.д., що враховує втрати в опорах, залежить від конструкції гвинтового механізму і його значення можуть коливатись у широ- кому діапазоні. Наприклад, для ходових гвинтів верстатів $\eta_{оп} = 0,90 \dots 0,95$, для домкратів і пресів $\eta_{оп} = 0,5 \dots 0,7$.

К.к.д. гвинтового механізму з урахуванням втрат в гвинтовій парі визначається:

$$\eta_{гв} = \eta_{оп} \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \phi'). \quad (2.220)$$

Із формули (2.220) видно, що к.к.д. гвинтового механізму під- вищується за збільшення кута підймання гвинтової лінії різьби γ і зменшення приведенного кута тертя ϕ' . Для збільшення кута підй- мання застосовується багатозахідна різьба, а для зменшення кута тертя – змащення і антифрикційні матеріали. Значно підвищує к.к.д. заміна тертя ковзання тертям кочення (кулькогвинтові механі- зми).

2.7.5. Розрахунок передачі гвинт – гайка

Передачі гвинт – гайка найчастіше виходять з ладу через зно- шування різьби, тому основним критерієм роботоздатності і розра- хунку передачі є зносостійкість, розрахунок за цим критерієм ви- конується як проектний. Іншими критеріями роботоздатності пе- редачі є міцність витків гайки і стійкість гвинта. Розрахунки за ци- ми критеріями виконуються як перевірні.

Розрахунок на зносостійкість зводиться до визначення серед- нього тиску $p_{сер}$ між витками різьби гвинта та гайки і порівняння його з допустимим $[p]$. Розрахунковий тиск у гвинтовій парі за умо- ви, що навантаження рівномірно розподілене між витками різьби:

$$p_{сер} = F_a / (\pi d_2 H_1 z) \leq [p], \quad (2.221)$$

де F_a – осьове навантаження; d_2 – середній діаметр різьби; H_1 – робоча висота профілю різьби; z – числом витків різьби в гайці.

Із (2.221) можна одержати значення середнього діаметра різьби (формула проектного розрахунку передачі):

$$d_2 = \sqrt{2F_a / (\pi k [p])}, \quad (2.222)$$

де $k = H/d_2$ – відношення висоти H гайки до середнього діаметра різьби, $k = 1,2 \dots 1,5$ для цілих гайок, $k = 2,5 \dots 3,5$ для рознімних гайок. Розраховане значення середнього діаметра округлюють до найближчого стандартного, за яким і вибирають інші параметри різьби.

Міцність витків гайки перевіряється за напруженнями зрізу:

$$\tau_{зр} = F_a / (\pi d H K) \leq [\tau]_{зр}, \quad (2.223)$$

де d – зовнішній діаметр різьби; K – коефіцієнт повноти різьби, $K = 0,87$ – для трикутної, $K = 0,65$ – для трапецoidalної, $K = 0,5$ – для прямокутної.

Двовісний напружений стан важконавантажених гвинтів перевіряється за еквівалентними напруженнями за гіпотезою енергії формозміни:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(4F_a / \pi d_1^2)^2 + 3(T / 0.2d_1^3)^2} \leq [\sigma], \quad (2.224)$$

де T – крутний момент в небезпечному перерізі гвинта; d_1 – внутрішній діаметр різьби.

Стиснуті гвинти перевіряються на стійкість за умовою:

$$S_c = \sigma_{кр} / \sigma \geq [S], \quad (2.225)$$

де S_c – розрахунковий коефіцієнт запасу стійкості; $[s]$ – допустимий коефіцієнт запасу стійкості, для вантажних і ходових гвинтів приймається $[S] = 4 \dots 5$; $\sigma = 4F_a / (\pi d_1^2)$ – розрахункове напруження в небезпечному перерізі гвинта; $\sigma_{кр}$ – критичне напруження, за якого настає втрата стійкості гвинта.

Довжина гвинта береться залежно від необхідної величини переміщення з урахуванням висоти гайки.

Допустиме напруження на розтяг чи стиск сталевих гвинтів визначається за формулою $[\sigma_p] = \sigma_t/[s]$, де σ_t – границя текучості матеріалу гвинта, $[s]$ – запас міцності, $[s] = 2 \dots 3$.

Допустимий тиск у різьбі: $[p] = 11 \dots 13$ МПа для поєднання гартованої сталі з бронзою; $[p] = 8 \dots 10$ МПа для поєднання негартованої сталі з бронзою; $[p] = 4 \dots 6$ МПа для поєднання негартованої сталі з чавуном.

Допустимі напруження для матеріалу гайки на зріз $[\tau_{зр}] = 25 \dots 30$ МПа для бронзових, $[\tau_{зр}] = 45 \dots 50$ МПа для чавунних гайок.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. В яких випадках використовуються передачі типу гвинт - гайка?
 2. Назвіть переваги і недоліки передач гвинт - гайка.
 3. Яка передача має вищий к.к.д. з тертям ковзання чи з тертям качення?
 4. Які типи різьб застосовуються у передачах гвинт - гайка? Як їх умовно позначають на кресленнях?
 5. Як можна збільшити передаточне відношення передачі гвинт - гайка?
 6. Назвіть матеріали, із яких виготовляють гвинти і гайки передачі.
 7. Як визначають к.к.д. передачі гвинт-гайка і як його можна підвищити?
 8. Які розрахунки виконують для передач гвинт - гайка? Який розрахунок виконують для передач як проектний і які – як перевірні?
 9. У чому полягає розрахунок передачі на зносостійкість?
 10. Коли і як перевіряється стійкість гвинта?
 11. Дайте опис конструкцій гвинтів і гайок передачі гвинт - гайка.
-

РОЗДІЛ III

ВАЛИ, ПІДШИПНИКИ, МУФТИ, ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ

3.1. Вали та осі

3.1.1. Загальні відомості, класифікація і конструкції валів і осей

Деталі обертового руху: зубчасті колеса, шківів, зірочки, маховики, ролики, барабани, кулачки, важелі, затискні патрони і т. ін. установлюють на валах або осях, конструктивно забезпечуючи їм фіксоване положення в машині.

Принципова відмінність валів, як деталей, від осей полягає в тому, що вал передає крутний момент уздовж своєї геометричної осі від однієї закріпленої на ньому деталі до іншої, обертаючись при цьому. Вали під час роботи машини знаходяться у складному двовісному напруженому стані (кручення зі згин).

Осі несуть на собі закріплені деталі і сприймають радіальні навантаження (іноді в сполученні з осьовими), але не передають крутний момент і завжди знаходяться в одновісному напруженому стані (згин). Осі можуть обертатися (колісні пари залізничних вагонів) і бути нерухомими (переднє колесо велосипеда обертається на підшипниках, установлених на закріпленій нерухомій осі).

За формою геометричної осі вали розділяються на *прямі* (рис. 3.1) і *непрямі* (рис. 3.2), різновидом останніх є кулачкові, ексцентрикові й колінчасті вали, що використовуються у двигунах внутрішнього згоряння, поршневих компресорах, насосах, де обертовий рух перетворюється у зворотно-поступальний і навпаки.

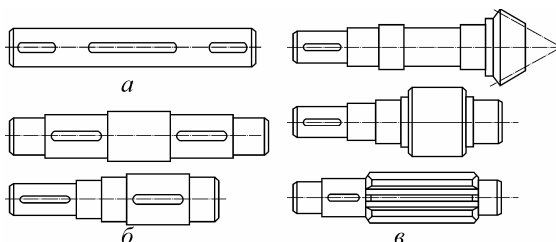


Рис. 3.1. Конструкції прямих валів

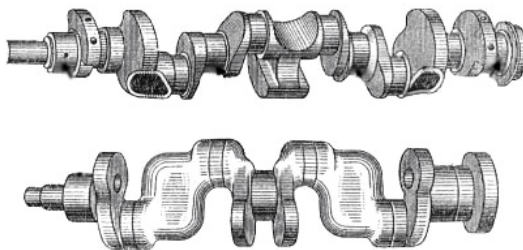


Рис. 3.2. Форми литих колінчастих валів

Якщо геометричні осі обертання деталей, що з'єднуються валами, зміщені і, особливо, коли в процесі роботи взаємне положення осей обертання деталей змінюється незначно, то застосовують карданні вали (наприклад у підресорних транспортних засобах).

За значних змін взаємного положення осей застосовують гнучкі дротяні вали (бормашини в стоматології, електроінструменти).

Гнучкий вал схожий на багатозахідну багатопарову звиту пружину кручення (рис. 3.3); суміжні шари 2 мають протилежні напрями звивання; гнучкість досягається виготовленням валів з великої кількості шарів тонкого дроту, діаметр якого збільшується в міру віддалення від центра. За передачі крутного моменту пружина, що утворює зовнішній шар, має закручуватися. Хрестове звивання пружинних шарів забезпечує радіальний розпір і гнучкість. Для захисту вала від впливу зовнішнього середовища, утримання змащення й безпечної експлуатації вал розміщується у захисній броні 3. Кінці гнучкого вала й броні припаюють до спецарматури – наконечників 1, а їх у свою чергу приєднують до жорстких валів відповідних інструментів.

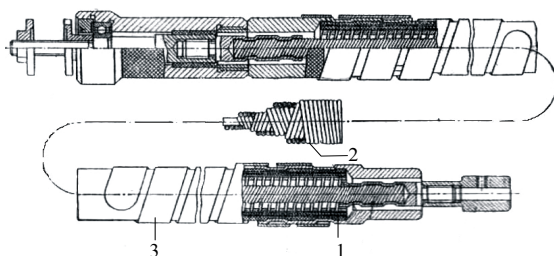


Рис. 3.3. Гнучкий вал

Спрощену конструкцію мають гнучкі вали різних приладів, включаючи спідометри автомобілів.

Прямі вали залежно від умов складання виконуються *гладкими* (рис. 3.1а) або *ступінчастими* (рис. 3.1б).

Швидкохідні вали редукторів виготовляють, зазвичай, разом із шестернями зубчастих передач (*вал-шестірна*; *вал-черв'як*) (рис. 3.1в). У деяких конструкціях використовують *порожнисті вали* (шпинделі токарних верстатів, вали карданних передач тощо). Порожнина зменшує масу вала й використовується часто для розміщення співвісного вала, деталей керування, подачі мастила, охолоджувального повітря тощо.

Для з'єднання вузлів і агрегатів між собою використовують *торсійні вали*, які тільки передають моменти і не несуть на собі ніяких закріплених деталей. Торсійні вали широко застосовуються в прокатному обладнанні і текстильних машинах.

У деяких машинах (дорожньо-будівельні, прядильні тощо) для передачі моменту від одного двигуна до декількох виконавчих органів застосовують довгі складені вали, їх називають *трансмісійними*.

Великогабаритні вали, що використовують у важкому енергомашинобудуванні, можуть бути *складеними*, виготовленими з товстостінних труб з використанням зварювання.

Опорні ділянки валів і осей називаються *цапфами*. Проміжні цапфи називаються *шийками*, а кінцеві – *шипцями*, цапфи, що сприймають осьове навантаження, називаються *п'ятами*.

На рис. 3.4 показано схеми конструкцій опорних ділянок осей і валів, на яких розміщуються підшипники або підп'ятники.

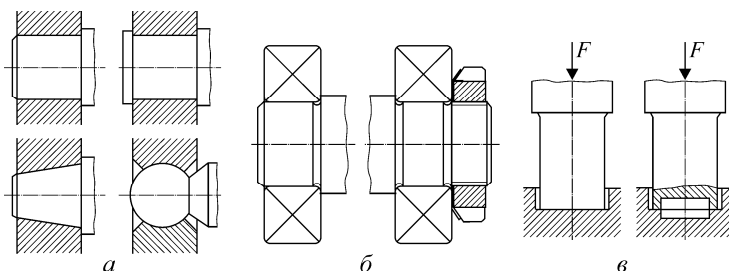


Рис. 3.4. Конструкції опорних ділянок:

а – осей; б – валів; в – п'яти

3.1.2. Матеріали валів та осей

Для виготовлення валів і осей використовуються сталі вуглецеві (переважно марок 30, 40, 45 і 50) і леговані (40Х, 40ХН, 40ХНМА, 18ХНВА, 18ХГТ і ін.) у вигляді прокату або поковок. Це характерно, у першу чергу, для валів редукторів.

Невідповідальні і малонавантажені вали й осі, а також трансмісійні вали можна виготовляти зі сталі марок Ст3, Ст4.

Леговані сталі використовуються при необхідності обмеження ваги і габаритних розмірів вала, підвищення стійкості зубців шестірні, якщо вони нарізуються безпосередньо на валу (вал-шестірня), або стійкості шліцьових з'єднань. Найчастіше вали із цих сталей піддаються термообробці (поліпшенню, загартуванню СВЧ з попередньою цементацією).

Основні механічні характеристики матеріалів, із яких виготовляються вали і осі, приведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Механічні характеристики деяких матеріалів валів і осей

Матеріал	Діаметр заготовки, мм, не більший	Твердість НВ, не менша	σ_b	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_σ	ψ_τ	[σ] ₋₁ , МПа
			МПа						
Ст5	Не обмежений	190	520	280	220	130	0	0	40
45	Не обмежений	200	560	280	250	150	0	0	45
	120	240	800	550	350	210	0,1	0	55
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05	65
40X	Не обмежений	200	730	500	320	200	0,1	0,05	55
	200	240	800	650	360	210	0,1	0,05	65
	120	270	900	750	410	240	0,1	0,05	75
20	60	145	400	240	170	100	0	0	40
20X	120	197	650	400	300	160	0,05	0	50
12ХН3А	120	260	950	700	420	210	0,1	0,05	90
12Х2Н4А	120	300	1100	850	500	250	0,15	0,1	95
18ХГТ	60	330	1150	950	520	280	0,15	0.1	100

3.1.3. Розрахункові схеми. Критерії розрахунку

Розрахункові схеми валів та осей зображають у вигляді балок на шарнірних опорах, які навантажені поперечними та осьовими силами, що виникають в зачепленні зубчастих коліс від натягу пасової чи ланцюгової передачі, від дії власної ваги деталей. Під час складання розрахункових схем валів та осей необхідно із певним наближенням визначити відстань між опорами і точки прикладення зовнішніх сил, які прикладають до вала чи осі.

Розрахункові схеми валів та осей можуть бути надзвичайно різноманітними, однак найчастіше розраховуються двохопорні вали та осі як статично визначені системи. Приклад розрахункової схеми вхідного вала одноступінчастого циліндричного редуктора зі шківом на консольному кінці наведено на рис. 3.5.

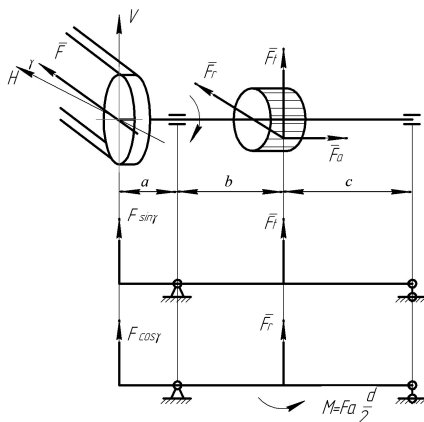


Рис. 3.5. Приклад розрахункової схеми вала

У процесі роботи вали зазнають деформацій згину, розтягу (стиску) і кручення. Сталі поперечні сили викликають у валах, що обертаються, циклічно змінні напруження згину; осьові сили – сталі напруження розтягу (стиску); характер зміни напружень кручення відповідає характеру зміни крутного моменту. Зазвичай крутний момент $T_{кр}$ (внутрішній силовий фактор) беруть рівним обертовому моменту T (зовнішнє навантаження на вал).

Вали й осі, зазвичай, розраховуються за двома критеріями роботоzдатності: *міцності* і *жорсткості*.

Вали швидкохідних роторних машин (центрифуги, турбіни, повітродувки, компресори, насоси, шпинделі шліфувальних верстатів тощо) розраховують також на критичну частоту обертання (на коливання), тобто за критерієм *вібростійкості*.

Оскільки вали знаходяться у складному напруженому стані (згин із крученням), а осі знаходяться під дією тільки напружень згину, то розрахунок осей розглядають як окремий випадок розрахунку валів, коли напруження кручення $\tau = 0$.

Переважним видом пошкодження валів і осей, що обертаються, є втомне руйнування в зоні найбільших напружень з урахуванням їх концентрації, воно становить понад 50% всіх пошкоджень валів, тому визначальним критерієм для більшості валів є *стійкість проти втомного руйнування*. У цьому випадку розрахунок на витривалість виконується за найбільшим тривало діючим навантаженням, як правило, номінальним.

Для валів і осей, що працюють із великими перевантаженнями, визначальною може бути малоциклова втомленість; вони розраховуються на витривалість за найбільшого навантаження, число циклів якого перевищує 10^3 за термін служби машини. Прикладом такого навантаження може бути вал молотильного барабана зернозбирального комбайна.

У валах, що піддаються дії короткочасних пікових перевантажень, крім втомного пошкодження може виникнути *пластична деформація* в небезпечному перерізі. З метою запобігання пластичній деформації або крихкому руйнуванню вала від пікового навантаження виконується перевірний розрахунок на статичну міцність.

Якщо пікове навантаження явно не задане, то його визначають через очікувані коефіцієнти перевантаження або беруть за максимальним навантаженням запобіжного пристрою, якщо він встановлений в приводі машини.

Вали й осі, що мають значні, порівняно з діаметром, відстані між опорами мають бути перевірені на *жорсткість*. Розрахунок зводиться до визначення можливих деформацій вала від діючих навантажень і порівняння їх з деформаціями, що допускаються нормами для забезпечення нормальної роботи зубчастих (черв'ячних) передач (за прямою контакту) і підшипників (у межах допустимих перекосів кілець).

Від роботоzдатності валів значно залежить надійність і ресурс вузлів, що з'єднуються ними, і деталей, які розміщуються на них (зубчасті передачі, підшипники, муфти).

3.1.4. Розрахунок осей

Як відомо, осі можуть бути нерухомими або обертатися. За постійної за модулем і напрямом поперечної сили напруження у нерухомій осі будуть постійними, а в осі, що обертається, змінюються за симетричним циклом. Тому нерухомі осі розраховують на статичну міцність, а осі, що обертаються, на стійкість проти втомного руйнування. При цьому обидва розрахунки відрізняються вибором допустимих напружень.

На рис. 3.6 зображено розрахункову схему осі, навантаженої силою F . Умова міцності осі у разі згину:

$$\sigma_{32} = \frac{M_{\max}}{W_0} \leq [\sigma]_{32}. \quad (3.1)$$

Максимальний згинальний момент:

$$M_{\max} = R_a a = R_b b = Fab/(a+b).$$

Враховуючи те, що осьовий момент опору поперечного круглого перерізу осі $W_0 = \pi d^3/32$, умова перевірного розрахунку осі має вигляд:

$$\sigma_{32} = 32Fab/[\pi d^3(a+b)] \leq [\sigma]_{32}. \quad (3.2)$$

Допустиме напруження для нерухомої осі визначається за умовою статичної міцності $[\sigma]_{32} = \sigma_T/[S]$, а для осі, що обертається, за умовою забезпечення стійкості проти втомного руйнування $[\sigma]_{32} = \sigma_{-1}K_d/([S]K_\sigma)$. Тут σ_T – границя текучості матеріалу осі; $[S]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності; σ_{-1} – границя витривалості матеріалу осі; K_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів перерізу осі; K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень (про фізичну суть останніх двох коефіцієнтів див. 3.1.7). Практично для нерухомих осей із середньовуглецевих сталей $[\sigma]_{32} = 100 \dots 160$ МПа.

Під час проектного розрахунку осі визначається її діаметр:

$$d \geq \sqrt[3]{32Fab/[\pi(a+b)][\sigma]_{32}}. \quad (3.3)$$

Якщо в розрахунковому перерізі осі є шпонковий паз, то одержане значення діаметра збільшується на 10%.

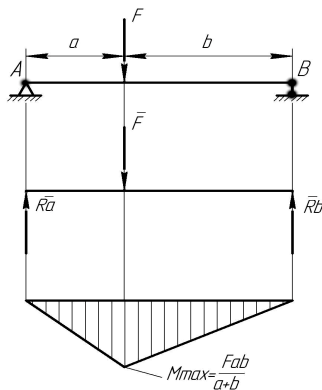


Рис. 3.6. Схема до розрахунку осі

3.1.5. Розрахунок валів на кручення

Виконується як попередній для оцінювання діаметра вала перед його конструкторською розробкою. Умова міцності за деформації кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{\pi d^3 / 16} \leq [\tau]_{кр},$$

звідки діаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi [\tau]_{кр}}} \approx \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 [\tau]_{кр}}}. \quad (3.4)$$

Допустимі напруження кручення при цьому розрахункові вибираються значно нижчими, ніж звичайно: $[\tau]_{кр} = (15 \dots 30)$ МПа. Це пояснюється тим, що: 1) не враховується згин вала; 2) не врахову-

ється змінність напруження; 3) не враховується концентрація напружень.

Розраховане за (3.4) значення діаметра округлюється до найближчого більшого із чисел нормального ряду R_{40} .

Попередньо діаметр вала можна оцінити, орієнтуючись на діаметр того вала, з яким він з'єднується. Наприклад, якщо вхідний вал редуктора в приводі машини з'єднується муфтою з валом електродвигуна, то діаметр його вхідного кінця можна прийняти рівним або близьким до діаметра вала електродвигуна.

Після оцінювання діаметра вала розробляється його конструкція (рис. 3.7), будується розрахункова схема і виконуються перевірки розрахунки.

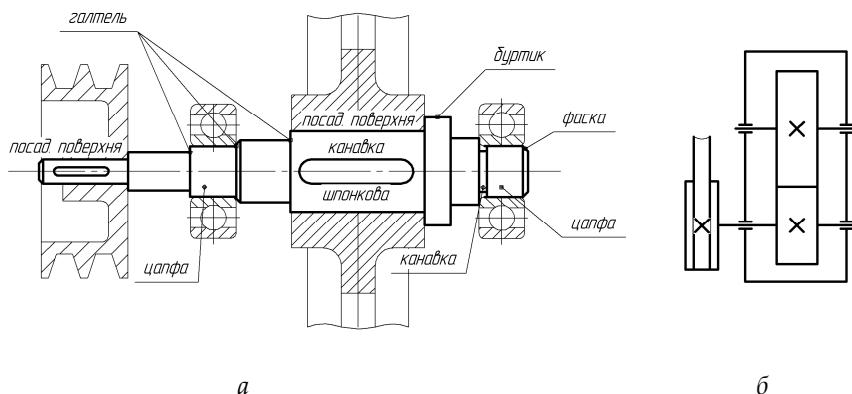


Рис. 3.7. До конструкторської розробки вала:

а – елементи вала; *б* – кінематична схема редуктора, конструкція вхідного вала якого розробляється

Поверхні опорних частин валів (цапф), як і всі посадкові поверхні, мають бути точно і чисто оброблені. Наприклад, рекомендується мати шорсткість цапф під підшипниками кочення з параметром $R_a = (3,2 \dots 0,8)$ мкм, а під підшипниками ковзання $R_a = (0,4 \dots 0,1)$ мкм.

Для посадки підшипників вали забезпечуються *заплечиками* або упорними *буртиками*, висота яких має відповідати радіусам округлень на кільцях підшипників і умовам демонтажу підшипників.

Перехідні ділянки між сусідніми ступеннями різних діаметрів виконуються з галтелями або канавками для виходу шліфувального круга.

Для полегшення посадки деталей і видалення задирок на валах виконуються фаски.

3.1.6. Розрахунок валів на статичну міцність

Виконується з метою запобігання появи пластичних деформацій під час дії короточасних перевантажень. Як правило, виконується як перевірний.

Умова статичної міцності

$$\sigma_{E_{\max}} = \sigma_E \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} \leq [\sigma]_{\max} \approx 0,8\sigma_T, \quad (3.5)$$

де σ_T – границя текучості матеріалу вала; $T_{\max}/T_{\text{ном}}$ – коефіцієнт, що визначає можливе перевантаження вала.

Номінальне еквівалентне напруження в небезпечному перерізі визначається за гіпотезою енергії формозміни

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \cdot \tau^2};$$

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{32M}{\pi d^3}; \quad \tau = \frac{T}{W_p} = \frac{16T}{\pi d^3},$$

прийнявши за вказаною гіпотезою $\frac{\tau_T}{\sigma_T} = 0,58$, одержимо

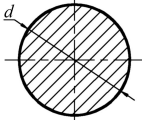
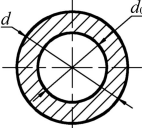
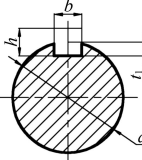
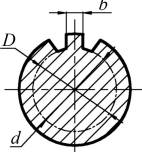
$$\sigma_E = \frac{32}{\pi d^3} \cdot \sqrt{M^2 + 0,75T^2} = \frac{32M_E}{\pi d^3},$$

де $M_E = \sqrt{M^2 + 0,75T^2}$ – еквівалентний (зведений) момент.

Моменти опору поперечних перерізів різної форми наведено в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Моменти опору поперечних перерізів валів

Форма перерізу	Розміри	Момент опору
Круглий		$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3;$ $W_p = 2W_0 \approx 0,2d^3$
Кільцевий		$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d} \right)^4 \right];$ $W_p = 2W_0$
Зі шпонковою канавкою		$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d};$ $W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d}$
Зі шліцями		$W_0 = \frac{1}{32D} \left[\pi d^4 - bz(D-d)(D+d)^2 \right];$ $W_p = 2W_0$

3.1.7. Розрахунок валів на витривалість

На практиці встановлено, що для валів основним видом руйнування є втомне, тому розрахунок на стійкість валів проти втомного руйнування (витривалість) є основним. Виконується шляхом визначення розрахункових коефіцієнтів запасу міцності в тих перерізах, що вважаються небезпечними. Ці перерізи намічаються згідно з епюрами моментів, а також розміщенням концентраторів напружень (галтелі, канавки, проточки, посадки з натягом, різьби тощо).

Розрахунок виконується за умовою:

$$S = S_{\sigma} \cdot S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2} \leq [S] = 1,5 \dots 2,5, \quad (3.6)$$

де S_{σ} і S_{τ} – коефіцієнти запасу міцності відповідно за згину і кручення:

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

$$S_{\tau} = \tau_{-1} / (K_{\tau} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m), \quad (3.7)$$

де σ_{-1} , τ_{-1} – границі витривалості матеріалу вала за симетричного циклу ($\sigma_{-1} \approx 0,45\sigma_s$, $\tau_{-1} \approx 0,25\sigma_s$); σ_a , τ_a – амплітудні значення напружень; ψ_{σ} , ψ_{τ} – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень; K_{σ} , K_{τ} – коефіцієнти концентрації напружень, що враховують тип концентратора напружень, вплив абсолютних розмірів деталі (вала), якості обробки поверхонь, поверхневого зміцнення.

Під час розрахунку приймається, що напруження згину змінюються за симетричним циклом, а напруження кручення – за пульсуючим (рис. 1.4) (для валів, що повертаються в один бік), оскільки важко встановити дійсний характер зміни крутного моменту в реальних умовах експлуатації машини. Тоді:

$$\sigma_a = \sigma_{\text{зг}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_0}; \quad \sigma_m = 0; \quad \tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{\text{кр}} = T/2W_p. \quad (3.8)$$

У деяких перерізах валів можуть виникати тільки нормальні σ або тільки дотичні τ напруження. Тоді $S = S_{\sigma}$ або $S = S_{\tau}$.

Розглянемо детальніше фізичну суть коефіцієнтів K_{σ} , K_{τ} концентрації напружень.

Вплив розмірів. Дослідження із визначення границі витривалості для зразків однієї марки сталі, але з різними розмірами показали, що зі збільшенням розмірів перерізу деталі границя витривалості зменшується. Це пов'язане з тим, що при цьому зростає ймовірність потрапляння структурних дефектів в ділянку підвищених напружень, у результаті чого більш можливе виникнення і розвиток втомних тріщин, знижуються потенційні властивості міцності і позитивний ефект можливого зміцнювального впливу механічної і

хіміко-термічної обробки. Тобто зі збільшенням абсолютних розмірів перерізу деталей відбувається зниження питомих механічних характеристик міцності, отриманих як за статичних, так і втомних випробувань. Це явище прийнято враховувати *коефіцієнтами впливу абсолютних розмірів (масштабними факторами) ε* .

Вплив форми. Найбільші напруження в перерізі вала у разі його деформації завжди виникають у поверхневих шарах у місцях різкої зміни форми, які називають *концентраторами напружень* (галтелі, отвори, шпонкові й шліцьові пази, кільцеві проточки, різьби, лиски тощо), а також у зонах з'єднань з натягом (посадка підшипників і маточин (рис. 3.8).

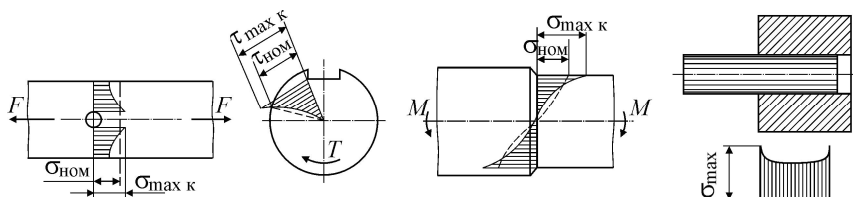


Рис. 3.8. Приклади розподілу напружень у зоні концентраторів

Зниження міцності, викликане концентратором напружень, залежить від матеріалу, термообробки, технологічних способів зміцнення й інших факторів. За знакозмінного циклу зміни напружень, характерному для напружень згину у валах і осях, що обертаються, коли коефіцієнт асиметрії циклу $r = -1$, зниження міцності деталі оцінюється *ефективним коефіцієнтом концентрації $K_\sigma(K_\tau)$* : $K_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_{-1к}$; $K_\tau = \tau_{-1} / \tau_{-1к}$, де σ_{-1} , τ_{-1} – границі витривалості гладкого полірованого зразка, $\sigma_{-1к}$, $\tau_{-1к}$ – границі витривалості реальної деталі того ж діаметра й матеріалу, але з тим або іншим концентратором.

Вплив стану поверхні. За циклічних навантажень руйнування деталей пов'язане з розвитком втомних тріщин, що виникають зазвичай в поверхневому шарі. Цьому сприяє підвищення напружень біля поверхні перелічених концентраторів, а також нерівності на поверхні, викликані механічною обробкою (шорсткість поверхні). Вплив якості обробки поверхні на концентрацію напружень урахується коефіцієнтами шорсткості $K_{F_\sigma} = \sigma_{-1} / \sigma_{-1F}$, $K_{F_\tau} = \tau_{-1} / \tau_{-1F}$, де σ_{-1} і τ_{-1} – границі витривалості гладких полірованих зразків, а σ_{-1F} і τ_{-1F} – границі витривалості зразків такого самого розміру й матеріалу із заданим станом поверхні.

Поверхневі зміцнення валів і осей. За поверхневого зміцнення за рахунок накатування роликками або обдування сталевим дробом (відходи кулькових підшипників) підвищується міцність найбільш напруженого поверхневого шару і у ньому створюються залишкові напруження стиску (наклеп). Цей вплив ураховується коефіцієнтом $K_{зм}$ впливу зміцнення на підвищення границі втомленості.

Врахування концентрації напружень під час напрусування деталей на вал. Вплив напрусування деталей на опір утомленості вала істотно залежить від абсолютних розмірів, а тому цей вплив завжди розглядається разом з масштабним фактором ε . Вводиться загальний коефіцієнт $K_{\sigma D}'' = K_{\sigma} / \varepsilon$ для оцінювання впливу концентратора напруженого з'єднання на втомну міцність.

Сумарні коефіцієнти впливу $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$. Із урахуванням розглянутих коефіцієнтів впливу окремих факторів на утомну міцність вала вводяться сумарні коефіцієнти, що враховують вплив всіх факторів на опір втоми реального вала в конкретному перерізі відповідно:

$$\text{якщо згин } K_{\sigma D} = (K_{\sigma} / \varepsilon + K_F - 1) / K_{зм}; \quad (3.9)$$

$$\text{якщо крученні } K_{\tau D} = (K_{\tau} / \varepsilon + K_F - 1) / K_{зм}. \quad (3.10)$$

Сумарні коефіцієнти впливу $K_{\sigma D}$ і $K_{\tau D}$ можна ще представити як відношення границь витривалості зразка (σ_{-1}, τ_{-1}) до границі витривалості деталі (σ_{-1D}, τ_{-1D}): $K_{\sigma D} = \sigma_{-1} / \sigma_{-1D}$, $K_{\tau D} = \tau_{-1} / \tau_{-1D}$. При цьому зразок виготовлений із того самого матеріалу, що й деталь, а номінальний розмір його перерізу, шорсткість поверхні та її зміцнення мають бути ідентичними з деталлю.

Якщо на обмеженій ділянці вала (в одному або близьких перерізах) є кілька концентраторів напружень (наприклад, галтель, шпонковий паз і посадка з натягом), то розрахунок виконується за максимальним значенням $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$, попередньо визначивши ε , K_{σ} , K_{τ} , $K_{зм}$, K_F для розглянутого перерізу і матеріалу вала.

3.1.8. Розрахунок валів на жорсткість

Метою розрахунку вала на жорсткість є оцінювання його можливої пружної деформації (прогинів y , кутів γ нахилу пружної лінії в місцях закріплення зубчастих коліс, муфт, підшипників, кутів θ повороту перерізів вала, де закріплені перераховані деталі, ку-

тів ϕ закручування) під дією виниклих під час роботи навантажень і порівняння виявлених деформацій з допустимими значеннями, тобто:

$$y_{\max} \leq [y]; \quad \gamma_{\max} \leq [\gamma]; \quad \theta_{\max} \leq [\theta]; \quad \varphi_{\max} \leq [\varphi]. \quad (3.11)$$

Пружні переміщення валів (осей) впливають на роботу пов'язаних з ними з'єднань (пресових, шліцьових, шпонкових), а особливо во передач і підшипників.

На рис. 3.9 показані кути γ нахилу зубчастих коліс, розташованих не симетрично відносно опор: вони збільшуються у міру віддалення від середини прольоту. Перекоси коліс викликають нерівномірний розподіл навантаження за довжиною зубця, що враховується коефіцієнтами $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$ під час розрахунку передач на контактну і згинальну міцність. Пружна деформація валів особливо несприятлива для зубчастих передач із зацепленням Новікова. Редуктори з такими передачами мають, зазвичай, жорсткіші вали, ніж редуктори із зубчастими передачами евольвентного зацеплення.

Прогини валів мало позначаються на роботі передач із гнучким зв'язком, тому в пасових і ланцюгових передачах прогини валів зазвичай не розраховуються, але контролюються розрахунком кути повороту θ перерізів вала в місцях установки підшипників.

Істотні переміщення перерізів вала від згину можуть призвести до виходу з ладу конструкції внаслідок заклинювання підшипників від надмірного перекосу кілець, особливо це стосується роликових радіальних підшипників. Щоб уникнути цього в опорах з консольними ділянками важконавантажених валів доцільно встановлювати сферичні самоустановлювальні підшипники, що допускають більші перекоси кілець.

З досвіду експлуатації встановлені такі допустимі прогини валів:

- для зубчастих циліндричних передач $[y]=(0,01\dots0,02)m$;
- для конічних, глобоїдних і гіпоїдних передач $[y]=(0,005\dots0,007)m$;
- для черв'ячних $[y]=(0,007\dots0,01)m$; де m – модуль зацеплення.

Розрахункові прогини і кути нахилу пружної лінії γ валів визначаються методами опору матеріалів. Величини деформацій валів найточніше можна одержати за допомогою інтеграла Мора або за методом Верещагіна. Однак цей шлях дуже трудомісткий і для реальних валів, що мають ступінчасту форму, розрахунок значно ускладнюється, тому в інженерних розрахунках користуються на-

ближеними методами, що базуються на заміні реального ступінчастого вала гладким валом.

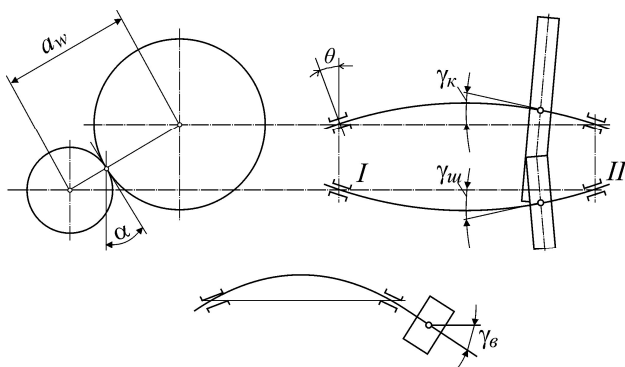


Рис. 3.9. Схеми відносного перекосу зубчастих коліс і консольної шестірні в результаті згину валів

Пружні деформації вала у фіксованих точках визначаються роздільно від дії кожного силового фактора, а потім додаються з урахуванням знаку і площини деформації, після чого сумарні величини (Σy і $\Sigma \gamma$) порівнюються з допустимими значеннями $[y]$, $[\gamma]$ і $[\theta]$ і приймається рішення про роботоздатність вала за критерієм жорсткості. Якщо згинальна жорсткість вала виявиться недостатньою, тобто $\Sigma y > [y]$ або $\Sigma \theta > [\theta]$ і немає можливості зменшити довжину вала, то необхідно збільшити його діаметр.

3.1.9. Розрахунок валів на вібростійкість

Коливання валів виникають під дією зовнішніх постійно діючих і періодично змінних сил, пов'язаних із пружною деформацією валів.

Коливання можуть бути згинальними, крутильними і комбінованими згинально-крутильними. Вони можуть бути викликані різними причинами: невідношеністю обертових мас вала із закріпленими на ньому деталями; циклічною зміною навантаження під час передачі моменту від одного вала до іншого за допомогою муфти за нерівномірного розподілу навантаження між елементами

муфти; нерівномірності розподілу навантаження в зоні з'єднання вала з іншими деталями; циклічної зміни жорсткості вала, опор або зубчастого зачеплення.

Навіть малі коливання пружної системи стають небезпечними, якщо частота збуджувальної сили ω_z наближається до частоти власних коливань системи ω_c , тобто виникає явище резонансу. Зазвичай розрахунок вала на вібростійкість зводиться до визначення частоти власних коливань системи і установа робочого діапазону частоти коливання вала.

Наприклад, для вала із закріпленням на ньому симетрично відносно опор неврівноваженим диском масою m критична кругова частота (частота власних коливань системи) визначається за формулою:

$$\omega_{кр} = \omega_c = \sqrt{(48EI)/(ml^3)}, \quad (3.12)$$

де E – модуль пружності матеріалу вала; I – осьовий момент інерції поперечного перерізу вала; l – довжина вала між опорами.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. У чому полягає різниця між валом і віссю?
 2. Із яких матеріалів виготовляють вали і осі?
 3. Як складається розрахункова схема вала?
 4. Назвіть основні елементи конструкцій валів і осей.
 5. За якими критеріями ведуть розрахунки валів і осей?
 6. В чому різниця розрахунків нерухомих осей і тих, що обертаються?
 7. За якою деформацією орієнтовно визначають діаметр вала?
 8. Коли і як виконують розрахунок вала на статичну міцність?
 9. Чому вал розраховують на витривалість, навіть коли на нього діє постійне радіальне навантаження?
 10. Як виконують розрахунок вала на витривалість?
 11. Які перерізи вала вважають небезпечними?
 12. Як під час розрахунку валів на витривалість змінюються напруження згину і напруження кручення?
 13. Які фактори впливають на концентрацію напружень у валах?
 14. В яких випадках вали перевіряють на жорсткість?
 15. Як виконують розрахунок валів на вібростійкість?
-

3.2. Підшипники ковзання

3.2.1. Загальні відомості і класифікація

Опорами валів і осей є підшипники, які сприймають всі діючі навантаження і забезпечують їх обертання.

За видом тертя підшипники розділяються на підшипники кочення й підшипники ковзання. Основними видами опор у більшості машин нині є підшипники кочення.

У сучасному машинобудуванні підшипники ковзання застосовуються значно менше, ніж підшипники кочення, однак як опори валів або осей успішно використовуються в конструкціях, у яких застосування підшипників кочення утруднене чи неможливе або економічно недоцільне.

Підшипники ковзання широко використовуються:

- у вузлах машин, де за умовами складання потрібні різні підшипники (наприклад, для колінчастих валів);
- в опорах великогабаритних і швидкохідних валів (парові і гідравлічні турбіни, потужні електрогенератори, компресори й ін.), де за критерієм швидкохідності підшипники кочення не можуть бути застосовані в принципі;
- у вузлах машин, що зазнають дії вібраційного і ударного навантаження (важкі шоківі дробарки, кульові млини тощо), де надійність підшипників кочення вкрай низька, а підшипники ковзання здатні сприймати ударні навантаження завдяки демпфувальним властивостям мастильного шару, забезпечуючи високий ресурс надійності;
- в опорах, які постійно перебувають у воді або в інших агресивних середовищах, де підшипники кочення непридатні через корозію;
- у конструкціях вузлів, де потрібні дуже малі діаметральні розміри підшипників, зокрема, підшипники близько розташованих валів;
- підшипники для особливо високих частот обертання (понад 30 000 об/хв);
- у простих і дешевих тихохідних механізмах з ручним приводом.

Приведений коефіцієнт тертя підшипників ковзання, що працюють в умовах рідинного змащення, дорівнює 0,001...0,005, однак за несприятливих умов (висока в'язкість мастила, великі колові швидкості, малі зазори) він зростає до 0,01...0,03, а у підшипників, що працюють за напівсухого тертя, досягає значень 0,1...0,12.

Внаслідок загущення мастила пусковий момент у підшипників ковзання підвищується. Цей недолік особливо відчутний в машинах, які доводиться запускати за низьких температур (двигуни внутрішнього згоряння).

Важконавантажені і високошвидкісні підшипники ковзання потребують безперервного підведення мастила під тиском для підтримання режиму рідинного тертя й відведення тепла, що виділяється при терті.

Для підшипників тихохідних валів, що працюють за невеликих навантажень, достатня періодична подача рідкого або консистентного мастила. У таких випадках нерідко застосовують самозмащувальні підшипники, які можуть працювати тривалий час без підведення мастила.

Підшипники ковзання надійно працюють за температури, що не перевищує $130...150^{\circ}\text{C}$, за вищої температури виникає небезпека розриву мастильної плівки внаслідок розрідження мастила. Крім того, звичайні мінеральні мастила за високої температури швидко окиснюються і втрачають мастильні властивості. Спеціальні мастила (синтетичні, парафінові тощо) можуть працювати за температури до 300°C .

За напрямом сприйнятих навантажень підшипники ковзання діляться на дві основні групи:

- *радіальні*, призначені для сприйняття навантажень перпендикулярних до осі вала (рис. 3.10);
- *упорні*, призначені для сприйняття осевих навантажень.

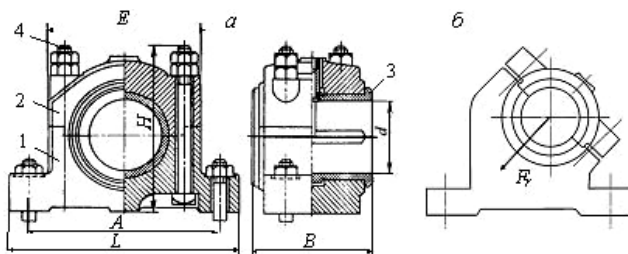


Рис. 3.10. Радіальний підшипник ковзання:

а – з горизонтальним розніманням; *б* – з косим розніманням

У техніці застосовують також комбіновані опори: радіальний підшипник ковзання і упорний підшипник кочення.

Упорні підшипники ковзання, що встановлюють на вертикальних валах, називають *підп'ятниками*.

Повніша класифікація підшипників ковзання схематично представлена на рис. 3.11.

3.2.2. Конструкції підшипників ковзання

Радіальний підшипник (рис. 3.10) складається з корпусу 1, кришки 2, вкладишів 3 (у різних конструкціях їхні дві половини охоплюють цапфи вала) і кріплення 4 (шпильок, гвинтів і болтів). Рознімання полегшує монтаж або навіть є необхідною умовою складання, дозволяє регулювати зазор у підшипнику за допомогою спеціальних металевих прокладок між кришкою й корпусом. Стик корпусу й кришки підшипника виконується перпендикулярним до вектора навантаження для того, щоб тиск розподілявся рівномірно (рис. 3.10б), інакше під час затягування кріпильних гвинтів можлива деформація кришки, що призводить до перекручування робочої поверхні. Крім того, в такому стику не порушується безперервність несучого мастильного шару. Для запобігання бокових зсувів кришки відносно корпусу площина рознімання виконується східчастою або передбачаються центрувальні штифти. Таке конструктивне рішення водночас із фіксацією кришки розвантажує тяжкі болти або шпильки від поперечних зусиль.

Геометричні параметри в радіальному напрямі корпусів підшипників ковзання істотно менші порівняно з корпусами підшипників кочення, що є однією із переваг підшипників ковзання.

Всі підшипники, зазвичай, мають пристрій для подачі мастила. У найпростішому випадку це отвір або пробка в кришці для періодичної подачі мастила у канавки вкладишів, а в напружено працюючих відповідальних підшипниках – ціла система трубопроводів і каналів для автоматичної подачі мастила, його стоку, відстою й заміни. Високошвидкісні підшипники з інтенсивним тепловиділенням можуть мати штучне рідинне охолодження, для чого в корпусі й кришці підшипника передбачаються спеціальні порожнини і канали для підведення й відведення рідини.

У спеціальних великогабаритних редукторах, у двигунах внутрішнього згоряння, металорізальних верстатах і багатьох інших машинах різнімі вкладиші встановлюються безпосередньо в гнізда станини або литої рами машини.

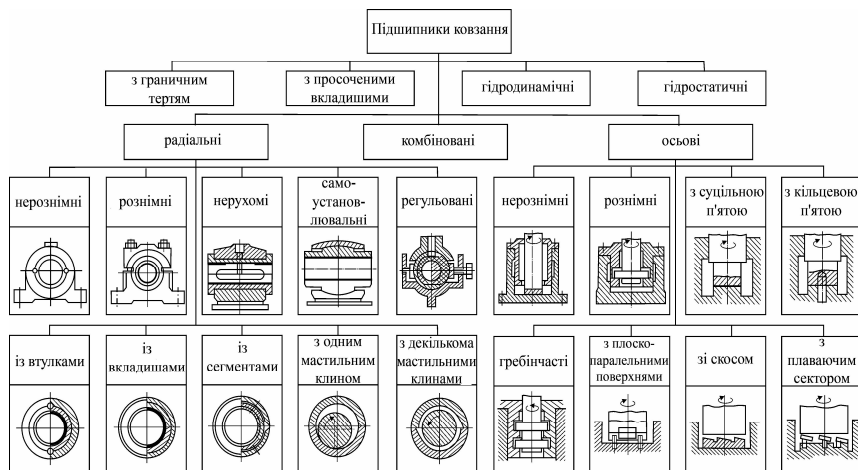


Рис. 3.11. Класифікація підшипників ковзання

Вкладиші підшипників ковзання є робочими елементами, що взаємодіють безпосередньо з опорною частиною вала (цапфою, шийкою, п'ятою).

Конструктивно вкладиші нескладні і найчастіше являють собою рознімну (рис. 3.12а) втулку, іноді з буртиками, приливками або іншими фіксуючими елементами для запобігання осьовому зрушенню й провертанню.

У нерознімних підшипниках вкладишем зазвичай є втулка з антифрикційного матеріалу (рис. 3.12б), яку запресовують у корпус (рис. 3.12в).

Для компенсації непаралельності осей вала й розточення в корпусі, викликаних похибками й деформаціями, а також уникнення великих кромкових тисків використовують вкладиші, самоустановлювальні завдяки спряженню з корпусом по сферичній (рис. 3.12г) або циліндричній поверхні з малою довжиною загальною твірної (рис. 3.12д).

Виготовляють вкладиші здебільшого литтям із чавуну, сталі або бронзи. Робоча поверхня чавунних і сталевих вкладишів зазвичай покривається (заливається) тонким шаром антифрикційного матеріалу (бабіту, бронзи, фторопласту, нейлону або ін.).

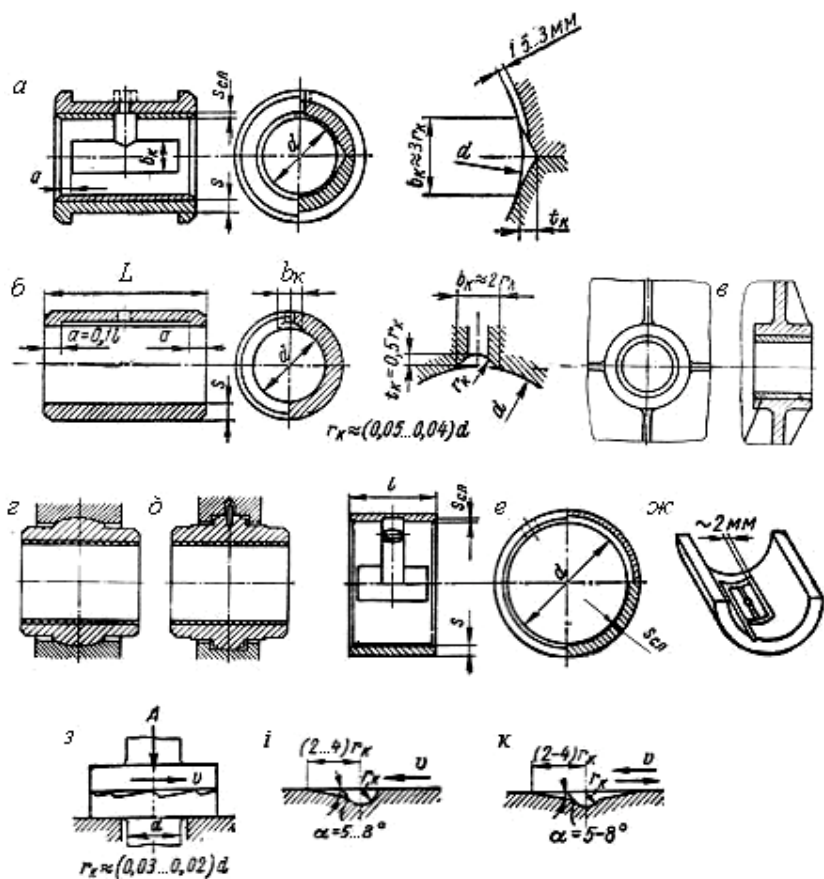


Рис. 3.12. Вкладиші підшипників ковзання: (а...ж) і підп'ятників (з...к)

У масовому виробництві, зокрема підшипників двигунів внутрішнього згоряння, вкладиші штамнують із біметалевої стрічки, на яку наносять антифрикційний матеріал (рис. 3.13е). Це значно зменшує витрати кольорових металів (в 3...5 разів), в декілька разів скорочує трудомісткість і підвищує якість підшипників. Перехід на централізоване виготовлення стандартизованих вкладишів зі стрічки є найважливішою технологічною тенденцією розвитку сучасного виробництва підшипників ковзання.

У важконавантажених високошвидкісних підшипниках для зниження надмірно високої температури мастила в робочій зоні іноді доцільно передбачити додаткове постійне підведення свіжого (охолодженого) мастила безпосередньо в цю зону, поблизу максимуму тисків і температур. Для цього на поверхні навантаженої половини вкладиша виконується контур з вузьких канавок завширшки (1...2) мм (рис. 3.12ж) з виходом у торці.

На вкладишах підп'ятників (рис. 3.12з) мастильні канавки розташовують радіально, до того ж для створення клинових зазорів їх перетин розвивається вусом в один бік (рис. 3.12і) за одnobічного обертання і в обидва боки (рис. 3.12к) за двобічного.

3.2.3. Режими тертя в підшипниках ковзання, критерії роботоздатності

Розрізняють такі основні режими тертя ковзання:

Сухе тертя, за якого стиснуті поверхні торкаються своїми нерівностями – "гребінцями", що залишаються після механічної обробки за відсутності слідів змащення (рис. 1.9). У разі відносного зсуву цих поверхонь поряд з подоланням молекулярних сил взаємодії неминуче пружно-пластичне деформування й часткове руйнування стикових нерівностей. Робота за сухого тертя пов'язана з інтенсивним зношуванням і заїданням контактних поверхонь, появою вібрацій і значних втрат енергії.

Граничне тертя характерне наявністю на поверхнях тертя дуже тонких адсорбованих (насичених) плівок мастила (рис. 1.9). На властивість мастил утворювати такі плівки дуже великий вплив має їх адгезійна здатність (маслянистість, липкість). Товщина цих плівок порівнянна з розмірами молекул мастила (соті частки мікрона). За нині досягнутої економічно прийнятної шорсткості граничне тертя істотно поступається рідинному як за навантажувальною здатністю, так і величиною втрат.

Рідинне тертя (рис. 1.9) характеризується досить товстим шаром мастила (порядку 2...70 мкм), що перевищує сумарну висоту нерівностей робочих поверхонь $\Sigma R_{\text{н}} = R_{\text{ц}} + R_{\text{вкл}}$ і розміри твердих часток, які можуть виявитися в мастилі в результаті його забруднення. У шарах такої товщини мастило поводить себе як рідина і на відміну від адсорбованих плівок підкоряється законам гідромеханіки.

Частки рідини, що прилягають до поверхонь тертя, мають швидкість цих поверхонь, а за товщини шару швидкість потоку змі-

нюється за лінійним законом за наявності тільки перепаду швидкостей; за параболічним законом – за наявності тільки перепаду тисків, що має місце за гідростатичного режиму і за комбінованим законом – коли одночасно мають місце перепади і швидкостей, і тисків, що є характерним для реальних підшипників.

Опір руху за рідинного тертя визначається внутрішнім тертям між частками рідини, зумовленим її в'язкістю. Це найвигідніший режим тертя ковзання, який характеризується повною відсутністю зношування робочих поверхонь і дуже низьким значенням коефіцієнта тертя $f \approx 0,005 \dots 0,001$, а іноді й нижче (залежно від в'язкості мастила).

|| *Утворення режиму рідинного тертя є основним критерієм розрахунку більшості підшипників ковзання.*

При цьому одночасно забезпечується як мінімізація енергетичних втрат, так і роботоздатність підшипника за критерієм зношування й заїдання спряжених поверхонь цапфи вала й вкладиша підшипника.

З п'яти режимів тертя, схематично представлених на рис. 1.9, в підшипниках ковзання зустрічаються три основних види тертя: *рідинне, напіврідинне й напівсухе*. Останні два практично важко розмежувати.

За *напіврідинного* тертя суцільність мастильної плівки порушена, поверхні вала й підшипника дотикаються своїми мікронерівностями на ділянках більшої або меншої довжини. Цей вид тертя зустрічається за недостатньої подачі мастила або за відсутності механізму гідродинамічного змащення (наприклад, у під'ятниках із плоскими несучими поверхнями).

Напіврідинне тертя може виникнути в підшипниках з гідродинамічним змащенням, якщо товщина мастильної плівки недостатня для запобігання зіткненню мікронерівностей вала й підшипника, що можливе у разі збідненої подачі мастила в робочу зону підшипника. Коефіцієнт напіврідинного тертя значно вищий, ніж рідинного, тепловиділення в підшипнику більше, тому виникнення напіврідинного тертя, особливо в підшипниках, що працюють за великих частот обертання, пов'язане з небезпекою перегріву й виходу підшипника з ладу – плавляться вкладиші.

Ділянка переходу від рідинного тертя до напіврідинного, що характеризується різким збільшенням коефіцієнта тертя, називається *граничним змащенням*.

За *напівсухого* тертя поверхні вала й підшипника торкаються повністю або на ділянках великої довжини, роздільний мастильний шар відсутній, мастило перебуває на металевих поверхнях тільки у вигляді адсорбованої плівки. Коефіцієнт напівсухого тертя завдяки наявності

адсорбованого мастила менший, ніж сухого, але значно більший, ніж напіврідинного й, тим більше, рідинного тертя.

Напівсухе тертя настає за недостатньої подачі мастила й зустрічається, наприклад, у підшипниках з періодичною або недостатньою подачею мастила, але може виникнути також у підшипниках рідинного тертя у разі розладу механізму гідродинамічного змащення.

У важконавантажених високошвидкісних підшипниках виникнення напівсухого тертя викликає перегрів, розплавлення заливання, схоплювання й заїдання підшипника.

3.2.4. Умовний розрахунок підшипників ковзання

Підшипники тихохідних механізмів, машин із частими пусками й зупинками, у разі коливального руху (втулки важелів, підшипники ресор тощо) працюють за напіврідинного або напівсухого тертя.

Розрахунок підшипників ковзання, що працюють у режимах близьких до граничного тертя, виконується зазвичай як перевірний, тому що розміри підшипника (діаметр d і довжина l) визначаються конструктивно: діаметр цапфи беруть після розрахунку вала на міцність, а довжина цапфи береться з оптимального відношення $0,5 \leq l/d \leq 1,2$ для таких підшипників.

В основу цього розрахунку покладено два критерії.

1. Оскільки інтенсивність зношування і міцність вкладиша або антифрикційного шару за статичного навантаження залежить від питомого тиску p , то умовний тиск для підшипників тихохідних і тих, що працюють короткочасно з перервами, не має перевищувати допустимий $[p]$.

$$p = F_r/(ld) \leq [p], \quad (3.13)$$

де F_r – радіальне навантаження на підшипник, Н; $[p]$ – допустимий тиск, МПа.

2. Оскільки змащувальна здатність мастила в підшипнику залежить від тепловиділення в зоні контакту, а воно у свою чергу залежить від питомого тиску p на цапфу й колової швидкості v , то для

підшипників середньої швидкохідності необхідно дотримуватись умови:

$$pv \leq [pv]. \quad (3.14)$$

Розрахунок за параметром pv у наближеній формі попереджає інтенсивне зношування, перегрівання і заїдання. Допустимі значення $[p]$ і $[pv]$ встановлюються з досвіду експлуатації подібних конструкцій.

Розрахунок підшипників напіврідинного тертя ускладнюється невизначеністю величини коефіцієнта тертя й умов тепловідведення. Для підвищення несучої здатності і надійності роботи підшипників напіврідинного тертя рекомендується:

- зменшити тиск p шляхом збільшення діаметра (але не довжини) підшипника; не слід приймати довжину $l > 1,2d$;
- забезпечити рясну подачу мастила з підвищеними в'язкістю і маслянистістю, а також високою адсорбцією до металевих поверхонь; доцільно вводити протизадирні присадки;
- за невеликих навантажень і відносно високих колових швидкостей застосовувати підшипники з бабітовою заливкою, за підвищених навантажень – із заливанням свинцюватою бронзою, за великих навантажень і малих частот обертання – бронзові вкладиші.

Твердість цапф валів має бути не нижчою 50HRC. Поверхню вала варто обробляти з малою економічно прийнятною шорсткістю. Доцільно піддавати поверхню вала сульфидуванню.

Зазори в підшипниках напіврідинного тертя виконуються дещо меншими, ніж у підшипниках рідинного тертя. Якщо забезпечена рясна подача мастила, то зазор збільшується до звичайних значень.

3.2.5. Умови утворення режиму рідинного тертя

Підшипники ковзання *гідродинамічного тертя* широко поширені в техніці. Принцип роботи цих підшипників пояснюється гідродинамічною теорією змащення, основоположником якої по праву вважається професор Петербурзького технологічного інституту Н.П. Петров.

Гідродинамічна теорія змащення в нинішньому виді базується на рішеннях диференціальних рівнянь гідродинаміки в'язкої рідини, які зв'язують тиск p , швидкість ω і опір в'язкому зсуву μ у шарі мастила підшипника.

Теоретичні рішення досить складні й викладаються в спеціальній літературі. Разом з тим за результатами аналізу теоретичних і експериментальних досліджень розроблені методики практичних розрахунків, графіки й номограми для вибору оптимальних параметрів і режимів роботи окремих типів підшипників ковзання.

Фізична модель процесу. У підшипнику ковзання вал завжди встановлюється з певним зазором S (рис 3.13а), який заповнюється мастилом.

Якщо вал не обертається, то під дією радіального навантаження F_r він займає ексцентричне положення в підшипнику і зазор приймає серпоподібну форму клинової щілини. На початку обертання, коли швидкість невелика і напівсухе тертя домінує, вал відхиляється у протилежний обертання бік на кут ϕ (рис. 3.13б), тангенс якого дорівнює коефіцієнту напівсухого тертя.

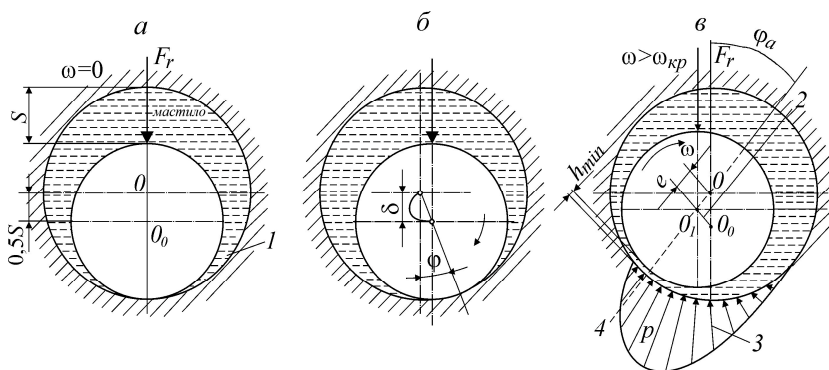


Рис. 3.13. Положення вала в підшипнику й схема виникнення несучого мастильного шару:

a – вал не обертається; $б$ – вал починає обертатися; $в$ – усталене обертання вала

Обертаючись, вал захоплює за собою мастило. Перший шар, який змочує вал, захоплюється внаслідок адсорбції мастила металевою поверхнею вала, подальші шари – внаслідок внутрішньої в'язкості мастила. Вал у такий спосіб діє як насос, що нагнітає мастило в клиноподібну щілину.

У міру збільшення швидкості обертання виникає напіврідинне тертя, коефіцієнт тертя зменшується й вал переміщається у бік обертання, поки не відбудеться роз'єднання мікронерівностей вала й підшипника і виникне рідинне тертя

Надходячи в зазор, що звужується за напрямом обертання вала, мастило, як практично нестислива рідина (за звичайних у підшипнику тисках), прагне розтектися в коловому і осьовому напрямках (до торців підшипника). Цьому перешкоджають сили в'язкості, у результаті чого в мастильному шарі виникає тиск, який прогресивно зростає до точки найбільшого зближення вала й підшипника, де витікання мастила утруднене через малість зазору (рис. 3.13в).

Частина мастила витікає через торці підшипника, та ж частина, що залишилася, має пройти через найвужче місце зазору. Сили тиску, що розвиваються в мастильному шарі, піднімають вал (вал "спливає"), одночасно зрушуючи його у бік напрямку обертання. Стан рівноваги досягається тоді, коли прохідний переріз у найвужчому місці щілини ($h_{\min}$) виявляється достатнім для пропуску мастила, що залишилося після торцевого витікання.

За рідинного тертя положення центра вала визначається параметром λ : зі збільшенням цього параметра центр вала переміщається до центра підшипника за траєкторією, близькою до півкола, діаметром, рівним радіальному зазору δ .

Якщо $h_{\min}$ ексцентриситет (відстань між центрами вала О і підшипника О₁) (рис. 3.13в) $e = \delta - h_{\min}$, де $\delta = 0,5S$, а відносний ексцентриситет:

$$\chi = e / \delta = 2e / S. \quad (3.15)$$

Дослідження показали, що для підшипників з певними геометричними параметрами товщина мастильного шару є деякою функцією характеристики робочого режиму підшипника:

$$h_{\min} = \Phi(\mu\omega / p). \quad (3.16)$$

Геометрично $h_{\min}$ можна виразити через відносний ексцентриситет:

$$h_{\min} = 0,5S - e = 0,5S(1 - \chi). \quad (3.17)$$

Максимальний тиск на ділянці найбільшого зближення вала й підшипника приблизно в 3...5 разів перевищує середній тиск.

У більшості стаціонарних машин допустимий тиск $[p] = (2 \dots 5)$ МПа, в автомобільних двигунах до $(15 \dots 20)$ МПа через інерційні навантаження.

Основні умови утворення гідродинамічного змащення. У підсумку можна сформулювати три основні умови, за яких можливе утворення гідродинамічного режиму змащення:

- між поверхнями ковзання має бути зазор клиноподібної форми;
- середовище в клиновій щілині (мастило, вода, повітря тощо) повинне мати певну в'язкість і безупинно заповнювати клиновий зазор;
- швидкість відносного руху поверхонь має бути достатньою ($\omega \geq \omega_{кр}$) для того, щоб у шарі змащення створився тиск, здатний зрівноважити зовнішнє навантаження.

Підшипники з гідростатичним змащенням

У таких підшипниках тиск у мастильному шарі створюється гідростатично шляхом підведення мастила під цапфу від спеціального насоса.

На відміну від звичайних підшипників коефіцієнт тертя в гідростатичних підшипниках під час рухання з місця близький до нуля. Зношування в таких підшипниках практично відсутнє.

Основна сфера застосування гідростатичних підшипників: опори важких тихохідних барабанів і валів. Сучасні гідростатичні підшипники забезпечують необхідне центрування вала і запобігання небезпеки притиснення вала до вкладиша за будь-яких змін навантаження в заданих межах.

Гідростатичне розвантаження під час пуску широко застосовують і у швидкохідних підшипниках важких роторних машин (парові й газові турбіни, електрогенератори тощо).

Підшипники з газовим змащенням

Сучасні технології сепарування рідин, обробки металів та інших матеріалів різанням (шліфуванням) потребують все зростаючих частот обертання валів ($n = 50\,000 \dots 100\,000$ об/хв), а це обмежується граничними можливостями підшипників ковзання, що працюють на рідких мастилах, через великі втрати на тертя й тепловиділення в результаті підвищеної в'язкості рідких мастил. Альтернативою може бути тільки газове змащення, тому що в'язкість повітря приблизно в 1000 разів менша в'язкості мастил і вона практично не змінюється у разі зміни тиску й температури.

Підшипники з газовим змащенням практично не обмежують частоти обертання валів, працюють із досить малими втратами й незначним нагріванням, зберігають точність положення вала.

Недоліки: неприпустимість перевантажень, що призводять до тертя без мастильного матеріалу і до ушкодження; небезпека виникнення коливань; необхідність високої точності виготовлення.

За принципом дії підшипники з газовим змащенням можуть бути газодинамічними, газостатичними, а також комбінованими – газостатодинамічними.

У газодинамічних підшипниках газ може засмоктуватися з навколишнього середовища в зазор, що звужується, валом, який обертається, створюючи надлишковий тиск. У сучасних газодинамічних підшипниках використовується стиснене повітря або інший газ, що потрібний для підняття вала під час пуску; він підводиться через кільцеві канавки біля торців підшипників. Крім того, він використовується для навантаження вала радіальною силою для уникнення вібрацій, для чого підводиться через поздовжню канавку у вкладиші.

Середній надлишковий тиск у підшипнику за великих швидкостей може перевищувати 0,5 МПа, зазвичай – до 0,1 МПа, під час роботи з піддуванням – до 1 МПа.

Газодинамічні підшипники застосовують у підшипниках турбокомпресорів, турбодетандерів для скраплення газів, центрифуг, гіроскопів, газових турбін.

Підшипники з газостатичним змащенням застосовують за необхідності повного розвантаження опори від зовнішніх сил і зняття сил тертя, а також для забезпечення високої точності обертання в приладах, прецизійних машинах, особливо точних верстатах за невисоких і середніх швидкостей. У таких підшипниках вал підтримується повітряною подушкою за безперервного піддування.

3.2.6. Матеріали вкладишів

Оскільки вартість вала (осі) у будь-якій конструкції значно вища вартості змінних вкладишів підшипника, то цапфи сталевих валів необхідно завжди гартувати до твердості $H > 40...45\text{HRC}$, а швидкохідних валів до $55...60\text{HRC}$ після цементації або азотування.

Підшипники ковзання працюють тим надійніше, чим менша шорсткість і чим вища твердість поверхонь цапф вала. До самих же вкладишів пред'являється комплекс вимог, що впливають із критеріїв працездатності цих підшипників:

- низький коефіцієнт тертя в парі з матеріалом цапфи вала;

- підвищена зносостійкість і опір контактній втомі вкладишів.

За твердістю металеві підшипникові сплави поділяють на пластичні (із твердістю меншою 50 НВ), м'які (50...90 НВ) і тверді (більше 90 НВ). До *пластичних* відносяться бабіти, свинцеві бронзи, алюмінієві сплави, срібло; до *м'яких* – бронзи олов'яні, олов'яно-свинцеві, олов'яно-свинцево-цинкові; до *твердих* – бронзи алюмінієво-залізні й чавуни.

Для важконавантажених швидкісних підшипників, розрахованих на роботу у сфері рідинного тертя, застосовуються майже винятково пластичні сплави у вигляді тонких шарів, що наносяться на сталеві (рідше бронзові) втулки і вкладиші.

М'які й тверді сплави застосовують для виготовлення підшипників змішаного й напіврідинного тертя, що працюють за помірних швидкостей.

Підшипникові антифрикційні матеріали за хімічним складом ділять на три групи: а) металеві ; б) металокерамічні; в) неметалеві (пластмаси, деревопластики, гуми тощо).

Металеві підшипникові сплави

Бабіти – сплави м'яких металів (олово, свинець, кадмій, сурма, цинк), що характеризуються наявністю твердих структурних складових у пластичній матриці. Бабіти відрізняються низьким коефіцієнтом напівсухого тертя, пластичністю, гарно припрацьовуються і зносостійкі. Пластичність забезпечує рівномірний розподіл навантаження на несучій поверхні; стає відносно безпечним потрапляння в підшипники дрібних твердих часток (металевий пил, тверді продукти окиснювання масла), які впресовуються в бабіт і знешкоджуються.

Бабіти – високоякісні підшипникові сплави, розроблені у Франції, застосовуються в техніці з XIX століття. Єдиний їх недолік – понижена контактна витривалість, особливо за змінних навантажень і підвищених температур.

Бабіти можуть працювати в парі з нормалізованими поліпшеними сталевими валами (25...35 HRC), але для збільшення довговічності підшипника доцільніше термічно обробляти вали до твердості більшої 50 HRC.

Найбільш високі антифрикційні показники мають *бабіти з високим вмістом олова*, що представляють собою сплави олова із сур-

мою з невеликими присадками міді, що вводиться для запобігання ліквації (неоднорідності хімічного складу у разі кристалізації); структура бабіту – тверді кристали, вкраплені в пластичну евтектику. Основні марки таких бабітів: Б89, Б83 (цифри вказують зміст олова у відсотках).

З метою економії дефіцитного олова розроблені й впроваджені в промисловість *бабіти з низьким вмістом олова*, що є більш-менш повноцінними заміниками високоолов'яних бабітів. *Свинцево-олов'яні бабіти* Б16, Б6, БН, БТ складаються на 60...76% зі свинцю, 5...20% олова; 10...20% сурми з невеликими присадками міді, кадмію, нікелю, заліза, як модифікатор вводять 0,5...1% арсену.

Бронзи застосовують для виготовлення підшипників, що працюють в сфері здебільшого напіврідинного тертя, за невеликих колових швидкостей (підшипники допоміжних приводів). Завдяки підвищеній твердості вони витримують більші питомі навантаження.

Гарні антифрикційні якості мають олов'яні бронзи типу БрОФ. Бронзи зі вмістом олова більше 0,5% відливають (переважно в кокілі), зі вмістом олова меншим 0,5% – штамнують.

Найбільше застосування мають олов'яно-цинково-свинцеві бронзи, у яких вміст дефіцитного олова понижений до 2...6%; їхня пластичність вища, ніж олов'яних бронз. Олов'яно-цинково-свинцеву бронзу БрОЦС 4-4-2,5 застосовують у вигляді холоднокатаних стрічок для виготовлення втулок, що працюють за високих навантажень і малих швидкостей в умовах напіврідинного і напівсухого тертя (напрямні втулки впускних клапанів двигунів внутрішнього згоряння).

Підшипники, що працюють за високих температур, напівсухого або сухого тертя (напрямні випускних клапанів), виготовляють із жароміцних залізо-нікель-алюмінієвих сплавів типу БрАЖН.

Вали, що працюють у бронзових підшипниках середньої твердості, повинні мати твердість більшу HRC 50, а в підшипниках із бронзи високої твердості більшу HRC 55.

Антифрикційні чавуни. Як дешеві заміники бронз застосовують антифрикційні чавуни: сірі АЧС із пластинчастим графітом, високоміцні АЧВ із глобулярним графітом, ковкі АЧК із пластичним графітом і мідисті ЧМ

Недоліки антифрикційних чавунів – крихкість і висока твердість (*HB* 160...250). Чавунні підшипники чутливі до перекосів, що викликають високі кромочні тиски.

Застосування чавунних підшипників вимагає високої поверхневої твердості валів (більшої 55 HRC). М'які антифрикційні чавуни

(АЧС–3, АЧВ–2, АЧК–2) можуть за невеликих навантажень працювати в парі з нормалізованими або поліпшеними сталями (за 25...35 HRC).

Легкі сплави. З легких сплавів як антифрикційні матеріали найчастіше застосовують алюмінієві. Невідповідальні підшипники виготовляють із ливарних сплавів алюмінію і кремнію (АЛ3; АЛ4; АЛ5), алюмінію і магнію (АЛ8), алюмінію і міді (АЛ10В; АЛ18В) переважно виливком у металеві форми. Доцільніше виготовляти підшипники штампуванням із сплавів, що деформуються, типу АК4, АК4–1.

Алюмінієві сплави стійкі до корозії і не викликають окиснення мастила. Недоліком їх є знижена припрацьовуваність і схильність до наволокування на вал, необхідне змащування під тиском і вали підвищеної твердості (більшої 55 HRC). Модуль пружності алюмінієвих сплавів невеликий, тому для нормальної роботи необхідне підвищення жорсткості підшипників (стовщення стінок, виконання буртиків жорсткості, збільшення жорсткості постелі).

У конструкції підшипників з алюмінієвих сплавів треба враховувати їхній високий коефіцієнт лінійного розширення. Під час нагрівання зазор у підшипнику зростає, тому "холодний" зазор роблять мінімальним, сумісним з умовою надійної роботи підшипника в пускові періоди. Крім того, під час нагрівання зростає натяг на посадковій поверхні підшипника. Підшипники з алюмінієвих сплавів застосовують переважно в корпусах з тих же сплавів.

Неметалеві матеріали

Для підшипників використовують тверді породи натурального дерева, гума, графіт, пластики. Всі перераховані матеріали застосовуються у сполученні з валами підвищеної твердості ($H > 50HRC$).

Відмінною рисою неметалевих підшипникових матеріалів є низькі теплопровідність, що істотно обмежує колову швидкість і питомий тиск у підшипнику.

Матеріали з дерева. Ще з XIX ст. для підшипників застосовують просочені оливою тверді породи дерев (гваякове дерево, самшит), як замітники – береза, клен, дубові породи.

Вищі якісні показники має посилена деревина, що представляє собою багатошаровий березовий шпон (лігнофоль) або крихту (лігностон), просочені фенолформальдегідними смолами і спресовані під тиском 30...50 МПа за температури 150...180° С.

Деревні пластики працюють з мастилом і водою; їх застосовують для виготовлення підшипників гідравлічних машин, а також для підшипників валів гребних гвинтів річкових і морських суден, важконавантажених і великогабаритних підшипників прокатних станів.

Вкладиші із деревинношарових пластиків набираються із брусків з розміщенням шарів перпендикулярно поверхні тертя і кріпляться у металевих корпусах.

З кінця XX ст. в нових конструкціях машин деревні матеріали витісняються металофторопластовими матеріалами.

Пластики. Пластмасові підшипники застосовують здебільшого у разі напіввідинного тертя (відносно малі частоти обертання, коливальний рух), а також у тих випадках, коли до опор неможливо підвести регулярне змащення.

Вони можуть працювати з разовим і періодичним змащенням, а за невеликих навантажень і колових швидкостей – без змащення. Підшипники із пластиків, що не набухають, можуть працювати на водяному змащенні, з хімічно стійких пластиків – на змащенні хімічно активними рідинами.

Для виготовлення пластмасових підшипників найчастіше застосовують фенопласти (текстоліт), полікарбонати (дифлон), поліаміди (капрон, нейлон), фторопласти.

Пластики, особливо термопласти, погано піддаються механічній обробці. Поліамідні й полікарбонатні підшипники виготовляють литтям під тиском, фторопластові – гарячим пресуванням з одержанням остаточних розмірів у прес-формах. Реактопласти (фенопласти) можна обробляти твердосплавним інструментом у разі малих подач і високих швидкостей різання, а також інструментами із надтвердих матеріалів.

Текстолітові підшипники виготовляють із багатошарової шифонної тканини, просоченої бакелітом і спресованої під тиском майже 100 МПа за температури 150...180° С.

Текстолітові підшипники працюють краще, якщо торці тканинних шарів розміщені перпендикулярно до поверхні тертя. У великогабаритних підшипниках текстоліт установлюють блоками в металевих касетах з торцевим розміщенням шарів.

Капрон і нейлон застосовують здебільшого для виготовлення підшипників діаметром меншим 50 мм, що працюють за недостатнього змащення або без змащення. Для збільшення міцності вводять наповнювачі (тканина, скловолокно, графітне волокно).

Поліаміди (як і всі термопласти) погано піддаються механічній обробці. Капронові й нейлонові підшипники виготовляють прес-литтям у металевих формах з точністю розмірів у межах декількох сотих міліметра.

Застосовують також тонкошарові (0,1...0,2 мм) поліамідні, поліуретанові і ін. покриття наплавленням, гарячим напилюванням.

Останнім часом в гідродинамічних підшипниках ковзання широко використовується металофторопластовий матеріал (60% бронзового порошку) запечений на сталевій стрічці, якою вистилають вкладиш. Довговічність таких підшипників порівняно з бабітовим заливанням збільшилася в 8...10 разів.

Графіти і вуглеграфіти. Вуглеграфіти – це суміші графіту, вугілля, сажі й коксу на зв'язці з пеку і кам'яновугільних смол, спресовані й піддані спіканню. Графіт і вуглеграфіт використовують для виготовлення підшипників, що працюють без змащення за високих температур у хімічно агресивних середовищах.

Для підвищення міцності, теплопровідності і зносостійкості у вуглеграфіти вводять металеві порошки (мідь, кадмій, бабіт). Крихкість зменшується просоченням фенолформальдегідами, силосанами і тефлоном.

Гума. Гумові підшипники являють собою металеві втулки облицьовані усередині (методом гарячої вулканізації) натуральними або синтетичними каучуками. Гумові втулки мають поздовжні канавки, якими подають воду для кращого охолодження і виносу абразивних часток. Великогабаритні гумові підшипники виготовляють складеними.

В 50...70 роках минулого сторіччя практично всі гідротурбіни мали складені гумові підшипники з діаметром від 1120 до 2390 мм. Найбільший у світі гумовий підшипник був розроблений для Красноярської ГЕС. Перехід у той період на гумові підшипники дозволив заощаджувати на кожній турбіні від 2 до 3,5 т кольорових металів.

Гумові підшипники застосовують майже винятково з водяним змащенням. Їх застосовують у гідравлічних машинах, в артезіанських насосах, у торфонасосах, для підводного механізованого інструменту, у кінцевих установках гребних валів (дейдвудні підшипники). Металеві корпуси підшипників виконують із корозійностійких сталей або захищають від корозії нанесенням полімерних плівок.

Коефіцієнт тертя сталі по вологій гумі $f = 0,05...0,1$. За достатнього прокачування води і високих колових швидкостей (10...15

м/с) можна, незважаючи на малу в'язкість води, створити рідинне тертя з коефіцієнтом тертя $f = 0,005 \dots 0,01$.

Металокераміка. Для підшипників, що працюють в умовах напів-сухого тертя і малих швидкостей, за недостачі або повної відсутності змащення застосовують самозмащувальні металокерамічні бронзографітові і залізографітові композиції (втулки), одержувані пресуванням і спіканням порошків металу і графіту.

Особливістю металокерамічних матеріалів є їхня мікропористість (об'єм пор $20 \dots 40\%$) і здатність усмоктувати велику кількість мастила. Підшипники із цих матеріалів перед застосуванням просочують турбінною оливою за температури $100 \dots 120^\circ \text{C}$. Цього запасу мастила вистачає на кілька місяців роботи без змащення. Просочення необхідно періодично повторювати (з попереднім розчиненням старого мастила - втулки прогрівають у розчинниках).

Залізографіти стійкіші проти окиснювання, ніж бронзографітові композиції. Застосовують залізографіти: ЖГ-3-30 – для легких навантажень; ЖГ-7-25 – для середніх навантажень; ЖГ-3-20 – для важких навантажень (перша цифра вказує зміст графіту в шихті, друга – обсяг пор в %)

Залізографітні підшипники задовільно працюють при невеликих колових швидкостях і помірних навантаженнях.

Металокераміка в опорах ковзання невідповідальних конструкцій (відхиляючі блоки, поліспасти, ролики стрічкових конвеєрів і ін.) мала широке застосування в $50 \dots 70$ роках минулого сторіччя, а з появою поліамідних і фторопластових підшипникових матеріалів її застосування стало обмеженим.

Підшипники «сухого» тертя

Застосовуються в опорах, що експлуатуються в агресивних, абразивних, радіаційних, харчових і інших середовищах, а також у герметичних приводах апаратів, компресорів, насосів і іншого устаткування, коли зовнішнє підведення мастильного матеріалу не допускається, у циліндричних шарнірах тяг механізмів керування й підвісок.

Несуча здатність підшипників «сухого» тертя залежить, як показує досвід, від потужності, що витрачається на тертя.

Матеріал для підшипника «сухого» тертя вибирається залежно від навантаження, швидкості ковзання, теплового режиму роботи, властивостей робочого середовища тощо.

Активний магнітний підшипник – це керований електромагнітний пристрій, у якому вісь вала стабільно підтримується в просторі електромагнітними силами, керування якими здійснюється за сигналами індуктивних датчиків, що контролюють положення вала.

Переваги активних магнітних підшипників впливають із їхніх особливостей – у них немає механічного контакту між обертовою й нерухомою частинами машини, як у звичайному підшипнику, а це дає: необмежений ресурс, тому що немає зношування; зникає потреба змащення, знижуються витрати на обслуговування й ремонт, забезпечується екологічна чистота; високі швидкості обертання; можливість роботи в екстремальних умовах: у вакуумі, в умовах радіації, в агресивних середовищах, при низькій й високій температурі (від -150 до $+450^{\circ}\text{C}$).



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. В яких випадках в сучасному машинобудуванні використовуються підшипники ковзання?
 2. Назвіть основні елементи підшипників ковзання.
 3. Назвіть основні види тертя, дайте їх характеристику.
 4. У чому переваги біметалевого вкладиша підшипника?
 5. Що є основним критерієм розрахунку більшості підшипників ковзання?
 6. Які фактори впливають на утворення режиму рідинного тертя в підшипнику ковзання?
 7. Як виконують умовний розрахунок підшипників ковзання?
 8. Яка різниця між гідростатичним і гідродинамічним підшипником ковзання?
 9. Які матеріали використовують для виготовлення вкладишів підшипників ковзання?
 10. У чому переваги і недоліки підшипників із газовим змащуванням?
-

3.3. Підшипники кочення

3.3.1. Загальні відомості і класифікація підшипників кочення

Підшипник кочення (рис. 3.14) складається із внутрішнього 1 і зовнішнього 2 кілець із доріжками кочення, тіл кочення (кульок або роликів) 3 і сепаратора 4, що розділяє й направляє тіла кочення.

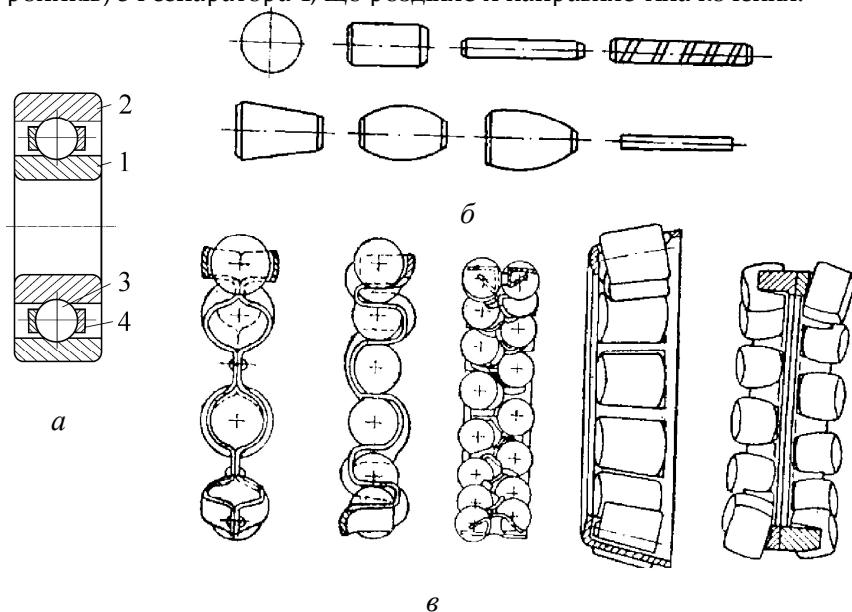


Рис. 3.14. Підшипник кочення і його елементи:

а – кульковий підшипник; *б* – форми тіл кочення;

в – конструкції сепараторів

Основні *переваги* підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання: менші моменти сил тертя а, отже, менше й теплотворення в підшипнику; мала залежність моментів сил тертя від швидкості; значно менші (в 5...10 разів) пускові моменти; незначна витрата мастильних матеріалів і простота обслуговування підшипників, що зменшує експлуатаційні витрати; зменшується можливість руйнування у разі короткочасних перебоїв у змащенні (напри-

клад, у період пуску, різких змін навантажень і швидкостей); відносно легка заміна підшипника, що вийшов з ладу, під час ремонту, оскільки стандартні підшипники взаємозамінні; значно менша витрата кольорових металів; менші вимоги до матеріалу й термічної обробки валів.

Ці якості підшипників кочення забезпечили їм широке поширення. Виробництво підшипників кочення провідними промисловими країнами (у тому числі Росією і Україною) обчислюється сотнями мільйонів штук на рік.

Недоліки підшипників кочення: відсутність рознімних за діаметром конструкцій; порівняно великі радіальні габарити, що в деяких випадках обмежує створення компактних передач; обмежена швидкохідність підшипників, що пов'язане з кінематикою й динамікою тіл кочення (відцентрові сили й гіроскопічні моменти); низька довговічність за вібраційних і ударних навантажень, а також під час роботи в агресивних середовищах і воді.

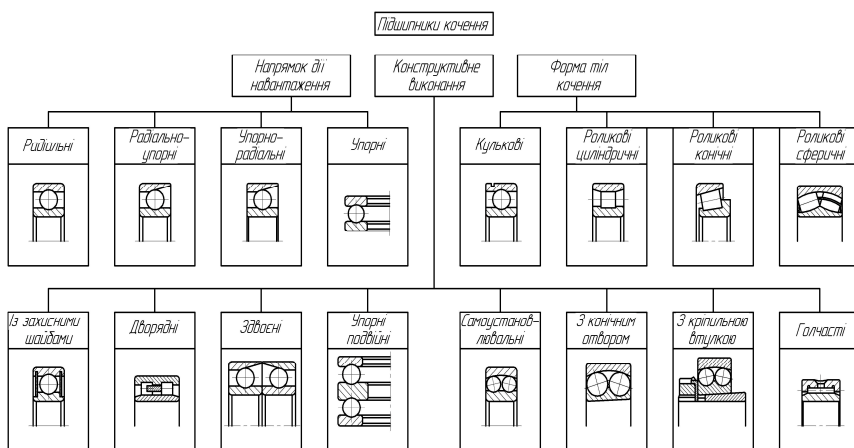


Рис. 3.15. Класифікація підшипників кочення

Всі конструкції підшипників кочення класифікують за ознаками, покладеними в основу ГОСТ 3395-89.

За напрямом дії сприйнятого навантаження:

- *радіальні*, що сприймають здебільшого радіальне навантаження (кулькові радіальні крім радіального сприймають частково й осьове навантаження);
- *упорні*, що сприймають тільки осьове навантаження;

- *радіально-упорні*, що сприймають одночасно радіальне і осьове навантаження;
- *упорно-радіальні*, що сприймають здебільшого осьове навантаження і значно менше радіальне.

За формою тіл кочення підшипники ділять на кулькові й роликові.

У свою чергу роликові підшипники залежно від форми роликів ділять на підшипники (рис. 3.14б): з короткими циліндричними роликами; з довгими циліндричними роликами; із витими роликами; з голастими роликами; з конічними роликами; зі сферичними (бочкоподібними) роликами.

За кількістю рядів тіл кочення підшипники ділять на однорядні, дворядні та чотирирядні.

За розмірами підшипники кочення з одним і тим самим внутрішнім діаметром d ділять на серії: за радіальними розмірами на надлегку, особливо легку, легку, середню, важку і за шириною на особливо вузьку, вузьку, нормальну, широку, особливо широку.

За основними конструктивними ознаками підшипники ділять на: самоустановлювальні (сферичні) і несамоустановлювальні; з циліндричним або конусним отвором внутрішнього кільця; одинарні або подвійні тощо.

Підшипники складають шляхом ексцентричного зміщення внутрішнього кільця в зовнішньому (рис. 3.16а). Максимально можливу кількість кульок, що вводять в підшипник за такого методу складання, визначають кутом заповнення φ , у межах якого всі кульки впритул укладають в жолоб зовнішнього кільця: зазвичай $\varphi \approx 186^\circ$, при цьому кількість кульок $z \approx 2,9(D+d)/(D-d)$. Наступний рівномірний «розгін» тіл кочення здійснюють накладенням штампованих половинок сепаратора з подальшим їх клепаанням. Є підшипники, у яких кульки запускають через виїмки в кільцях (рис. 3.16б).

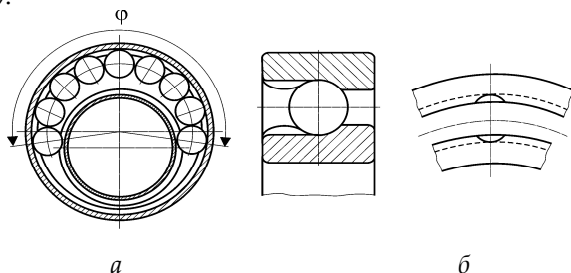


Рис. 3.16. Можливі варіанти складання підшипників:

а – ексцентричним зміщенням внутрішнього кільця в зовнішньому;
б – через виїмки в кільцях

3.3.2. Характеристики підшипників основних типів

Кулькові підшипники радіальні однорядні (рис. 3.17, поз. 1) можуть сприймати не тільки радіальне, але й осьове навантаження, що діє в обох напрямках уздовж осі вала й не перевищує 70% невикористаного допустимого радіального навантаження. В окремих випадках для сприйняття суто осьового навантаження застосовують радіальні кулькові підшипники, але тільки зі збільшеними радіальними зазорами між кульками й доріжкою кочення.

Радіальні кулькові підшипники порівняно з іншими підшипниками кочення працюють із мінімальними втратами на тертя і допускають найбільші частоти обертання. Співвідношення посадкових місць під ці підшипники має бути витримана в таких межах, щоб перекис зовнішніх кілець щодо внутрішніх не перевищував 10...15° навіть за збільшеного радіального зазору в підшипнику.

Сфера застосування: жорсткі двоопорні вали, прогин яких під дією зовнішніх сил не викликає надмірного кутового зміщення осі вала щодо осі посадкового отвору; вали з відстанями між опорами $l < 10d$, де d – діаметр вала.

Ці підшипники широко застосовують в циліндричних редукторах з кутами нахилу зубців не більшими 10...12° і досить жорсткими валами.

Сепаратори цих та інших типів підшипників здебільшого штампують зі смугової сталі із центруванням на тілах кочення (рис. 3.14в). Для особливих умов, наприклад, роботи підшипників за межами допустимих частот обертання, а також деяких великогабаритних підшипників застосовують масивні сепаратори, виготовлені з антифрикційних матеріалів: бронзи, латуні, текстоліту, алюмінієвих сплавів тощо. Масивні сепаратори зазвичай центрують на бортах зовнішніх кілець. У цьому випадку для високих частот обертання особливе значення має правильний вибір рідкого мастила й способу його подачі до тертьових поверхонь тертя зовнішнього кільця й сепаратора.

Кулькові підшипники радіальні дворядні сферичні (рис. 3.17, поз. 2) призначені здебільшого для сприйняття радіальних навантажень, але можуть сприймати й двостороннє осьове навантаження, яке не перевищує 20% невикористаного допустимого радіального навантаження. Доріжка кочення на зовнішньому кільці оброблена за сферою радіусом R із центра O кільця, що забезпечує нормальну роботу підшипника навіть за значного (2...3°) перекосу внутрішнього кільця щодо зовнішнього. Допустимий кут перекосу, що

утворюється в результаті прогину вала під дією навантаження або внаслідок технологічних неточностей обробки й монтажу, обмежується умовою збереження контакту всіх кульок з робочою поверхнею доріжки кочення зовнішнього кільця.

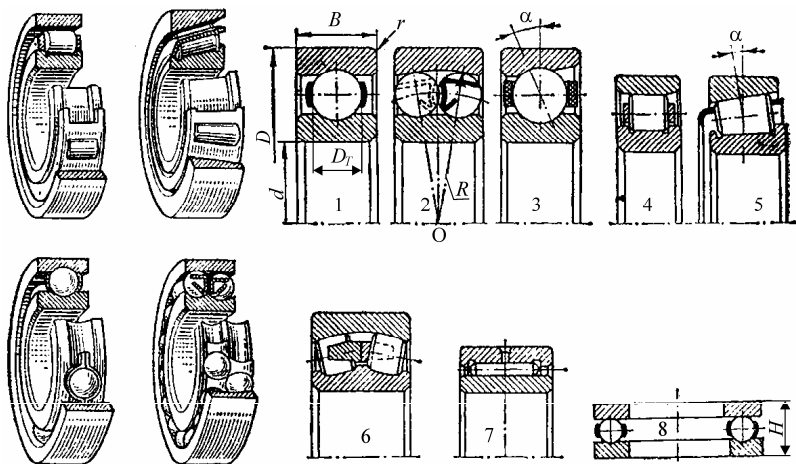


Рис. 3.17. Основні типи підшипників

Сфера застосування: багатоопорні вали трансмісійного типу; двоопорні вали, що мають значні прогини під дією зовнішніх навантажень; вузли, у яких технологічно не може бути забезпечена чітка співвісність посадкових місць (під час розточування отворів у корпусах не за один прохід, установки підшипників в окремо розміщених корпусах тощо).

Роликонідшипники радіальні з короткими циліндричними роликами (рис.3.17, поз.4) призначені для сприйняття радіальних навантажень. Мають значно більше радіальне навантаження порівняно з радіальними однорядними кульковими підшипниками таких самих габаритів, але за швидкісними характеристиками їм поступаються. Підшипники із циліндричними роликами дуже чутливі до перекосів внутрішніх кілець щодо зовнішніх, тому що при цьому виникає концентрація напружень біля країв ролика. Для зниження цих напружень підшипники деяких типорозмірів мають спеціальні модифікації з опуклими (бомбінованими) роликами або доріжками кочення.

Сфера застосування – жорсткі короткі двоопорні вали.

В однорядних підшипниках з короткими циліндричними роликками встановлюють сепаратори штамповані або масивні. Матеріал масивних сепараторів: маловуглецева або графітізована сталь, латунь, бронза, алюмінієві сплави, пластмаси. Такі сепаратори центрують зазвичай за двобортовим кільцем.

Роликотідишпники радіальні дворядні сферичні (рис. 3.17, поз. 6) призначені в основному для роботи під радіальними навантаженнями, але можуть одночасно сприймати й осьове навантаження, що діє в обох напрямках і не перевищує 25% невикористаного допустимого радіального навантаження. Можуть працювати й за суто осьового зусилля, однак у цьому випадку навантаження сприймає лише один ряд роликів. Мають значно вищу навантажувальну здатність порівняно із сферичними кульковими підшипниками тих самих габаритів. Допустимі частоти обертання значно нижчі, ніж у підшипників з короткими циліндричними роликками. Підшипники мають два ряди бочкоподібних роликів. Доріжка кочення на зовнішньому кільці виконана за сферою. Можуть працювати за значного (порядку 2...3°) перекосу осі внутрішнього кільця щодо осі зовнішнього. Кут перекосу, що утворюється в результаті прогину вала під дією навантаження або внаслідок технологічних неточностей обробки й складання деталей вузла, обмежується умовою збереження контакту всіх роликів обох рядів зі сферичною поверхнею доріжки кочення зовнішнього кільця.

Сфера застосування: важконавантажені багатоопорні вали; двоопорні вали, що зазнають значних прогинів під дією зовнішніх навантажень (зокрема, вали з навантаженням на консолі); вузли, у яких технологічно не забезпечується чітка співвісність посадкових місць (наприклад, під час установлення підшипників в окремих корпусах) тощо.

Сепаратори більшості таких підшипників масивні бронзові або латунні.

Роликотідишпники радіальні голчасті (рис. 3.17, поз. 7) призначені для сприйняття тільки радіальних навантажень. Мають відносно менші габаритні розміри в радіальному напрямі порівняно з підшипниками інших типів за однакових з ними діаметрів отвору й навантажувальної здатності. Монтаж внутрішнього й зовнішнього кілець із комплектом роликів (голок) виконують роздільно. На зовнішньому кільці передбачені отвори для подачі змащення до голок.

Осьове переміщення вала голчастими підшипниками не обмежується. Перекіс внутрішнього кільця (вала) щодо зовнішнього кільця неприпустимий, тому що це призводить до порушення лінійного контакту голок з доріжками кочення.

Сфера застосування – опори, розміри яких обмежені в діаметральному напрямі. Особливо широко ці підшипники застосовують для роботи в режимі коливального руху.

Роликонідшипники радіальні з довгими циліндричними роликами призначені для сприйняття радіальних навантажень. Їх випускають як з бортами на кільцях, так і без бортів. В останніх осьове переміщення сепаратора з роликами зазвичай обмежується торцевими поверхнями спряжених з підшипником елементів вала і корпусу. Осьове переміщення вала підшипниками не обмежується. Перекіс внутрішнього кільця щодо зовнішнього кільця неприпустимий, тому що при цьому порушується лінійний контакт роликів з доріжками кочення.

Сфера застосування – опори, що сприймають великі радіальні навантаження за невисоких частот обертання.

Роликонідшипники радіальні із витими роликами призначені для сприйняття радіальних навантажень краще, ніж підшипники інших типів, сприймають радіальні навантаження ударного характеру. Підшипники розбірного типу: кожне з кілець, а також комплект роликів із сепаратором можна монтувати роздільно. Порівняно з підшипниками із суцільними довгими циліндричними роликами мають понижено жорсткість і збільшений радіальний зазор; менш чутливі до забруднення вузла; у зовнішніх кільцях зазвичайно передбачені отвори для подачі мастила до роликів; не обмежують осьові переміщення вала. Осьове переміщення сепараторів з роликами щодо кілець зазвичай обмежується торцевими поверхнями спряжених з підшипником елементів вала або корпусу. Перекіс внутрішнього кільця (вала) щодо зовнішнього кільця (корпусу) за рахунок пружної деформації витих роликів призводить до деякого зниження довговічності підшипника.

Сфера застосування – опори із середніми за величиною радіальними навантаженнями ударного характеру зі зниженою точністю обертання (внаслідок пружної деформації роликів).

Роликонідшипники радіально-упорні (рис. 3.17, поз. 3) призначені для сприйняття радіальних і осьових навантажень. Здатність сприймати осьове навантаження визначають величиною кута контакту α , що являє собою кут між площиною центрів кульок і прямою, що проходить через центр кульки і точку дотику кульки з доріжкою кочення. Зі збільшенням кута контакту осьова навантажувальна здатність зростає за рахунок зменшення радіальної.

За швидкісними характеристиками радіально-упорні підшипники не поступаються радіальним однорядним. Збільшення кута контакту трохи знижує допустимі границі швидкостей обертання.

Роликонідшипники радіально-упорні конічні (рис. 3.17, поз. 5) призначені для сприйняття одночасно діючих радіальних і осьових навантажень.

Допустимі колові швидкості цих підшипників значно нижчі, ніж у підшипників з короткими циліндричними роликами. Здатність до сприйняття осьового навантаження визначають кутом конусності α зовнішнього кільця, за його збільшення осьова навантажувальна здатність зростає за рахунок зменшення радіальної. Перекіс вала щодо осі корпусу неприпустимий.

Ці підшипники, а також кулькові радіально-упорні широко використовуються на валах конічних, черв'ячних і циліндричних зубчастих передачах із кутами нахилу зубців більшими 12° .

Кулькові підшипники упорні (рис. 3.17, поз. 8) призначені для сприйняття осьових навантажень. Допускають значно менші колові швидкості порівняно з іншими типами кулькових підшипників, оскільки доріжки кочення можуть сприймати лише обмежені відцентрові навантаження, що виникають під час руху кульок.

Сепаратори упорних підшипників штамповані або масивні зі сталі або кольорових металів.

Роликонідшипники упорні сприймають більше осьове навантаження, ніж кулькові.

Всі типи упорних підшипників не сприймають радіальне навантаження.

3.3.3. Матеріали деталей підшипників

Кільця й тіла кочення підшипників виготовляються здебільшого зі сталі марок ШХ15, ШХ15СГ і марок ШХ20СГ, 18ХГТ і 20Х2Н4А. Крім того, для особливих умов експлуатації деталі підшипників виготовляються і зі сталей інших марок (нержавіюча, жароміцна тощо).

Для виготовлення штампованих сталевих *сепараторів* використовують сталеву холоднокатану стрічку, тонколистову якісну вуглецеву конструкційну сталь і листову якісну сталь. Масивні сепаратори виготовляють із латуні, бронзових і алюмінієвих сплавів, магнієвого чавуну, пластмас, а також зі спеціальної графітизованої сталі різних марок.

3.3.4. Класи точності підшипників

Загальними технічними вимогами ГОСТ 520-89 на виготовлення підшипників кочення встановлено такі класи точності (в порядку підвищення точності):

- 0, 6, 5, 4, 2, Т – для кулькових і роликів радіальних і кулькових радіально-упорних підшипників;
- 0, 6Х, 6, 5, 4, 2 – для роликів конічних підшипників;
- 0, 6, 5, 4, 2 – для упорних і упорно-радіальних кулькових і роликів підшипників.

Стандартом передбачені додаткові класи точності підшипників 8 і 7 нижчі класу точності 0 для застосування за замовленням споживачів у невідповідальних вузлах.

Класи точності підшипників характеризуються встановленими значеннями граничних відхилень розмірів d , D , B , H (рис. 3.17), а також діаметрів тіл кочення D_t і доріжок кочення кілець, форми, розташування поверхонь підшипників.

Точність обертання підшипників характеризується радіальними й боковими биттями доріжок кочення й биттями торців кілець.

Стандарт нормує шорсткість поверхонь підшипників залежно від класу точності й розмірів підшипника. Шорсткість поверхонь контакту впливає не тільки на точність обертання, але й на ресурс підшипника. Так, за даними Всесоюзного науково-дослідного інституту підшипникової промисловості, зниження шорсткості доріжок і тіл кочення з діапазону $R_a = 0,32...0,16$ мкм у діапазон $R_a = 0,16...0,08$ мкм підвищує ресурс підшипника більше ніж вдвічі.

Залежно від наявності вимог за рівнем вібрації, допустимих значень рівня вібрації або рівня інших додаткових технічних вимог (їх у стандарті перераховано 16) установлені три категорії підшипників: А, В, С. Раніше стандарт установлював 5 ступенів точності для всіх підшипників (0, 6, 5, 4, 2) без категорій.

До категорії А належать підшипники класів точності 5, 4, 2, Т і з однією із 16 перерахованих у стандарті вимог.

До категорії В належать підшипники класів точності 0, 6Х, 6, 5 і з однією з 9 додаткових вимог зазначених у стандарті.

До категорії С належать підшипники класів точності 8, 7, 0, 6, до яких не висувають вимоги за рівнем вібрації, моменту тертя й інші вимоги, не зазначені в стандарті.

Для більшості валів і осей загального призначення застосовують підшипники класу точності 0. З підвищенням точності підши-

пника істотно зростає його вартість. Наприклад, якщо порівнювати однотипні підшипники класу точності 0 і 2, то їх вартість відноситься як 1:10(12).

3.3.5. Система умовних позначень підшипників кочення

Умовне позначення підшипника необхідне для його маркування і відповідного представлення в технічній документації. Умовне позначення складається із ряду цифр і літер: основного умовного позначення і додаткових знаків, що наносять на торець одного із кілець, а для різних підшипників – на обох кільцях.

Основне умовне позначення підшипника кочення складається із 7 знаків (цифр), що позначають такі ознаки:

- розміри (діаметр отвору, серія діаметрів і серія ширин);
- тип і конструктивне виконання.

Порядок розміщення знаків (X) – цифр основного умовного позначення підшипників:

X	XX	X	X	XX
серія ширин	конструктивне виконання	тип підшипника	серія діаметрів	умовний діаметр отвору

Дві перші цифри праворуч умовно позначають діаметр d отвору підшипника (внутрішній діаметр внутрішнього кільця): для стандартних підшипників з діаметром отвору у межах $20 \text{ мм} \leq d \leq 495 \text{ мм}$ він дорівнює добутку цих цифр на 5, наприклад, 04·5=20 мм. В інтервалі d від 17 мм до 10 мм стандартні підшипники позначають таким чином:

XX	03	02	01	00
d , мм	17	15	12	10

Третя цифра праворуч разом із сьомою (першою ліворуч) позначають серію всіх діаметрів, крім малих (до 9 мм), і ширини підшипника:

1 – особливо легка; 2 – легка ; 3 – середня; 4 – важка; 5 – легка широка; 6 – середня широка тощо.

У всіх типів підшипників за однакових діаметрів отвору d з переходом від особливо легкої серії до важкої збільшуються діаме-

три тіл кочення D_t і зовнішнього кільця D , а разом із цим збільшується і навантажувальна здатність підшипника.

Четверта цифра праворуч означає тип підшипника:

радіальний кульковий однорядний	0 (0000),
радіальний кульковий дворядний сферичний	1 (1000),
радіальний з короткими циліндричними роликами	2 (2000),
радіальний роликовий дворядний сферичний	3(3000),
роликовий з довгими роликами (голчастий)	4 (4000),
роликовий із витими роликами	5 (5000),
радіально-упорний кульковий	6 (6000),
радіально-упорний роликовий конічний	7 (7000),
упорний кульковий	8 (8000),
упорний роликовий	9 (9000).

П'ята або п'ята й шоста цифра праворуч (вводиться не для всіх підшипників) позначають конструктивні особливості підшипника.

Основне умовне позначення всіх підшипників (крім радіального кулькового) без конструктивних особливостей складається із чотирьох знаків – цифр (тип, серія діаметрів і розмір діаметра).

У позначенні кулькового радіального підшипника без конструктивних особливостей нуль не пишуть й тоді його основне позначення представляється тризначним числом: XXX (наприклад, 309).

Розглянуте основне умовне позначення характеризує тільки основне виконання підшипника: із кільцями й тілами кочення із підшипникової сталі ШХ15; із сепаратором, установленим для основного конструктивного виконання; клас точності підшипника – 0 (у позначенні не вказують).

Якщо підшипник відрізняється від зазначених вище матеріалом деталей, включаючи сепаратор, або класом точності, то це фіксують в його умовному позначенні *додатковими знаками*, розміщеними праворуч і ліворуч від основного позначення.

Додаткові знаки ліворуч відділяють від основного умовного позначення знаком тире, а ліворуч – починають із великої літери.

Ліворуч від основного позначення проставляють знаки, що визначають клас точності, групу радіального зазору, момент тертя (може не бути) і категорію (А чи В) підшипників, категорія С не проставляється.

Наприклад: A25–204: радіальний кульковий підшипник легкої серії з діаметром отвору $d=20$ мм, п'ятого класу точності, з радіальним зазором за другою групою, категорія А.

Праворуч від основного позначення проставляються знаки, що визначають матеріали деталей і особливості сепаратора, конструктивні зміни, змащення, вимоги за рівнем вібрації й спеціальні технічні вимоги. Приклад повного умовного позначення підшипника з додатковими знаками праворуч і ліворуч від основного умовного позначення: A75-3180206ET2C2: А – категорія А; 7 – радіальний зазор по групі 7; 5 – клас точності; 3180206 – основне умовне позначення підшипника; E – сепаратор із пластичного матеріалу(текстоліт); T2 – температура відпускання кілець 250°С; C2 – мастило ЦИАТИМ-221

3.3.6. Характер навантаження елементів підшипника й напруження в них під час роботи. Види руйнувань підшипників кочення

Радіальне навантаження F_r , що діє на підшипник, сприймається тілами кочення, що перебувають у навантаженій зоні на дузі не більшій 180°. Очевидно й те, що найбільш навантаженим буде тіло кочення, що перебуває на векторі сили, що навантажує, (рис. 3.18).

Що стосується розподілу навантаження на тілах кочення в зоні контакту, то воно істотно залежить від радіального зазору в підшипнику й можливих відхилень форми й розмірів тіл і доріжок кочення.

За початкової (до прикладення навантаження F_r) абсолютної концентричності кілець у підшипнику (радіальний зазор дорівнює нулю) та ідеальній точності діаметрів тіл і доріжок кочення, як представлено на рис. 3.18, за симетричного розташування кульок щодо вектора навантаження F_r рівняння статики має такий загальний вигляд:

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma, \quad (3.15)$$

де $\gamma = 360^\circ/z$; z – кількість тіл кочення в підшипнику, $n\gamma < 90^\circ$, тому що навантажена зона не більша 180°.

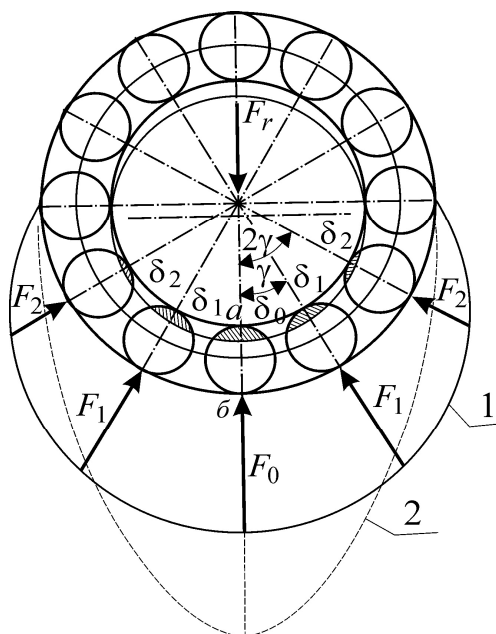


Рис. 3.18. Схема розподілу радіального навантаження тілами кочення:

1 – крива за відсутності радіального зазору; 2 – крива за наявності зазору в підшипнику

Статично невизначена задача знаходження сил $F_0; F_1; \dots; F_n$ за зазначених вище допущень вирішена в теорії пружності з використанням рівнянь контактних деформацій-переміщень $\delta_0; \delta_1; \dots; \delta_n$ (на рис. 3.18 заштрихована зона) без урахування згину кілець.

$$F_1 = F_0 \cos^{3/2} \gamma, \dots, F_n = F_0 \cos^{3/2} n\gamma.$$

Підставляючи ці значення в (3.15) і вирішуючи відносно F_0 , одержуємо:

$$F_0 = F_r / (1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma). \quad (3.16)$$

Розрахунки показують, що для підшипників з будь-якою кількістю кульок $Z \geq 8$ вираз в дужках (коефіцієнт K) становить:

$$K = Z / (1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{\frac{5}{2}} i \gamma) = 4,37 \pm 0,025. \quad (3.17)$$

З урахуванням цього значення найбільша сила стиску

$$F_0 = 4,37 F_r / Z. \quad (3.18)$$

У підшипниках нормального класу точності (класу 0), що експлуатуються у звичайних умовах з радіальним зазором, найбільш навантажена кулька стискується силою, більшою приблизно на 10% від сили, визначеної за цим розрахунком. З урахуванням цього для однорядних кулькових підшипників на практиці беруть $K=5$, а $F_0 = 5F_r/Z$, послідовно $F_1; F_2; \dots F_n = 5F_r (\cos^{3/2} n\gamma)/Z$. У сферичних дворядних кулькових підшипниках з урахуванням нерівномірності розподілу навантаження на рядах сила на найбільш навантажену кульку визначається $F_0 = 6F_r/(Z \cos \alpha)$, де α – кут нахилу лінії контакту, Z – кількість тіл кочення в обох рядах.

Для роликотіт підшипників за $Z=10 \dots 20$ середнє значення $K \approx 4$, а з урахуванням впливу радіального зазору для розрахунку беруть $K=4,6$. Для дворядних роликотіт підшипників беруть $K=5,2$.

Наявність радіального зазору в підшипнику призводить до збільшення навантаження F_0 на найбільш навантажене тіло кочення (на рис. 3.18 пунктирна крива).

У процесі експлуатації від зношування тіл і доріжок кочення зазори збільшуються, а, отже, прогресивно погіршуються умови роботи підшипника аж до його руйнування (розколюються кульки або кільце підшипника).

Осьова сила за точного виготовлення й відсутності взаємного перекосу кілець розподіляється тілами кочення рівномірно. Більше того, осьове зміщення одного з кілець підшипника в опорі вибирає радіальний зазор і тим самим сприяє зменшенню сили F_0 , що діє на найбільш навантажене тіло кочення, збільшуючи ресурс підшипника в експлуатації.

Контактні напруження в деталях підшипника. Відповідно до теорії Герца за однієї і тієї самої сили F_0 , що навантажує тіло кочення на внутрішньому і зовнішньому кільцях в точках *a* і *b* (рис. 3.18), контактні напруження через різні радіуси кривини в цих точках будуть різними: тобто $\sigma_{Hb} > \sigma_{Ha}$.

У кожній точці поверхні контакту кілець або тіл кочення контактні напруження змінюються за віднульовим (пульсуючим) циклом (рис. 3.19) під час обертання внутрішнього кільця за один оберт.

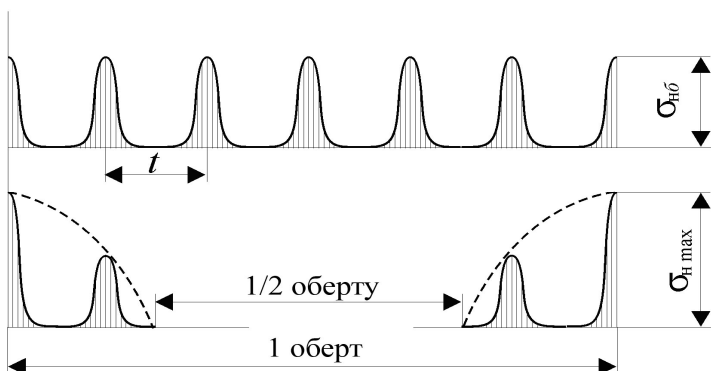


Рис. 3.19. Характер зміни контактних напружень на кільцях підшипника в точках *a* і *б* (рис.3.18)

Період t циклу напружень у кожній точці бігових доріжок кілець дорівнює часу переміщення чергового тіла кочення в цю точку.

Змінні контактні напруження високого рівня і наявність ефекту перекочування кільцями із пружною деформацією в поверхневому шарі (пружна хвиля у разі перекочування викликає напруження зсуву) після певного числа циклів навантажень призводить до утворення втомних мікротріщин, які розклинюються мастильним матеріалом, який проникає в них, що призводить до прогресивного викришування (рис. 3.20).

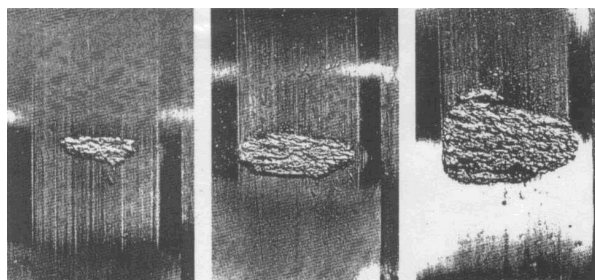


Рис. 3.20. Фото послідовних стадій розростання викришування доріжки кочення підшипника

Викришування (луцення) починається на доріжках кочення найбільш напружених кілець у більшості підшипників – на внутрішніх, а в сферичних – на зовнішніх. На кульках викришування починається в найбільш слабкій за механічними властивостями зоні виходу волокон під час штампування або вальцювання.

Спочатку процес викришування проявляється слабо, однак він розвивається під впливом кромкових напружень і принесених мастильним матеріалом продуктів зношування. Зовні це проявляється в збільшенні шуму й вібрації підшипників.

Втомне викришування є основною причиною виходу з ладу підшипників.

Розрахункові формули для визначення максимальних контактних напружень за заданим навантаженням на підшипник отримано на основі теорії Герца.

- для кулькового радіального й радіально-упорного однорядного:

$$\sigma_{H \max} = 1800 \sqrt[3]{\frac{F_r}{Z D_T^2 \cos \alpha}}, \text{ МПа}; \quad (3.19)$$

- для роликового радіального з короткими циліндричними роликами й радіально-упорного з конічними роликами:

$$\sigma_{H \max} = 625 \sqrt[3]{\frac{F_r}{Z D_T l \cos \alpha}}, \text{ МПа}, \quad (3.20)$$

де F_r – радіальне навантаження в Н; Z – кількість тіл кочення; D_T – діаметр тіла кочення в мм; l – довжина ролика в мм (у коротких роликів $l = D_T$); α – кут контакту кульок або роликів.

Підшипники в машинах, що працюють в абразивному середовищі (трактори, автомобілі, сільськогосподарські, гірські, будівельні й дорожні машини) виходять із ладу, не виробивши розрахунковий ресурс головним чином через зношення кілець і тіл кочення.

За результатами статистичного обстеження через зношення в тракторах вибраковувалося в 2,5 рази більше підшипників, ніж через втомне викришування. Радикальний вихід із цього – удосконалення конструкцій і матеріалів ущільнень і змащення.

Руйнування (розколи) кілець і тіл кочення спостерігається в підшипниках зі збільшеними від зношування радіальними зазорами і наявністю вібрації.

У роликopідшипників часто сколюються борти, це пов'язане з перекосом кілець, що є неприпустимим. За нормальної експлуатації елементи підшипника не мають руйнуватися.

Утворення вм'ятин (лунок) на доріжках кочення (брінелювання) або огранювання на тілах кочення є результатом місцевої (без обертання підшипника) тривалої дії підвищеного статичного або динамічного навантаження. Утворені пластичні лунки найчастіше є причинами появи втомного викришування робочих поверхонь підшипника.

Значний відсоток виходу з ладу підшипників кочення, особливо в швидкохідних роторних машинах, пов'язаний з *руйнуванням сепараторів*, що викликається відцентровими силами й можливою нерівномірною дією на сепаратори тіл кочення.

Зовнішніми ознаками, що свідчать про якесь ушкодження підшипника і необхідність його заміни, є: втрата точності обертання, підвищений шум, підвищений опір обертанню, нагрівання.

3.3.7. Кінематика й динаміка елементів у підшипнику

Вивчення кінематики й динаміки необхідне для розуміння фізики руху й взаємодії тіл кочення, що позначається на довговічності підшипників і роботоздатності сепараторів.

Тіла кочення в підшипнику здійснюють планетарний рух.

На рис. 3.21а побудовані два суміщені плани швидкостей v_1 і v_2 точок контакту кульки з кільцями й швидкості центрів кульки v_{01} і v_{02} (це швидкість сепаратора). Швидкості v_1 і v_{01} мають місце у разі обертання внутрішнього кільця і нерухомого зовнішнього (вектори позначені суцільними лініями), а швидкості v_2 і v_{02} у разі зупиненого внутрішнього кільця й обертання зовнішнього кільця з тією самою кутовою швидкістю (вектори позначені пунктиром).

Як бачимо з порівняння векторів швидкостей v_{01} і v_{02} і аналізу їх величин під час обертання зовнішнього кільця підшипника швидкість сепаратора зростає, що веде до збільшення кількості циклів навантаження і зменшення ресурсу підшипника (це враховується в розрахунок підшипників на довговічність).

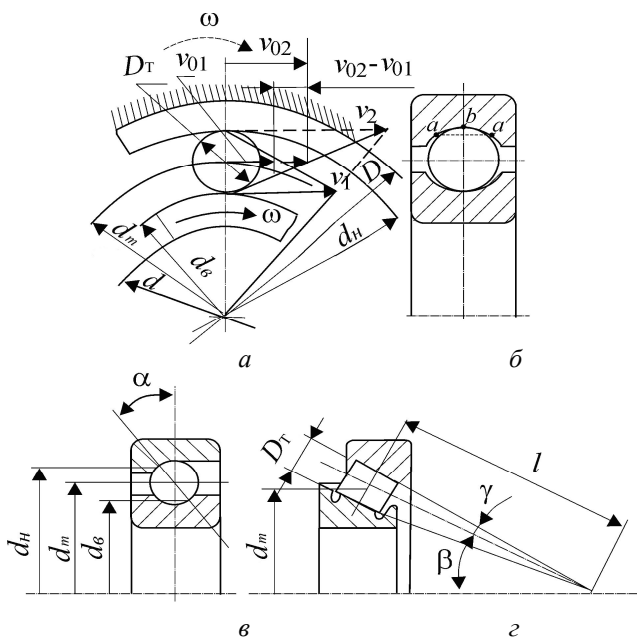
Якщо виразити колові швидкості v_1 і v_2 через частоти обертання кілець: внутрішнього n_o і зовнішнього n_3 і через геометричні

параметри підшипника (рис. 3.21), то одержимо формули для визначення частот обертання сепаратора n_c і кульки n_T навколо своєї осі як функції від n_v або n_z . Ці формули зведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3

**Частоти обертання сепаратора і тіла кочення
залежно від обертання кільця**

Обертається кільце	Частота обертання	
	сепаратора	тіла кочення
внутрішнє	$n_c = 0,5 n_v (d_m + D_T) / d_m$	$n_T = 0,5 n_v (d_m^2 - D_T^2) / (d_m D_T)$
зовнішнє	$n_c = 0,5 n_z (d_m + D_T) / d_m$	$n_T = 0,5 n_z (d_m^2 - D_T^2) / (d_m D_T)$



**Рис. 3.21. Плани швидкостей елементів підшипника
й розрахункові схеми**

Із аналізу наведених формул виходить, що частота обертання тіла кочення n_T навколо своєї осі не залежить від того, яке з кілець обе-

ртається, а частота обертання сепаратора менша в тому випадку, коли обертається внутрішнє кільце.

Як видно із формул кутова швидкість сепаратора залежить від діаметрів тіл кочення. У разі неточного виготовлення тіл кочення більші з них гальмують, а менші прискорюють сепаратор, навантажуючи його. Між сепаратором і тілами кочення можуть виникати силові взаємодії й сили тертя. Контакт кульок з жолобчастою доріжкою кілець у навантаженій зоні з урахуванням пружної деформації відбувається за деякою дугою *aba* (рис. 3.21б). Оскільки швидкості точок *a* і *b* у під час кочення кульки різні, то крім кочення виникає і ковзання. Це створює додаткові втрати енергії, призводить до підвищеного нагрівання під час роботи й зношування.

У роликопідшипниках, де всі точки контакту однаково віддалені від осі обертання, спостерігається чисте кочення. Втрати енергії й зношування в них менші, ніж у кулькових.

У всіх радіальних і радіально-упорних підшипниках під час роботи тіла кочення під дією відцентрових сил F_v притискаються до зовнішнього кільця (рис. 3.22а)

$$F_v = 4,9m\omega^2 d_m, \text{ Н} \quad (3.21)$$

де m – маса тіла кочення, кг; ω – кутова швидкість обертання сепаратора, рад/с; d_m – діаметр кола, на якому розміщуються центри тіл кочення, м.

Оскільки більші напруження, які обмежують динамічну навантажувальну здатність підшипника виникають на внутрішньому кільці підшипника, то дія відцентрових сил істотного впливу на зовнішнє кільце не чинить. Виконані розрахунки показують, що для радіально-упорних підшипників за граничної частоти обертання, допустимій за пластичного змащення, величина відцентрових сил не перевищує 0,8...1,9% від допустимого динамічного навантаження.

Більш несприятлива дія відцентрових сил і гіроскопічного моменту M_g , що з'являється, на упорні підшипники (рис. 3.22б). Відцентрові сили розклинюють кільця упорних підшипників, а гіроскопічний момент, що діє на кульку, прагне повернути її навколо вертикальної осі (викликати додаткове "вертіння"), тоді як вона перекочується з кутовою швидкістю ω_m , а її центр переміщується з кутовою швидкістю сепаратора ω . Величина гіроскопічного моменту дорівнює:

$$M_g = J\omega_m\omega, \quad (3.22)$$

де J – момент інерції кульки: $J = 2mr^{2/5}$, m – маса кульки, r – радіус кульки.

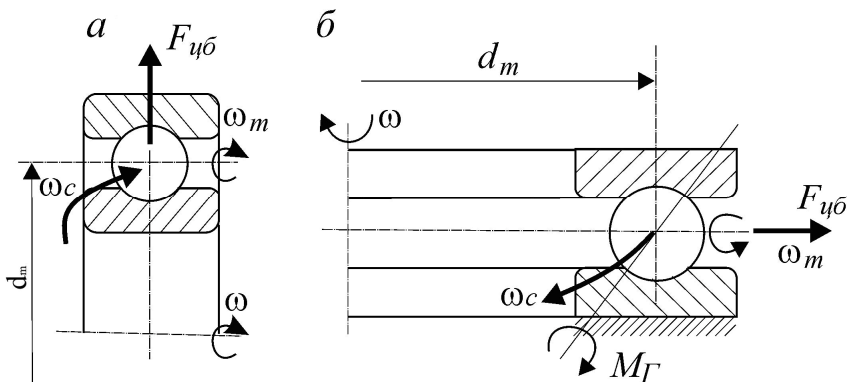


Рис. 3.22. Схема дії відцентрових сил і гіроскопічного моменту у підшипнику:

a – радіальному; *б* – упорному

Перекочування кульок з вертінням можливе в тому випадку, коли гіроскопічний момент M_{Γ} перевищить момент сил тертя M_{Γ} на контактних площадках підшипника, тобто за ослабленого осьового навантаження, що найчастіше може бути під час холостого ходу машини.

Обертання кульок з одночасним вертінням під дією гіроскопічних моментів супроводжується додатковими втратами енергії (підшипник гріється) і зношуванням – на поверхні доріжок кочення кілець можуть утворитися "вихрові" задирки.

У радіальних підшипниках гіроскопічний момент не проявляється, тому що осі обертання кульок або роликів, переміщаючись навколо осі підшипника, завжди залишаються паралельними: коріолісове прискорення відсутнє, а, отже, немає гіроскопічного моменту.

У радіально-упорних підшипниках (кулькових і роликових) за параметрів близьких до параметрів упорних гіроскопічний момент буде меншим $M_{\Gamma} = J\omega_m\alpha \sin\alpha$ через кут тиску α (рис. 3.21в), а для конічних кут β (рис. 3.21г).

У зв'язку з підвищеною динамікою упорних підшипників вони мають значно нижчі допустимі частоти обертання, ніж радіальні (рис. 3.23).

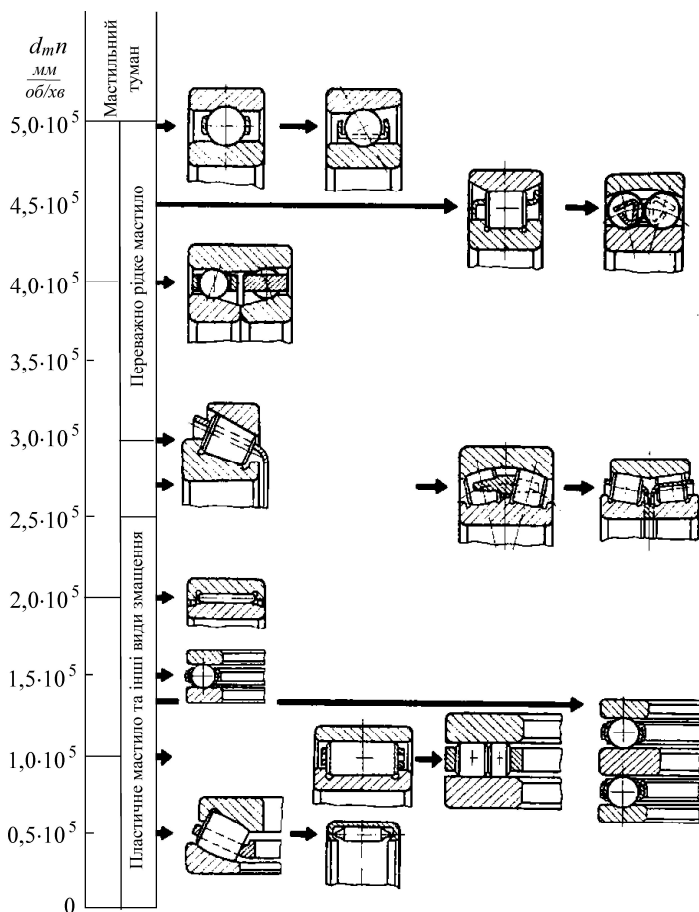


Рис. 3.23. Значення швидкісного параметра d_{mn} для стандартних кулькових і роликових підшипників

3.3.8. Гранична швидкохідність підшипників кочення

Гранична частота обертання $[n]$ визначається за добутком $[d_{mn}]$ (мм на об/хв), який для кожного типу підшипника не має перевищувати встановленої величини ($d_m = 0,5(D + d)$ – діаметр кола,

на якому розміщуються центри тіл кочення; d і D – діаметри кілець відповідно внутрішнього й зовнішнього).

Швидкісні границі для різних типів підшипників кочення зі сталевими штампованими сепараторами показано на рис. 3.23, там же вказані й види змащування. Для підшипників з масивним сепаратором із кольорових металів або полімерів у поєднанні з поліпшеними умовами змащення швидкості можна підвищувати. Під час роботи підшипників з великим навантаженням граничні частоти необхідно знижувати.

Шляхи підвищення граничної швидкості підшипників:

- перехід на підшипники підвищених класів точності 5; 4; 2;
- забезпечення високої точності розточень під підшипники в корпусі й на валу, балансування роторів, забезпечення достатньої жорсткості валів, контроль за складанням підшипникових вузлів і недопущення перекосів кілець;
- застосування кулькових підшипників зі зменшеними втратами на тертя за рахунок збільшення радіуса кривини профілів доріжок кочення до $r = 0,54DT$;
- застосування масивних сепараторів із високоякісних матеріалів, добре врівноважених, з базуванням на зовнішньому кільці для кращого змащення;
- призначення для підшипників посадок з незначним натягом, щоб уникнути зменшення зазорів у підшипниках;
- змащування масляним туманом.

3.3.9. Розрахунки підшипників на довговічність і статичне навантаження

Загальні відомості

Розглянута вище фізична картина формування повторних циклів змінних контактних напружень в елементах підшипників і аналіз їх пошкоджень дають підставу брати за основний критерій працездатності підшипників кочення контактну витривалість.

Вихідним для розрахунку підшипників на довговічність, як і інших деталей машин (зубчасті передачі, вали й ін.), є рівняння кривої витривалості

$$\sigma_H^m N_c = const, \quad (3.23)$$

де N_c - кількість циклів навантаження за строк служби підшипника; m – показник степеня.

Як показали численні експерименти, крива витривалості підшипників кочення не має горизонтальної ділянки, отже, для підшипника як агрегату, що складається з декількох деталей, не можна встановити границю контактної витривалості за напруженнями, за яких навантажений підшипник працював би як завгодно довго.

Для підшипників замість напружень вводиться навантаження, яке визначається за нормованої кількості циклів навантаження.

Оскільки кількість циклів навантаження N_c прямо пропорційна кількості обертів вала за повний строк служби підшипника, то рівняння (3.23) можна переписати таким чином:

$$\sigma_H^m n = const. \quad (3.24)$$

Відповідно до ГОСТ 18855–94 довговічність підшипників вимірюється кількістю L мільйонів обертів. Враховуючи функціональну нелінійну залежність між контактними напруженнями σ_H (для тіл різних форм: куля, ролик) і еквівалентним навантаженням F , з (3.24), одержимо:

$$F^m L = const. \quad (3.25)$$

На підставі теоретичних і експериментальних досліджень одержані залежності, що дозволяють для кожного підшипника визначити постійне навантаження, якщо $L=1$ (рис. 3.24). Це навантаження у разі нерухомого зовнішнього кільця і обертання внутрішнього називається *динамічним навантаженням підшипника*, позначається C і наводиться в каталогах.

Зазначене в каталогах динамічне навантаження C підшипник може витримати без усяких ознак втомного руйнування протягом одного мільйона обертів за ймовірності безвідмовної роботи 90%. Отже, 10% таких самих підшипників з партії за того самого навантаження можуть вийти із ладу раніше, не виробивши одного мільйона обертів. У теорії надійності це гамма-процентний ресурс, наприклад, ресурс $\gamma = 90\%$ часто використовують в техніці для оцінювання багатьох виробів масового виробництва, його вважають досить високим.

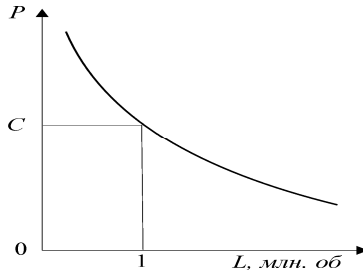


Рис. 3.24. Крива витривалості підшипників

З урахуванням C вираз (3.25) можна переписати так $F^m L = C^m$, звідки:

$$L = (C / F)^m, \text{ млн об}$$

$$\text{або} \quad C = F \cdot L^{1/m}, \text{ Н,} \quad (3.26)$$

де $m = 3$ для кулькових підшипників всіх типів і $m = 10/3$ для роликопідшипників.

Якщо ресурс підшипника L визначений у мільйонах обертів, то за відомої частоти n обертання вала (підшипника) ресурс у годинах L_h буде:

$$L_h = 10^6 L / (60n) = \frac{10^6}{60n} (C / F)^m. \quad (3.27)$$

Отже, з урахуванням викладеного, за розрахунковий (гарантований) ресурс або довговічність підшипника беруть таку кількість годин роботи, яку витримують 90% всіх підшипників цієї партії, що працюють у однакових експлуатаційних умовах, а 10% можуть пропрацювати менше необхідного (розрахункового) строку. Однак середній ресурс на практиці в 3...5 разів перевищує розрахунковий, тому що еквівалентне навантаження F часто в 5...12 разів менше C і це забезпечує фактичний ресурс більший гарантованого. На практиці вибраковують значно менше 10% підшипників, тому що більшість їх не довантажуються.

Підшипники кочення одного типорозміру, працюючи в ідентичних умовах, мають значне розсіювання ресурсу. **Розсіювання ресурсу** – це відношення наробітку до відмови (виходу з ладу) найбільш стійких підшипників до наробітку найменш стійких.

За форсованих випробувань підшипників вітчизняного виробництва розсіювання ресурсу доходить до 20, а в експлуатації й того більше. У підшипників фірми SKF це розсіювання становить 15...18.

Статичне навантаження C_0 – таке статичне навантаження (радіальне – для радіальних і радіально-упорних і осьове – для упорних і упорно-радіальних підшипників), у результаті дії якого виникає загальна залишкова деформація тіла кочення й кільця у найбільш навантаженої зоні контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

На підставі теоретичних і експериментальних досліджень, покладених в основу міжнародної системи стандартів ISO розрахунків підшипників кочення (перші її розроблювачі – шведи Лундберг і Пальмгрен), установлені аналітичні залежності, що дозволяють для кожного типорозміру підшипника за геометричними параметрами його елементів визначати статичне C_0 і динамічне C навантаження цього підшипника.

У ГОСТ 18854–94 (ISO 76–87) "Статичне навантаження" і ГОСТ 18855–94 (ISO 281–89) "Динамічне розрахункове навантаження" наведено необхідну інформацію, наведено формули для визначення C_0 і C , а також довідкові таблиці розрахункових коефіцієнтів для всіх типів підшипників.

Як приклад нижче наведено розрахункові формули для C_0 і C кулькових радіальних і радіально-упорних підшипників з діаметром кульки $D_T \leq 25,4$ мм:

статичне навантаження:

$$C_0 = f_0 i Z D_T^2 \cos \alpha, \quad (3.28)$$

динамічне навантаження:

$$C = b_m f_c (i \cos \alpha)^{0,7} Z^{2/3} D_T^2, \quad (3.29)$$

де f_0 і f_c – коефіцієнти, що залежать від геометрії деталей підшипника, точніше від відношення $D_T \cos \alpha / d_m$; D_T – діаметр кульки, d_m – діаметр кола, на якому розміщуються центри кульок (всі розміри в мм) і від застосовуваних рівнів напружень (значення f_0 розраховані за формулою Герца, якщо $E=2,07 \cdot 10^5$ МПа і $\mu=0,3$); i – число рядів тіл кочення в підшипнику; α – номінальний кут контакту,

град; Z – кількість тіл кочення в одному ряді; b_m – коефіцієнт, що характеризує властивості сталі з урахуванням способу її виготовлення, значення якого міняється залежно від типу й конструкції підшипника.

Перевага стандартної методики аналітичного визначення навантаження підшипників і оцінювання їх ресурсу в конкретних умовах роботи полягає в тому, що опираючись на результати базових експериментів окремих типів підшипників, вона гарантовано оцінює ресурси всіх типорозмірів підшипників з досить високою ймовірністю. Тому надійний розрахунок ресурсу розглядається як прийнятний і зручний заміник натурних випробувань кожного типорозміру підшипника.

Динамічне навантаження C , що наводиться в каталогах і та, що визначається за ISO (формули типу (3.29), і формули (3.26), (3.27)), орієнтовані на звичайні підшипники нормального класу точності 0 зі сталі ШХ15, які виготовлені за звичайною технологією й працюють у нормальних умовах за 90% надійності ($\gamma = 90\%$).

Однак у багатьох випадках необхідно оцінювати ресурс підшипників для різних рівнів надійності або з урахуванням окремих факторів, таких як: особливі умови експлуатації, які відрізняються від звичайних, зміна матеріалів підшипників тощо. Тоді скоректований розрахунковий ресурс L_{ha} визначається через базовий ресурс L_h за (3.27) із вводом додаткових коефіцієнтів

$$L_{ha} = a_1 a_{23} L_h = a_1 a_{23} \cdot 10^6 (C / F)^m / (60n) , \quad (3.30)$$

де a_1 – коефіцієнт, що коректує надійність підшипника; a_{23} – коефіцієнт, що враховує якість металу підшипника й умови експлуатації;

Вибір підшипників кочення

Розрізняють два режими навантаження підшипників: *динамічний*, коли частота обертання підшипника $n \geq 1$ об/хв, і *статичний*, коли підшипник не обертається або обертається із частотою $n < 1$ об/хв. Відповідно до цього в першому випадку розрахунок передбачає запобігання виникненню втомного викришування поверхонь тіл кочення й кілець; у другому випадку – запобігання виникненню залишкової деформації тіл кочення більшої, ніж допустима. Під-

шипники вибирають із стандартних відповідно до заданих умов експлуатації.

Критеріями для вибору підшипників є динамічне або статичне навантаження, гранична швидкохідність і довговічність. Вихідними даними для вибору є:

- величина й напрям навантаження;
- характер навантаження (постійне, змінне тощо);
- особливості конструкції вузла (яке кільце обертається) і частота обертання кільця підшипника, яке обертається ;
- необхідна довговічність підшипника;
- характеристика навколишнього середовища (температура, запиленість, корозійний вплив тощо);
- особливі вимоги до підшипника, спричинені конструкцією вузла або машини загалом;
- прийнятна вартість підшипника.

Методика вибору підшипників кочення стандартизована (ГОСТ 18854–94 і 18855–94). Відповідно до вимог цієї методики в стандарті на підшипники і у довідниках наводяться необхідні характеристики: основні розміри – d , D , B ; навантаження динамічне C_r і статичне C_{or} ; гранична частота обертання за пластичного й рідинного змащування; приблизна маса підшипника m .

З огляду на можливість різних поєднань навантажень *радіального* F_r і *осьового* F_a розрахунок виконується за **еквівалентним навантаженням**, під яким розуміють:

– для *радіальних і радіально-упорних* підшипників таке *умовне постійне радіальне навантаження*, яке будучи прикладеним до підшипника, у якого внутрішнє кільце обертається, а зовнішнє нерухоме, забезпечує таку саму довговічність, яку підшипник матиме за заданих (реальних) умов навантаження і обертання кілець;

– для *упорних і упорно-радіальних* підшипників – *умовне постійне осьове навантаження*, яке, будучи прикладеним до підшипника з одним кільцем, що обертається разом з валом і другим – нерухомим у корпусі, забезпечує таку саму довговічність, яку підшипник матиме за заданих (реальних) умов навантаження і обертання кілець.

У загальному випадку еквівалентне навантаження для *радіальних кулькових підшипників і радіально-упорних кулькових і роликонідишпників*:

$$F = (XVF_r + YF_a)K_c K_T, \quad (3.31)$$

еквівалентне осьове навантаження для упорних підшипників ($F_r = 0$; $Y=1$):

$$F = F_a K_\delta K_T, \quad (3.32)$$

еквівалентне осьове навантаження для упорно-радіальних підшипників кулькових і роликів ($V=1$):

$$F = (X F_r + Y F_a) K_\delta K_T, \quad (3.33)$$

еквівалентне навантаження для підшипників з короткими циліндричними роликами й голчастих ($X=1$, $Y=0$):

$$F = V F_r K_\delta K_T. \quad (3.34)$$

У формулах (3.31-3.34): X – коефіцієнт *радіального* навантаження; Y – коефіцієнт *осьового* навантаження; V – коефіцієнт *обертання*, що залежить від того, яке кільце обертається щодо вектора навантаження: під час обертання внутрішнього кільця $V = 1$, зовнішнього $V = 1,2$; K_δ – коефіцієнт *безпеки*, що залежить від характеру навантаження; K_T – *температурний* коефіцієнт.

Значення коефіцієнтів X і Y , які враховують вплив кожного навантаження (радіального чи осьового) на довговічність підшипників вибирають залежно від відношення осьового навантаження F_a до радіального з урахуванням коефіцієнта V , тобто $F_a/(V F_r)$; після порівняння цього відношення з допоміжним коефіцієнтом e приймається значення X або Y за таблицями.

Для кулькових і роликів сферичних (самоустановлювальних) і роликів радіально-упорних підшипників величина e наводиться в каталозі для кожного типу підшипника. Для кулькових радіальних і радіально-упорних підшипників значення e для кожного типорозміру підшипника в каталозі не наведено, а вибирається за таблицями залежно від величини відношення F_a/C_0 .

Для кулькових радіальних і радіально-упорних підшипників з кутом контакту $\alpha = 12^\circ$, якщо $F_a/(V F_r) \leq e$ для всіх типорозмірів $X=1$, $Y = 0$, якщо $F_a/(V F_r) > e$ $X < 1$, $Y > 1$. Фізично це можна пояснити так: через наявність радіального зазору в підшипнику має місце підвищена нерівномірність навантаження тіл кочення від радіального навантаження F_r (рис. 3.18, крива 2). Зі збільшенням осьового навантаження за постійного радіального за рахунок осьового зміщення вибирається зазор, збільшується робоча дуга в підшипнику і наван-

таження на тіла кочення розподіляється більш рівномірно (рис. 3.18, крива 1). До деякого значення $F_a/(V F_r) \leq e$ це компенсує збільшення загального навантаження на підшипники з урахуванням осової складової, тому, якщо $F_a/(V F_r) \leq e$ розрахунок ведеться тільки за радіальним навантаженням, тобто $X = 1$, $Y = 0$. Інакше кажучи, помірне осове навантаження F_a сприятливо позначається на ресурсі підшипника за рахунок зменшення максимального контактного напруження σ_{Hmax} в елементах підшипника в навантаженій зоні.

Під час розрахунку радіально-упорних підшипників необхідно враховувати те, що в них в результаті дії радіального навантаження F_r і відсутності осового зазору й натягу виникає осова сила S , як складова реакції в опорі (рис. 3.25 і 3.26).

Радіальна реакція в цих підшипниках вважається прикладеною в точці перетину нормалей, проведених із середини контактних площадок на зовнішньому кільці, з геометричною віссю вала (рис. 19.12).

За методикою ISO величину S беруть:

- для радіально-упорних кулькових підшипників:

$$S = e F_r,$$

- для радіально-упорних роликопідшипників:

$$S = 0,83 e F_r. \quad (3.35)$$

Коефіцієнт 0,83 пов'язаний з іншим законом розподілу навантаження між тілами кочення в роликопідшипнику.

Для роликопідшипників і радіально-упорних кулькових підшипників з кутом контакту $\alpha \geq 18^\circ$ значення e беруть із таблиць.

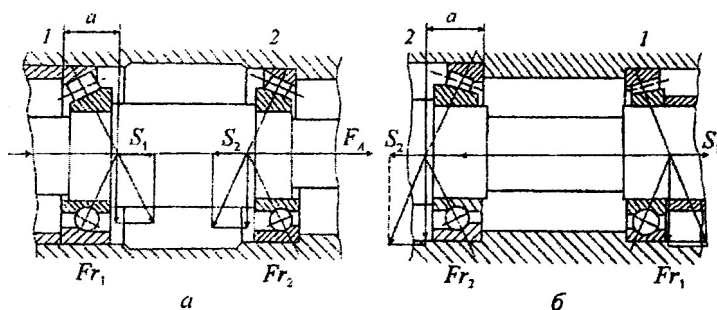


Рис. 3.25. Реакції в опорах вала на радіально-упорних підшипниках:

а – регулювання осової "гри" на корпусі (схема "у розпір");

б – регулювання осової "гри" на валу (схема "у розтяжку")

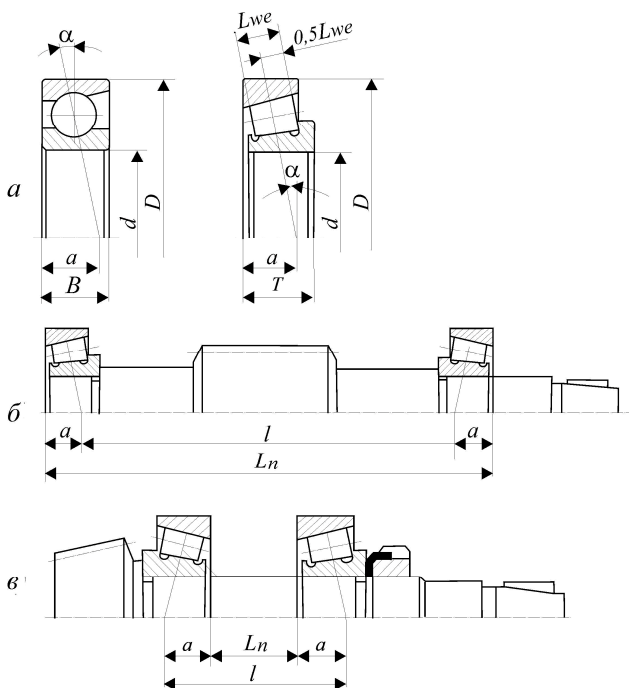


Рис. 3.26. Схеми до визначення точок прикладення реакцій в опорах вала під час установлення радіально-упорних підшипників:

a – графічне визначення параметра *a*; *б* – схема "у розпір";
в – схема "у розтяжку"

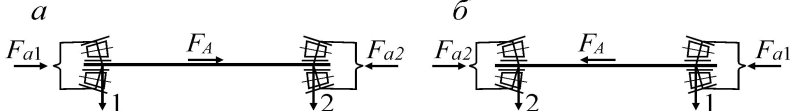
Для нормальної роботи радіально-упорних підшипників необхідно, щоб у кожній опорі осьова сила, що навантажує підшипник, була б не меншою від осьової складової від дії радіальних сил, тобто $F_{a1} \geq S_1$ і $F_{a2} \geq S_2$. Крім того, має виконуватися умова рівноваги вала з урахуванням осьових складових S_1 і S_2 від $F_{r1,2}$ і зовнішнього осьового навантаження F_a , що діє на вал: $F_{a1} + F_a - F_{a2} = 0$.

У табл. 3.4 наведено формули для контролю правильності визначення осьових сил F_{a1} і F_{a2} .

Параметр *a* в радіально-упорному підшипнику можна визначити аналітично: кульковому: $a = 0,5[B + 0,5(d + D) \operatorname{tg} \alpha]$; роликовому: $a = 0,5[T + 0,5(d + D) \operatorname{tg} \alpha]$.

Таблиця 3.4

Визначення осьових сил для радіально-упорних підшипників

Схема „у розпір”  Схема „у розтяжку” 	
Умови навантаження	Осьові сили
$S_1 \geq S_2; F_a \geq 0$ $S_1 < S_2; F_a \geq S_2 - S_1$	$F_{a2} = S_1; F_{a2} = F_{a1} + F_a$
$S_1 < S_2; F_a < S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2; F_{a1} = F_{a2} - F_a$

Під час вибору дворядних або здвоєних радіально-упорних кулькових або роликових підшипників, установлених симетрично у вузлі (див. схеми на рис. 3.27), слід враховувати те, що за відношення $F_a/(V F_r) \leq e$ динамічне навантаження такого комплексу підшипників $S_{\text{комп}}$ дорівнює: для кулькових підшипників $S_{\text{комп}} = 2^{0.7} S = 1,625S$; для роликопідшипників $S_{\text{комп}} = 2^{7/9} S = 1,715S$, а статичне $S_{0\text{комп}} = 2S_0$, де S і S_0 – навантаження однорядного підшипника.

Якщо ж $F_a/(V F_r) > e$, то у вказаному вузлі навантажується тільки один ряд тіл кочення (той ряд, що сприймає зовнішнє осьове навантаження) і величину динамічного навантаження варто брати як для однорядного підшипника.

Причину зменшення розрахункового навантаження дворядних (здвоєних) підшипників у разі переходу умови $F_a/V F_r \leq e$ до $F_a/(V F_r) > e$ фізично можна пояснити тим, що збільшене осьове зовнішнє навантаження F_a сприймає тільки один ряд тіл кочення в спареному підшипнику й викликана нею контактна деформація цього підшипника розвантажує спарений з ним підшипник від внутрішньої сили S стиску.

Визначення розрахункових навантажень для підшипників, що працюють за змінних режимів. Для підшипникових вузлів, де величини діючих навантажень і частоти обертання змінюються з часом (на-

приклад, в опорах валів коробки передач, канатних барабанів і т. ін.), підшипники вибирають за еквівалентним навантаженням F і умовною частотою обертання. Під еквівалентним навантаженням тут розуміється таке умовне навантаження, яке забезпечує ту саму довговічність, яку має підшипник у дійсних умовах роботи. Еквівалентне навантаження за кожного режиму визначається за формулами (3.31)...(3.34).

Якщо навантаження змінюється за лінійним законом від $F_{\min}$ до $F_{\max}$, то еквівалентне навантаження може бути визначене за формулою:

$$F = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3}. \quad (3.36)$$

За складнішого закону зміни навантажень для визначення еквівалентного навантаження користуються формулою:

$$F = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 L_1 + F_2^3 L_2 + F_3^3 L_3 + \dots + F_n^3 L_n}{L}}, \quad (3.37)$$

де $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$ – постійні навантаження, що діють протягом відповідно $L_1, L_2, L_3, \dots, L_n$ мільйонів обертів; L – загальна довговічність у мільйонах обертів, протягом якої діють зазначені навантаження.

Формула (3.37) справедлива для всіх типорозмірів підшипників.

Для підшипників, що працюють при типових режимах навантаження за ГОСТ 21354-85 розрахунки зручно вести за допомогою коефіцієнта еквівалентності K_E .

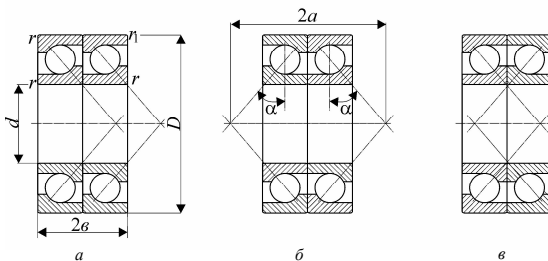


Рис. 3.27. Можливі схеми установок здвоєних підшипників:

a – установка за схемою «тандем»; $б$ – установка за схемою 0; $в$ – установка за схемою X

При цьому за відомими максимальними довгостроково діючими силами $F_{r1\max}$, $F_{r2\max}$, $F_{a\max}$ (що, зазвичай, відповідає максимальному із довгостроково діючих моментів (номінальній потужності двигуна) визначають розрахункові навантаження:

$$F_{r1}=K_E F_{r1\max}; F_{r2}=K_E F_{r2\max}; F_a = K_E F_{a\max}; \quad (3.38)$$

за якими визначають еквівалентні динамічні навантаження і ведуть розрахунок підшипників як за постійного навантаження.

Вибір типорозмірів підшипників, схеми їх установки, послідовність розрахунків

У кожному випадку тип підшипника на валу або осі вибирають із урахуванням співвідношення векторів сил, що навантажують вал (вісь) у радіальному й осьовому напрямках.

1. Оскільки в прямозубих циліндричних передачах відсутня осьова сила, то вали таких передач установлюють на радіальних підшипниках типу 0000 або 2000.

Кулькові радіальні підшипники типу 0000 крім радіального сприймають частково й осьове навантаження, тому їх можна встановлювати і на валах косозубих циліндричних передач із кутом нахилу зубів β до $12...14^\circ$, це доцільно і з точки зору економії: підшипники типу 0000 дешевші роликів типу 2000.

2. У циліндричних косозубих передачах за $\beta > 14^\circ$, у конічних і черв'ячних передачах вали коліс, шестірень і черв'яків установлюють на радіально-упорних підшипниках типу 6000 і 7000.

3. У циліндричних редукторах з роздвоєним або шевронним ступенем один з валів необхідно встановлювати на радіально-упорних, а інший – на радіальних роликів (2000) підшипниках. Така конструкція компенсує помилки кроку, які мають місце під час нарізування зубців, забезпечує самоустановлення валів і рівний розподіл навантаження між напівшевронами.

4. У випадках, коли можливі порушення співвісності (під час монтажу підшипників в окремих корпусах) і поява значних прогинів (консольні ділянки) валів, варто застосовувати сферичні (самоустановлювальні) підшипники (рис 3.28а).

Можливі схеми установалення підшипників

1. У разі коротких валів, коли $l < (7...8)d$, де l – відстань між опорами, d – внутрішній діаметр підшипника, що має місце здебільшого в циліндричних і конічних редукторах, а також на валу черв'ячного колеса підшипники закріплюють за схемою "у розпір" (рис. 3.29а) за рахунок прокладок і затягування кришок підшипникового вузла.

2. Якщо $l > 8d$, то вибирають схему з однією фіксованою опорою, а іншою - "плаваючою" (рис. 3.28б,в). Така схема частіше використовується для "довгих" валів черв'яка й дозволяє теплове видовження вала під час нагрівання черв'яка без заклинювання підшипників, тому що "плаваюча" опора має можливість переміщатися в осьовому напрямі.

У фіксованій опорі можуть бути встановлені спарені радіально-упорні підшипники типу 7000 або 6000 (рис. 3.28б,в), а в "плаваючій" – радіальний роликовий (без бортів на зовнішньому кільці) або кульковий (типу 0000).

Осьовий зазор у фіксованій опорі регулюється (вибирається) комплектом металевих прокладок товщиною 0,05...0,5 мм (сталь, фольга), які встановлюються між корпусом і кришкою.

Якщо регулювати здвоєні підшипники у процесі експлуатації важко, то їх установлюють із точними дистанційними кільцями (рис. 3.28в). Підшипники жорстко закріплюють в осьовому напрямі на валу і у корпусі.

Якщо на вузол діють значні осьові навантаження змінного напрямку в поєднанні з радіальними і можливе значне видовження вала, а з розрахунку еквівалентного динамічного навантаження для опори потрібні спарені радіально-упорні підшипники з великими радіальними габаритами (важка серія), що призводить до подорожчання конструкції, то тоді у фіксованій опорі доцільно встановити підшипники з роздільним сприйняттям навантажень: подвійний упорний підшипник тільки для осьового навантаження, а поруч розмістити радіальний підшипник (кульковий або роликовий) – тільки для радіального навантаження на опору (рис. 3.28г). Обидва радіальні підшипники в осьовому напрямі не зафіксовані ("плаваючі").

Осьовий зазор подвійних упорних підшипників необхідно регулювати особливо ретельно; це роблять за допомогою комплексу прокладок між кришкою і бортом стакана. У разі навантажень змінного напрямку один ряд кульок розвантажується, виникає осьовий зазор і кульки під дією відцентрової сили прагнуть вийти з бігових доріжок. Щоб уникнути цього в деяких конструкціях підшипникових вузлів застосовують пружини, що підтискують вільне

упорне кільце підшипника до тіл кочення й тим самим забезпечують працездатний стан підшипника.

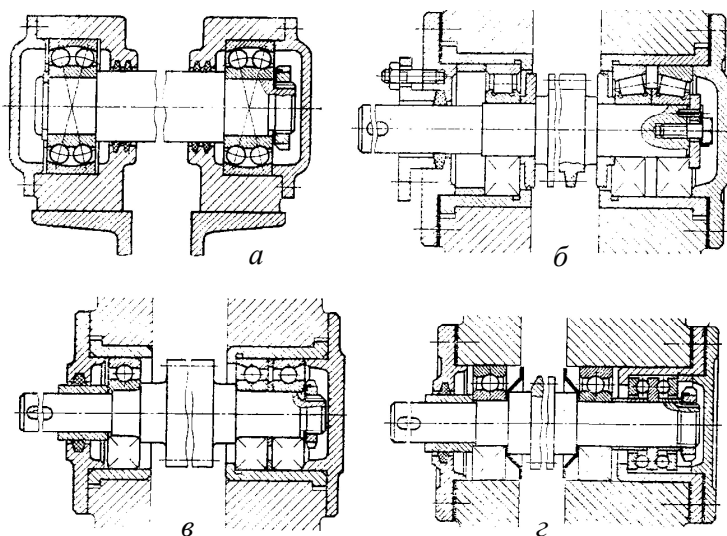


Рис. 3.28. Варіанти конструкцій підшипникових опор

3. На рис. 3.29б представлена схема установки підшипників «у розтяжку». Такі схеми часто використовуються на валах-шестернях кінцевої передачі. Її перевага не тільки в тому, що у разі нагрівання підшипникового вузла під час роботи зменшується осьовий натяг підшипників, запобігаючи їх заклинюванню, а ще й у тім, що вона істотно збільшує жорсткість кінцевої шестірні за рахунок зменшення довжини консолі h і тим самим поліпшує якість кінцевого зачеплення. За такою самою схемою встановлені підшипники в автомобільних колесах, що забезпечує їм більшу стійкість за бокових збуджень.

Послідовність виконання розрахунків підшипників і розробки конструкції підшипникових вузлів.

На проектному етапі розрахунку вала на міцність визначаються вихідні параметри для вибору типорозміру підшипника: діаметри опорних ділянок вала (цапф) d , результуючі радіальні реакції в опорах F_r , зовнішнє осьове навантаження F_a . З вихідних даних на проектування відома частота обертання n , режим навантаження й можливий реверс, необхідна довговічність L_h у годинах.

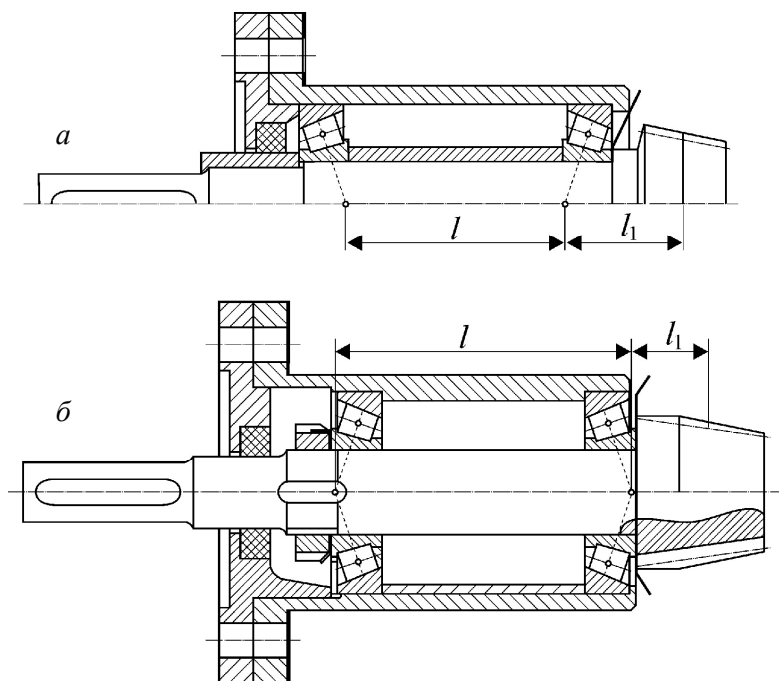


Рис. 3.29. Опори вала-шестірні кінцевої:

a – підшипники встановлені "у розпiр"; *б* – підшипники встановлені "у розтяжку"

Підбір необхідних для таких умов підшипників кочення та їх перевірний розрахунок на динамічне навантаження роблять у такій послідовності.

1. З урахуванням співвідношення сил F_a й F_r вибирається тип підшипника: радіальний, радіально-упорний, кульковий або роликовий; за діаметром вала вибирається розмір підшипника. Спочатку варто орієнтуватися на легку серію підшипників, а якщо подальший розрахунок виявить, що легка серія не задовольняє, то переходять на наступні серії цього підшипника з підтвердженням прийнятого рішення необхідними розрахунками. При цьому може виникнути необхідність перейти на інший тип підшипника.

2. Для прийнятого типорозміру підшипника виписуються дані: геометричні параметри: $d, D, B(T), \alpha$; базові навантаження: динамічне C_r і статичне C_{or} ; значення коефіцієнтів X, Y, e .

3. Для деяких типів підшипників визначають осьові складові S і осьові сили F_a .

4. Для прийнятого типорозміру підшипника обчислюють еквівалентне динамічне навантаження F за (3.31)...(3.34).

Оскільки в редукторах на валах в обох опорах, як правило, установлюють однакові підшипники, то розрахунок їх на довговічність завжди треба вести за більш навантаженим підшипником.

5. За обчисленим еквівалентним динамічним навантаженням F визначається необхідне динамічне навантаження і порівнюється з базовим:

$$C = F m \sqrt{\frac{L_h \cdot 60n}{10^6}} \leq C_r, \quad (3.39)$$

де C_r – базове навантаження прийнятого підшипника (із каталогу), Н; L_h – заданий ресурс підшипника у годинах; n – частота обертання вала, об/хв; $m=3$ – для кулькових, $m = 3,33$ – для роликів підшипників.

Якщо умова (3.39) виконується, то прийнятий підшипник має 90% ймовірність того, що виробить заданий ресурс.

6. Висновок про придатність вибраного підшипника можна зробити із порівняння необхідної довговічності $L_{hзад}$, вказаної в завданні, і базової довговічності L_h , визначеної за (3.27) за обчисленого еквівалентного динамічного навантаження F :

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{F} \right)^m \geq L_{h зад}, \text{ год.} \quad (3.40)$$

7. Після обґрунтованого вибору типорозмірів підшипників для всіх валів редуктора остаточно оформляється конструкція підшипникових вузлів, вирішуються питання регулювання осьової фіксації підшипника, змащення і ущільнення вихідних кінців валів, призначаються посадки кілець підшипника на вал і в корпус.

Вибір і розрахунок підшипників кочення за статичним навантаженням

Деякі підшипники кочення періодично навантажуються без обертання. Так працюють багато підшипників вантажних і транспортних машин, упорні підшипники поворотних кранів, вантажних гаків, платформ, опори натискних пристроїв прокатних станів тощо.

Допустимі навантаження на підшипники в цьому випадку обмежуються сумарною величиною залишкових деформацій контактуючих поверхонь тіл кочення й кілець, які в найбільш навантаженій точці контакту не мають перевищувати 0,0001 діаметра тіла кочення.

Виходячи із цього, для кожного типорозміру підшипника встановлена статичне навантаження C_{0r} . Вибір підшипника за статичним навантаженням виконується за умови, що найбільше діюче на нього навантаження не перевищує величину C_{0r} .

За невисоких вимог до плавності обертання і коефіцієнта тертя допускається трохи перевищувати C_{0r} з випробуванням вузла, за високих – доцільно знижувати C_{0r} в 1,5...2 рази.

Якщо на радіальні кулькові або радіально-упорні підшипники діють комбіновані (радіальні і осьові) навантаження, то розрахунок статичного навантаження виконується за приведеним статичним навантаженням F_0 , що визначається як більша із двох величин:

$$\left. \begin{aligned} F_0 &= X_0 F_r + Y_0 F_a; \\ F_0 &\geq F_r, \end{aligned} \right\} \quad (3.41)$$

де F_r – постійне за величиною і напрямом радіальне навантаження, Н; F_a – постійне за величиною і напрямом осьове навантаження, Н; X_0 – коефіцієнт радіального навантаження; Y_0 – коефіцієнт осьового навантаження.

Для здвоєних кулькових радіально-упорних підшипників несиметричної конструкції значення X_0 і Y_0 приймається таким самим, як і для однорядного радіально-упорного підшипника.

3.3.10. Змащування підшипників кочення

Виконується для відведення тепла й зменшення тертя, демпфування коливань навантаження, запобігання корозії контактуючих поверхонь. Крім того, змащення важливе для підвищення герметизації підшипників, а також для зменшення шуму.

Для змащування підшипників кочення застосовують *рідкі*, *пластичні* й *тверді* мастильні матеріали. Під час вибору мастильного матеріалу необхідно враховувати розміри підшипника й частоту його обертання, величину навантаження, робочу температуру, стан навколишнього середовища. За колової швидкості підшипника до 5 м/с застосовують як *рідкі*, так і *пластичні* мастильні матеріали; за більшої швидкості – *рідкі* з тим меншою в'язкістю, чим більша швидкість; чим вище навантаження, тим більшою має бути в'язкість. Якщо навколишнє середовище забруднене, варто використати *пластичні* мастильні матеріали. Вони краще герметизують вихідні кінці валів, де встановлюються ущільнення.

Пластичні мастильні матеріали набули широкого застосування в підшипниках кочення у зв'язку з простішим обслуговуванням, з меншою витратою порівняно з рідкими, можливістю одноразового (за весь період експлуатації) змащення. Найдоцільніше застосовувати ці матеріали для підшипників важкодоступних для щоденного обслуговування, що працюють у забрудненому середовищі, а також підшипників коливального руху з малими амплітудами.

Застосування пластичних мастильних матеріалів для підшипників обмежується помірними температурами й конструкціями, не дуже складними для розбирання й змащування. Спостерігається поширення застосування пластичних мастильних матеріалів, у тому числі за високих швидкостей обертання.

Основними пластичними мастильними матеріалами, що рекомендуються для підшипників загального призначення, зокрема із захисними й ущільнюючими шайбами, є ЦІАТИМ-201 (для роботи з температурою до 90° С) і літол-24 (до 100° С). Для важконавантажених підшипників, зокрема роликів, рекомендуються: ВНИИНП-242 (до 110°С), для роботи за високих температур ЦІАТИМ-221 (до 150° С).

Для тихохідних підшипників без ущільнень застосовують солідоли синтетичні й жирові (20...70° С), що мають гарні захисні властивості і добре працюють на відкритому повітрі.

Для пластичного мастильного матеріалу в корпусі підшипника передбачається деякий вільний простір – стінки кришок розміщують не впритул до підшипників (рис. 3.28а,б). Цей простір спочатку заповнюється на дві третини за частоти обертання $n \leq 1500$ об/хв. і від третини до половини за $n > 1500$ об/хв. Зменшення обсягу закладеного у підшипникові камери мастила за частоти обертання понад 1500 об/хв пов'язане з тим, що надлишок пластичного мастила усередині підшипника створює спочатку підвищений опір руху сепаратора й тіл кочення, що супроводжується інтенсивним зростанням температури, плавленням і викидом мастила із зони контакту. За високої температури мастило в зоні контакту «коксується» з утворенням твердих часток і втрачає свої позитивні властивості. Надалі через кожні 3 місяці додають свіжого мастила, а через рік його міняють із попереднім розбиранням і промиванням вузла. Все більше поширення мають герметизовані підшипники з одноразовим змащуванням.

Рідкі мастила краще проникають до поверхонь тертя і тому забезпечують надійніше порівняно з пластичними змащування, забезпечують краще відведення тепла і не чинять істотного додаткового опору руху сепаратора; здебільшого їх застосовують у відповідальних швидкохідних конструкціях.

Для змащування підшипників найбільш широко використовують індустріальні мастила: з малою в'язкістю И-Л-А7 і И-Л-А27 і з середньою в'язкістю И-Г-А32 і И-Г-А36; застосовують також приладові мастила, авіаційні, моторні, автомобільні тощо. Для спеціальних умов: високої навантаженості і швидкохідності, а також для роботи за високих температур застосовують мастила на синтетичній основі.

Змащення підшипників рідкими мастилами виконують декількома способами.

1. Зануренням і розбризкуванням із загальної масляної ванни вузла – для підшипників горизонтальних валів коробки передач і редукторів. Масло захоплюється й розбризкується одним з коліс, що швидко обертаються, спеціальними шестернями або дисками, при цьому в корпусі створюється мастильний туман.

Для уникнення потрапляння в підшипники продуктів зношування зубчастих або інших передач і зайвого поливу мастилом підшипники іноді захищають мастиловідбивальними кільцями (рис. 3.28г).

За частоти обертання $n \leq 3000$ об/хв. рівень мастила має бути не вищим центра нижньої кульки або ролика.

2. *Гнотове* (краплинне) змащування застосовується для швидкохідних підшипників, виконується по декілька десятків крапель за годину.

3. Змащування під дією *відцентрових* сил з використанням конусних насадок і змащування за допомогою гвинтових канавок на валу (переважно на вертикальних валах). Під час обертання конусних насадок мастило під дією відцентрових сил піднімається до більшого діаметра конуса й скидається в підшипник.

3.3.11. Вибір посадок підшипників

Характер спряження кілець підшипників з валом і корпусом залежить від типу й розміру підшипника, від умов його експлуатації, від величини, напрямку й характеру навантажень, що діють на підшипник.

Оскільки характер розподілу контактних напружень для внутрішнього й зовнішнього кільця різний (рис. 3.19), то це вимагає й різних посадок їх на валу й у корпусі.

Підшипник є основним комплектувальним виробом, який не підлягає додатковому доведенню у процесі складання. Необхідні посадки в з'єднанні підшипника кочення одержують призначенням відповідних полів допусків на діаметри вала й отвору в корпусі. Таким чином посадки внутрішніх кілець підшипників здійснюються за *системою отвору* (отвір незмінний – вал підганяють під кільце), а зовнішніх – за *системою вала* (отвір у корпусі підганяють під зовнішнє кільце), інакше довелося б виготовляти підшипники для кожної посадки кілець і їх номенклатура суттєво б зросла.

Система допусків підшипників кочення відрізняється від загальноприйнятої в машинобудуванні: поле допуску на діаметр отвору внутрішнього кільця підшипника (рис. 3.30) розташоване не дотори від нульової лінії ("у плюс"), а донизу ("у мінус"). Цим гарантується одержання натягів у з'єднаннях внутрішнього кільця з валами, що мають поля допусків k , m і n . Поле допуску на діаметр зовнішнього кільця розміщується так само, як прийнято в машинобудуванні: "у мінус" або в "тіло деталі". Тому й характер спряження зовнішнього кільця з отвором корпуса такий самий, як в прийнятій системі допусків.

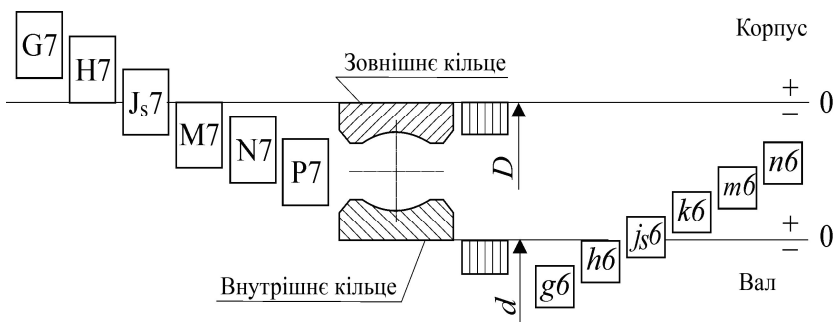


Рис. 3.30. Поле допусків для кілець підшипника кочення

Розрізняють три випадки навантаження кілець підшипників:

а) кільце обертається щодо вектора радіального навантаження, піддаючись так званому *циркуляційному* навантаженню;

б) кільце нерухоме щодо вектора радіального навантаження (і може обертатися разом з вектором радіального навантаження, як це має місце у відцентрових вібраторах) і піддається *місцевому* навантаженню;

в) кільце навантажене рівнодіючим радіальним навантаженням, що не робить повного обертання, а коливається на певній ділянці кільця, піддаючи його *коливальному* навантаженню.

Під час вибору посадок для підшипників необхідно дотримуватися таких правил.

1. З'єднання кілець, що обертаються, відносно навантаження, зі спряженими деталями завжди має здійснюватися нерухомою посадкою. Це правило прийняте для запобігання обкочуванню кільцем спряженої деталі, розвальцювання посадкових поверхонь і контактної корозії.

2. З'єднання нерухомих щодо вектора навантаження кілець зі спряженими деталями здійснюються більш «вільними» посадками, ніж у попередньому з'єднанні. Це пов'язано з меншою небезпекою ушкодження посадкових поверхонь, тому що обкочування кільцями спряжених деталей не відбувається. З іншого боку це полегшує осеві переміщення кілець під час монтажу й температурних деформацій валів (для запобігання защемленню тіл кочення), а також регулювання зазорів у підшипнику.

Режим роботи підшипника впливає на вибір посадок таким чином:

- чим більше навантаження й сильніші поштовхи, тим посадки мають бути тугішими, тому що зростають пружні й

залишкові деформації поверхневих шарів і пружні деформації самих кілець;

- чим вища частота обертання, тим посадки мають бути «вільнішими», тому що за високих частот обертання, зазвичай, навантаження менше, температурні деформації більші, а зазори в підшипниках мають витримуватися точніше.

Тип підшипника також впливає на вибір посадок.

Посадки роликопідшипників у середньому вибирають тугошими, ніж кулькових, це пов'язано з більшими навантаженнями.

Посадки радіально-упорних підшипників можна вибирати тугошими, ніж радіальних, тому що в останніх посадкові натяги можуть істотно спотворювати зазори в підшипниках, а в радіально-упорних підшипниках зазори встановлюються під час складання.

Посадки великих підшипників у зв'язку з більшими навантаженнями вибирають тугошими, ніж для середніх і малих.

Граничні відхилення посадкових поверхонь валів мають бути за допусками 5...6-го квалітетів, а корпусів – 6...7-го квалітетів.

Радіальні підшипники, які установлюють з полями допусків $п6$ і $т6$, що передбачають більші натяги, бажано підбирати з підвищеними радіальними зазорами.

Необхідний посадковий натяг може бути розрахований з умови відсутності пружного обкочування кілець і розкриття стику.

Для радіальних підшипників за необхідності значних посадкових натягів доцільно перевіряти радіальний зазор, який після напресування кільця на вал не має виходити із допустимих меж.

На кресленні в місцях установки підшипників кочення вказують поля допусків посадкових місць валів і отворів корпусів згідно зі стандартами ЄСКД.

3.3.12. Монтаж і демонтаж підшипників

Під час монтажу підшипників необхідно дотримуватися деяких правил.

Не допускати ударів безпосередньо по кільцях, тілах кочення, сепаратору. Посадка підшипників на вал ударами молотка через мідний або алюмінієвий вибивач або трубку допускається тільки за малих натягів для малих і середніх підшипників.

Під час встановлення підшипників на вал і в корпус обов'язковим є виконання таких умов: осьова сила має передаватися безпо-

середньо на те кільце, що запресовується або знімається. Ця сила не має передаватися через тіла кочення (кульки або ролики), інакше на доріжках і тілах кочення утворюються вм'ятини.

Кільця підшипників мають невисоку жорсткість. Для правильного установлення кільце підшипника необхідно довести до упору в заплечик. Найменша висота t заплечиків на валах і в отворах корпусів або стаканів визначається розміром фаски r і має утворювати достатню опорну поверхню для торців кілець підшипників (рис. 3.31).

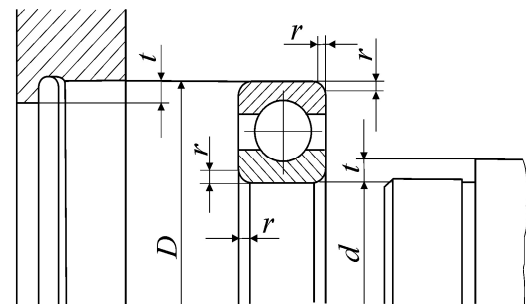


Рис. 3.31. Схема й розміри заплечиків для правильного установлення підшипника

Необхідне для монтажу підшипників зусилля зростає зі збільшенням розмірів підшипника. Для монтажу великих підшипників на валу або в корпусі потрібні значні зусилля, тому доцільно перед установленням нагрівати або весь підшипник, або одне з його кілець, якщо воно знімається.

Різниця температур підшипника і спряженої з ним деталі залежить від прийнятої посадки й розміру підшипника. Зазвичай підшипник нагрівають до температури, що на $80...90^{\circ}\text{C}$ перевищує температуру спряженої деталі, що достатньо для вільного монтажу.

Неприпустимо нагрівати підшипник понад 125°C , оскільки це може викликати зміни в структурі металу і негативно вплинути на твердість деталей підшипника, що в кінцевому результаті позначається на ресурсі підшипника.

Найчастіше нагрівання підшипників виконується у масляній ванні, де підшипники підвішуються без контакту із дном і стінками для уникнення забруднення підшипників.

Ні в якому разі не можна застосовувати для нагрівання підшипника відкрите полум'я газового пальника, а також локальний розігрів підшипника. Підшипники типу 80000 і 180000 з улаштованими ущільненнями й закладеним мастилом нагрівати не слід.

Замість нагрівання підшипника іноді вдаються до охолодження вала сухим льодом (фірми SKF, FAG).

Для монтажу підшипників малих і середніх розмірів без нагрівання використовуються гвинтові й гідравлічні преси.

Силу запресування можна істотно знизити застосуванням гідророзпору. Суть його полягає в тім, що мастило під тиском подається плунжерним насосом через торцевий отвір у канавку вала під внутрішнє кільце підшипника й розпирає його. Гідророзпір часто використовується для розпресування підшипників під час демонтажу.

Для демонтажу підшипників використовуються гвинтові знімачі із двома або трьома відкидними тягами (рис. 3.32). Місця установлення підшипників мають бути конструктивно розроблені так, щоб можна було зручно працювати знімачами.

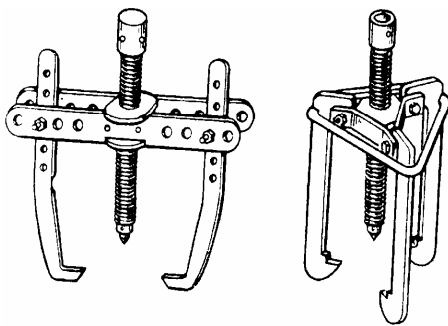


Рис. 3.32. Знімачі підшипників

Видаляючи підшипник з корпусу, його потрібно захоплювати за зовнішнє кільце (рис. 3.33а), а під час зняття з вала – за внутрішнє (рис. 3.33б). Для захоплення тягами знімача кільця підшипника висота t заплечиків (рис. 3.33а) не має бути надмірною. Мінімальний розмір торців внутрішнього t_1 і зовнішнього t_2 кілець підшипника, призначених для демонтажу, залежить від діаметра вала.

За високих буртиків потрібно передбачати пази для розміщення тяг знімача (рис. 3.33б, виносний елемент І).

Для розміщення тяг знімача (рис. 3.33а) у разі видалення зовнішнього кільця підшипника із глухого отвору передбачається вільний простір $a \approx (0,4...0,5) B$, де B – ширина кільця підшипника.

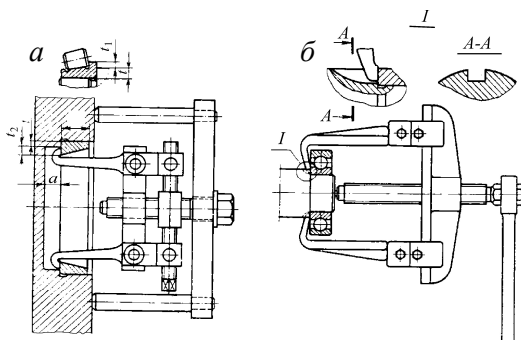


Рис. 3.33. Використання знімача



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть основні переваги і недоліки підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання.
2. Наведіть класифікацію підшипників кочення.
3. Структура умовного позначення підшипників кочення.
4. Дайте стислу характеристику найбільш поширених підшипників кочення.
5. Із яких матеріалів виготовляють деталі підшипників кочення?
6. Як розподіляється навантаження між тілами кочення у навантаженій зоні підшипника?
7. Основні види руйнування і критерії роботоздатності підшипників кочення.
8. Кінематичні і динамічні фактори, що впливають на роботу підшипника і його довговічність.
9. Яким параметром визначають граничну швидкохідність підшипників кочення?
10. Що таке статичне навантаження підшипника? Що таке динамічне навантаження?
11. Коли підшипник вибирають за статичним навантаженням і коли – за динамічним?
12. Як вибирають підшипники кочення за статичним навантаженням?

13. Як вибирають підшипники кочення за динамічним навантаженням?
 14. Як визначають розрахункове навантаження на підшипник?
 15. Як визначають розрахункове навантаження на підшипник під час дії змінного навантаження?
 16. Складіть послідовність вибору підшипника за динамічним навантаженням.
 17. Наведіть приклад конструкції підшипникового вузла.
 18. Які мастильні матеріали використовують для змащування підшипників кочення?
 19. Як вибирають посадки підшипників кочення?
-

3.4. Муфти

3.4.1. Призначення і класифікація

Більшість машин компонують із окремих вузлів, що мають вхідний і вихідний вал. Для їх з'єднання між собою застосовують *муфти*.

Таким чином, механічні муфти – це пристрої, що з'єднують вали і передають обертальний момент. Інколи муфтами з'єднують вали з розміщеними на них деталями.

З'єднання валів є основним призначенням муфти. Крім того муфти можуть виконувати й інші функції:

- компенсація похибок взаємного розміщення валів;
- зменшення динамічних навантажень;
- з'єднання і роз'єднання робочого органу машини з двигуном без його вимикання;
- захист елементів машини від перевантажень.

Муфти умовно можуть бути поділені на:

- некеровані (глухі, пружні, компенсуючі);
- керовані (кулачкові, фрикційні);
- самокеровані (відцентрові, обгінні, запобіжні);
- комбіновані.

Більшість муфт стандартизовані. Основною характеристикою муфти є обертальний момент T_m , на передавання якого вона розрахована. Інші параметри: гранична частота обертання, габаритні розміри, маса і момент інерції відносно осі обертання.

Стандартні муфти не розраховують, а підбирають за діаметром вала, за умови:

$$T_M \geq K_{\Pi} \cdot T, \quad (3.42)$$

де T – номінальний обертальний момент; K_{Π} – коефіцієнт режиму роботи, який враховує короточасні динамічні перевантаження і залежить від характеру навантаження і умов роботи: $K_{\Pi} = 1,0 \dots 1,5$ – для машин з невеликими масами і незначним навантаженням (конвеєри, верстати); $K_{\Pi} = 1,5 \dots 2,0$ – для машин з середніми масами і середнім навантаженням (компресори, помпи, деревообробні верстати); $K_{\Pi} = 2,0 \dots 3,0$ – для машин з великими масами і значним навантаженням (молоти, дробарки, прокатні стани, крани).

У деяких випадках в разі потреби виконують перевірні розрахунки найнебезпечніших елементів стандартних муфт.

Існує дуже багато конструкцій муфт, ми розглянемо найбільш поширені.

3.4.2. Некеровані муфти (постійно діючі)

Ці муфти постійно діють під час роботи машини. Діляться на глухі і компенсуючі.

Глухі муфти

Найбільш поширеними конструкціями глухих муфт є втулкові і фланцеві муфти. Їх використовують у тих випадках, коли потрібно з'єднати співвісні вали і передати крутний і згинальний моменти та осьове навантаження.

Втулкові муфти. З'єднання втулки з валами може бути за допомогою штифтів, шпонок чи шліців (рис. 3.34). Матеріал втулок – сталь 40, 45, іноді чавун. Недоліком цих муфт є необхідність точного суміщення осей валів. Зазвичай, використовують для з'єднання валів діаметром до 70 мм.

Розрахунок втулки виконують за умовою міцності на кручення:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = 16T / \left\{ \pi D^3 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right] \right\} \leq [\tau], \quad (3.43)$$

а шпонки чи штифти перевіряють на зріз (чи зминання)

$$\tau_{зр} = F_{зр} / A_{зр} \leq [\tau]_{зр}; \quad (3.44)$$

$$\sigma_{зм} = F_{зм} / A_{зм} \leq [\sigma]_{зм}. \quad (3.45)$$

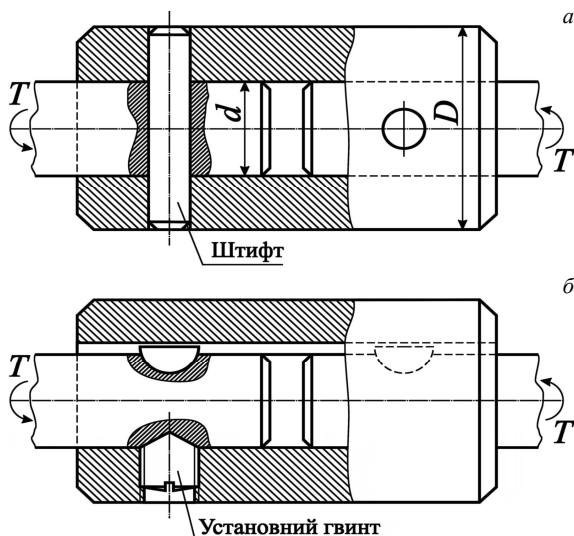


Рис. 3.34. Втулкова муфта:

а – із штифтами; *б* – із сегментними шпонками

Фланцеві муфти (рис. 3.35). Широко використовуються у загальному та сільськогосподарському машинобудуванні. Зручні для монтажу та демонтажу, допускають вібрацію та ударне навантаження, добре балансуються, забезпечують жорстке з'єднання валів діаметром 12...220 мм. Фланцеві муфти складаються з двох напівмуфт з фланцями, які стягуються спеціальними болтами із зазором (рис. 3.35) або без зазору (рис. 3.35ІІ).

Фланцеві муфти виконують, як правило, без захисного ободу). Муфти із захисним ободом використовуються як шківи або гальмівні барабани.

Стандартизовані для валів діаметром 12...220 мм.

Півмуфти виготовляють із сталі 35, 35Л або з чавунного литва.

Якщо болти поставлені із зазором (I), то маса муфти більша, але виготовлення муфти дешевше і простіше; болти зі сталі Ст.3.

Якщо болти поставлені без зазору (II), то необхідна підвищена точність виготовлення отворів і болтів, болти із сталей 40, 45.

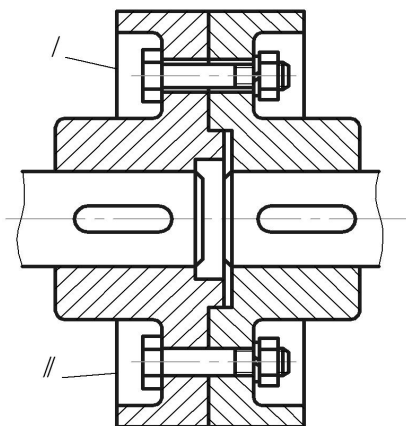


Рис. 3.35. Фланцева муфта

Міцність муфти визначають міцністю болтового з'єднання, яке у варіанті I перевіряється на розтяг стрижнів болтів, а у варіанті II – на зріз і зминання болтів.

Компенсуючі муфти

Внаслідок низької точності виготовлення валів, а також монтажно-демонтажних робіт, у машинах і механізмах завжди існують похибки взаємного розміщення валів, найбільш характерними типами яких є: поздовжнє зміщення Δa (рис. 3.36б), радіальне зміщення Δr (рис. 3.36в), кутове зміщення $\Delta \alpha$ (рис. 3.36г) і комбіноване зміщення (рис. 3.36д) (неспіввісність валів). Для зменшення шкідливих навантажень внаслідок таких неспіввісностей використовуються компенсуючі муфти

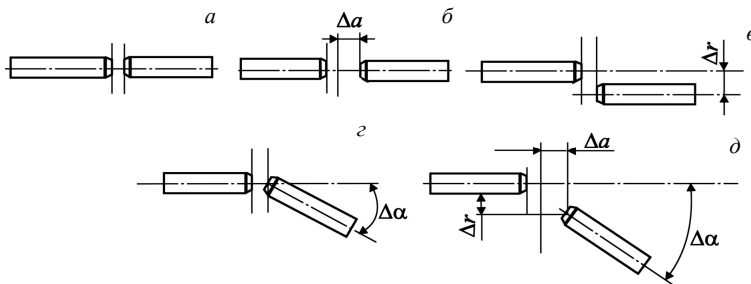


Рис. 3.36. Можливі похибки взаємного розміщення валів:

a – нормальне положення; *б* – поздовжнє зміщення; *в* – радіальне зміщення; *з* – кутові зміщення; *д* – комбіноване зміщення

Пружні муфти

Використовуються для зменшення динамічних навантажень і дещо для компенсації неспіввісності валів.

За матеріалом пружних елементів ці муфти поділяють на:

- муфти з неметалевими пружними елементами (гума);
- муфти з металевими пружними елементами у вигляді гвинтових пружин, плоских пружин, пакетів пластин тощо

Муфта пружна втулково-пальцева (МПВП). Муфта складається з двох напівмуфт, момент передається через пальці і насаджені на них пружні (гумові) втулки (рис. 3.37). Кількість пальців 4...10. Матеріал напівмуфт: чавун або сталь 30, 35Л; пальців – сталь 45; втулок – гума з тимчасовим опором при розтягу не менше 8 МПа.

Такі пружні муфти мають невеликі габарити, невелику вартість, прості в обслуговуванні, зменшують динамічні навантаження, допускають радіальне, поздовжнє і кутові зміщення валів. Їх широко застосовують в приводах з електродвигунами для валів діаметрами 9...160 мм.

Роботоздатність муфт визначають міцністю гумових втулок та пальців. Муфти розраховують за допустимим тиском між пальцями і пружними елементами, припускаючи, що крутний момент розподіляється між пальцями рівномірно:

$$p = 2 \cdot 10^3 \cdot T / zDl \leq [p], \quad (3.46)$$

де $[p]$ – допустимий тиск, для гумових втулок $[p] = 3$ МПа; z – кількість пальців; d – діаметр пальців (під пружним елементом); D – діаметр кола, на якому розміщуються пальці; l – довжина пружного елемента.

Пальці муфти розраховують на згин:

$$\sigma_{32} = M/W_0 = 32 \cdot T \cdot 0,5l / Dz\pi d^3 \leq [\sigma]_{32} \quad (3.47)$$

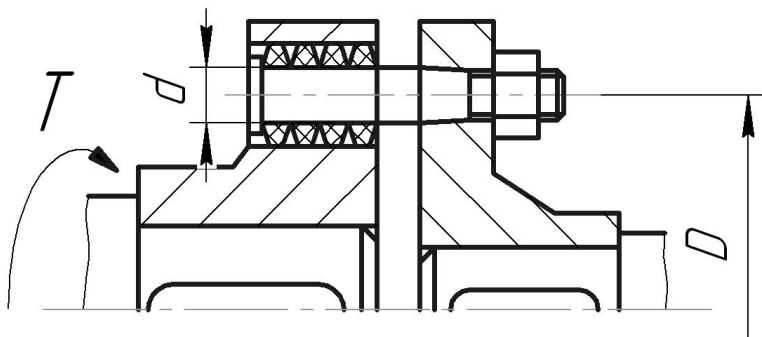


Рис. 3.37. Муфта пружна втулково-пальцева

Муфта з пружною тороподібною оболонкою (рис. 3.38) складається з двох напівмуфт 1 і 4, пружної (гумової або гумовокордної) тороподібною оболонки 2, яка прикріплюється до напівмуфт гвинтами 5 і 6 і притискними кільцями 3. За незначних навантажень оболонку виконують із гуми; за значних – з гуми і спеціального корду, який розміщується прошарками. Муфта має високі демпфуючі властивості, може стійко працювати за динамічних та ударних навантажень, може компенсувати поздовжні зміщення (1...11 мм), радіальні (1...5 мм) і кутові (до 30°).

До *недоліків* муфт належать: великий діаметр тороподібною оболонки і наявність осевих сил, які наближають напівмуфти у процесі експлуатації.

Навантажувальна здатність обмежується втратою стійкості і втомним опором пружної оболонки, яка працює на кручення.

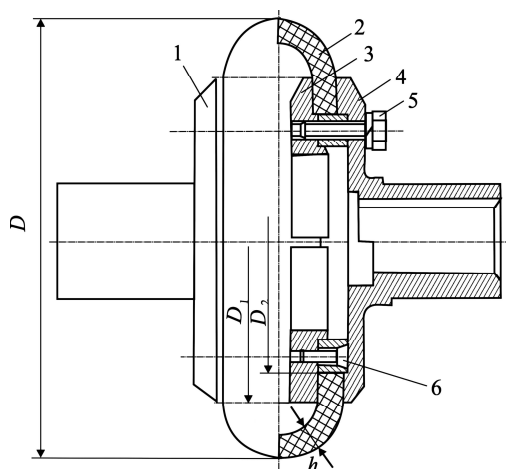


Рис. 3.38. Муфта з пружною гумовою тороподібною оболонкою

Муфта пружна з гумовою зіркою. складається з двох напівмуфт 1 і 2 (рис. 3.39) і гумової зірочки 3. Напівмуфти мають торцеві кулачки (їх звичайно два або три), які входять у відповідні западини пружного елемента. Муфти із зіркою мають малі габарити, зміщення осей валів радіальне в межах 0,1...0,4 мм, кутове – 1,5...1,0°.

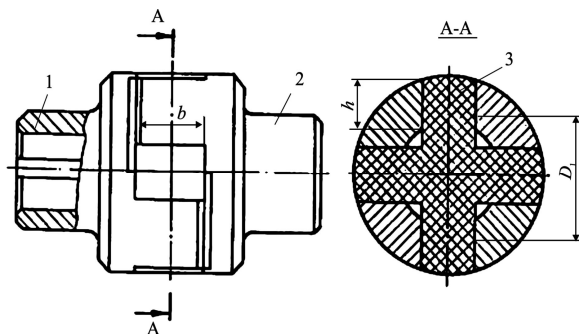


Рис. 3.39. Муфта пружна з гумовою зіркою

Зубці зірочки працюють на стиск. Перевірний розрахунок муфт виконують за умовою обмеження напруження зминання на робочих поверхнях пружного елемента.

Жорсткі компенсуючі муфти

Використовуються для з'єднання валів із незначною неспіввісністю.

Муфта кулачково-дискова. Конструктивно така муфта (рис. 3.40а) складається з двох напівмуфт 1 і 2 і проміжного диска 3. На внутрішніх торцях напівмуфт розміщені спеціальні пази, а проміжний диск на обох торцях має взаємно перпендикулярні виступи. Під час роботи муфти спостерігається ковзання виступів у пазах, що призводить до їх спрацювання. Для зменшення спрацювання поверхонь тертя муфти періодично змащують через отвір 4 твердими мастилами на основі графіту або дисульфиду молібдену. Осьовий зазор δ між диском і напівмуфтами дозволяє компенсувати повздовжні зміщення валів. Конструкція муфти дозволяє також компенсувати радіальні і кутові неспіввісності. Напівмуфти виготовляють зі сталей марок 45, 45Л, 15Х, 20Х тощо.

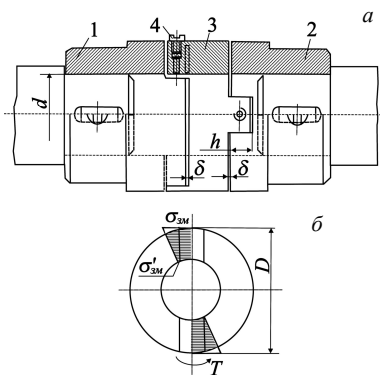


Рис. 3.40. Муфта кулачково-дискова:

a – конструкція муфти; *б* – розподіл напружень зминання на кулачках

Під час розрахунків кулачково-дискових муфт, зазвичай, приймають, що натяг і зазор посадки виступів у пази рівні нулю. У цьому разі розподіл напружень зминання на виступах проміжного диска буде таким, як показано на епюрі (рис. 3.40б). Слід зауважи-

ти, що на цій схемі епюри змінання умовно перенесені з бокових граней паза на діаметр.

Розрахунок муфти виконують за напруженнями змінання для забезпечення стійкості проти спрацювання кулачків..

Зубчаста муфта складається із двох півмуфт, що мають зубчасті вінці і роз'ємні обойми з двома внутрішніми зубчастими вінцями. (рис. 3.41); обойми з'єднуються гвинтами. Основним критерієм працездатності таких муфт є зношування, тому в обойму заливають рідке мастило. Профіль зубців, як правило, евольвентний. Муфта дозволяє компенсувати всі види неспіввісності валів. Для цього виконуються бокові і торцеві зазори в зубчатих парах, а зубчасті вінці заокруглюються.

Деталі зубчастої муфти виготовляють із вуглецевих сталей типів 45, 40Х, 45Л з термічною обробкою.

Висока надійність та несуча здатність за малих габаритів цих муфт зумовила їх широке використання у важкому машинобудуванні.

Основною причиною виходу із ладу зубчастої муфти є спрацювання зубців.

Стійкість проти спрацювання перевіряють за напруженнями змінання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{D_0 \cdot b \cdot h \cdot z} \leq [\sigma_{зм}] = (12...15) \text{ МПа}; \quad (3.48)$$

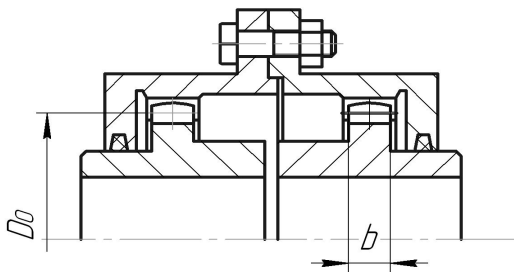


Рис. 3.41. Муфта зубчаста

Ланцюгова муфта (рис. 3.42) складається з двох півмуфт у формі зірочок, охоплених одно- або дворядним роликівим ланцюгом. Конструктивно вони прості, дозволяють компенсувати перекося валів та радіальні неспіввісності, мають невеликі габарити. Такі муфти не рекомендують застосовувати для реверсивних приводів за динамічних навантажень.

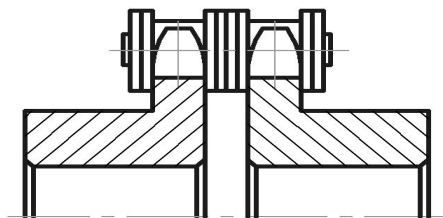


Рис. 3.42. Муфта ланцюгова

Шарнірні муфти застосовуються за значних зміщень з'єднаних валів. У конструкціях таких муфт використовують принцип шарніра Гука. Найбільш відома конструкція – карданий вал автомобіля. Шарнірні муфти застосовують у сільськогосподарських машинах: тракторах, зернозбиральних комбайнах, силосних комбайнах тощо. Вони служать для передачі моменту між валами із взаємним нахилом осей до 45° .

Шарнірні муфти застосовують для компенсації неточностей взаємного положення вузлів в транспортних машинах, передачі моменту вузлами, які мають складний рух під час роботи (фрезерні і свердлильні верстати тощо).

Одинарна шарнірна муфта (рис. 3.43а) складається із двох пі-муфт у вигляді вилок і хрестовини, шарнірно з'єднаної з вилками. Основний недолік такої муфти: за рівномірного обертання ведучого вала ведений вал обертається нерівномірно.

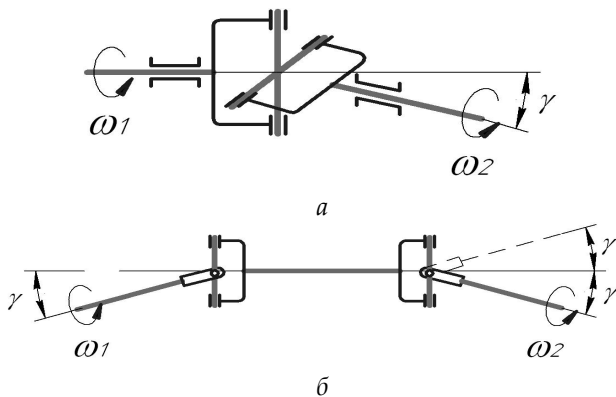


Рис. 3.43. Схеми шарнірних муфт:

а – одинарної; б – вдвоєної

Здвоєна шарнірна муфта (рис. 3.43б) забезпечує постійну кутову швидкість веденого вала, якщо $\gamma_1 = \gamma_2$, а вилки проміжного вала лежать в одній площині.

3.4.3. Керовані муфти

Кулачкова муфта (рис. 3.44а) з двох півмуфт 1 і 2, які на торцевих поверхнях мають кулачки. Для вмикання і вимикання муфти переміщення в осьовому напрямі однієї із півмуфт здійснюється за допомогою спеціального механізму керування. У робочому положенні кулачки однієї півмуфти входять у западини між кулачками іншої півмуфти (рис. 3.44б). При цьому вмикання, зазвичай, відбувається з ударним навантаженням, що може призвести до руйнування кулачків, тому кулачкові муфти рекомендуються вмикати на вільному ході.

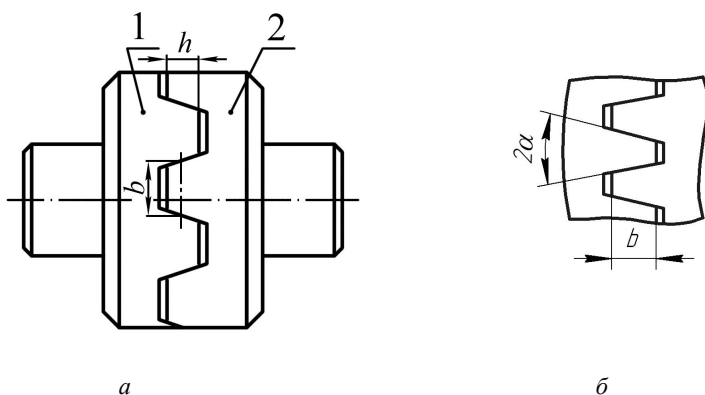


Рис. 3.44. Кулачкова муфта: а – конструкція;
б – схема зачеплення кулачків

Основні переваги кулачкових муфт: малі габарити, легкість вмикання, робота без проковзування, можливість передачі значних моментів.

Півмуфти виготовляються із сталей, що сприймають цементацію: 15, 20, 15Х, 20Х, $H \geq 50 \dots 55$ HRC.

Роботоздатність кулачкових муфт оцінюється стійкістю кулачків проти спрацювання, яка залежить від напружень зминання на робочих поверхнях:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_{зм}}{A_{зм}} = \frac{2T}{D \cdot z \cdot b \cdot h} \leq [\sigma_{зм}] = 90 \dots 10 \text{ МПа.} \quad (3.49)$$

Фрикційна муфта (рис. 3.45) використовується для передачі моменту між півмуфтами за рахунок сил тертя на робочих поверхнях. У процесі експлуатації фрикційні поверхні плавно стискаються між собою і пробуксовують одна відносно другої. Пробуксування муфти під час вмикання приводу забезпечує плавний розгін веденого вала.

Фрикційні муфти поділяють: залежно від умов експлуатації на *сухі* та *змащені* (тобто працюють з мастилом); за формою робочих поверхонь на: *конусні* (робочі поверхні мають конічну форму); *дискові або багатодискові* (робочими поверхнями є плоскі поверхні дисків); *циліндричні колодкові і кільцеві* (робочі поверхні мають циліндричну форму); залежно від кінематики механізму керування муфти на *нормально розімкнені* (за неробочого механізму керування розчеплені) і *нормально замкнені* (за неробочого механізму керування зчеплені під дією пружин).

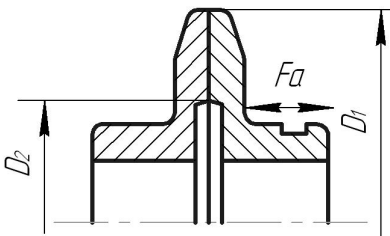


Рис. 3.45. Схема фрикційної дискової муфти

Дискові муфти можуть мати одну поверхню тертя і декілька (багатодискові).

Умова роботоздатності муфти:

$$T_p \leq T_f, \quad (3.50)$$

де T_p – розрахунковий обертаючий момент;
 $T_f = F_a \cdot f \cdot z \cdot (D_1 + D_2)/4$ – момент сил тертя на кільцевих поверхнях дисків; f – коефіцієнт тертя ковзання на поверхні дисків; z – число пар поверхонь тертя.

Необхідна сила притискання дисків:

$$F_a = 4T_p / [f \cdot z \cdot (D_1 + D_2)]. \quad (3.51)$$

Матеріали фрикційних муфт – конструкційні сталі і чавун. Для сухих муфт тертьові пари виконуються із загартованої сталі і порошкового металокерамічного матеріалу або фрикційного матеріалу на азбестовій основі. Для муфт, які працюють у мастилі використовуються поєднання: сталь – металокераміка; сталь – сталь; бронза – сталь або чавун.

Фрикційна муфта має відповідати таким вимогам: стійкість проти спрацювання поверхонь тертя; теплостійкість поверхонь тертя; висока надійність зчеплення і здатність передавати потрібний момент; здатність витримувати підвищені температури без руйнування робочих поверхонь.

Основним критерієм працездатності муфт є стійкість проти спрацювання поверхонь тертя, яка зумовлюється обмеженням тиску на поверхню

$$p = \frac{F_a}{A} = \frac{4F_a}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [p], \quad (3.52)$$

де $[p]$ – допустимий тиск; для поєднання загартована сталь – загартована сталь (під час змащування): $f = 0,06$; $[p] = 0,6 \dots 0,8$ МПа; для поєднання феродо (пресований азбест) – сталь $f = 0,4$; $[p] = 0,2 \dots 0,3$ МПа.

3.4.4. Самокеровані муфти

Такі муфти призначені для автоматичного з'єднання або роз'єднання валів у тому випадку, коли виникають особливі умови в роботі машини. Залежно від виконуваних функцій муфти поділяють на: запобіжні, обгінні, відцентрові, комбіновані.

Запобіжні муфти

У машинах з випадковими динамічними навантаженнями і особливостями робочих процесів (обмеженим змащуванням деталей, появою перевантаження тощо) запобіжні муфти розмикають кінематичний ланцюг і захищають важливі деталі (вали, зубчаті колеса) від руйнування.

Запобіжна муфта з елементом, що руйнується. У конструкціях цих муфт дві півмуфти з'єднується спеціальними штифтами, які під час передачі значних (критичних) моментів руйнуються. Муфти малогабаритні; недоліком є необхідність заміни зруйнованих штифтів. Півмуфти виготовляють із конструкційних сталей і чавуну; штифти – із сталі 45, втулки, в які вставляються штифти, – із сталі 40Х, 45Х.

Кулачкові запобіжні муфти (рис. 3.46) (їх називають ще пружинно-кулачковими) конструктивно подібні до кулачкових муфт зчеплення; в них відсутній механізм керування, а півмуфти замикаються пружиною, стисненням якої регулюють крутний момент. З'єднання півмуфт з валами здійснюється за допомогою шпонок або шліців.

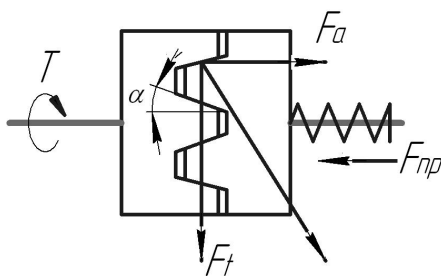


Рис. 3.46. Схема кулачкової запобіжної муфти

У разі перевантажень зачеплення кулачків порушується через осьові зміщення рухомої півмуфти.

Муфта спрацьовує тоді, коли:

$$F_a \geq F_{np} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{2T}{d} \cdot \operatorname{tg} \alpha . \quad (3.53)$$

Кулькові муфти за принципом дії подібні до пружинно-кулачкових. У разі перевантажень під дією осьових сил кульки зміщуються в осьовому напрямі і розмикають муфту.

Фрикційні запобіжні муфти конструктивно аналогічні фрикційним муфтам зчеплення; в них відсутній механізм керування, а стиск фрикційних елементів здійснюється пружинами.

Муфта вільного ходу (обгінна муфта)

Призначена для передачі крутного моменту тільки в одному напрямі у випадку, коли кутові швидкості півмуфт однакові. Якщо кутова швидкість веденої півмуфти перевищує кутову швидкість ведучої, муфта автоматично роз'єднує вали. Муфта допускає вільне відносне обертання в протилежному напрямі.

За принципом дії обгінні муфти поділяються на фрикційні та храпові. Найпоширенішими є фрикційні муфти, в яких момент передається за рахунок заклинювання проміжних тіл між півмуфтами. На рис. 3.47 показано конструкцію роликової обгінної муфти, яка складається із зовнішнього кільця 1, зірочки 2, роликів 3 та притисних пристроїв з пружинами 6. Ролики утримуються кришками 4, а зовнішнє кільце від обертання утримує шпонка 5. На рисунку ведучою є зірочка, тобто $\omega_2 > \omega_1$; якщо зовнішнє кільце почне випереджувати зірочку, то $\omega_1 > \omega_2$.

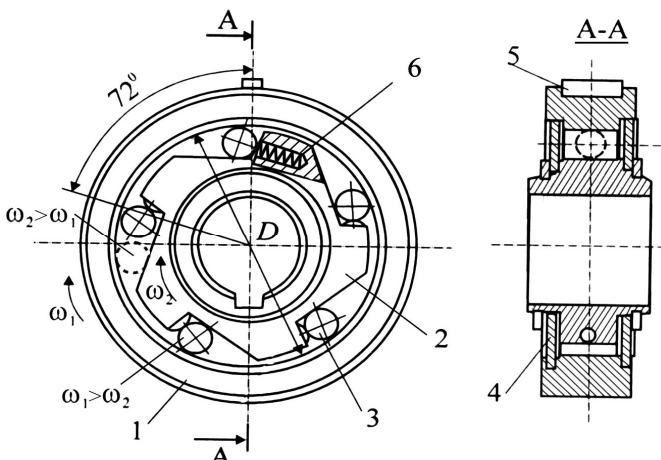


Рис. 3.47. Роликова обгінна муфта

Використовуються ролики із стандартних роликопідшипників, півмуфти виготовляються із сталей ШХ15, 20Х з твердістю $H \approx 60HRC$ після цементації та гартування робочих поверхонь.

Міцність ролика і робочих поверхонь зірочки і обойми розраховується за поверхневими контактними напруженнями.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть функції, які виконують муфти в машинах.
 2. Наведіть стислу класифікацію муфт.
 3. Основні параметри стандартних муфт, які вказують в каталогах.
 4. Як вибирають стандартну муфту?
 5. Покажіть конструкцію втулкової муфти. В чому її переваги і недоліки?
 6. В чому переваги і недоліки постановки болтів із зазором і без зазору у фланцевих муфтах?
 10. Назвіть можливі похибки взаємного розміщення валів.
 11. Які елементи втулково-пальцевої муфти перевіряють на міцність і як?
 12. Назвіть декілька типів пружних муфт і дайте стислий опис їх конструкції.
 13. Коли застосовують шарнірні муфти?
 14. Наведіть декілька прикладів керованих муфт.
 15. Сформулюйте принцип роботоздатності фрикційної муфти.
 16. За якими критеріями виконують розрахунок фрикційних муфт?
 17. Коли використовують запобіжні муфти?
 18. Як працює обгінна муфта?
-

3.5. Пружні елементи машин та корпусні деталі

3.5.1. Пружини. Основні поняття, призначення та класифікація

Пружні елементи машин – пружини та ресори – призначені для віддачі і поглинання механічної енергії. Їх застосовують у машинобудуванні: машинах, верстатах, приладах тощо.

Пружні елементи застосовують: для віброізоляції; прийняття енергії ударів (буферні пружини); створення заданих постійних сил в передачах тертям, гальмах, клапанах, фрикційних муфтах; силового замикання кінематичних пар, здебільшого кулачкових, щоб запобігти впливу зазорів на точність переміщення; для виконання функцій двигуна (пружини годинників); вимірювання сил, температур, переміщень у вимірювальних приладах.

За видом навантаження розрізняють пружини розтягу, стиску, кручення та згину. За конструктивними формами їх поділяють на пружини гвинтові, тарілчасті, кільцеві, листові (ресори), торсійні (вали), спіральні тощо (рис. 3.48).

Найбільш поширеними є виті циліндричні гвинтові пружини розтягу і стиску.

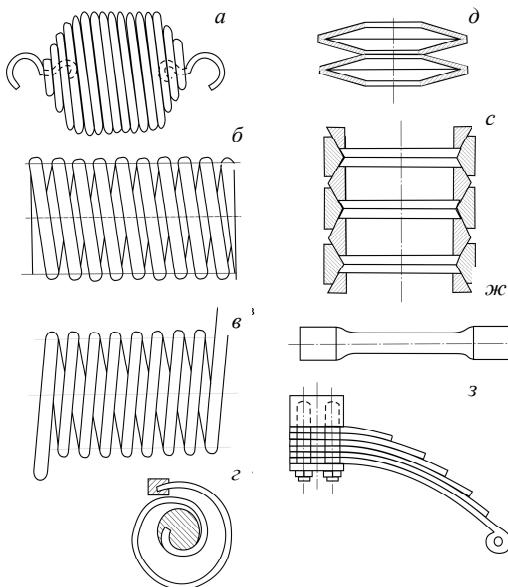


Рис. 3.48. Пружини:

a – розтягу; *б* – стиску; *в* – кручення;
г – спіральна; *д* – тарілчаста; *е* – кільцева;
ж – торсіон; *з* – ресора

3.5.2. Конструкції, параметри та матеріали пружин

Пружини *розтягу* (рис. 3.48а) виконуються, зазвичай, без просівів між витками; кінцеві витки відігнуті у вигляді зачіпок для закріплення на деталях машин.

Пружини *стиску* (рис. 3.48б) виконуються без дотику між витками, а кінцеві витки зашліфовуються перпендикулярно осі.

Пружини *кручення* конструктивно аналогічні витим пружинам розтягу і стиску (рис. 3.48в); кінцеві витки їх мають особливі причепа для передачі крутильного моменту.

Пружини *згину*, відомі як листові ресори, (рис. 3.48з) широко застосовуються в автомобілях та інших транспортних засобах.

Тарільчасті пружини (рис. 3.48д) застосовуються в тих випадках, коли за малих переміщень потрібно витримувати великі навантаження.

Кільцеві пружини (рис. 3.48е) призначені для розсіювання великої кількості енергії; у разі навантаження зовнішні кільця розтягуються, а внутрішні – стискуються.

Торсійні вали (рис. 3.48ж) застосовують за великих закручувальних моментів і малих переміщень.

Спиральні пружини (рис. 3.48г) використовують в годинниках, приладах (барометри, манометри); вони передають, зазвичай, незначні закручувальні моменти.

Найпоширенішими в машинобудуванні є пружини, виготовлені з дроту круглого перерізу; пружини з витками квадратного перерізу використовують рідко і зазвичай за великих навантажень.

3.5.3. Основні параметри пружин

На рис. 3.49 показано основні параметри пружини:

- діаметр дроту d ;
- середній діаметр пружини D_0 ;
- зовнішній діаметр пружини $D = D_0 + d$;
- внутрішній діаметр пружини $D_0 - d$;
- довжина пружини без навантаження H_0 ;
- крок витків пружини h ;
- кут підйому витків α , $\operatorname{tg} \alpha = h/\pi D_0$;
- індекс пружини $C = D_0/d$.

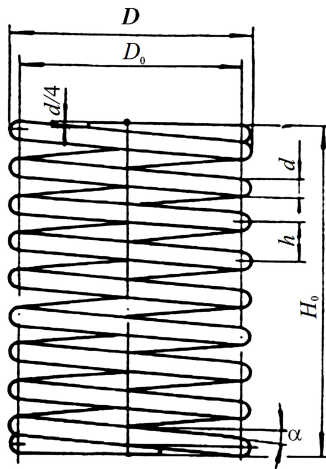


Рис. 3.49. Основні параметри пружин

Всі геометричні параметри мають зв'язок між собою. Чим більша податливість пружини, тим більший її індекс і кількість витків. Зазвичай, найпоширенішими є пружини з індексом $C = 4 \dots 12$.

Збільшуючи індекс пружини, можна зменшити її габарити за довжиною за рахунок збільшення діаметра. У практиці індекс пружини вибирають залежно від діаметра дроту

Матеріали для виготовлення пружин повинні мати високі і стабільні у часі пружні властивості, високу корозійну стійкість, стійкість проти втомного руйнування, достатню міцність, термостійкість тощо.

Основними матеріалами для пружин є:

- високовуглецеві (інструментально-пружинні) сталі У8А, У9А, У10А, У11А, У12А;
- високовуглецеві та марганцеві сталі 65, 70, 75, 65Г, 55ГС;
- ресорно-пружинні кремнієві сталі 55С2, 60С2, 70С3, 70С3А;
- сталі: хромомарганцеві 50ХГ, хромованадієві 50ХФА, хромовольфрамкові 50ХВА, кремнієвольфрамкові 65С2ВА, кремнієхромові 60С2ХА, кремнієнікелеві 60С2Н2А;
- бронзи: берилієві БрБ-2, кремніємарганцеві БрКМЗЦ-1.

Заготовками для пружин служать: дріт, пруток, стрічка та штаба. Найчастіше застосовується дріт діаметром до 8мм, який випускають трьох основних класів: нормальної міцності ІІ, підвищеної міцності ІІІ та високої міцності І.

Пружини із дроту діаметром 8...10мм виготовляються холодною навивкою і піддаються відпусканню; пружини більших перерізів навиваються у гарячому стані, а потім загартовуються. Пружини статичної дії потрібно попередньо пружно-пластично деформувати – заневолювати.

3.5.4. Розрахунок циліндричних гвинтових пружин розтягу та стиску

Схему навантаження витків пружини показано на рис. 3.50. Під час навантаження пружини у поперечному перерізі витка виникає сила F і момент $T = FD_0/2$. Момент T розкладається на момент кручення і момент згину:

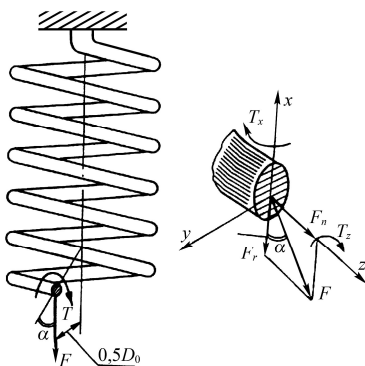


Рис. 3.50. Схема навантаження витків пружин

$$T_z = (FD_0/2)\cos\alpha; T_x = (FD_0/2)\sin\alpha. \quad (3.54)$$

Для більшості пружин кут $\alpha < 12^\circ$, тому їх розрахунок можна вести тільки на кручення.

Максимальне напруження на внутрішніх волокнах витків:

$$\tau_{\kappa \max} \approx KTW_p \approx 8KFD_0 / \pi d^3 \leq [\tau]_{\kappa}, \quad (3.55)$$

де $W_p = \pi d^3/16$ – полярний момент опору круглого перерізу кручення; K – коефіцієнт урахування кривини витків, який залежить від індексу пружини таким чином:

C	4	5	6	8	10	12
K	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

$[\tau]_{\kappa}$ – допустиме напруження кручення для пружин за статичного навантаження (табл. 3.5).

Якщо $D_0 = Cd$ одержуємо формулу для визначення діаметра дроту:

$$d = \sqrt{KCF_{\max} / [\tau]_{\kappa}}, \quad (3.56)$$

де $F_{\max}$ – максимальне навантаження пружини.

Таблиця 3.5

Допустимі напруження для витих циліндричних пружин розтягу і стиску

Марка матеріалу	Діаметр дроту, мм	Твердість після термообробки, HRC _e	[τ] _κ , МПа, для класу пружин		
			I	II	III
60C2A, 65C2BA, 70C3A, 50XΦA,	3 ... 12	46...52	560	960	1350
60C2BA, 65	14 ... 50	–	480	800	1050
Дріт класу I	0,2... 5	–	0,3σ _b	0,5σ _b	0,6σ _b
Дріт класів II, Па, III					–
БрО4ЦЗ	0,3 ... 10	–	0,2σ _b	0,5σ _b	0,6σ _b
БрКЗМцІ			0,3σ _b		

Осьова податливість одного витка (осідання у мм у разі дії сили $F = 1$ Н):

$$\Delta = 8C^3 / Gd, \quad (3.57)$$

де G – модуль зсуву.

Потрібне число робочих витків пружини:

$$i = \frac{\lambda}{\Delta(F_{\max} - F_{\min})} = \frac{G \cdot d \cdot \lambda_{\max}}{8C^3 F_{\max}}, \quad (3.58)$$

де λ – задане пружне переміщення (деформація) пружини, $\lambda = (F_{\max} - F_{\min})\lambda_{\max}/F_{\max}$; $\lambda_{\max}$ – максимальна деформація пружини; $F_{\min}$ – початкове навантаження пружини, вибирається у відсотках від $F_{\max}$ або визначається режимом роботи.

Кількість робочих витків округляють до цілого числа.

Довжина пружини розтягу за відсутності навантаження:

$$H_0 = id + 2h_{np}, \quad (3.59)$$

де $h_{np} = (0,5 \dots 1,0)d$ – висота останнього витка пружини.

Максимальна довжина пружини за дії навантаження розтягу:

$$H_{\max} = H_0 + (1,1 \dots 1,2)\lambda_{\max}. \quad (3.60)$$

Для пружин стиску повна висота пружини за відсутності навантаження:

$$H_0 = H_{cm} + i(h - d), \quad (3.61)$$

де $H_{cm} = (i_1 - 0,5)d$ – довжина пружини, стиснутої до дотикання сусідніх витків; h – крок витків пружини, $h = d + 1,2\lambda_{\max}/i$; i_1 – повне число витків, $i_1 = i + 1,5 \dots 2,0$; $\lambda_{\max}$ – максимальна деформація пружини.

Додаткові 1,5...2,0 витки потрібні для створення опорних поверхонь у пружині. Потрібно також враховувати, що 0,5 витка з кожного кінця пружини зашліфовується для утворення плоского опорного торця.

Довжина дроту для навивання пружини:

$$l \approx 3,2D_0i_1 \quad (3.62)$$

Щоб запобігти випинанню пружини від втрати стійкості, за умови $H_0/D_0 \geq 3$, її розміщують у спеціальних оправках.

3.5.5. Загальні відомості про гуму та її фізико-механічні властивості

Гума як конструкційний матеріал широко поширена в загальному машинобудуванні завдяки наявності цілої низки властивостей, що вигідно відрізняють її від традиційних конструкційних матеріалів, таких як метали й тверді пластики. Це, у першу чергу, спроможність до великих зворотних деформацій і високі дисипативні властивості. До позитивних якостей гуми варто віднести: велику енергоємність, зворотні деформації, до 1000% і більше; гарну перероблювальність і легкість виготовлення деталей особливо за серійного методу; надзвичайну гнучкість – зміна структури гуми може змінити її властивості від рідкого стану до ебонітоподібного; високу надійність – гумові деталі не мають раптової відмови; високу довговічність – за цими властивостями гума практично не має конкурентоспроможних матеріалів; задовільну хімічну стійкість до впливу агресивного середовища.

До негативних якостей гуми як конструкційного матеріалу варто віднести: високу повзучість і релаксацію; залежність механічних властивостей від режиму навантаження – частоти, амплітуди, величини статичної деформації; зміна механічних властивостей у часі експлуатації (старіння) і від дії агресивного середовища (масил, кислот, сонячної радіації, випромінювань високих енергій, озону тощо); порівняно вузький температурний діапазон експлуатації для елементів пружної підвіски машин.

Комплекс перелічених фізико-механічних і технологічних властивостей дозволив гумі зайняти особливе місце серед сучасних конструкційних матеріалів. Вібропоглинальні пристрої й демпфери, пружні елементи і захисні футерівки, гумовані поверхні й ущільнювальна арматура – це вироби, у яких гума не має на сьогоднішній день конкурентів і не може бути замінена жодним з існуючих матеріалів.

3.5.6. Складальні одиниці з гумовими елементами

На рис. 3.51 показано основні типи гумових елементів, що використовуються у загальному машинобудуванні. Елементи розбиті на групи залежно від виду навантажень. Така розбивка досить умовна, оскільки елемент може одночасно зазнавати різних видів напруженого стану й працювати на стиск, зсув, зсув зі стиском тощо.

Види навантажень	Типи гумових елементів				
Стиск					
Ударні навантаження					
Скручування					
Зсув					
Складний напружений стан					
Зсув зі стиском					
Розтяг					
Ударні навантаження із зносом					

Рис. 3.51. Конструкції найпоширеніших гумових деталей

3.5.7. Основи розрахунку гумових деталей у разі статичного навантаження

Екстремальні умови навантаження та особливості технології виготовлення силових гумотехнічних виробів зумовлюють простоту їхніх форм. Вони являють собою здебільшого різні конструктивні варіанти призматичних і циліндричних елементів (рис. 3.52).

Гумометалеві блоки (БГМ) та їх різновид – гумові блоки (БГ) призначені для застосування як пружні елементи у вібраційних машинах, конвеєрах, живильниках, технологічних апаратах, там, де необхідне використання елементів, що працюють в умовах знакозмінних навантажень.

Конструктивно гумометалевий блок являє собою (рис. 3.52в) гумовий паралелепіпед ($a \times b \times h$) із привулканізованими до нього двома металевими пластинами, що мають отвори для кріплення до різних частин машини.

Гумовий блок БГ являє собою гумовий паралелепіпед, що кріпиться до коливних частин вібромашин винятково внаслідок сил тертя. Він є різновидом гумометалевого блоку і відрізняється від нього відсутністю металевих пластин.

Блоки гумові та гумометалеві залежно від компонування їх у вузлах вібромашин можуть зазнавати деформацій зсуву, стиску або зсуву зі стиском. Відповідно до цих видів навантаження проводиться їх силовий розрахунок.

Розрахунок деталей за статичного навантаження зазвичай зводиться до визначення параметрів жорсткості за заданих геометричних розмірів гумового елемента та відомої величини умовно-рівноважного модуля зсуву. Для цього використовують аналітичні залежності, що характеризують зв'язок між силою і переміщеннями та враховують здебільшого в'язкопружні властивості матеріалу за допомогою введення модуля зсуву, величина якого визначається експериментально.

Розрахунок жорсткостей гумометалевих пружних елементів залежить, у першу чергу, від виду деформації.

Стиск. У випадку малих деформацій ($\varepsilon \leq 20\%$) жорсткість за стиску суцільного циліндра радіусом R і висотою h з закріпленими торцями визначиться таким чином:

$$C_n = \beta_n \frac{\pi R^2 E}{h}. \quad (3.63)$$

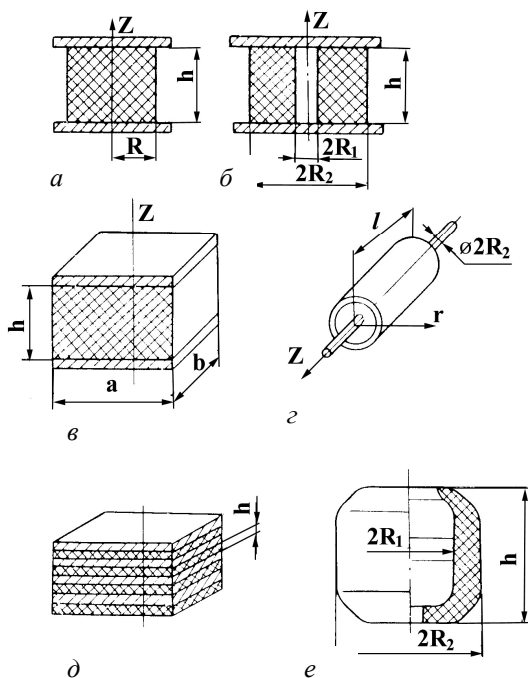


Рис. 3.52. Схеми силових гумових деталей:

a – суцільний гумометалевий циліндр; *б* – порожнистий гумометалевий циліндр; *в* – призматичний гумометалевий елемент; *г* – гумометалевий шарнір; *д* – шаруватий елемент; *е* – елемент зі складною формою вільної поверхні

Значення коефіцієнтів жорсткості β_n , наведено в табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Коефіцієнти жорсткості призматичних гумових елементів (плоска задача)

Коефіцієнт жорсткості	Співвідношення розмірів h/a										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	5,0
β_n	33,8	9,37	4,91	3,37	2,67	2,29	2,07	1,92	1,82	1,75	1,40
β_τ	0,98	0,95	0,93	0,91	0,88	0,86	0,84	0,81	0,79	0,76	–

Ці дані можуть бути використані як безпосередньо в інженерній практиці, так і для оцінювання якості наближених методів розрахунку елементів такого типу.

Зсув. Якщо елемент працює на зсув зі стиском, а стискаюча сила P спрямована під кутом α , то переміщення Δ та жорсткість C можуть бути визначені за формулами:

$$\Delta = \frac{Ph}{2F(E \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha)}; \quad (3.64)$$

$$C = \frac{2F}{h} (E \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha) \quad (3.65)$$

де $F = ab$ – площа поперечного перерізу БГМ у площині зсуву.

Теплотворення в призматичних гумометалевих елементах типу БГМ, що зазнають деформацій зсуву та стиску, вивчені досить добре. Як правило, визначення повних полів температури для таких елементів зводиться до розв'язання рівняння теплопровідності з відповідними граничними умовами.

В інженерній практиці для оцінювання працездатності гумових елементів у більшості випадків можна обмежитися максимальною температурою нагріву.

Наближена оцінка максимального значення температури в центрі пружного елемента, отримана у припущенні, що тепловідведення через вільні поверхні незначне порівняно з тепловідведенням через поверхню гума-метал, має вигляд:

$$T_{\max} = \frac{Wh^2}{\lambda_c} \left(0,5 + \frac{1}{hH_2} \right) \quad (3.66)$$

де W – усереднена за всім об'ємом пружного елемента функція розсіювання енергії в одиниці об'єму за одиницю часу, що незворотно переходить в тепло; H_2 – коефіцієнт теплообміну гума - метал, у практичних розрахунках для гум можна прийняти $H_2 = 5240 \text{ м}^{-1}$; λ_c – коефіцієнт теплопровідності гуми.

Довговічність. Для визначення довговічності ГТВ вирішуються критеріальні рівняння руйнування. Нині стосовно ГТВ в екстремальних умовах напрацьовані два критерії:

- критерій за допустимою пошкодженістю, що розвивається в процесі циклічного навантаження гуми;
- енергетичний критерій дисипативного типу.

Для орієнтовного оцінювання довговічності ГТВ на практиці широко використовують однобічні оцінювання за кількома параметрами, що найбільш повно характеризують роботу гумових елементів: допустимі значення температур, напружень і деформацій.

Циліндричні гумові елементи. Найпоширенішим типом гумових пружних елементів, що працюють у разі деформацій стиску або комбінованих деформацій стиску зі зсувом, є елементи з осью симетрією циліндричної форми. Конструктивно такі елементи являють собою суцільні або порожнисті циліндри із привулканізованою металевою арматурою або без неї.

Наявність центрального отвору знижує жорсткість елемента, сприяє його рівномірному навантаженню, значно поліпшує тепловий режим. Збільшуючи діаметр внутрішнього отвору і зовнішній діаметр, можна підвищити його поздовжню стійкість, зберігаючи постійною поздовжню жорсткість. Підвищену стійкість має складений елемент (шаруватий), що складається з циліндричних дисків з металевими, що служать для їх з'єднання. Це дозволяє конструювати елементи, пружна характеристика яких може легко змінюватися шляхом приєднання нових елементів.

3.5.8. Корпусні деталі

Загальні відомості

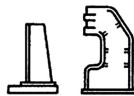
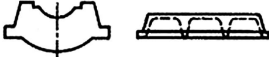
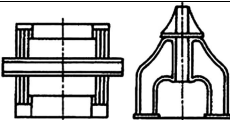
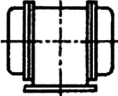
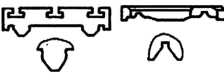
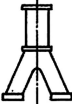
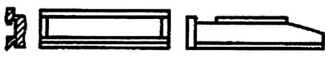
До корпусних деталей належать станини, плити, корпуси та інше. Вони становлять 70...90% від всієї маси машини, тому вага машини значно залежить від конструювання корпусних деталей.

Корпусні деталі умовно можна розділити на декілька груп (табл. 3.7).

За способом виготовлення корпусні деталі бувають: литі; зварні; комбіновані.

Таблиця 21.3

Корпусні деталі

Станини горизонтальних машин		Ферми кранів	
Станини вертикальних машин		Основи, фундаментні плити	
Портальні станини		Коробки, корпуси	
Кільцеві станини, корпуси		Стійки, кронштейни	
		Столи, санки, супорти	
Станини поршневих машин		Поперечини, повзуни	
Рами транспортних машин		Кришки, кожухи	

Корпусні деталі працюють в умовах складного напруженого стану, при цьому вони зазнають одночасно деформацій згину, кручення та розтягу. Враховуючи ці умови та вимоги, пов'язані з жорсткістю конструкції, для корпусних деталей призначають матеріали, які мають високий модуль пружності. До таких матеріалів належать чавуни та сталі без термообробки.

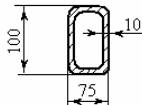
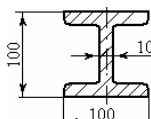
Вибір оптимальних форм та визначення параметрів

Вигідним є поперечний переріз з формою пустотілого прямокутника (табл. 3.8). За міцністю на згин він не набагато поступає

ється двотавровому профілю, а під час кручення – кільцевому, але поверхні цієї деталі добре спрягаються з поверхнями інших деталей цього профілю.

Таблица 3.8

**Найбільші згинаючі та крутні моменти
для поперечних перерізів різних форм**

Поперечний переріз		Погонна вага, кг/м	Допустимий згинаючий момент			Допустимий крутний момент,	
Форма перерізу	Площа, м ²		за напруженням		з прогину, відносне значення	за напруженням	
			Н·м	відносне значення		Н·м	відносне значення
	29,0·10 ⁻⁴	22	4,83[σ] _з	1,0	1,0	0,27[τ] _к	1,0
	29,5·10 ⁻⁴	22	6,63[σ] _з	1,4	1,6	10,4[τ] _к	38,5
	28,3·10 ⁻⁴	22	5,82[σ] _з	1,2	1,15	11,6[τ] _к	43
	29,5·10 ⁻⁴	22	9,0[σ] _з	1,8	1,8	1,2[τ] _к	4,5

Міцність і особливо жорсткість пустотілих корпусних деталей збільшується за допомогою ребер або перегородок. Тому ці деталі доцільно виконувати з мінімальною товщиною стінок, визначеною технологічними умовами виготовлення.

Оптимальна товщина ребер та внутрішніх стінок становить 60...80% від товщини зовнішньої стінки.

Наведена товщина стінок (відношення площі поперечного перерізу до його периметру) має бути по можливості однаковою у всіх частинах деталі. Це відношення не має перевищувати 2...2,5. За цих вимог та вимог, які визначені ливарним виробництвом, розро-

блені рекомендації вибору товщин δ стінок деталей з чавуну залежно від габаритного розміру N :

$N, \text{ м}$	0,05	0,15	0,3	0,7	1,0	1,5	2	3
$\delta, \text{ мм}$	4	5	6	8	10	12	15	20

Наведений габаритний розмір деталей N визначають за формулою:

$$N = (2L + B + H) / 3 \quad (3.67)$$

де L, B, H – габаритні розміри деталі.

Конструювання і розрахунок корпусних деталей

Корпуси редукторів. В корпусі редуктора розташовуються деталі зубчастих та черв'ячних передач. Корпус звичайно виконується роз'ємним. Площина рознімання проходить через осі валів. Матеріал корпусу – чавун СЧ 10 або СЧ 15. Орієнтовні розміри елементів ливарних корпусів (рис. 21.6) наведено в табл. 3.9. Під час конструювання необхідно виконувати вимоги ливарного виробництва.

Таблиця 3.9

Основні елементи ливарного корпусу редуктора

Параметри	Орієнтовні відношення (розміри, мм)
Товщина стінки корпусу та кришки редуктора:	У всіх випадках $\delta \geq 8$ мм та $\delta_1 \geq 8$ мм
	$\delta = 0,025a + 1$; $\delta_1 = 0,02a + 1$
	$\delta = 0,05R_c + 1$; $\delta_1 = 0,04R_c + 1$
	$\delta = 0,04a + 2$; $\delta_1 = 0,032a + 2$
	$\delta = 0,025a_m + 3$; $\delta_1 = 0,02a_m + 3$
Товщина верхнього пояса корпусу	$b = 1,5\delta$
Товщина нижнього пояса корпусу	$b_1 = 1,5\delta_1$
Товщина ребер корпусу та кришки	$m = (0,85 \dots 1)\delta$; $m_1 = (0,85 \dots 1)\delta_1$
Діаметр фундаментних болтів	$d_1 = (0,03 \dots 0,036)a_{av} + 12$; $d_1 = 0,072R_c + 12$;
Діаметр болтів:	$d_2 = (0,7 \dots 0,75)d_1$; $d_3 = (0,5 \dots 0,6)d_1$
Висота бобишки h_b під болт d_2	h_b вибирають конструктивно так, щоб утворювалась опорна поверхня під болт та гайку

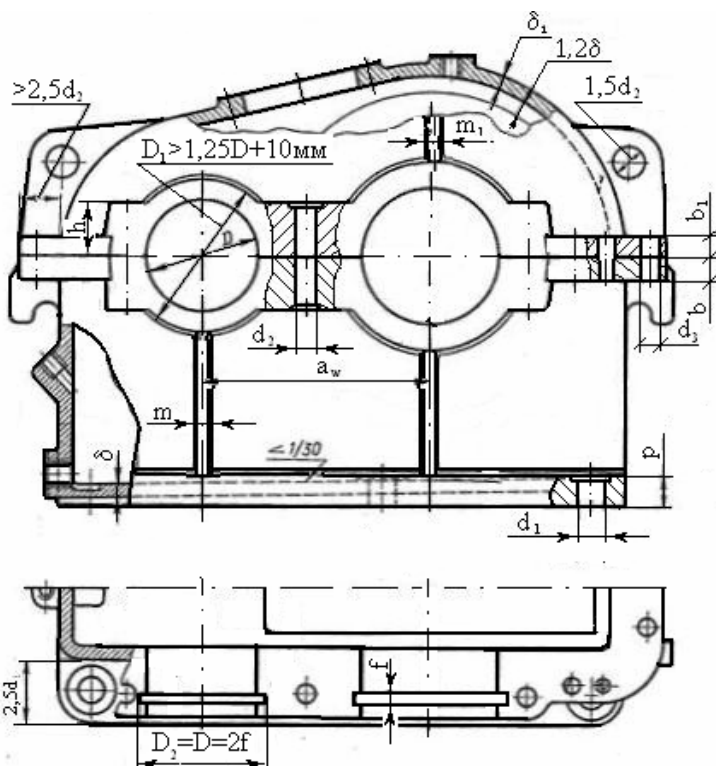


Рис. 3.53. Корпус редуктора

Плити і рами. Контур плити визначається призначенням, формою і габаритними розмірами вузлів машини, що установлюються на ній. Найчастіше плити бувають прямокутними зі скругленими кутами. Для забезпечення жорсткості з нижнього боку плити передбачаються ребра. Для полегшення обробки місця для кріплення елементів машини виконують виступаючими над рештою поверхні. Плити виготовляють із чавуну марки СЧ 15.

Рами виконують литими, зварними, клепаними або зібраними на болтах із профільного матеріалу: швелерів, двотаврів, кутиків, листів. Розмір профільного матеріалу попередньо вибирається за розмірами різбових деталей, що використовуються для з'єднання елементів машини з рамою.

Розрахунки корпусних деталей. Залежно від призначення корпусної деталі під час її розрахунку визначають розміри, що забезпечують міцність конструкції і точне взаємне розміщення площадок для кріплення елементів машини.

Розрахунок жорсткості корпусної деталі здебільшого є основним. Розрахунок на міцність виконують тоді, коли на неї діють значні навантаження, особливо ударні.

Розрахунки виконують за методами опору матеріалів і теорії пружності. Наприклад, рами транспортних машин, плугів й інших сільськогосподарських машин – як рами, плити – як пластини, корпуси редукторів – як коробки.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Коли застосовують пружини?
 2. Наведіть класифікацію пружин за видом навантаження; за конструктивними формами.
 3. Які матеріали використовують для виготовлення пружин?
 4. Як розраховують виті циліндричні пружини розтягу і стиску?
 5. Як визначають допустимі напруження під час розрахунку пружин?
 6. Назвіть фізико-механічні характеристики гуми.
 7. Назвіть декілька конструкцій гумових деталей.
 8. Як розраховують гумові деталі під час стиску, зсуву?
 9. Як визначають довговічність гумової деталі?
 10. В чому особливість розрахунків гумометалевих деталей?
 11. Як вибирають оптимальну форму та розміри корпусних деталей?
 12. Як розрахунки виконують для корпусних деталей?
-

РОЗДІЛ IV

З'ЄДНАННЯ

4.1. Різьбові з'єднання

4.1.1. Загальні відомості

Кожна деталь машини зв'язана з іншими деталями; цей зв'язок може бути *рухомим* чи *нерухомим*: необхідність рухомих зв'язків обумовлюється кінематичною схемою машини, нерухомі зв'язки в техніці прийнято називати *з'єднаннями*. Використання з'єднань викликане необхідністю розчленування машини на складальні одиниці (вузли) і деталі для зручності обробки, складання, ремонту і транспортування.

З'єднання можуть бути рознімними і нерознімними.

Рознімні з'єднання дозволяють розбирати і складати деталі без їх пошкодження (різьбові, профільні, клинові, клемові, шпонкові, шліцьові (зубчасті) та ін.). **Нерознімні** з'єднання неможливо розібрати без руйнування чи пошкодження деталей (зварні, паяні, клеяні, заклепкові тощо).

Проміжне положення між рознімними і нерознімними займають з'єднання з *гарантованим натягом (пресові)*. Їх проєктують як нерознімні, оскільки розбирання їх може спричинити значні пошкодження деталей, але за малих натягів (наприклад, посадки кілець підшипників) дозволяють багатократне розбирання і складання.

Деталі з'єднань є найбільш поширеною групою деталей машин і їх роботоздатність часто визначає надійність роботи машини. Основним критерієм роботоздатності з'єднань деталей є *міцність*: статична і циклічна.

Для деяких з'єднань важливим критерієм є *герметичність*, яка забезпечується достатнім тиском між поверхнями контакту деталей з'єднання. У тих випадках, коли необхідно зберегти точність під навантаженням, з'єднання мають задовольняти умову *жорсткості*.

Різьбовими називають з'єднання, виконані за допомогою крипильних деталей з різьбою: болтів, гвинтів, шпильок, гайок, шайб та інших стопорних пристроїв.

Основні *переваги* різьбових з'єднань: висока навантажувальна здатність і надійність; можливість створення значних осьових сил в

з'єднанні шляхом прикладення порівняно невеликих зовнішніх зусиль; зручність з'єднання і роз'єднання деталей; низька вартість, яка обумовлена стандартизацією і високотехнологічними процесами масового виробництва.

Основний *недолік* – порівняно низька витривалість різбових деталей за змінних навантажень.

4.1.2. Різьби: класифікація і основні параметри

Різьба – поверхня, яка утворюється під час гвинтового руху плоского контуру (профілю) циліндричною або конічною поверхнею.

Методи виготовлення різби:

- нарізанням мітчиками або плашками (індивідуальне виробництво і ремонтні роботи);
- нарізанням на токарно-гвинторізних та спеціальних верстатах;
- фрезеруванням на різбофрезерних верстатах (гвинти великих діаметрів з підвищеними вимогами до точності різби – ходові і вантажні гвинти, різби на валах тощо);
- накатуванням на верстатах-автоматах (більшість різб стандартних кріпильних деталей);
- литтям на деталях із скла, пластмаси, кераміки, деяких сплавів тощо;
- видавлюванням на тонкостінних і штампованих виробах.

Під час нарізання (звідки і походження терміна “різьба”) і фрезеруванні на деталях виникає значна кількість концентраторів напружень, що негативно впливають на їх втомну міцність у разі дії змінних навантажень. Інші методи виготовлення позбавлені цього недоліку, а накатування ще й зміцнює різбові деталі.

Класифікація. За *призначенням* розрізняють кріпильні і ходові різби. Згідно з назвою кріпильні різби призначені для різбових з'єднань, а ходові – для гвинтових механізмів. Така класифікація є дещо умовною, оскільки, наприклад, найпоширеніша серед кріпильних різб – метрична може використовуватися в гвинтових механізмах вимірювальних приладів.

За *формою поверхні*, на якій виконується різьба, розрізняють циліндричні і конічні різби. Більш поширена циліндрична різьба, конічну використовують для щільних з'єднань, наприклад, труб.

За *профілем* (контуром) розрізняють трикутні, прямокутні, трапецеїдальні, круглі та інші різьби.

За *напрямом гвинтової лінії* різьба може бути правою або лівою. У правій різьби гвинтова лінія йде зліва направо і догори, у лівій – справа наліво і догори. Більш поширена права різьба, ліву використовують тільки в спеціальних випадках, наприклад, коли напрям обертання деталі збігається з напрямом відгвинчування.

Залежно від *числа заходів* різьби діляться на однозахідні і багатозахідні (практично не більше трьох). У багатозахідних різьб гвинтовими лініями переміщуються два або три поряд розміщені профілі. Число заходів можна визначити з торця гвинта за кількістю збігаючих витків. Найбільш поширена однозахідна різьба. Кріпильні різьби, зазвичай, однозахідні. Багатозахідні різьби частіше використовують у гвинтових механізмах.

Різьба, утворена на зовнішній циліндричній або конічній поверхні, називається *зовнішньою різьбою* (болт, гвинт тощо). Різьба, утворена на внутрішній циліндричній або конічній поверхні, називається *внутрішньою різьбою* (гайка, різьбове гніздо тощо).

Всі різьби (крім прямокутної) стандартизовані (терміни, основні параметри, позначення, розміри, допуски і посадки).

Основні геометричні параметри (рис. 4.1):

Зовнішній діаметр різьби d – діаметр уявного циліндра, описаного навколо вершин зовнішньої різьби або впадин внутрішньої.

Внутрішній діаметр різьби d_1 – діаметр уявного циліндра, вписаного у впадини зовнішньої різьби або у вершини внутрішньої.

Середній діаметр різьби d_2 – діаметр уявного співвісного з різьбою циліндра, твірنا якого перетинає профіль різьби в точці, де ширина канавки дорівнює ширині виступу.

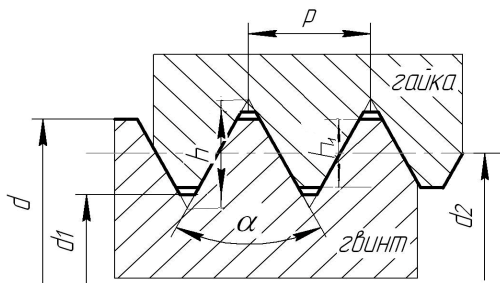


Рис. 4.1. Основні геометричні параметри різьби

Для конічної різьби вказані діаметри визначають в розрахунковому перерізі, розміщеному на заданій відстані від бази конуса.

Робоча висота профілю h_1 – висота стикання сторін профілю зовнішньої і внутрішньої різьби в напрямку, перпендикулярному до осі різьби. Вона дещо менша від теоретичної висоти профілю h за рахунок зрізів і закруглень.

Крок різьби p – відстань між сусідніми однойменними боковими сторонами профілю в напрямку, паралельному осі різьби.

Хід різьби p_z – величина відносного переміщення гвинта (гайки) за один оберт. Для однозахідної різьби $p = p_z$, для багатозахідної $p_z = z p$, де z – кількість заходів.

Кут профілю α – кут між боковими сторонами профілю.

Кут підйому різьби γ – кут утворений дотичною до гвинтової лінії в точці, яка лежить на середньому діаметрі різьби, і площиною, перпендикулярною до осі різьби. Він визначається із такої залежності:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_z}{\pi d_2} = \frac{z \cdot P}{\pi d_2}. \quad (4.1)$$

4.1.3. Основні типи кріпильних різьб

Метрична різьба (рис. 4.2а) є найбільш поширеною трикутною кріпильною різьбою. Свою назву отримала від того, що всі її розміри вимірюються одиницями метричної системи (міліметрами). Має профіль у вигляді рівнобічного трикутника, тобто кут профілю $\alpha = 60^\circ$. Для зменшення концентрації напружень, запобігання пошкодженням під час експлуатації і поліпшення процесу нарізання вершини витків і впадин притупляються за прямою або за дугою кола. З іншого боку це призводить до появи радіальних зазорів, що робить метричну різьбу негерметичною.

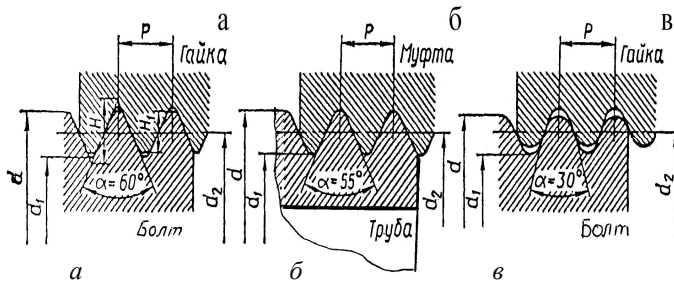


Рис. 4.2. Основні кріпильні різьби:

а – метрична; б – трубна; в – кругла

Метричні різьби виготовляють з *нормальним* і *малим* кроком. Для одного й того самого зовнішнього діаметра стандарт передбачає один нормальний і декілька малих кроків (табл. 4.1). У разі зменшення кроку зменшується висота різьби і кут підйому різьби, а внутрішній діаметр збільшується.

Таблиця 4.1

Розміри деяких метричних різьб з нормальним і малими кроками

Зовнішній діаметр різьби d , мм	Крок різьби p , мм	Нормальний чи малий крок	Середній діаметр різьби d_2 , мм	Внутрішній діаметр різьби d_1 , мм	Кут підйому різьби, град.
10	1,5	нормальний	9,026	8,376	3,028
	1,25	малий	9,188	8,647	2,480
	1	малий	9,350	8,917	1,950
	0,75	малий	9,513	9,188	1,437
	0,5	малий	9,675	9,459	0,942
12	1,75	нормальний	10,863	10,106	2,935
	1,5	малий	11,026	10,376	2,480
	1,25	малий	11,188	10,647	2,038
	1	малий	11,350	10,917	1,606
	0,75	малий	11,513	11,188	1,188
	0,5	малий	11,675	11,459	0,781
16	2	нормальний	14,701	13,835	2,480
	1,5	малий	15,026	14,376	1,820
	1	малий	15,350	14,917	1,188
	0,75	малий	15,513	15,188	0,882
	0,5	малий	15,675	15,459	0,582

Кріпильну метричну різьбу частіше виконують з нормальним кроком, оскільки вона менш чутлива до зношування і неточностей виготовлення. Різьби з малим кроком менше ослаблюють стрижень гвинта і характеризуються підвищеним самогальмуванням, тому і використовуються в різьбових з'єднаннях, що зазнають дії змінних навантажень, а також в порожнистих тонкостінних деталях.

Метрична різьба з нормальним кроком позначається літерою M і числом, що дорівнює зовнішньому діаметру різьби в мілімет-

рах, наприклад M12, а для метричної різьби з малим кроком додатково вказується величина цього кроку в міліметрах, наприклад M12x1,25.

Трубна циліндрична різьба (рис. 4.2б) використовується для герметичного з'єднання труб і арматур. Це трикутна різьба з малим кроком, кутом профілю 55° , вершини і впадини витків закруглені, що забезпечує кращу герметичність. Особливістю трубної різьби є те, що до цього часу збереглося вимірювання її в дюймах (1 дюйм позначається 1" і дорівнює 25,4 мм).

У позначенні трубної різьби за номінальний діаметр умовно беруть внутрішній діаметр труби в дюймах, наприклад: G2" – А – трубна різьба, що виконана на трубі з внутрішнім діаметром 2" = 50,8 мм за класом точності А. В табл. 4.2 наведені розміри декількох трубних різьб.

Трубна різьба може бути конічною, тобто виконаною на конічній поверхні. Крок вимірюється паралельно осі труби. Бісектриса кута профілю перпендикулярна до осі труби.

Позначення: K 3/4" – конічна трубна різьба з номінальним діаметром 3/4".

Досить часто використовуються з'єднання з поєднанням циліндричної і конічної трубних різьб.

Таблиця 4.2

Розміри деяких трубних різьб

Номінальний діаметр		Розміри різьби, мм				
в дюймах	в мм	Крок p	Діаметри			Робоча висота профілю H_1
			зовнішній d	середній d_2	внутрішній d_1	
1/2"	12,7	1,814	12,955	19,793	18,631	1,162
3/4"	19,05	1,814	26,279	25,279	24,117	1,162
1"	25,4	2,309	33,249	31,770	30,291	1,479

Кругла різьба (рис. 4.2в) зручна для виготовлення литтям на чавунних, скляних, пластмасових та інших виробках, а також накатуванням і видавлюванням на тонкостінних металічних і пластмасових деталях. Профіль різьби складається із дуг, спряжених короткими прямими лініями. Використовується для гвинтів, що сприймають великі динамічні навантаження (вагонні стяжки), працюють у забрудненому середовищі з частим загвинчуванням (пожежна і

гідравлічна арматура), а також в тонкостінних виробках (цоколі і патрони електричних ламп тощо).

Приклад умовного позначення: *Kp.12x2,54* – кругла різьба із зовнішнім діаметром 12 мм і кроком 2,54 мм.

4.1.4. Основні типи різьбових з'єднань, кріпильні деталі, стопоріння

Для з'єднання деталей використовують болти (гвинти з гайками), гвинти і шпильки з гайками.

Болтові з'єднання (рис. 4.3а) найбільш прості та дешеві, оскільки не потребують нарізання різьби в деталях, що з'єднуються. Це особливо важливо в тих випадках, коли матеріал деталі не може забезпечити достатню міцність і довговічність різьби. Недоліком болтового з'єднання є те, що обидві деталі повинні мати місце для розміщення гайки і головки болта, до того ж з доступом для утримування ключем під час загвинчування та розгвинчування.

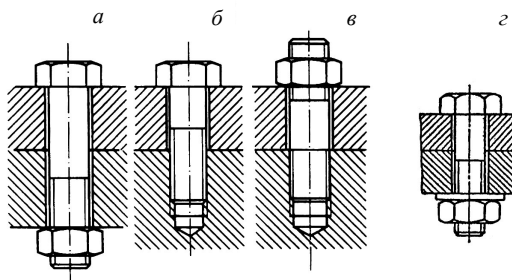


Рис. 4.3. Різьбові з'єднання:

а – болтове; *б* – гвинтове; *в* – шпилькою; *г* – болтове з круглою шайбою

У з'єднанні гвинтом (рис. 4.3б) гайка відсутня, гвинт загвинчується в різьбовий отвір в деталі.

У з'єднанні шпилькою (рис. 4.3в) сама шпилька загвинчується нарізаним кінцем в різьбовий отвір однієї деталі, на другий нарізаний кінець шпильки, який із зазором розміщується в гладкому отворі іншої деталі, нагвинчується гайка.

Гвинти і шпильки використовують в тих випадках, коли з'єднання болтами неможливе або нераціональне, наприклад: від-

сутнє місце для розміщення гайки чи головки болта, немає доступу до гайки (головки), велика товщина з'єднання деталей, яка вимагає значної глибини свердління і довгого болта. За частого загвинчування і відгвинчування з'єднання слід надавати перевагу шпилькам.

Часто в різьбових з'єднаннях під гайки чи головку гвинта ставлять шайбу (рис. 4.3г). Це викликається необхідністю: захисту чистих поверхонь деталей від подряпин під час загвинчування; зменшення зминання гайкою, якщо деталь виготовлена із менш міцного матеріалу (сплави, пластмаси, дерева тощо); перекриття великого зазору отвору; стопоріння з'єднання.

Стандарти передбачають багато типів кріпильних деталей різноманітних геометричних форм і розмірів.

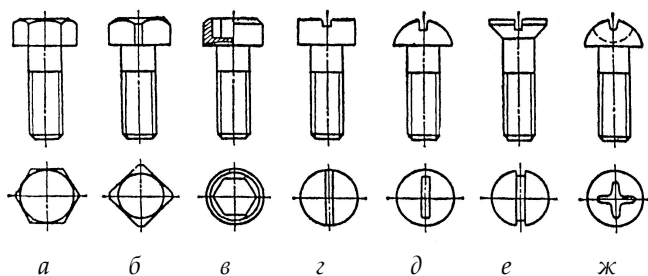


Рис. 4.4. Форми головок болтів (гвинтів):

a – шестигранна; *б* – квадратна; *в* – циліндрична із заглибленням під ключ; *г* – циліндрична; *д* – напівкругла; *е* – потайна; *ж* – з хрестовим шліцом

Болти і гвинти загального призначення розрізняються перш за все формою головки (рис. 4.4): з шестигранною (*a*), квадратною (*б*), , циліндричною (*в*) з шестиграним заглибленням під ключ, циліндричною (*г*), напівкруглою (*д*), потайною (*е*), з хрестовим шліцом під ключ (*ж*) та іншими головками.

Найбільш поширені шестигранні головки, оскільки вони допускають значну силу затяжки і вимагають відносно невеликого повороту ключа (на 1/6 оберту) до перехвату на наступні грані.

За формою стрижня болти і гвинти розділяють на: а) з нормальним стрижнем; б) з підголовком; в) з потовщеним чисто обробленим стрижнем для вставлення в розвернутий отвір без зазору; г) зі стрижнем зменшеного діаметра ненарізаної частини для підви-

щення пружної податливості та витривалості за змінних навантажень.

Шпильки найбільш поширених типів показано на рис. 4.5. На обох кінцях шпильки нарізується різьба, зазвичай, однакового діаметра (рис. 4.5 а,б), приварна шпилька (рис. 4.5в) має ненарізаний кінець, яким її приварюють до однієї із з'єднуваних деталей. Шпилька для кріплення коліс автомобіля (рис. 4.5г) має шестигранний пояс для загвинчування її ключем. Глибина загвинчування шпильки залежить від матеріалу деталі, в яку вона загвинчується, і не має бути меншою зовнішнього діаметра d для сталі.

Гайки залежно від форми бувають шестигранними з однією чи двома фасками (рис. 4.6а), шестигранні прорізні (рис. 4.6б), шестигранні корончаті (рис. 4.6в), круглі (рис. 4.6г) та ін. Найбільш поширені шестигранні гайки, які, як і болти, виготовляють з нормальною і підвищеною точністю; круглі гайки використовують для осьової фіксації за допомогою різьби деталей на валах.

Залежно від висоти шестигранні гайки діляться на нормальні (висота $H \approx 0,8d$), високі ($H \approx 1,2d$) і низькі ($H \approx 0,5d$). Високі гайки використовуються за частих загвинчувань і відгвинчувань для зменшення зношування різьби і обминання граней гайки ключем; низькі – за малих осьових сил. Прорізні і корончаті гайки теж виконуються високими.

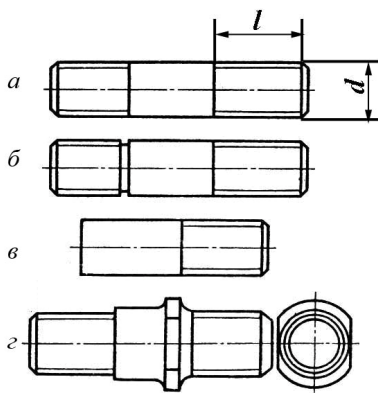


Рис. 4.5. Шпильки:

а – з двома нарізаними кінцями; *б* – з одним нарізаним кінцем; *в* – для кріплення коліс автомобіля

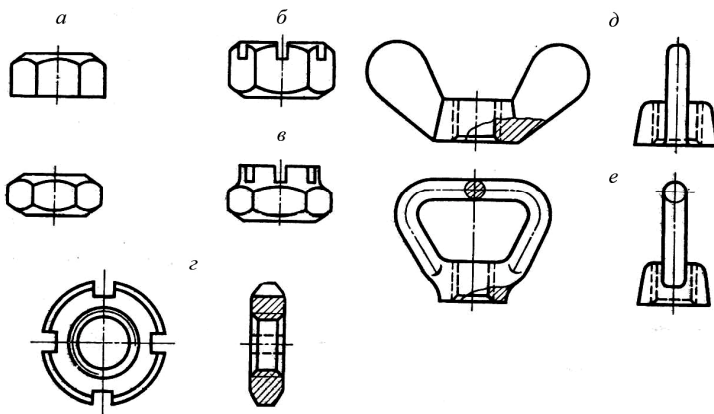


Рис. 4.6. Гайки: шестигранні:

а – з фасками; *б* – прорізнi; *в* – корончатi; *г* – круглі; *д, е* – гайки-баранчики

Для з'єднань, які часто розбираються і складаються з невеликими навантаженнями, користуються гайками з накачуванням або гайками-баранчиками (рис. 4.6д,е), які затягуються без ключа.

Шайби підкладні ставлять під гайку чи головку болта для запобігання зминанню поверхонь з'єднуваних деталей, захисту цих поверхонь від задирів під час загвинчування гайок чи болтів, перекриття зазору між стрижнем болта і отвором в деталях. Найчастіше мають круглу форму (рис. 4.3г), можуть бути точеними або штампованими. Використовують також сферичні (з однією сферичною поверхнею), конічні (з внутрішнім конусом) і косі шайби, які рекомендують ставити тоді, коли опорні поверхні гайки чи головки болта і з'єднуваної деталі не паралельні.

Для виготовлення кріпильних різьбових деталей використовують сталі: вуглецеві звичайної якості, якісні конструкційні та леговані конструкційні. Вибір матеріалу пов'язаний з навантаженням з'єднань, умовами їх роботи, вимогами до габаритів і маси з'єднання.

Для болтів, гвинтів і шпильок із сталей встановлено 12 класів міцності, а для гайок 7 класів. Клас міцності болтів і гвинтів позначається двома цифрами, наприклад 4.6. Перше число помножене на 100 дає мінімальне значення границі міцності σ_s в МПа матеріалу деталі, а друге число помножене на перше і на 10 дає границю

текучості σ_T в МПа цього самого матеріалу. Клас міцності гайок позначається одним числом, наприклад 5, це число помножене на 100, дає напруження від навантаження випробування в МПа. Приклади механічних характеристик матеріалів різьбових деталей наведені в табл. 22.3.

Умовне позначення стандартних кріпильних різьбових деталей. Структура умовного позначення болтів і гвинтів така: назва деталі – номінальний діаметр різьби – крок різьби – довжина деталі – клас міцності – номер стандарту. Наприклад: *болт М16х80.4.6 ГОСТ 7805-70* позначає болт з шестигранною головкою нормальної висоти з метричною різьбою номінального діаметра 16 мм, з нормальним кроком 2 мм, довжина болта 80 мм, клас міцності 4.6. Позначення: *болт М16х1,5х80.4.6 ГОСТ 7805-70* означає те саме, тільки з малим кроком 1,5мм.

Таблиця 4.3

Механічні характеристики деяких матеріалів кріпильних різьбових деталей із сталей

Клас міцності		Границя міцності σ_s , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Марка сталі
болта, гвинта, шпильки	гайки			
3.6	4	300...490	200	Ст.3; 10
4.6	5	400...550	240	20
5.6	6	500...700	300	30; 35
6.6	8	600...800	360	35; 45; 40Г
8.8	10	800...1000	640	35Х; 38ХА; 45Г; 40Х; 30ХГСА

В умовному позначенні шпильок крім загальної довжини деталі вказуються також довжини різьбових кінців. Приклад умовного позначення шпильки з діаметром різьби 16 мм, нормальним кроком, загальною довжиною 120 мм, довжинами різьбових кінців 38 мм і 20 мм, класу міцності 5.8: *шпилька М16х120х $\frac{20}{38}$ 5.8 ГОСТ 22034 – 76*.

Умовне позначення гайок: назва деталі – номінальний діаметр різьби – крок різьби – клас міцності – номер стандарту. Приклад: *гайка М10х1,25.5 ГОСТ 5927-70* позначає шестигранну гайку норма-

льної висоти з номінальним діаметром різьби 10 мм, малим кроком 1,25 мм і класом міцності 5.

У спеціальних конструкціях, до яких ставляться жорсткі вимоги щодо маси, корозійної і теплової стійкості, використовують кріпильні деталі із пластмас, титанових і берилієвих сплавів, а також із корозійностійких, жаростійких і жароміцних сталей. Для захисту кріпильних деталей із вуглецевих сталей від корозії на них наносять оксидні плівки або гальванічні покриття (цинкове, кадмієве, фосфатне, мідне тощо) товщиною 6...12 мкм.

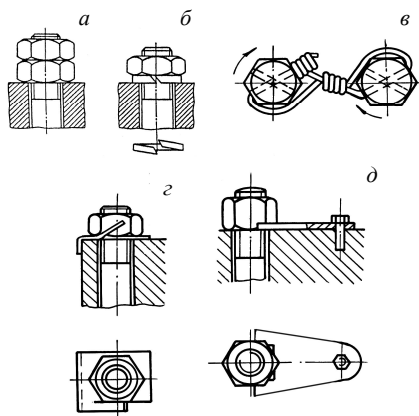


Рис. 4.7. Стопоріння різьбових з'єднань:

a – контргайкою; *б* – пружинною шайбою; *в* – обв'язуванням дротом;
г – загинанням лапок шайби; *д* – спеціальною шайбою

Стопоріння різьбових з'єднань Під час роботи різьбове з'єднання не має самовідгвинчуватися. Всі кріпильні різьби задовольняють умову самогальмування навіть без урахування додаткового тертя на торці гайки чи голові гвинта, оскільки кут підйому цих різьб значно менший кута тертя. Однак досвід експлуатації машин показав, що за змінних і ударних навантажень спостерігається ослаблення різьби, тобто самовідгвинчування гайок і гвинтів. Для надійної роботи з'єднань треба передбачити їх стопоріння. Існує багато способів і засобів стопоріння, умовно їх розділяють на такі види: а) додаткове тертя; б) спеціальні фіксуючі елементи – шплінти,

шайби та ін.; в) пластичне деформування або приварювання після затяжки.

Найбільш поширеним способом є *стопоріння додатковим тертям*, яке виконується за допомогою контргайки (рис. 4.7а), тобто другої гайки і за допомогою пружинної шайби (рис. 4.7б). У разі стопоріння контргайкою додаткове тертя в різьбі виникає як результат пружних сил розтягнутої ділянки болта між гайками. Спосіб простий, але ненадійний і в сучасних конструкціях застосовується рідко. Пружинні шайби внаслідок своєї пружності забезпечують зберігання сил тертя у разі коливань осевого навантаження, крім того вони збільшують зчеплення між гайкою, шайбою і деталлю завдяки врізанню гострих країв шайби в торець гайки і опорну поверхню деталі. Такий спосіб теж не можна віднести до високонадійних з причини деякого зміщення навантаження, крім того пошкоджуються опорні поверхні гайок і деталей.

У сучасних конструкціях розповсюдження одержали осесиметричні пружинні шайби з декількома відігнутими вусиками, пластмасові вставки в гайку і гвинт, обтискання верхньої частини гайки тощо.

Стопоріння спеціальними елементами перш за все шплінтами і шайбами з вусиками (рис. 4.7г). Таке стопоріння створює досить надійні з'єднання, але має загальний недолік – ступінчасте регулювання сили затяжки. Тому, наприклад, для коротких болтів не рекомендується стопоріння шліцями.

Стопоріння гайками чи головками гвинта за допомогою спеціальних шайб (рис. 4.7д) виконується шляхом загинання лапок на грані гайки і деталі.

Круглі гайки зі шліцями, що використовуються для регулювання і кріплення підшипників кочення на валах, стопоряться шайбами з лапками, внутрішній вусик шайби розміщується в пазу вала, а одна або декілька зовнішніх лапок загинаються в шліци гайки.

Гайки і головки болтів в групових з'єднаннях часто стопорять обв'язуванням дротом через отвори з натягом дроту в бік затягування різьби (рис. 4.7в).

Стопоріння приварюванням або пластичним деформуванням або керненням застосовують, коли з'єднання не потребує розбирання.

Для різьб невеликих діаметрів можливе стопоріння за допомогою смол, лаків, фарб, герметиків тощо.

вими, тобто кут підйому різьби $\gamma = 0$. Тоді сила тертя для витка прямокутного профілю

$$F_f = Nf = Ff.$$

Силу тертя в трикутній різьбі можна визначити так же, як і в прямокутній, тільки замість дійсного коефіцієнта тертя f треба підставити приведений коефіцієнт тертя f' , або замість дійсного кута тертя ϕ підставити приведений кут тертя $\phi' = \phi / \cos(\alpha/2)$:

$$F'_f = Nf = \frac{Ff}{\cos(\alpha/2)} = Ff',$$

де α – кут профілю різьби; f' – приведений коефіцієнт тертя $f' = f / \cos(\alpha/2)$, для метричної різьби кут $\alpha/2 = 30^\circ$, а, значить, $f' \approx 1,15f$ і $\phi' \approx 1,15\phi$.

Таким чином, співвідношення між силами в гвинтовій парі з трикутною різьбою має вигляд:

$$F_t = Ftg(\gamma + \phi'). \quad (4.3)$$

Під час загвинчування гайки прикладений зовнішній момент має подолати моменти опору затяжці, які створюються в різьбі і на опорному торці гайки (рис. 4.9):

$$T_{зав.} = F_p l = T_p + T_T, \quad (4.4)$$

де F_p – сила прикладена на кінці ключа; l – розрахункова довжина ключа; T_p – момент сил тертя в різьбі; T_T – момент сил тертя на опорному торці гайки.

Вважаючи силу F_t зосередженою і прикладеною до середнього радіусу різьби $d_2/2$, знайдемо момент у різьбі:

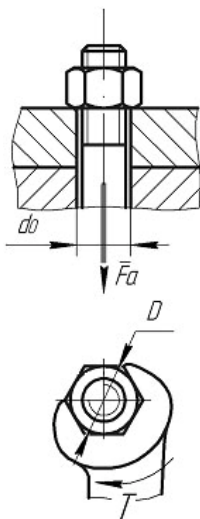


Рис. 4.9. До визначення моменту сил опору під час загвинчування

$$T_p = F_t \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'). \quad (4.5)$$

Опорний торець гайки являє собою кільце із зовнішнім діаметром D , що дорівнює діаметру фаски гайки і внутрішнім діаметром d_0 , що дорівнює діаметру отвору під гвинт у деталі.

Не допускаючи суттєвої похибки, можна прийняти, що рівнодіюча сила тертя F_f прикладена на середньому радіусі $R_{сер} = (D + d_0)/4$ опорної поверхні гайки. Тоді момент на торці гайки:

$$T_T = FR_{сер} = Ff(D + d_0)/4. \quad (4.6)$$

Підставивши (4.5) і (4.6) в (4.4), одержимо залежність моменту загвинчування (моменту на ключі) від осьової сили і параметрів різьби:

$$T_{загв.} = F \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + f \left(\frac{D + d_0}{2d_2} \right) \right]. \quad (4.7)$$

Проаналізуємо це співвідношення для середніх параметрів метричної різьби: $\gamma \approx 2^\circ 30'$; $d_2 \approx 0,9d$; $(D + d_0)/4 \approx 0,7d$; $f' = 0,15$. Тоді $T_{загв.} \approx 0,2Fd$ і за розрахункової довжини ключа $l \approx 14d$ співвідношення між осьовою силою F і силою на ключі F_p :

$$F \approx 70F_p.$$

Таким чином, згідно із золотим правилом механіки, в кріпильних різьбах можна отримати вииграш в силі порядку 70 разів.

К.к.д. гвинтової пари

Коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) гвинтової пари визначається як відношення корисної роботи на гвинті до затраченої роботи на ключі. За один оберт гвинта, що відповідає його підняттю на один хід різьби, корисна робота $A_{кор.} = Fp_z = F\pi d_2 \operatorname{tg} \gamma$, а затрачена робота дорівнює добутку моменту сил тертя в різьбі (22.4) на кут повороту в радіанах: $A_{зат.} = T_p 2\pi = F\pi \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$. Тоді к.к.д. гвинтової пари:

$$\eta = \frac{A_{\text{кор.}}}{A_{\text{зам.}}} = \frac{F \pi d_2 \operatorname{tg} \gamma}{F \pi \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \gamma')} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \gamma')}. \quad (4.8)$$

Для середніх параметрів метричної різьби $\gamma \approx 2^\circ 30'$; $f = 0,15$; $\varphi' \approx 8^\circ 30'$; $\eta \approx 0,22$.

Самогальмування гвинтової пари

Для відгвинчування гайки (рис. 4.10) треба змінити напрям сили F_t на протилежний і тоді

$$F_t = F \operatorname{tg}(\varphi' - \gamma). \quad (4.9)$$

Різьба вважається самогальмівною, якщо для відгвинчування гайки, на яку діє осьова сила, необхідно прикласти деякий момент відгвинчування

$$T_{\text{відг.}} = F_t \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi' - \gamma) > 0. \quad (4.10)$$

Ця умова виконається, якщо $\operatorname{tg}(\varphi' - \gamma) > 0$ і $\varphi' - \gamma > 0$. Таким чином, умова самогальмування гвинтової пари:

$$\varphi' > \gamma, \quad (4.11)$$

тобто кут підйому різьби має бути меншим кута тертя.

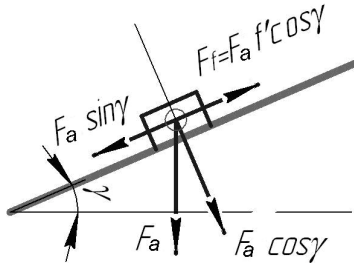


Рис. 4.10. Модель схеми сил в гвинтовій парі під час відгвинчування

Для метричних різьб: кут підняття $\gamma \approx 2^{\circ}30'$, наведений кут тертя $\varphi' = 9^{\circ}50'$, тобто метрична різьба є самогальмівною. Слід зазначити, що такий висновок дійсний тільки за дії статичних навантажень. За змінних навантажень і вібрації коефіцієнт тертя суттєво знижується, умова самогальмування порушується і відбувається самовідгвинчування.

Розподіл осової сили за витками різьби

Осьове навантаження F гвинта в гвинтовій парі передається через різьбу на гайку (рис. 4.11). Кожен виток різьби навантажується відповідно силами $F_1, F_2, F_3, \dots, F_z$, де z – число витків різьби гайки, до того ж $\sum F_i = F$.

За умови рівномірного розподілу навантаження на витках гайки $F_1 = F_2 = F_3 = \dots = F_z = \frac{F}{z}$ і епюра осових сил є пряма лінія, тобто навантаження від витка до витка рівномірно зменшується на F/z .

У дійсності витки різьби навантажуються нерівномірно. Однією із причин нерівномірного розподілу навантаження на витках різьби є те, що гвинти розтягуються, а гайка стискується. Це призводить до різниці відносних зміщень витків гвинта і гайки, а, отже, і до нерівномірності навантаження витків різьби.

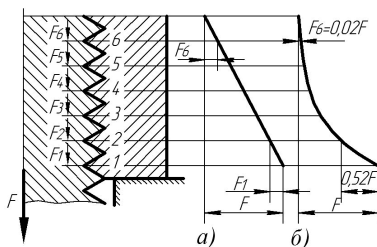


Рис. 4.11. Розподіл навантаження по витках різьби

Для рішення задачі про розподіл навантаження на витках (статично невизначена задача) треба рівняння рівноваги доповнити рівняннями деформацій. Таку задачу вперше вирішив М.Є. Жуковський в 1902 році. У подальшому це рішення набуло експериментального підтвердження. Із рис. 4.11 видно, що найбільше осьове на-

вантаження сприймає перший виток різьби, витки після шостого сприймають незначне навантаження. Це говорить про те, що немає необхідності приймати надмірну висоту гайки, а за однакової висоти гайки використовувати різьбу з малим кроком.

4.1.6. Розрахунок різьби на міцність

Основним видом руйнування кріпильних різьб є зріз витків. Під час розрахунків різьби на міцність приймається, що навантаження розподіляється на витках рівномірно. Такий розрахунок носить умовний характер, який компенсується вибором допустимих напружень установлених дослідним шляхом.

Умова міцності різьби за напруженням зрізу (рис. 4.12) (з урахуванням того, що для трикутної різьби $a = b = 0,8p$) для гвинта:

$$\tau_{зр} = F / A_{зр} = F / (0,87\pi d_1 pz) = F / (0,87\pi d_1 H) \leq [\tau]_{зр}, \quad (4.12)$$

для гайки:

$$\tau_{зр} = F / (0,87\pi dpz) \leq F / (0,87\pi dH) \leq [\tau], \quad (4.13)$$

де $H = pz$ – висота гайки або глибина загвинчування гвинтів і шпильок у деталі.

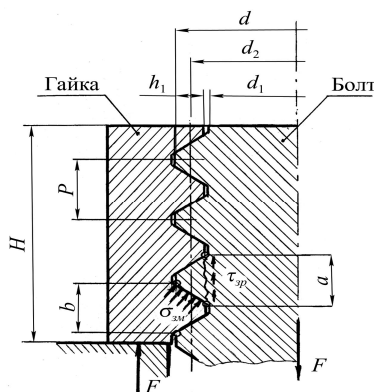


Рис. 22.12. До розрахунку різьби на міцність

Якщо матеріал гвинта і гайки однакові, то за напруженнями згину розраховують тільки різьбу гвинта, оскільки $d_1 < d$.

Із умови рівномірності різьби на зріз і стрижня гвинта на розтяг призначається висота стандартної гайки: для нормальної гайки вона становить $h \approx 0,8d$, крім того стандартом передбачаються високі $H \approx 1,2d$ і низькі $H \approx 0,5d$ гайки.

З тих самих міркувань встановлюють і необхідну глибину загвинчування гвинтів і шпильок у деталі: у сталі деталі $h = (1 \dots 1,25)d$; у чавунні $h = (1,25 \dots 1,5)d$, у деталі із алюмінієвих і магнієвих сплавів $h = (1,5 \dots 2)d$.

Вихід із ладу деталей різьбових з'єднань може статися з однієї із вказаних причин: а) розрив стрижня на різьбовій частині або на перехідному перерізі; б) руйнування різьби; в) руйнування головки.

Розміри стандартних кріпильних деталей визначають з умови їх рівномірності за вказаними критеріями, тому розрахунки різьбових з'єднань зі стандартними кріпильними деталями виконують, зазвичай, за одним головним критерієм роботоздатності – міцністю стрижня гвинта на розтяг. При цьому за розрахунковий діаметр небезпечного перерізу приймається:

$$d_p = d - 0,94p,$$

або $d_p = d_1$ із забезпеченням додаткового запасу міцності.

4.1.7. Розрахунки різьбових з'єднань за різних випадків навантаження

Враховуючи аналогічність розрахунків, у подальшому кріпильні різьбові деталі (болти, гвинти, шпильки) називатимуться одним словом "болт".

З'єднання незатягнутим болтом, навантажене зовнішньою силою

Прикладом такого з'єднання може бути кріплення на траверсі гака для підвішування вантажів (рис. 4.13). У разі навантаження в

стрижні виникають напруження розтягу. Небезпечний переріз знаходиться на різьбовій частині стрижня.

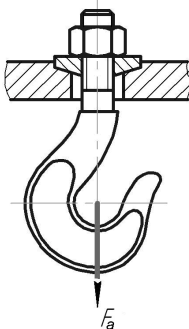


Рис. 4.13. З'єднання незатягнутим болтом

Умова міцності стержня на розтяг:

$$\sigma_p = F / A_p = 4F_a / (\pi d_p^2) \leq [\sigma_p], \quad (4.14)$$

де A_p – площа небезпечного поперечного перерізу стрижня;
 d_p – розрахунковий діаметр небезпечного перерізу.

Під час проектного розрахунку визначають розрахунковий діаметр різьби:

$$d_p \geq \sqrt{4F_a / \pi [\sigma_p]}. \quad (4.15)$$

За одержаним значенням встановлюють стандартний номінальний діаметр різьби болта.

З'єднання затягнутим болтом, зовнішнє навантаження відсутнє

Такі з'єднання (рис. 4.14) зустрічаються у тих випадках, коли треба закріпити деталі, на які не діють зовнішні сили, а затяжка бо-

лта виконується для забезпечення герметичності (кришки і люки корпусів машин).

Стрижень болта розтягується осовою силою F_a , яка виникає в результаті зтяжки, і одночасно скручується моментом сил тертя в різьбі T_p (4.5).

Напруження розтягу від сили F_0 :

$$\sigma_p = 4F_a / (\pi d_p^2). \quad (4.16)$$

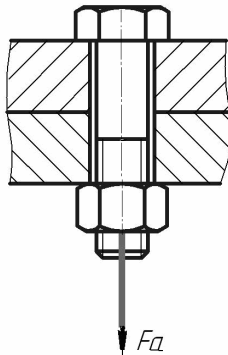


Рис. 4.14. З'єднання затягнутим болтом не навантажене зовнішньою силою

Напруження кручення від моменту T_p :

$$\tau = T_p / W_p = 0,5F_a \cdot d_2 \operatorname{tg}(\varphi + \gamma) / (0,2d_p^3). \quad (4.17)$$

Необхідне значення осової сили зтяжки F_a вибирають із умов герметичності і відсутності зминання деталей у площині стиску.

Міцність стрижня болта перевіряють за еквівалентним напруженням:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (4.18)$$

Підрахунки показують, що для стандартних метричних різьб $\sigma_{екв} \approx 1,3\sigma_p$, що дозволяє розраховувати міцність болта за спрощеною формулою:

$$\sigma_{екв} = 1,3F_a / [(\pi/4)d_p^2] \leq [\sigma]. \quad (4.19)$$

Під час проектного розрахунку визначають розрахунковий діаметр різьби:

$$d_p \geq \sqrt{5,2F_a / (\pi[\sigma])}. \quad (4.20)$$

Розрахункове значення округляють до такого, що відповідає стандартному номінальному діаметру d різьби.

З'єднання, навантажене силами в площині стику

Умовою надійності такого з'єднання є відсутність зсуву деталей у площині стику. Існують два види таких з'єднань.

1. Болт установлений в отвори деталей *із зазором* (рис. 4.15а). Зовнішнє навантаження F врівноважується силами тертя в площині стику, які виникають від затяжки болта. Умова відсутності зсуву деталей з'єднання:

$$F \leq iF_{mp} = iF_0f, \quad (4.21)$$

звідки необхідна сила затяжки болта:

$$F_a = KF / if, \quad (4.22)$$

де i – кількість площин стику деталей; f – коефіцієнт тертя у стиках (для сухих чавунних і сталених поверхонь $f \approx 0,15 \dots 0,20$); K – коефіцієнт запасу зчеплення (за статичного навантаження $K = 1,3 \dots 1,5$, за змінного навантаження $K = 1,8 \dots 2$).

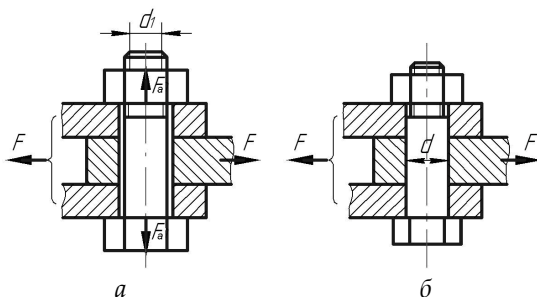
Перевірний розрахунок ведеться за еквівалентним напруженням, яке враховує одночасну дію розтягу і скручування:

$$\sigma_{екв} = \frac{1,3F_a \cdot 4}{\pi d_p^2} = \frac{1,3 \cdot 4KF}{\pi d_p^2 if} \leq [\sigma_p]. \quad (4.23)$$

Під час проектного розрахунку визначають розрахунковий діаметр болта:

$$d_p \geq 1,3 \sqrt{\frac{KF}{if[\sigma_p]}}, \quad (4.24)$$

який округляють до значення, що відповідає стандартному номінальному діаметру.



**Рис. 4.15. З'єднання болтом, поставленим із зазором (а)
і без зазору (б)**

2. Болт встановлений в отвори деталей *без зазору* (рис. 4.15б). У цьому випадку отвір калібрують розверткою, а діаметр стрижня виконують з допуском, що забезпечує посадку без зазору. Затягування болта при цьому не є обов'язковим, а сили тертя між деталями можна не враховувати. Зовнішнє навантаження викликає в стрижні болта напруження зрізу і зминання.

Умова міцності болта під час деформації зрізу:

$$\tau_{зр} = F / [(\pi/4)d^2i] \leq [\tau_{зр}], \quad (4.25)$$

звідки під час проектного розрахунку знаходять необхідний діаметр болта:

$$d \geq 1,13 \sqrt{F / (i [\tau_{zp}])}. \quad (4.26)$$

Розрахунок на зминання виконують за умовними напруженнями, прийнявши рівномірне розподілення напружень зминання на циліндричній поверхні контакту болта і деталі:

$$\sigma_{zm} = F / d\delta \leq [\sigma_{zm}], \quad (4.27)$$

де δ – найменша товщина деталей з'єднання.

Порівнюючи варіанти встановлення болтів із зазором і без зазору слід зазначити, що перший варіант дешевший від другого через складність одержання точних розмірів стрижня болта і отворів, але навантаження болта, встановленого із зазором, значно більше від навантаження на болт, встановлений без зазору.

Наприклад, прийнявши в (4.22) $f = 0,15$, $K = 1,5$, $i = 1$ одержимо необхідну силу затяжки, яка значно перевищує зовнішнє поперечне навантаження $F_a = 5F$. Це потребує від з'єднання, навантаженого однаковою силою, в першому варіанті встановлення більшої кількості болтів або більшого діаметра болтів.

З'єднання затягнутим болтом, зовнішнє навантаження розкриває стик

Це кріплення кришок резервуарів для рідин і газів, що знаходяться під тиском, кришок підшипникових вузлів навантажених осьовою силою тощо. Затягування болтів має забезпечити герметичність з'єднання чи нерозкриття стику за дії навантаження. Задача про розподіл навантаження між болтом і деталями такого з'єднання є статично невизначеною і для її рішення треба розглянути деформації елементів з'єднання.

Нехай для з'єднання, вихідне положення якого представлено на рис. 4.16, для забезпечення герметичності болт затягується і на його стрижень діє сила F_a попередньої затяжки (рис. 4.16а).

Після прикладення зовнішнього навантаження F до затягнутого з'єднання (рис. 4.16б) болт додатково розтягнеться на деяку величину $\Delta l'_\delta$, а деформація стиску деталей зменшиться на таку ж величину, тобто $\Delta l'_\delta = \Delta l'_\sigma$. При цьому зовнішнє навантаження сприймається болтом, але зменшується затяжка стиску або навантаження на болт з боку стику деталей. Для спрощення вважають, що тільки частина χF зовнішнього навантаження додатково навантажує болт, а інша частина $(1 - \chi)F$ йде на розвантаження стику, де χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження. Значення коефіцієнта χ визначається із умови рівності додаткових деформацій болта і деталей (умова сумісності деформацій):

$$\chi F \lambda_\delta = (1 - \chi F) \lambda_\sigma, \quad (4.28)$$

де λ_δ – податливість болта, тобто його деформація за одиничного навантаження; λ_σ – сумарна податливість з'єднаних деталей.

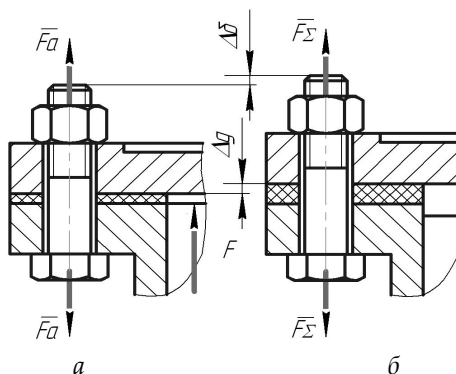


Рис. 4.16. З'єднання затягнутим болтом, навантажене зовнішньою осьювою силою:

a – до прикладення сили; *б* – після прикладення сили

Із рівності (4.28) знайдемо:

$$\chi = \lambda_\delta / (\lambda_\delta + \lambda_\sigma). \quad (4.29)$$

Точне визначення коефіцієнта χ зв'язане зі значними труднощами розрахунку податливості деталей, тому під час приблизних

розрахунків беруть значення, знайдені із розрахунків моделей і випробувань конструкцій: для з'єднань сталевих і чавунних деталей без пружних прокладок $\chi = 0,2 \dots 0,3$; для з'єднань тих самих деталей з пружними прокладками (пароніт, гума, поліетилен тощо) $\chi = 0,4 \dots 0,5$.

Таким чином, розрахункове навантаження на болт дорівнює сумі сили попередньої затяжки і частини прикладеного зовнішнього навантаження:

$$F_p = F_0 + \chi F. \quad (4.30)$$

Сила попередньої затяжки болта має бути достатньою для забезпечення нерозкриття стику деталей, тобто надійності та герметичності з'єднання:

$$F_a - F(1 - \chi) > 0 \text{ або } F_a > F(1 - \chi).$$

Практично сила попередньої затяжки болта залежить від багатьох факторів, що важко піддаються врахуванню, тому під час розрахунків її призначають з деяким запасом:

$$F_a = K_z(1 - \chi)F, \quad (4.31)$$

де K_z – коефіцієнт запасу, для з'єднань без прокладок беруть: за постійного навантаження $K_z = 1,25 \dots 2$, за змінних навантажень $K_z = 2,5 \dots 4$; для з'єднань з прокладками за умови герметичності він підвищується: $K_z = 1,5 \dots 5,0$.

Розрахунок болта ведеться на міцність за сумісної дії розтягу і кручення. Враховуючи те, що затяжка з'єднання під навантаженням не рекомендується, то значення крутного моменту приймається пропорційним тільки силі попередньої затяжки F_a . Тоді розрахункове навантаження на болт:

$$F_p = 1,3K_z(1 - \chi)F + \chi F = (1,3K_z(1 - \chi) + \chi)F. \quad (4.32)$$

Міцність болта оцінюється за еквівалентним напруженням:

$$\sigma_{екв} = 4F_p / \pi d_p^2 \leq [\sigma_p]. \quad (4.33)$$

Під час проектного розрахунку визначають розрахунковий діаметр болта:

$$d_p = 1,13\sqrt{F_p/[\sigma_p]}, \quad (4.34)$$

і округляють до значення, що відповідає стандартному номінальному діаметру.

Затягнуте з'єднання, на болт діє ексцентричне навантаження

Ексцентричне навантаження болта виникає в результаті використання спеціальних болтів з ексцентричною головкою (рис. 4.17а) або за непаралельності опорних поверхонь деталей під гайкою чи головкою болта (наприклад, внаслідок ухилу полки швелера чи фланця литої деталі) (рис. 4.17б). Крім напружень розтягу в стрижні болта виникають напруження згину, які негативно впливають на міцність болта.

Порівняємо ці напруження. Напруження розтягу в стрижні:

$$\sigma_p = 1,3 \cdot 4F_a / (\pi d_p^2), \quad (4.35)$$

а напруження згину за відсутності обмеження деформації опорною поверхнею:

$$\sigma_{зг} = F_a e / (0,1 d_p^3). \quad (4.36)$$

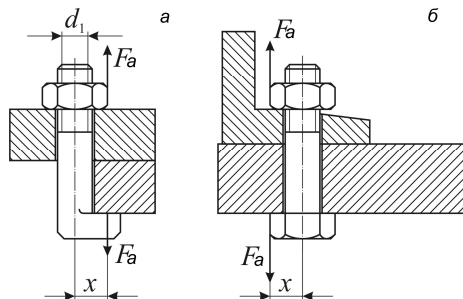


Рис. 4.17. Ексцентричне навантаження болтів:

а – болт з ексцентричною головкою; *б* – у разі ухилу опорної поверхні

Якщо прийняти $e = d_p$, то $\sigma_{\Sigma} = F / (0,1d_p^2)$ і тоді $\sigma_{\Sigma} / \sigma_p \approx 6$, тобто ексцентричне навантаження значно збільшує сумарне навантаження в стрижні болта, а, отже, зменшує його міцність.

Для уникнення появи ексцентричного навантаження під час конструювання з'єднань похилі поверхні під гайками і головками болтів слід планувати, а за неможливості цього підкладати під гайку косу шайбу тощо.

З'єднання затягнутим болтом, навантажене змінною зовнішньою осьовою силою

За змінних навантажень розрахунок ведеться за запасом міцності:

$$s = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma} + \psi_{\sigma} \sigma_m} \geq [s], \quad (4.37)$$

де σ_{-1} – границя витривалості матеріалу болта, $\sigma_{-1} \approx 0,35\sigma_T$; σ_T – границя текучості того самого матеріалу (табл. 4.3); K_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень в різьбі затягнутої різьбової пари; ψ_{σ} – коефіцієнт чутливості до асиметрії циклу напружень, для вуглецевих сталей $\psi_{\sigma} = 0,1 \dots 0,15$; σ_a – амплітуда напружень; σ_m – середнє значення напружень; $[s]$ – допустиме значення запасу міцності.

Значення коефіцієнта K_{σ} залежить від багатьох факторів, тому для розрахунків з'єднань з гвинтами з нарізаною метричною різьбою і простими гайками рекомендують: $K_{\sigma} = 3,5 \dots 4,5$ – для вуглецевих сталей, $K_{\sigma} = 4,0 \dots 4,5$ – для легованих сталей; для накатаних різьб K_{σ} зменшується на 20...30%.

Середнє напруження:

$$\sigma_m = [F_a + (\chi F / 2)] A_{\sigma}, \quad (4.38)$$

а амплітуда напружень:

$$\sigma_a = (\chi F / 2) / A_{\sigma}, \quad (4.39)$$

де A_{σ} – площа небезпечного перерізу болта.

Мінімально допустиме значення коефіцієнта запасу міцності за контрольованого затягування болта в з'єднанні $[s]=2,0...2,5$, за неконтрольованого – $[s]=3...4$.

Допустимі напруження

Під час розрахунків болтів навантажених статичними силами допустимі напруження *розтягу* вибираються залежно від границі текучості σ_T матеріалу:

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

де $[s]_p$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності, для болтів із вуглецевих сталей вибирається в межах 1,5...2,5, до того ж менші значення приймаються під час контролю затягування динамометричним ключем або видовження болта, а також для болтів, які важко перетягти (наприклад, з внутрішнім шестигранником). Для болтів із легованих сталей коефіцієнт $[s]_p$ вибирають більшим в 1,25...1,3 рази порівняно з вуглецевими сталями. Для болтів малих діаметрів (до 10 мм) за відсутності контролю затягування коефіцієнт $[s]_p$ теж збільшується з причини можливості значного перетягування, що спричинить залишкову деформацію.

Допустимі напруження *зрізу* болтів рекомендується приймати

$$[\tau]_{zp} = (0,2...0,3)\sigma_T.$$

Допустимі напруження зминання у разі з'єднання сталевих деталей $[\sigma]_{zm} = 0,8\sigma_T$,
за з'єднання чавунних деталей:

$$[\sigma]_{zm} = (0,4...0,5)\sigma_{\sigma},$$

де σ_{σ} – границя міцності матеріалу деталей.

Розрахунок з'єднань групою болтів

Зазвичай, різьбові з'єднання створюють за допомогою декількох (групи) болтів. Розрахунок таких з'єднань зводиться до визначення розрахункового навантаження на болт, а потім оцінюється його міцність за формулою одного із випадків, розглянутих раніше.

Для полегшення розрахунків вводяться спрощення, які з деяким приближенням можна приймати для більшості конструкцій:

- а) поверхні стику під час навантаження залишаються плоскими, що справедливо для деталей з достатньою жорсткістю;
- б) з метою скорочення номенклатури виробів навіть за неоднакового навантаження болтів в з'єднанні використовують болти однакових розмірів і з однаковою затяжкою;
- в) поверхні стику мають мінімум дві осі симетрії, що проходять через центр ваги стику.

Розрізняють два випадки зовнішнього навантаження групи болтів з'єднання:

- а) всі болти навантажені однаково;
- б) болти навантажені неоднаково.

У першому випадку навантаження на один болт

$$F = R / z, \quad (4.40)$$

де R – зовнішнє навантаження на болти з'єднання; z – кількість болтів у з'єднанні.

Наприклад, для болтів з'єднання круглої кришки з резервуаром, у якому створено тиск p , зовнішнє навантаження

$$R = p(\pi D^2 / 4),$$

де D – внутрішній діаметр резервуара.

Для болтів з'єднання півмуфт фланцевої муфти (рис. 3.35) зовнішнім навантаженням є поперечна колова сила, яка виникає в результаті передачі обертового моменту і прикладена на відстані, що дорівнює радіусу $D/2$ кола, на якому розміщуються центри болтів:

$$R = F_t = T \cdot D / 2.$$

Якщо болти навантажені неоднаково, то знаходять найбільш навантажений болт, визначають навантаження на нього, за яким і виконують розрахунок.

Навантаження, що припадає на найбільш навантажений болт групи, в кожному конкретному випадку визначають по-різному. Для прикладу розглянемо групу болтів, що кріплять стійку до бетонної основи (рис. 4.18).

Силу R , що діє на стійку під кутом α до горизонталі, розкладемо на дві складові і вертикальну $R \sin \alpha$ і горизонтальну. $R \cos \alpha$

Під дією сили $R \sin \alpha$ на кожний болт припадає зовнішня осьова сила:

$$F_1 = (R \sin \alpha) / z. \quad (4.41)$$

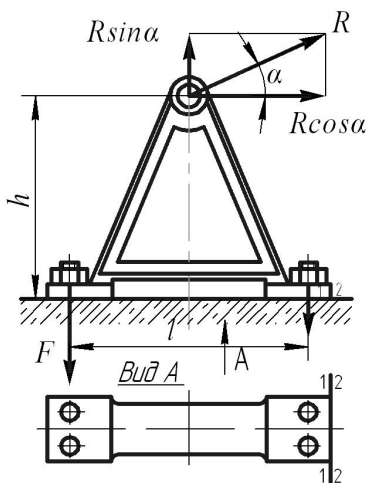


Рис. 4.18. До розрахунку болтового з'єднання з навантаженням, що розкриває стик

Сила $R \cos \alpha$ намагається зсунути стійку, для уникнення зсуву кожен болт має бути затягнутим силою затяжки F_2 , яка б створила між стійкою і опорною поверхнею основи силу тертя, що зрівноважила б дію сили $R \cos \alpha$. Для цього треба виконати таку умову:

$$zF_2 f \geq K_{zc} R \cos \alpha,$$

де f – коефіцієнт тертя; K_{zc} – коефіцієнт запасу зсуву, $K_{zc} = 1,2 \dots 1,3$. Тоді необхідна сила затягування кожного болта із умови відсутності зсуву:

$$F_2 = K_{zc} R \cos \alpha / (z \cdot f). \quad (4.42)$$

Сила $R \cos \alpha$ створює також момент, що прагне перевернути стійку відносно лінії 2-2. Оскільки лінія 2-2 розміщується недалеко від лінії 1-1 для спрощення розрахунку приймемо, що момент сили $R \cos \alpha$ відносно лінії 1-1 врівноважується моментами сил, що діють на ліві болти, відносно тієї самої лінії:

$$h R \cos \alpha = F_3 l / 2,$$

звідки:

$$F_3 = 2h R \cos \alpha / (z l). \quad (4.43)$$

Таким чином, повна осьова зовнішня сила, що припадає на найбільш навантажений болт:

$$F = F_1 + F_2 + F_3.$$

За цією силою болт розраховують як затягнутий із зовнішнім навантаженням.

4.1.8. Клемові з'єднання

Клемові фрикційно-гвинтові з'єднання використовують для закріплення на циліндричних стрижнях таких деталей, як кривошипи, важелі, шківни тощо. Основною перевагою таких з'єднань є можливість установки деталі в будь-якому кутовому положенні на будь-якій ділянці гладкого стрижня, основним недоліком є недостатня надійність, особливо за змінних навантажень.

З'єднання передає зовнішнє навантаження Q на вал 3 за рахунок сил тертя, що створюються між валом і маточиною 4 в результаті затяжки болтів 1 і 2. Конструктивно клемове з'єднання може

бути виконаним з нероз'ємною (рис. 4.19а) і з роз'ємною (рис. 4.19б) маточинами.

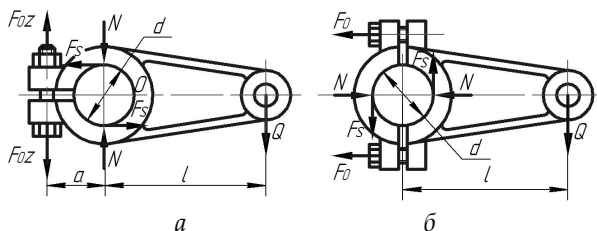


Рис. 4.19. Клемові з'єднання:

a – з нероз'ємною маточиною; *б* – з роз'ємною маточиною

Необхідна сила затяжки болта клемового з'єднання з нероз'ємною маточиною (рис. 4.19а) визначається із умови рівноваги між зовнішнім моментом і моментом сил тертя, що виникають між маточиною і стрижнем в результаті дії сили N тиску під час затягування болта:

$$Nfd = kQl, \quad (4.44)$$

де $k = 1, 2, \dots, 1, 3$ – коефіцієнт, що враховує нестабільність коефіцієнта тертя f .

Сила N тиску визначається із умови рівності моментів сил N і F_0 відносно точки O , вважаючи, що половини маточини клеми з'єднанні шарнірно в цій точці з важелем:

$$F_0(a + 0,5d) = 0,5Nd.$$

Звідки

$$N = F_0(2a/d + 1). \quad (4.45)$$

Підставивши (4.45) в (4.44), одержимо необхідну силу затягування болта:

$$F_0 = kQ \cdot l / [f(2a + d)]. \quad (4.46)$$

За цією силою болт перевіряється на розтяг з врахуванням скручування під час затягування (4.19).

У клемовому з'єднанні з роз'ємною маточиною і двома гвинтами (рис. 4.19б) сила тиску $N = 2F_0$ і тоді із умови рівноваги моментів сил тертя і зовнішньої сили:

$$Nfd = kQl,$$

знайдемо необхідну силу затягування для одного гвинта:

$$F_0 = kQl / (2fd). \quad (4.47)$$

Як і за виразом (4.46) цю силу можна використати як для перевірного, так і проектного розрахунків болта на розтягування з врахуванням скручування.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Переваги і недоліки різьбових з'єднань.
 2. Основні типи кріпильних різьб.
 3. Як позначають метричну, трубну, круглу різьбу?
 4. Основні типи різьбових з'єднань і їх деталей.
 5. Як умовно позначають болти, гайки, шпильки?
 6. Наведіть декілька типів болтів, гайок, шайб.
 7. Наведіть декілька способів стопоріння різьбових з'єднань.
 8. Що беруть за номінальний діаметр у позначенні трубної різьби?
 9. Розшифруйте умовне позначення: болт М18х60.5.6.
 10. Як визначають момент опору під час загвинчування гайки?
 11. Як розподіляється навантаження витками різьби?
 12. Які деформації виникають у різьбі навантаженої гвинтової пари? Як прийнято виконувати розрахунок різьбового з'єднання?
 13. Як виконують розрахунок незатягнутого різьбового з'єднання?
 14. Як враховують кручення під час розрахунку затягнутого різьбового з'єднання без зовнішнього навантаження?
 15. Як враховують групове різьбове з'єднання?
-

4.2. Шпонкові, шліцьові та профільні з'єднання

4.2.1. Загальні відомості, призначення і класифікація шпонок

Шпонкові з'єднання використовують для закріплювання деталей на валах і осях і для передачі обертового моменту від вала до закріплених на ньому деталей (шківів, зірочок, зубчастих коліс, муфт тощо) і навпаки від деталей до вала. Передача здійснюється через шпонку, яка розміщується в пазах вала і маточини деталі.

Переваги шпонкових з'єднань: простота конструкції і порівняно легкий монтаж і демонтаж.

Недоліки: шпонкові пази ослаблюють вал і маточину; виникає концентрація напружень в зоні паза, що знижує опір втомленості вала; необхідна ручна пригонка або підбір; неможливо забезпечити концентричну посадку спряжених деталей, що за великих частот обертання призводить до виникнення значних динамічних навантажень. Вказані недоліки обмежують використання шпонкових з'єднань в машинах крупносерійного і масового виробництва.

Розрізняють ненапружені і напружені шпонкові з'єднання.

Ненапружені шпонкові з'єднання виконуються за допомогою призматичних та сегментних шпонок. Найбільш поширені з'єднання призматичними шпонками.

Стандартом передбачаються звичайні та високі призматичні шпонки. Останні призначені для з'єднання деталей з короткими маточинами.

Звичайні призматичні шпонки виконуються із округленими (рис. 4.20) (виконання А) або з плоскими (виконання Б) торцями. Шпонки із скругленими торцями розміщують на валу в пазах, виконаних пальцевою фрезою, пази для шпонки із плоскими торцями можна виконати дисковою фрезою, що технологічніше і створює меншу концентрацію напружень у валу.

Призматичні напрямні шпонки з кріпленням на валу використовуються в рухомих в осьовому напрямі з'єднаннях.

Згідно зі стандартом розміри поперечного перерізу призматичної шпонки: ширину b і висоту h , а також глибини пазів на валу t_1 і у маточині t_2 вибирають залежно від діаметра вала. Довжина l шпонки вибирається дещо меншою ширини маточини деталі, пе-

ревіряється розрахунком на міцність і узгоджується зі стандартним рядом. Робоча довжина шпонки зі скругленими кінцями $l_0 = l - b$.

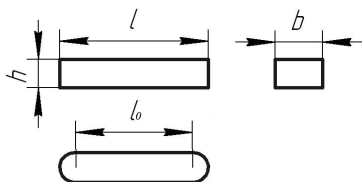


Рис. 4.20. Призматична шпонка з округленими торцями

Робочими гранями призматичних шпонок є їх бічні, більш вузькі грані. Для полегшення складання шпонкового з'єднання між шпонкою і дном паза маточини передбачається зазор. Відхилення ширини шпонки, пазів у маточині і валу вибирають відповідно $h/6$, $H/7$, $i/6$.

Умовне позначення звичайної призматичної шпонки з розмірами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм і $l = 100$ мм: шпонка 18x11x100 ГОСТ 23360-78.

З'єднання сегментними шпонками (рис. 4.21) є різновидом з'єднань призматичними шпонками, оскільки вони мають однаковий принцип роботи шпонок – боковими гранями. Сегментні шпонки і пази для них в валах простіші у виготовленні, глибока посадка шпонки забезпечує стійке положення її в валу, що зменшує перекид і концентрацію тиску. Однак глибокий паз суттєво ослаблює вал, тому сегментні шпонки використовуються для передачі відносно невеликих моментів.

Залежно від діаметра вала стандарт встановлює ширину b і висоту h шпонки, діаметр D її заготовки, довжину l , а також глибини пазів вала t_1 і маточини t_2 .

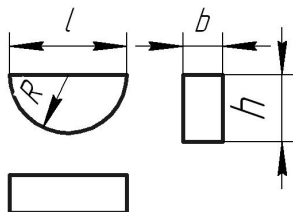


Рис. 4.21. Сегментна шпонка

Умовне позначення сегментної шпонки з розмірами $b = 6$ мм, $h = 10$ мм, $D = 25$ мм, $l = 24,5$ мм: шпонка сегментна 6х10 ГОСТ 24071-80.

Напружені шпонкові з'єднання виконують за допомогою клинових шпонок.

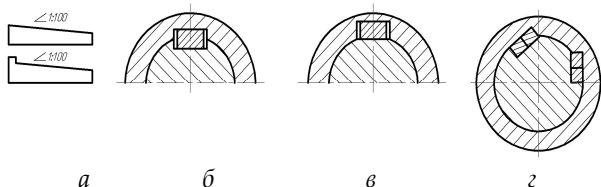


Рис. 4.22. Напружені шпонкові з'єднання:

a – клинові врізні шпонки; *б* – з'єднання клиновою врізною шпонкою; *в* – з'єднання клиновою шпонкою на лисці; *z* – з'єднання фрикційними шпонками

Клинові шпонки являють собою односкісні клини з ухилом 1:100 (рис. 4.22а), які із зусиллям вводяться в пази вала і маточини. На відміну від призматичних, у клинових шпонок робочими є верхня і нижня широкі грані, а між боковими гранями і пазами передбачається зазор (рис. 4.22б). У разі забивання клинової шпонки виникає радіальне зміщення маточини щодо осі вала і перекіс деталі, що викликає її торцеве биття. З цієї причини, а також через складності обробки паза в маточині з ухилом, що дорівнює ухилу грані шпонки, використання клинових шпонок обмежується тихохідними передачами.

Клинові врізні шпонки можуть виготовлятися без головки або з головками (рис. 4.22а). Головка значно полегшує монтаж і особливо демонтаж з'єднання, що є важливим за необхідності частого розбирання і складання.

Існують клинові шпонки на лисці (рис. 4.22в) (менше послаблюють вал) і фрикційні (рис. 4.22г) (дозволяють з'єднувати вал і маточину в будь-якому положенні). Простим, але не зовсім надійним є з'єднання з допомогою циліндричних шпонок, які вставляють в отвір, просвердлений в торцях вала і маточини. Використання цих шпонок обмежене.

Матеріалом для шпонок служать вуглецеві сталі з границею міцності не меншою 600 МПа. Призматичні шпонки і клинові шпонки без головок виготовляють із чистотягнутої сталі згідно з

стандартом. Сегментні шпонки виготовляються із цільнотягнутої сталі сегментного профілю.

4.2.2. Розрахунок ненапружених шпонкових з'єднань

У шпонкових з'єднаннях, зазвичай, перевіряється міцність шпонки. Під час передачі обертового моменту в шпонці виникають напруження зрізу і зминання.

Для з'єднання *призматичною шпонкою* (рис. 4.23) умова міцності на зріз:

$$\tau_{zp} = F_{zp} / A_{zp} = 2T / dl_o b \leq [\tau]_{zp}, \quad (4.48)$$

на зминання:

$$\sigma_{zm} = F_{zm} / A_{zm} = 2T / [dl_o (h - t_1)] \leq [\sigma]_{zm}. \quad (4.49)$$

Стандартні розміри шпонки визначають з розрахунку на зминання. Враховуючи це, а також те, що $b > h - t_1$, тобто $\tau_{zp} < \sigma_{zm}$, шпонок з'єднання зі стандартними розмірами шпонок перевіряють тільки на зминання, до того ж розрахунок виконується умовно з припущенням, що тиск на поверхнях контакту бокових граней шпонки з валом і маточиною розподіляється рівномірно.

Якщо довжина шпонки попередньо не вибирається за стандартом, то її робоча довжина визначається із (4.49):

$$l_0 \geq 2T / [d(h - t_1)][\sigma]_{zm}, \quad (4.50)$$

і за знайденим значенням $l=l_0+b$ із стандартного ряду вибирається повна довжина шпонки.

Перевірний розрахунок з'єднання *сегментною шпонкою* виконується так само, як і для *призматичної шпонки*. Наприклад, умова міцності у разі зминання:

$$\sigma_{zm} = 2T / [dl(h - t_1)] \leq [\sigma]_{zm}. \quad (4.51)$$

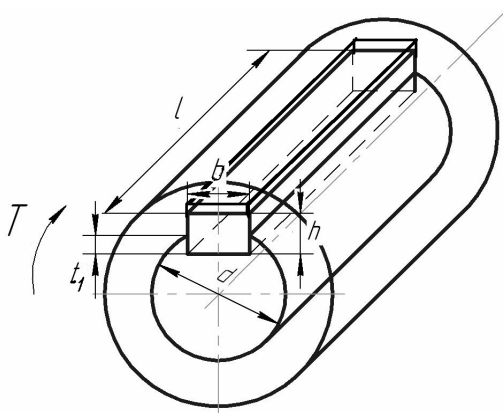


Рис. 4.23. Розрахункова схема ненапруженого шпонкового з'єднання

Допустимі напруження для ненапружених нерухомих шпонкових з'єднань вибираються за рекомендаціями, виробленими практикою:

- за спокійного навантаження; під час перехідних посадок маточини на вал $[\sigma]_{зм} = (100...120)$ МПа (стальна маточина) і $[\sigma]_{зм} = (70...80)$ МПа (чавунна маточина); під час посадок з гарантованим натягом $[\sigma]_{зм} = (160...180)$ МПа (стальна маточина) і $[\sigma]_{зм} = (110...130)$ МПа (чавунна маточина);
- за помірних коливань навантаження допустимі напруження зменшуються на 30%, за значних коливань і ударних навантажень – на 60%.

4.2.3. Розрахунок напружених шпонкових з'єднань

У результаті запресовування клинової шпонки на її робочих гранях (верхній та нижній) виникають рівномірно розподілені напруження зминання.

Для спрощення розрахунку приймають, що під час передачі шпонковим з'єднанням обертового моменту T напруження зминання за шириною поверхні робочих граней шпонки розподіля-

ються за законом трикутника (рис. 4.24). У такому випадку момент T , що передається з'єднанням, врівноважується моментом нормальної сили F , що виникає між маточиною і шпонкою, моментом сил тертя між маточиною і шпонкою та маточиною і валом. Приймаючи приблизно, що плече сил тертя дорівнює радіусу вала, одержимо умову рівноваги вала:

$$T = Fb/6 + fFd, \quad (4.52)$$

де f – коефіцієнт тертя, для спрощення прийнятий однаковим для пар маточина – шпонка і маточина – вал.

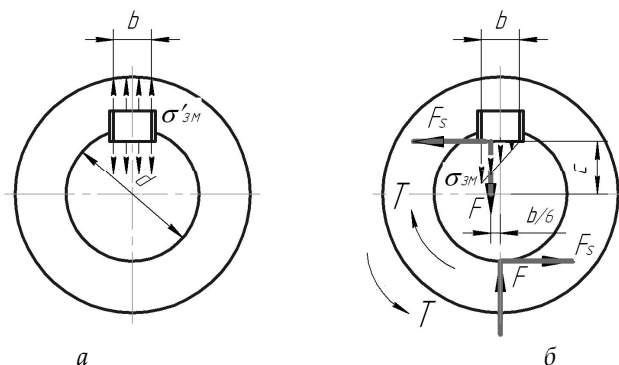


Рис. 4.24. Розрахункова схема напруженого шпонкового з'єднання:
a – до прикладення навантаження; *б* – під час передачі моменту

Із умови рівноваги визначається нормальна сила, яка створює напруження зминання:

$$F = 6T(b + 6fd). \quad (4.53)$$

Із прийнятого закону розподілу напружень зминання за шириною шпонки:

$$F = 0,5bl\sigma_{3M}. \quad (4.54)$$

Перевірний розрахунок клинної врізної шпонки виконується на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_{зм}}{A_{зм}} = 2F_n / lb = 12T / [lb(b + 6fd)] \leq [\sigma]_{зм} \quad (4.55)$$

Допустимі напруження зминання можна приймати $[\sigma]_{зм} = (80 \dots 100)$ МПа.

Під час конструювання шпонкових з'єднань слід дотримуватись таких рекомендацій.

1. Розміри поперечного перерізу шпонки вибираються за довідником залежно від діаметра вала. Довжина шпонки узгоджується із шириною маточини і округляється до стандартного розміру, з тим, щоб він не перевищував ширини маточини.

2. Якщо одна шпонка не може передати заданий момент, необхідно передбачити дві або три шпонки, але при цьому слід враховувати те, що встановлення декількох шпонок має технологічні труднощі, а також ослаблює вал і маточину. В такому випадку краще перейти до шліцьового з'єднання.

3. В умовах обмежених габаритів не завжди можна легко демонтувати шпонку із вала, тому його конструкція має бути такою, щоб всі деталі могли бути демонтовані без видалення шпонки, тобто слід забезпечити необхідний перепад посадочних діаметрів.

4. З точки зору технології виготовлення вала доцільно використовувати для одного вала шпонки однакового поперечного перерізу, вибираючи їх за найменшим діаметром перерізу, що має шпонковий паз.

5. З'єднання вала з маточиною деталі за допомогою шпонки краще виконувати з натягом, що гарантує не порушення стику. Для зубчастих коліс коробок передач використовують перехідні посадки. Це зв'язано з труднощами складання деталей всередині корпусу, що не має площини рознімання.

Рекомендуються такі посадки (для реверсивних передач): для циліндричних прямозубих коліс $H7/p6$ ($H7/r6$); для циліндричних косозубих і черв'ячних коліс $H7/r6$ ($H7/s7$); для конічних коліс $H7/s7$ ($H7/t6$); для коліс коробок передач $H7/k6$ ($H7/m6$).

Посадки шпонок регламентуються стандартами. Поле допуску розміру ширини призматичної шпонки і розміру товщини сегментної шпонки приймається $h9$. Призматична шпонка має сидіти в пазу вала з натягом, тому поле допуску паза вала $P9$; для сегмент-

ної шпонки поле допуску паза вала *N9*. Поля допусків ширини пазів отворів: для нереверсивної передачі *J_s9*, реверсивної *P9*.

4.2.4. Шліцьові (зубчасті) з'єднання

Шліцьове з'єднання утворюється виступами (зубцями) на валу і відповідними впадинами (шліцями) у маточині деталі (рис. 4.25). На валу зубці нарізують методом обкатування, а пази в маточинах виконують протягуванням. Шліцьове з'єднання умовно можна розглядати як багатошпонкове, у якого шпонки виконані як одне ціле з валом.

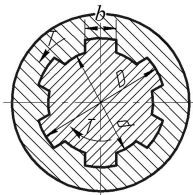


Рис. 4.25. Шліцьове з'єднання

Порівняно зі шпонковими шліцьові з'єднання мають низку переваг:

- висока навантажувальна здатність в результаті збільшення сумарної робочої поверхні, зменшення глибини пазів і рівномірного розподілу навантаження по колу вала;
- висока надійність під час дії динамічних і реверсивних навантажень;
- більш точне центрування маточини на валу.

Технологія виготовлення шліцьових з'єднань порівняно зі шпонковими складніша, але в умовах масового виробництва це не має вирішального значення, а названі переваги дозволяють використовувати їх в важконавантажених швидкохідних машинах (трансмисії автомобілів, тракторів та інших сільськогосподарських машин, у верстатах тощо). Шліцьові з'єднання забезпечують жорстке фіксування деталей в коловому напрямі і допускають їх взаємне осьове переміщення (рухомі з'єднання).

За формою поперечного перерізу зубців розрізняють три типи з'єднань: прямобічні (ГОСТ 1139-80); евольвентні (ГОСТ 6033-80); трикутні (галузеві стандарти).

З'єднання з прямобічними зубцями (рис. 4.26) найбільш поширені. Залежно від числа зубців ($z = 6 \dots 20$) і їх висоти стандарт передбачає з'єднання трьох серій: легку, середню і важку. У разі переходу від легкої серії до середньої і, відповідно, до важкої за незмінного внутрішнього діаметра d зубців збільшується їх число, зовнішній діаметр D і, як результат, навантажувальна здатність.

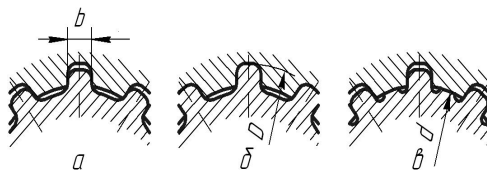


Рис. 4.26. Шліцьові з'єднання з прямобічними зубцями з центруванням:

a – за бічними сторонами зубців; $б$ – за зовнішнім діаметром; $в$ – за внутрішнім діаметром

Легка серія рекомендується для нерухомих з'єднань, середня – для рухомих, важка – для нерухомих і рухомих під час передачі великих моментів і важких умовах за зношуванням.

Центрування, тобто одержання співвісного положення з'єднуваних деталей, виконується: за зовнішнім (рис. 4.26б) або внутрішнім (рис. 4.26в) діаметром зубців, а також за бічними сторонами зубців (рис. 4.26а).

Для перших двох типів центрування з'єднання мають мінімальні зазори за поверхнями діаметрів D і d відповідно і обмежений зазор за боковими поверхнями. За центрувальним діаметром передбачається значний зазор. Під час центрування за розміром b мінімальний зазор установлюють за боковими поверхнями зубців і значні зазори за поверхнями діаметрів d і D .

Центрування за зовнішнім або внутрішнім діаметром виконується в з'єднаннях, до яких ставляться підвищені вимоги до точності обертання спряжених деталей (наприклад, зубчастих коліс).

Центрування за зовнішнім діаметром технологічно найбільш просте і економічне, оскільки центрувальна поверхня вала може виконуватись точінням і круглим шліфуванням, а маточини – протягуванням. Це можливо тільки за невисокої твердості маточини

(до 350НВ). Центрування з'єднання за внутрішнім діаметром виконується за високої твердості маточини (понад 350НВ), при цьому обробка центрувальних поверхонь вала і маточини – шліфування.

Центрування за боковими поверхнями зубців сприяє більш рівномірному розподілу навантаження між зубцями, але не забезпечує точної співвісності маточини і вала. Використовуються порівняно рідко – тільки в з'єднаннях, що передають динамічні реверсивні навантаження, наприклад, у шліцевих з'єднаннях карданних валів автомобілів.

У сучасних конструкціях успішно використовується центрування шліцевих з'єднань за допоміжними поверхнями, винесеними за межі з'єднання.

Стандарти регламентують умовне позначення та допуски прямобічних шліцевих з'єднань.

Умовне позначення складається із літери, що позначає поверхню центрування, числа зубців, номінальних розмірів d , D і b з'єднання, позначень посадок діаметрів і розміру b , які розміщуються після відповідних розмірів.

Допускається не вказувати в позначенні допуски нецентрувальних діаметрів.

Приклад умовного позначення з'єднання з числом зубців $z = 8$; внутрішнім діаметром $d = 52$ мм, зовнішнім діаметром $D = 58$ мм, шириною зубців $b = 10$ мм, з центруванням за зовнішнім діаметром з посадкою за діаметром центрування $H8/h7$ і за шириною $F10/h9$: $D-8x52x58H8/h7x10F10/h9$.

З'єднання з евольвентними зубцями (рис. 4.27) порівняно зі з'єднаннями із прямобічними зубцями має низку переваг: більшу міцність зубців унаслідок їх стовщення до основи і кращу технологічність шліцевих валів, але виготовлення евольвентних шліців у маточинах значно складніше, оскільки евольвентні протяжки дорогі і шліфування шліців є більш трудомістким.

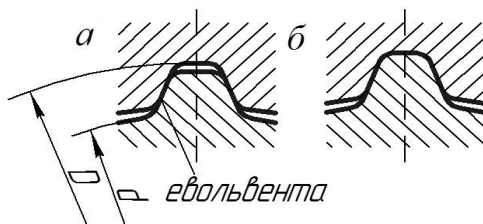


Рис. 4.27. Шліцеві з'єднання з евольвентними зубцями з центруванням:

a – за бічними сторонами зубців; *б* – за зовнішнім діаметром

Профіль зубців подібний до профілю зубців зубчастих коліс, відрізняється тільки більшим кутом профілю ($\alpha = 30^\circ$) і меншою висотою зубців, що пов'язано з відсутністю перекочування. Аналогічна і технологія виготовлення.

Центрування евольвентних шліцьових з'єднань виконується за бічними поверхнями зубців (рис. 4.27а) і зрідка за зовнішнім діаметром (рис. 4.27б).

Умовне позначення з'єднання з евольвентними зубцями складається із номінального (зовнішнього) діаметра D з'єднання, модуля m , позначення посадки, розміщеного після центруючого розміру, номера стандарту.

Приклад умовного позначення з'єднання за номінальним діаметром $D = 60$ мм, модулем $m = 3$ мм, з centruванням за бічними поверхнями зубців із посадкою $H9/f9$:

$60x3xH9/f9$ ГОСТ 6033–80.

З'єднання з трикутними зубцями (рис. 4.28) використовуються переважно для нерухомих з'єднань при тонкостінних маточинах, порожнистих валах, а також в з'єднаннях сталевих валів з маточинами із легких сплавів. Ці з'єднання не стандартизовані. За рекомендаціями галузевих стандартів за номінальний діаметр приймають зовнішній або дільний діаметр, модуль $m = (0,2 \dots 1,6)$ мм, число зубців $z = 20 \dots 70$, кут за вершини зубця маточини становить 60° , 72° або 90° . Центрування виконується тільки за боковими поверхнями зубців.

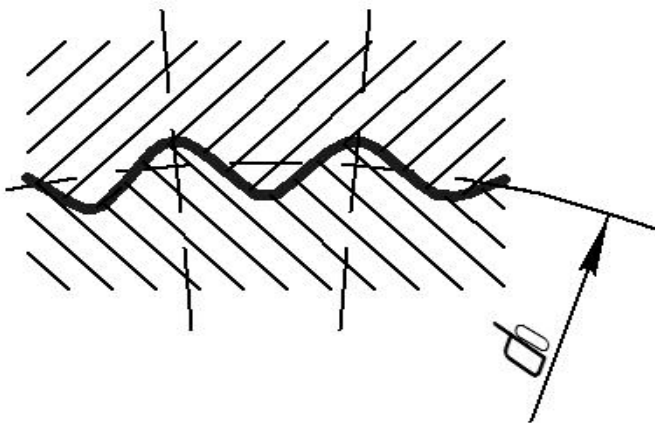


Рис. 4.28. Шліцьове з'єднання з трикутними зубцями

23.5. Проектування і розрахунок шліцьових з'єднань

Зовнішній діаметр D шліцьового з'єднання визначається із умов міцності та жорсткості вала або технологічними міркуваннями. Довжина з'єднання береться не більшою $1,5D$; за більшої довжини суттєво збільшується нерівномірність розподілу навантаження вздовж зубців і трудомісткість виготовлення. Число зубців і розміри їх поперечного перерізу визначають залежно від діаметра вала.

Шліцьові з'єднання виходять з ладу в результаті пошкоджень робочих поверхонь зубців: зношення, зминання, фретинг-корозії, заїдання, а також поломок шліцьових валів і зубців.

Основними критеріями роботоздатності з'єднань є опір робочих поверхонь зминанню і зношуванню в результаті відносних переміщень, зумовлених деформаціями і зазорами.

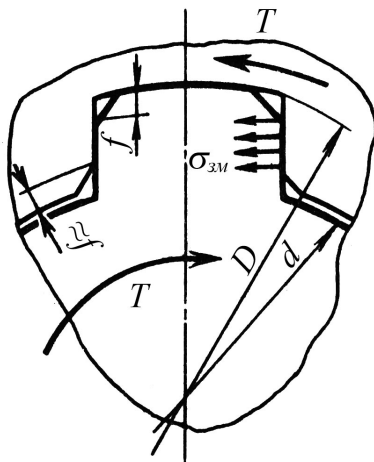


Рис. 4.29. Схема до розрахунку шліцьового з'єднання

Для забезпечення необхідної роботоздатності виконується перевірний розрахунок на зминання і зношування за умовними напруженнями

$$\sigma = 2T / (l h d_m z) \leq [\sigma]_{\text{умов}} \quad (4.56)$$

де T – обертальний момент, що передається з'єднанням; l – довжина з'єднання; h – висота поверхні контакту зубців; d_m – середній діаметр з'єднання (рис. 4.29); $[\sigma]_{\text{умов}}$ – умовне допустиме напруження.

Для прямобічних зубців $h \approx 0,5(D - d)$; $d_m \approx 0,5(D + d)$; для евольвентних $h \approx 0,8m$; $d_m \approx D - 1,1m$; для трикутних $h = 0,5(D_1 - d_1)$; $d_m = mz$, де D_1 – діаметр зубців вала; d_1 – діаметр вершин зубців маточини.

Під час вибору умовних допустимих напружень прямобічних з'єднань валів із зубчастими колесами враховується динамічність навантаження, похибки виготовлення, нерівномірність розподілу навантаження між зубцями тощо.

Для з'єднань, що передають тільки момент, умовні допустимі напруження можна приймати: за незагартованих поверхонь $[\sigma]_{\text{умов}} = (80 \dots 120)$ МПа, а загартованих $[\sigma]_{\text{умов}} = (120 \dots 150)$ МПа. Більші значення приймаються за спокійного навантаження.

У шліцьових з'єднаннях зубчастих коліс з валами бажано шліцьову ділянку маточини розміщувати симетрично відносно віснів коліс для того, щоб уникнути нерівномірного зношування зубців з'єднання і перекосу зубців колеса.

Залежність зменшення зношування робочих поверхонь у разі збільшення твердості матеріалу майже квадратна, тому їх доцільно зміцнювати, у відповідальних з'єднаннях використовується поверхневе загартування, цементация або азотування.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть переваги і недоліки шпонкових з'єднань.
2. Яким шпонками виконується ненапружене шпонкове з'єднання?
3. Як вибирають розміри поперечного перерізу призматичної шпонки?
4. Як технологічно виконують пази для призматичних шпонок і для сегментних?
5. Які грані шпонок є робочими для ненапружених з'єднань і які для напружених?

6. Як розраховують на міцність ненапружені шпонкові з'єднання?
 7. Як вибирають допустимі напруження під час розрахунку шпонкових з'єднань на міцність?
 8. Як розраховують на міцність напружені шпонкові з'єднання?
 9. Які переваги мають шліцьові з'єднання порівняно зі шпонковими?
 10. Як і для чого виконують центрування шліцьових з'єднань?
 11. Як умовно позначають шліцьові з'єднання?
 12. Як виконують розрахунок шліцьових з'єднань?
-

4.3. Зварні, паяні та клеєні з'єднання

4.3.1. Зварні з'єднання. Загальні відомості

Зварні з'єднання – це нерознімні з'єднання за допомогою зварного шва. Зварювання деталей здійснюється використанням сил молекулярного зчеплення під час їх місцевого нагрівання до плавлення або розігрівання стику з використанням тиску. Зварне з'єднання є найдосконалішим нерознімним з'єднанням, оскільки краще ніж інші приближує з'єднувані деталі до цілісної, простіше забезпечуючи умови рівномірності і зменшення маси. Зварені деталі у багатьох випадках замінюють деталі ковані, штамповані або виготовлені литвом: корпуси редукторів, станини, рами, зубчасті колеса, шківів, зірочки тощо.

Залежно від способу нагрівання розрізняють зварювання електродугове, газове, контактне, тертям тощо.

Під час *електродугового зварювання* металевий електрод приєднується до одного із полюсів джерела струму, а з'єднувані деталі – до іншого. За наближення електрода до деталей виникає електрична дуга, яка розплавляє електрод і краї деталей.

Ручне електродугове зварювання використовується здебільшого для з'єднань зі складними за конфігурацією зварними швами, а також під час індивідуального і малосерійного виробництва для з'єднання деталей товщиною від 1 до 60 мм. Для захисту розплавленого металу від впливу зовнішнього середовища на поверхню електрода наноситься захисне покриття, яке за високої температури

ри виділяє шлак і газ і таким чином утворює ізолююче середовище. Це забезпечує якість металу зварного шва, яка може значно погіршитися під впливом кисню і азоту повітря.

Автоматичне дугове зварювання виконується зварювальною машиною під шаром флюсу, до складу якого входять шлакоутворювальні (для захисту шва від впливу зовнішнього середовища), легуючі та розкиснювальні компоненти. Використання великої сили струму дозволяє значно підвищити продуктивність процесу, знизити витрати електродного матеріалу, забезпечує високі і однорідні механічні властивості з'єднань

Під час *електрошлакового зварювання* джерелом нагрівання служить тепло, яке виділяється у разі проходження струму від електроду до виробу через шлакову ванну. Цей спосіб дуже продуктивний під час зварювання деталей значної товщини.

У разі *контактного зварювання* деталей нагрівання їх стику відбувається за рахунок теплоти, яка виділяється під час проходження струму в декілька тисяч ампер через стик, де виникає найбільший омичний опір. Тут метал розігрівається до розплавленого стану, потім струм виключається, а з'єднувані деталі стискаються. Для утворення герметичних швів використовується контактне шовне зварювання. Це зварювання виконується електродами у вигляді дисків, що перекочуються, формуючи вузький безперервний або переривчастий шов вздовж стику деталей. За точкового контактного зварювання з'єднання утворюється в окремих точках, до яких підводяться електроди зварювальної машини. У разі такого зварювання герметичність з'єднання не забезпечується.

У сучасному виробництві широко використовуються спеціальні види зварювання. Для з'єднання деталей із високолегованих сталей, сплавів та кольорових металів застосовується зварювання в середовищі інертних газів (аргону, гелію). Поширюється зварювання за допомогою електронного променя, лазера, ультразвуку, вибуху, плазми тощо.

Перевагами зварних з'єднань порівняно із заклепковими є економія металу, відсутність отворів, що послаблюють поперечний переріз, менша трудомісткість робіт.

До *недоліків* зварних з'єднань належать: виникнення залишкових напружень у зварюваних деталях після закінчення процесу зварювання, жолоблення, погане сприйняття змінних і особливо вібраційних навантажень, значна концентрація напружень в області зварних швів і зниження антикорозійної стійкості, складність контролю якості зварних швів.

4.3.2. Види зварних з'єднань і типи зварних швів

Залежно від взаємного розміщення з'єднуваних елементів зварні з'єднання діляться на стикові, напусткові, таврові та кутові.

Стикові з'єднання (рис. 4.30) є найраціональнішим видом з'єднання і утворюються дуговим або газовим зварюванням за допомогою стикового зварного шва. Залежно від товщини з'єднуваних елементів з'єднання може виконуватися з обробкою або без обробки кромки, з підварюванням або без підварювання з іншого боку.

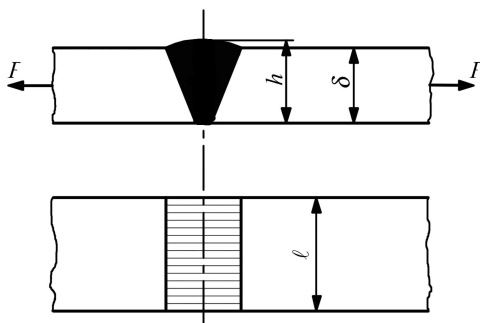


Рис. 4.30. Стикове зварне з'єднання

З'єднувати в стик можна не тільки листи чи смуги, а і труби, кутники, швелери, двотаври та інші деталі з фасонним профілем.

Напусткові з'єднання виконуються за допомогою кутових (валикових) швів (рис. 4.32). Залежно від розміщення шва відносно діючого навантаження кутові шви називаються: *лобовими* (рис. 4.31а) – у разі розміщення перпендикулярно до напрямку діючої сили, *фланговими* (рис. 4.31б) – паралельно напрямку діючої сили, *косими* – якщо напрям швів утворює деякий кут з напрямом діючої сили, *комбінованими* (рис. 4.31в) – якщо з'єднання виконане лобовими і фланговими швами. Форма поперечного перерізу кутових швів може бути *нормальною* (рис. 4.31д), *випуклою* (рис. 4.31е) і *увігнутою* (рис. 4.31ж,з). Нормальна та увігнута (поліпшена) форми зварних швів досягаються механічною обробкою їх після зварювання і мають меншу концентрацію напружень порівняно з випуклою.

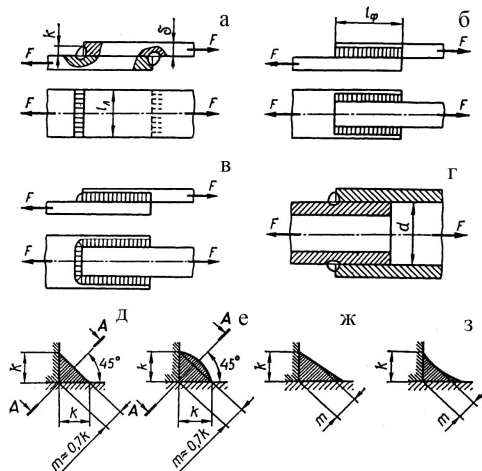


Рис. 4.31. Напусткове зварне з'єднання:

a – з лобовим швом; *б* – з фланговим швом; *в* – з комбінованим швом; *д* – з'єднання труб; валикові шви: *д* – нормальний; *е* – випуклий; *ж, з* – увігнутий

Основною геометричною характеристикою валикового шва є його катет k , який за технологічними умовами приймається приблизно рівним товщині з'єднуваних деталей ($k \leq \delta$), але не меншим 3 мм за товщини δ з'єднуваних елементів більший 3 мм.

Нерівномірність розподілу напружень підвищується за збільшення довжини l шва, тому довжину флангових швів обмежують умовою $l \leq 50 k$.

У *тавровому з'єднанні* елементи розміщуються у взаємно перпендикулярних площинах. Це з'єднання виконується стиковим швом з обробкою кромek (рис. 4.32б,в) або кутовим швом без обробки кромek (рис. 4.32а).

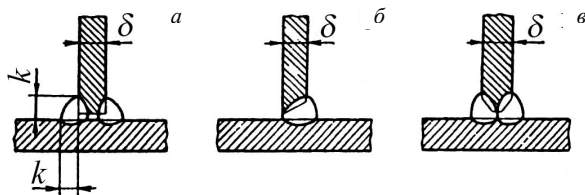


Рис. 4.32. Таврові зварні з'єднання:

a – без обробки кромek; *б, в* – з обробкою кромek

Кутові з'єднання виконують як без обробки кромки (рис. 4.33а,б) , так і з обробкою (рис. 4.33в,г). У більшості випадків такі з'єднання розраховані на сприймання малого навантаження і використовуються для забезпечення щільності.

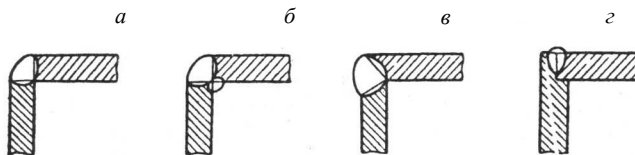


Рис. 4.33. Кутові зварні з'єднання:

а, б – без обробки кромки; *в, г* – з обробкою кромки

У деяких випадках, коли міцність напусткових з'єднань не забезпечується вибраними швами, додатково виконуються коркові (рис. 4.34а) або прорізні (рис. 4.34б) та проплавні (рис. 4.34в) зварні шви.

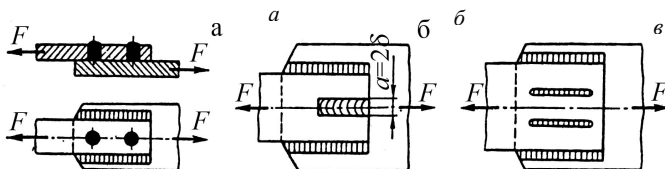


Рис. 4.34. Коркові (а), прорізні (б) та проплавні (в) шви

З'єднання точковим контактним зварюванням (рис. 4.35а,б) використовуються переважно для з'єднання деталей із тонкого листового матеріалу за сумарної товщини не більше 8...10 мм. Діаметр зварної точки вибирається залежно від меншої товщини δ з'єднуваних деталей:

$$d = 1,2\delta + 4 \text{ мм, якщо } \delta \leq 3 \text{ мм;}$$

$$d = 1,5\delta + 5 \text{ мм, якщо } \delta > 3 \text{ мм.}$$

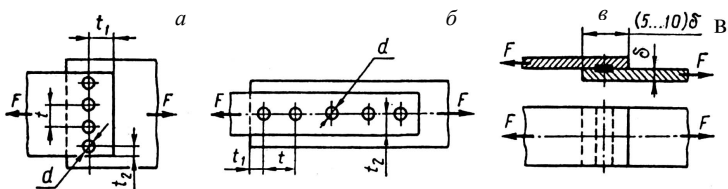


Рис. 4.35. З'єднання деталей контактним зварюванням:

a, б – точкове; в – шовне

Крок t зварних точок не має перевищувати $3d$, а відстань точок від країв деталей $t_1 = 2d$ і $t_2 = 1,5d$.

Ці з'єднання порівняно погано працюють за змінних навантажень.

З'єднання шовним контактним зварюванням (рис. 4.35б,в) використовується для деталей із тонких листів, товщина яких не перевищує (2...3) мм.

4.3.3. Розрахунки зварних з'єднань на міцність

Міцність зварного з'єднання залежить від багатьох факторів: якість матеріалу деталей (краще зварюються сталі, особливо низько- і середньовуглецеві, гірше високовуглецеві сталі, чавуни, сплави кольорових металів); досконалість технологічного процесу зварювання; конструкція з'єднання; спосіб зварювання; характер діючих навантажень тощо.

Під час конструювання розміри та типи швів зварних з'єднань визначають за формою та конструкцією деталей, тому розрахунки зварних з'єднань здебільшого виконують як перевірки.

Під час розрахунків приймаються такі допущення:

- сила, що діє на з'єднання, розподіляється рівномірно за довжиною шва;
- напруження рівномірно розподілене за поперечним перерізом шва.

Розрахунок, зазвичай, починається з установлення типу зварного з'єднання, величини навантаження і його напрямку щодо шва.

Стикове з'єднання. Це з'єднання може руйнуватися на шву, місці сплавлення металу шва з металом деталі, перерізі самої деталі в зоні термічного впливу – ділянки деталі, що прилягає до шва, де в результаті нагрівання під час зварювання міняються механічні властивості металу.

Розрахунок стикового зварного з'єднання виконується як розрахунок цілісної деталі. Можливе пониження міцності деталей, що пов'язане зі зварюванням, враховується під час призначення допустимих напружень.

Наприклад, смуга зварена в стик (рис. 4.30) перевіряється на розтяг:

$$\sigma = F/A = F/(b\delta) \leq [\sigma]', \quad (4.57)$$

де F – сила, що навантажує з'єднання; b і δ – ширина і товщина смуги; $[\sigma]'$ – допустиме напруження для зварних з'єднань.

За необхідності підвищення міцності з'єднання використовуються косі шви.

Напукоткове з'єднання. Кутові шви цих з'єднань умовно розраховують на зріз за найменшим перерізом, який знаходиться в бісектрисній площині прямого кута поперечного перерізу шва (рис. 4.31д), де розрахункова товщина шва $m = 0,7k$. Умова міцності швів записується у вигляді:

$$\tau = F/(0,7kl) \leq [\tau]', \quad (4.58)$$

де τ – розрахункове напруження зрізу; k – катет кутового шва; l – довжина швів; $[\tau]'$ – допустиме напруження зрізу.

У виразі (4.58) за розмір l береться сумарна довжина швів, під час з'єднання комбінованими швами враховується нерівномірність розподілу навантаження на лобові і флангові шви.

Якщо напрям дії навантаження несиметричний відносно однієї із з'єднуваних деталей (рис. 4.36), то довжина швів визначається із умови рівномірності так, щоб

$$l_1/l_2 = x/y. \quad (4.59)$$

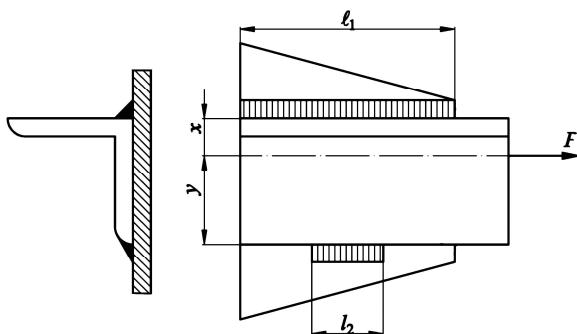


Рис. 4.36. З'єднання з несиметричним розміщенням швів

Якщо з'єднання навантажене моментом (рис. 4.37), то напруження, що виникають від дії моменту, за довжиною шва розподіляються нерівномірно, а їх вектори направлені по-різному. Ця нерівномірність тим більша, чим більше відношення l/b . Для поширених на практиці порівняно коротких швів ($l < b$) приймають, що напруження направлені вздовж швів і розподілені за їх довжиною рівномірно, і виконують умовний розрахунок за формулою:

$$\tau = M / (0,7kbl) \leq [\tau]', \quad (4.60)$$

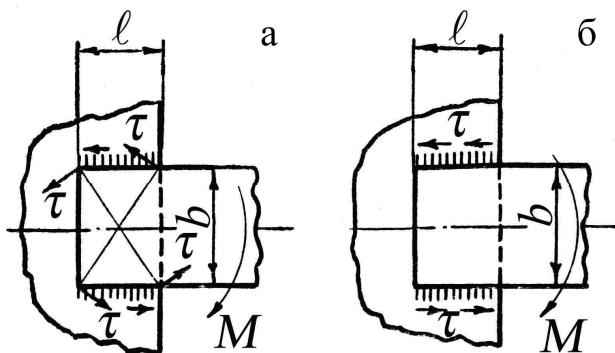


Рис. 4.37. З'єднання навантажене моментом:

a – довгий шов; $б$ – короткий шов

Досить часто на практиці зустрічаються напусткові з'єднання із кільцевим кутовим швом, навантажене силою F і зовнішнім моментом T (рис. 4.31г, на рисунку момент не показаний). У такому випадку напруження зрізу у шві визначають окремо для сили і моменту і складають їх геометрично, оскільки їх вектори взаємно перпендикулярні:

$$\tau = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_T^2} = \sqrt{[F/(0,7k\pi d)]^2 + [2T/(0,7k\pi d^2)]^2} \leq [\tau]' . \quad (4.61)$$

Розрахунок комбінованих швів під дією моменту у площині стику (рис. 4.38) найпростіше виконати за принципом незалежності дії сил.

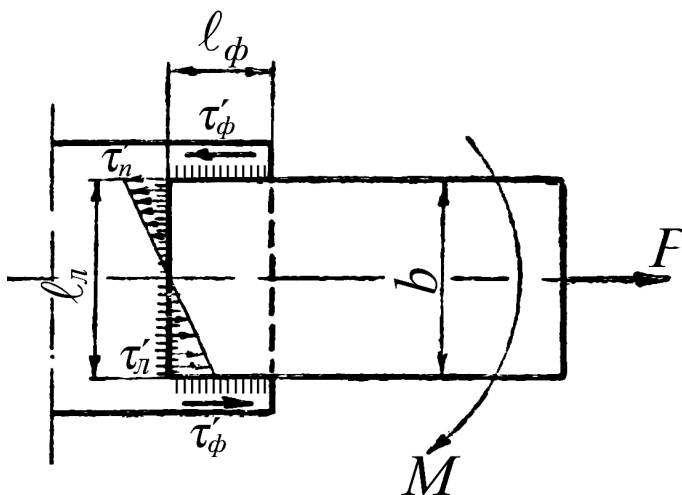


Рис. 4.38. До розрахунку напусткового з'єднання з комбінованим швом

Розрахунок базується на таких припущеннях: шви працюють незалежно; флангові шви короткі ($\ell_\phi < b$) і передають тільки сили спрямовані уздовж осі; катет шва k малий порівняно з розміром b . У розрахунках цим способом вважається, що зовнішній момент розподіляється між лобовим і фланговим швами пропорційно їх навантажувальній здатності і визначається за формулою:

$$M = M_{\phi} + M_{\lambda}, \quad (4.62)$$

де M_{ϕ} – момент у флангових швах,

$$M_{\phi} = 0,7kl_{\phi}b\tau_{\phi}; \quad (4.63)$$

M_{λ} – момент у лобовому шві,

$$M_{\lambda} = 0,7kl_{\lambda}\tau_{\lambda}/6. \quad (4.64)$$

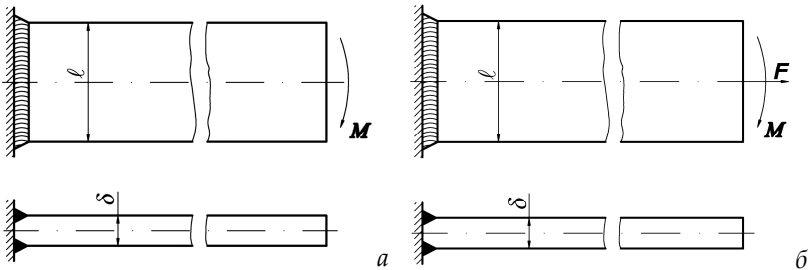


Рис. 4.39. До розрахунку таврового з'єднання, навантаженого моментом (а) і моментом і силою (б)

За умовами рівномірності приймається довжина флангових швів у комбінованих з'єднаннях не більшою половини довжини лобового:

$$l_{\phi} = 0,5l_{\lambda}, \quad \text{а} \quad \tau_{\phi} = \tau_{\lambda}.$$

Напруження у швах від дії моменту:

$$\tau_M = M/(0,7kl_{\phi}l_{\lambda} + 0,7kl^2_{\lambda}/6). \quad (4.65)$$

Напруження у швах від дії розтягувальної сили:

$$\tau_F = F/(2 \cdot 0,7kl_{\phi} + 0,7kl_{\lambda}). \quad (4.66)$$

Умова міцності записується через сумарне напруження:

$$\tau = \tau_M + \tau_T \leq [\tau]. \quad (4.67)$$

Таврове з'єднання. Якщо з'єднання виконане із попередньою підготовкою кромок, то його розраховують як цілісну деталь з використанням допустимих напружень для зварних швів.

Для таврових з'єднань без підготовлених кромок розрахунок виконується за напруженнями зрізу у зварних швах.

Під час навантаження з'єднання згинаючим і крутним моментами перевірка його міцності виконується за сумарними напруженнями:

$$\tau = \sqrt{\tau_T^2 + \tau_M^2} \leq [\tau'], \quad (4.68)$$

де $\tau_T = T / W_p \approx 2T / (0,7k\pi d^2)$ – напруження в шві від крутного моменту;

$\tau = M / W \approx 4M / (0,7k\pi d^2)$ – напруження в шві від згинаючого моменту.

З'єднання точковим контактним зварюванням, зазвичай, працюють на зріз. Розрахунок ведеться в припущенні, що навантаження розподіляється рівномірно між всіма точками:

$$\tau = 4F / (zi\pi d^2) \leq [\tau'], \quad (4.69)$$

де z – кількість зварних точок; i – кількість площин зрізу.

Під час розрахунку точкового зварного з'єднання моментом в площині стику деталей спочатку визначається найбільш навантажена точка і її навантаження і розрахунок виконується як для групового болтового з'єднання.

Міцність з'єднання шовним контактним зварюванням перевіряється теж за напруженнями зрізу:

$$\tau = F / (bl \leq [\tau']). \quad (4.70)$$

4.3.4. Допустимі напруження зварних з'єднань

Різноманітність факторів, що впливають на міцність зварних з'єднань, а також приблизність і умовність розрахунків обумовили визначення допустимих напружень зварних з'єднань на основі експериментальних даних. Прийняті норми допустимих напружень для з'єднань із низько - і середньовуглецевих сталей залежно від допустимого напруження на розтяг $[\sigma]_p$ з'єднуваних деталей. Наприклад, допустимі напруження в швах після ручного дугового зварювання і газозварювання під час розтягу $[\sigma']_p = 0,9[\sigma]_p$, стиску $[\sigma']_{ст} = [\sigma]_p$, зрізу $[\tau']_{зр} = 0,6[\sigma]_p$.

За змінних навантажень рекомендується перевіряти міцність не тільки шва, а і самих деталей в зоні цього шва. Допустимі напруження в цьому випадку визначаються через допустимі напруження при статичному навантаженні помноживши їх на коефіцієнт (для сталей):

$$\gamma = 1 / [(0,6K_{ef} \pm 0,2) - (0,6K_{ef} \mp 0,2)R] \leq 1, \quad (4.71)$$

де $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ або $R = \tau_{\min} / \tau_{\max}$ – коефіцієнт асиметрії циклу зміни напружень; K_{ef} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень, залежно від виду зварювання, типу шва і матеріалу зварюваних деталей знаходиться в межах $K_{ef} = 1,2 \dots 4,5$; більші значення за розтягувального найбільшого за абсолютним значенням напруження і дотичних напружень, менші – за стискувального найбільшого напруження.

Якщо $\gamma > 1$, то в розрахунок приймається $\gamma = 1$, що вказує, що для цього циклу вирішальне значення має статична міцність.

24.5. Паяні з'єднання. Загальні відомості

Паянням називається спосіб з'єднання деталей розплавленим припоєм, який затікає у зазор між ними. Паяні з'єднання є нерознімними, міцність яких базується на взаємній дифузії елементів припою і металу з'єднуваних деталей і забезпечується силами молекулярної взаємодії.

Переваги паяних з'єднань: можливість з'єднання деталей із різних матеріалів, наприклад, чорних металів з кольоровими металами; висока технологічність; можливість розпаювання з'єднань.

Недоліки паяних з'єднань: велика частка ручної роботи і мала можливість застосування автоматичних пристроїв; порівняно невелика міцність з'єднання на зсув і на відрив.

Високотемпературні методи паяння застосовуються для одержання нерознімних з'єднань таких важливих конструкцій, як камери згоряння реактивних двигунів, лопаток турбін, деталей ядерних реакторів і других конструкцій із тугоплавких матеріалів (молібдену, ніобію, вольфраму), що погано зварюються. У сільськогосподарському машинобудуванні і під час ремонту техніки методи паяння застосовують для одержання герметичних з'єднань, наприклад, деталей карбюраторів, масляних і водяних радіаторів тощо.

Конструкції паяних з'єднань. Методом паяння з'єднуються деталі різної форми: листи, труби, кутники, стрижні. При цьому застосовують такі види з'єднань: стикові, напусткові, таврові, кутові, комбіновані, телескопічні та інші. Найбільш поширеними є напусткові з'єднання, стикові і таврові застосовують обмежено. Види паяних з'єднань показані на рис. 4.40. Під час виготовлення герметичних конструкцій необхідно застосовувати напусткові з'єднання (рис. 4.40б,д,е,ж,з,і); під час з'єднання труб з фланцями потрібно передбачити установчий поясок або опору (рис. 4.41).

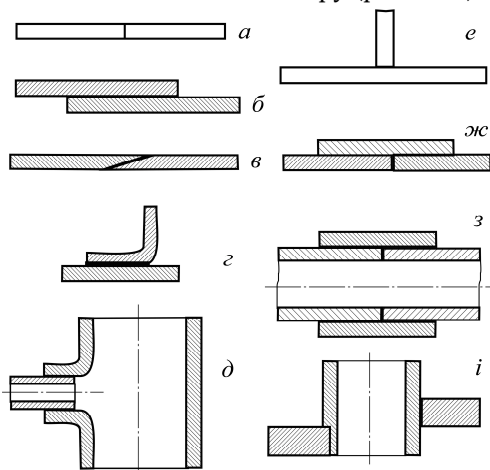


Рис. 4.40. Види паяних з'єднань:

a – стикове; *б* – напусткове; *в* – з косим стиком; *г* – кутове; *д*, *і* – герметичні;
е – таврове; *ж* – комбіноване; *з* – телескопічне

За будь якого методу паяння між деталями необхідно залишати зазор 0,01...0,4 мм, щоб туди міг затікати припій.

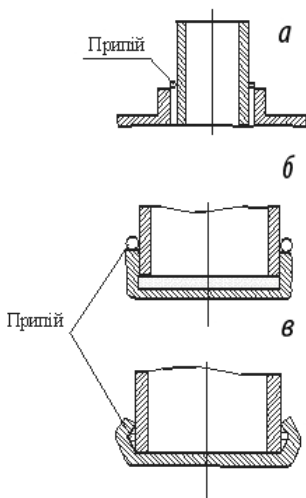


Рис. 4.41. Герметичні паяні з'єднання:

а – з установчим пояском, б, в – з опорою

Припої. Міцність паяних з'єднань залежить від міцності припою, механічної обробки та чистоти з'єднуваних поверхонь, активності взаємодії розплавленого припою та основного металу тощо.

Припої поділяються на низькотемпературні (температура плавлення $t_{пл} < 450^{\circ}\text{C}$) та високотемпературні ($t_{пл} \geq 450^{\circ}\text{C}$). Основними компонентами низькотемпературних припоїв є олово і свинець; високотемпературних – цинк, мідь, срібло та нікель.

Механічні характеристики та сфери застосування припоїв наведено у табл. 4.4.

Для зменшення окиснення поверхонь деталей з'єднання використовуються спеціальні флюси. Для низькотемпературних припоїв використовуються здебільшого кислотні та каніфольні флюси; для високотемпературних припоїв – боридні, боридно-вуглекислі та інші.

Розрахунки паяних з'єднань. Такі розрахунки аналогічні розрахункам зварних з'єднань. Допустимі напруження зумовлюються міцністю використаного припою.

Таблиця 4.4

**Механічні характеристики та сфери застосування
поширених припоїв**

Припій	Основа	Темпера- тура пла- влення, $t_{пл}, ^\circ\text{C}$	Границі міц- ності		Призначення
			$\sigma_b,$ МПа	$\tau_{мц},$ МПа	
Цинково- олов'яний ПОС 40	Цинк, олово	230	45	30	Для паяння деталей електротехнічної та приладобудівної промисловості та медичної апаратури
Мідно- цинковий ПМЦ54	Мідь, цинк	860	350	220	Для більшості деталей, окрім тих, які піддаються ударним чи вібраційним навантаженням
Срібно- мідний ПСр45	Срібло, мідь	720	400	170	Для паяння трубопроводів, патрубків та ін. деталей і вузлів з конструкційних та корозійностійких сталей, які працюють до температур 350-450°C

Для стикових паяних з'єднань (рис. 4.42а) умова міцності на розтяг

$$\sigma = F/(b\delta) \leq [\sigma], \quad (4.72)$$

де F – сила розтягу; b, δ – геометричні розміри з'єднання; σ – діюче напруження; $[\sigma]$ – допустиме напруження розтягу для паяних з'єднань (табл. 4.5).

Під час розрахунку напусткових з'єднань (рис. 4.42б) умова міцності на зріз:

$$\tau = F/(bl) \leq [\tau], \quad (4.73)$$

де l – величина напустку; $[\tau]$ – допустиме напруження на зріз для паяних з'єднань (табл. 4.5).

У разі інших видів навантажень розрахунок напусткових з'єднань проводять за формулами для зварних з'єднань.

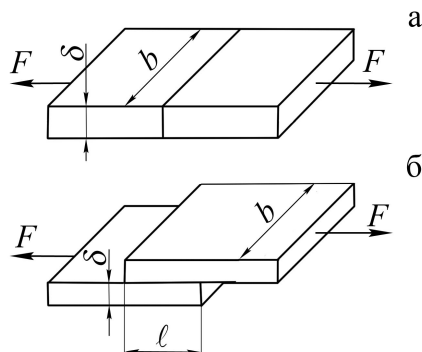


Рис. 4.42. Стикове (а) і напусткове (б) клейові з'єднання

Таблиця 4.5

Допустимі напруження для паяних з'єднань

Матеріал з'єднуваних деталей	Припій	Способи нагріву при паянні	Допустимі напруження для з'єднань, МПа	
			стикових	напусткових
Мідь	Цинк	Паяльником	40 ... 50	30 ... 40
	ПОС40	—«—	60 ... 70	40 ... 50
	ПОС18	—«—	80 ... 90	25 ... 40
	ПСр45	У печі	300 ... 320	240 ... 300
Маловуглецева сталь	Цинк	Паяльником	80	40
	ПОС40	—«—	100	60
	ПОС18	—«—	105	50
	ПСр45	У печі	220 ... 240	170 ... 180
	ВПр2	—«—	300 ... 400	150 ... 300
	Мідь МІ	—«—	350 ... 400	170 ... 200

4.3.6. Клейові з'єднання

Загальні відомості. Клейові з'єднання (рис. 4.42) належать до нероз'ємних з'єднань деталей за допомогою клею, який утворює між ними тонкий прошарок, так званий клейовий шов. В основі

цього процесу лежать два явища: явище адгезії, тобто поверхневого схоплення, і когезії – внутрішнього міжмолекулярного зв'язку.

Переваги клейових з'єднань: технологічність операцій склеювання; можливість з'єднання деталей з різнорідних матеріалів (сталь, гума, пластмаса, мідь та інші); клей заповнює мікротріщини, що дає можливість створити герметичні з'єднання; прошарок клею є добрим ізолятором тепла, звуку і вібрації; прошарок клею не зменшує міцність деталей з'єднання.

Недоліки клейових з'єднань: нестабільність фізико-механічних параметрів з'єднання з часом експлуатації, так званий ефект старіння, що призводить до зменшення міцності клейового шва; незначна міцність при відриві і особливо у разі відриву зі згинанням; залежність міцності з'єднань від температури, умов роботи, хімічних реагентів; особлива вимога до підготовки поверхонь для склеювання.

Процес склеювання складається з таких операцій: механічна і хімічна підготовка поверхонь деталей (обробка наждачною шкуркою або піском для придання поверхні більшої шорсткості; обезжирювання поверхні бензином, бензолом або ацетоном); нанесення клею на поверхні та складання деталей; витримування з'єднання за заданої температури та тиску.

Клейові з'єднання набули значного поширення у машинобудуванні, під час ремонту сільськогосподарської техніки, у приладобудуванні для з'єднання тонкостінних конструкцій, листових матеріалів, гумових виробів (в основному шинної промисловості), пластмас. Як приклад міцності клейових з'єднань можна навести конструкції мостів, деякі деталі у літаках.

Види і марки клеїв. В останній час завдяки розвитку хімії на базі фенольних, епоксидних та інших смол створені різні види клеїв: неорганічні, поліуретанові, епоксидні, фенолформальдегідні, поліакрилові, синтетичні.

Слід зазначити, що ця галузь інтенсивно розвивається і кількість клеїв сьогодні сягає десятків тисяч. У практиці потрібно користуватись довідковою літературою і підбирати марку клею, його механічні характеристики, а також метод полімеризації (наприклад, за кімнатної температури), які найбільше відповідали б технологічному процесу з'єднання деталей.

Види клейових з'єднань. Конструктивно клейові з'єднання аналогічні зварним і паяним (рис. 4.40). З'єднання мають високу міцність у разі деформацій стиску і зсуву; за нерівномірного відриву їх міцність значно зменшується. Для одержання особливо міцних клейових з'єднань, що працюють у разі вібраційних і ударних

навантажень, потрібно використовувати комбіновані з'єднання: клеєрізьбові, клеєзаклепкові та клеєзварні.

У практиці під час проектування клейових з'єднань зазвичай віддають перевагу таким конструкціям, які працюють на стиск і зсув. Розрахунки клейових з'єднань виконують так само, як для зварних і паяних.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть види зварювання.
 2. Назвіть види зварних з'єднань дайте характеристику кожному.
 3. Якими швами виконується стикове зварне з'єднання?
 4. Якими швами виконується стикове зварне з'єднання?
 5. Якими швами виконується напусткове зварне з'єднання?
 6. Коли зварні з'єднання виконують з обробкою кромek і коли без обробки?
 7. Від яких факторів залежить міцність зварного з'єднання?
 8. Як розраховується стикове зварне з'єднання?
 9. Який переріз валикового шва напусткового зварного з'єднання вважається небезпечним?
 10. Як розраховуються комбіновані шви напусткових зварних з'єднань?
 11. Як перевіряється міцність таврового зварного з'єднання?
 12. Як розраховують з'єднання точковим зварним швом?
 13. Як вибирають допустимі напруження під час розрахунків зварних з'єднань?
 14. Як розраховують зварні з'єднання, на які діють змінні навантаження?
 15. Наведіть приклади конструкцій паяних з'єднань.
 16. Стисло наведіть технологію паяння деталей.
 17. Як розраховують паяні з'єднання на міцність?
 18. Коли застосовують клеєві з'єднання і як їх виконують?
-

4.4. Заклепкові з'єднання

4.4.1. Загальні положення, типи заклепок і матеріали

Заклепковим називається нерознімне з'єднання деталей за допомогою заклепки – суцільного чи порожнистого циліндричного стрижня із закладною головкою на одному кінці. З'єднання формується шляхом установки заклепок в попередньо підготовлені в деталях отвори (рис. 4.43а) і подальшої осадки стрижня (клепання) для формування другої (замикальної) головки (рис. 4.43б). В процесі клепання деталі стискаються, а стрижень заклепки осаджується і щільно заповнює отвір.

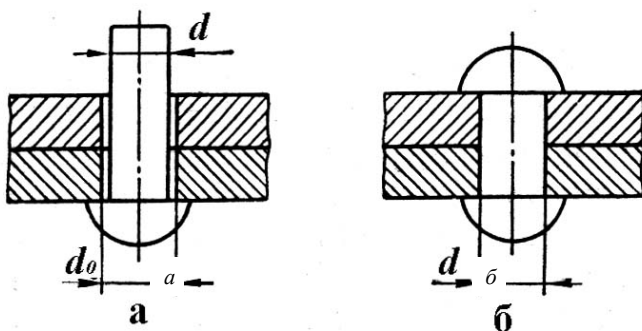


Рис. 4.43. Формування заклепкового з'єднання:

a – закладання заклепки; $б$ – після клепання

Отвори в деталях продавлюють або просвердлюють. У разі продавлювання листи деформуються, на краях отворів виникають тріщини, а на вихідній стороні утворюються гострі кромки, які можуть спричинити підрізання стрижня заклепки. Свердління менш продуктивне, але забезпечує підвищену міцність. Іноді продавлювання суміщають з наступним розсвердлюванням.

Клепання виконується вручну або машинами. Якість з'єднання машинного клепання вища, оскільки при цьому забезпе-

чується однорідність зусилля клепання і більша сила стиску деталей.

Стальні заклепки малого діаметра (до 10...12 мм) і заклепки із кольорових металів клепаються без нагрівання (холодне клепання), стальні заклепки з більшим діаметром перед установленням нагрівають (гаряче клепання). Нагрівання заклепок полегшує процес клепання і підвищує якість з'єднання.

Заклепки використовують для з'єднання листів, смуг, прокатних профілів тощо, де зовнішні навантаження діють паралельно до площини стику. Заклепкові з'єднання значно витіснені зварними з причини більшої витрати матеріалу, значної трудомісткості їх виготовлення і високої вартості. Однак заклепкові з'єднання добре працюють у конструкціях, що сприймають різко виражені вібраційні навантаження (корпуси літаків, кораблів, металоконструкції, автомобільні і тракторні рами тощо); вони мають переваги під час з'єднання деталей, що не допускають нагрівання у разі зварювання, внаслідок можливого відпускання чи короблення; з'єднання деталей із матеріалів, що погано зварюються, а також з'єднання деталей із шкіри та її замінників.

Заклепкові з'єднання використовують також під час виготовлення деталей машин загального призначення, наприклад, для кріплення вінців зубчастих коліс до маточини, лопаток в турбінах, гальмівних накладок тощо.

За призначенням заклепкові з'єднання ділять на *міцні* (металоконструкції); *щільні* (резервуари з невеликим внутрішнім тиском) і *міцнощільні* (резервуари з високим тиском).

Існує багато *типів заклепок*, форма і розміри більшості із них стандартизовані: заклепки з суцільним стрижнем: з напівкрутлою головкою, використовують в міцних і щільних з'єднаннях; з плоскою головкою, призначені для роботи в корозійних середовищах; з потайною або напівпотайною головкою, використовуються за необхідності уникнення виступаючих частин (наприклад, в літакобудуванні) або у разі з'єднання тонких листів; заклепки напівпорожністі і порожністі, використовуються для з'єднання тонких листів і неметалічних деталей.

За конструкцією заклепкові з'єднання ділять на напусткові (рис. 4.44) і стикові з однією або двома накладками. Заклепки в з'єднанні розміщують простими (рис. 4.44а,б) або шаховими (рис. 4.44в) рядами.

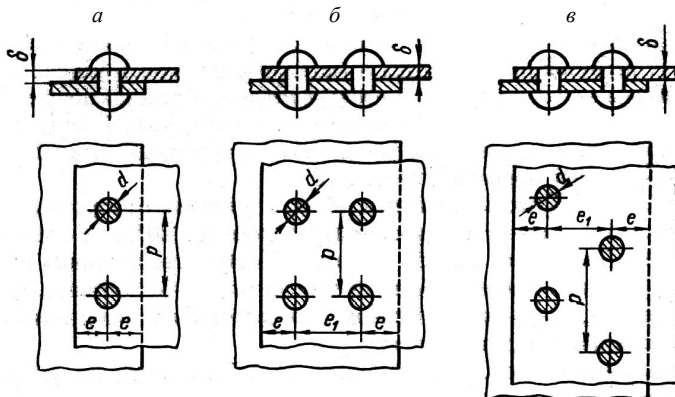


Рис. 4.44. Напусткові заклепкові з'єднання:

a, б – з простими рядами заклепок;

в – з шаховим розміщенням заклепок

Матеріали заклепок. Заклепки виготовляють із сталі, міді, латуні, алюмінію та інших металів. Для забезпечення формування головок матеріал заклепок має бути пластичним і не сприймати гартування. Крім того, для уникнення появи температурних напружень коефіцієнти лінійного розширення заклепок і з'єднуваних деталей мають бути однаковими або близькими.

Матеріали заклепок і деталей мають бути однаковими, бо поєднання різномірних матеріалів у присутності вологи може створити гальванічну пару, струми якої сприяють руйнуванню з'єднання.

Стальні заклепки виготовляються із вуглецевих сталей Ст2, Ст3 та ін. Для з'єднань деталей із сталі підвищеної якості використовуються заклепки із тієї самої сталі за умови можливості їх пластичного деформування.

4.4.2. Розрахунок міцних заклепкових з'єднань

У загальному випадку деталі заклепкового з'єднання можуть бути навантажені силами і моментами, що діють в різних напрямках і спричиняють різні деформації. Обмежимося розглядом най-

більш поширеного з'єднання, яке навантажене силами, що діють в площині стику. Умови навантаження заклепок такого з'єднання подібні умовам навантаження болтів, поставлених без зазору і навантажених зовнішньою поперечною силою (рис. 4.15). При цьому допускається, що навантаження розподіляється рівномірно між всіма заклепками з'єднання, а сили тертя в стику не враховуються.

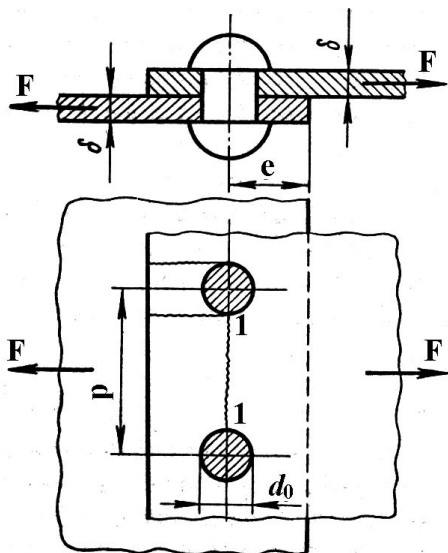


Рис. 4.45. Розрахункова схема заклепкового з'єднання

Зазвичай, основні розміри заклепкових з'єднань: діаметр заклепок, відстань між ними, відстань заклепок від краю листа та ін. вибираються за рекомендаціями, виробленими практикою, залежно від товщини з'єднуваних деталей.

Розглянемо найпростіший однорядний напустковий заклепковий шов (рис. 4.45). Найбільш поширеними руйнуваннями такого з'єднання є зріз заклепок, зминання між заклепкою і листом, розрив листа в перерізі, ослабленому отворами, прорізання з краю листів.

Перевірні розрахунки заклепкового шва виконують за такими умовами міцності:

а) на зріз заклепки:

$$\tau_{зр} = F / i [\pi(d^2 / A)] \leq [\tau_{зр}]; \quad (4.74)$$

б) на зминання заклепки або стінки отвору листа:

$$\sigma_{зм} = F / (d\delta) \leq [\sigma_{зм}]; \quad (4.75)$$

в) на розтяг листа в небезпечному перерізі:

$$\sigma_p = F / [(p - d)\delta] \leq [\sigma_p]; \quad (4.76)$$

г) на зріз краю листа в двох перерізах:

$$\tau'_{зр} = F / [2(e - 0,5d)\delta] \leq [\tau'_{зр}]; \quad (4.77)$$

де d – діаметр заклепок; p – крок заклепкового шва; e – відстань заклепок до краю листа; δ – товщина листів; F – сила, що діє на фронті одного кроку p ; i – кількість площин зрізу; $[\tau]_{зр}$ – допустимі напруження зрізу матеріалу заклепки; $[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження зминання матеріалу заклепки або листа; $[\sigma]_p$ – допустиме напруження під час розтягу матеріалу деталей (листів); $[\tau]_{зр}'$ – допустиме напруження під час зрізу матеріалу деталей.

Якщо у наведених умовах міцності прийняти відомі середні співвідношення між допустимими напруженнями $[\tau]_{зр} = [\sigma]_p = [\tau]_{зр} = 0,625[\sigma]_{зм}$, то можна знайти приблизні співвідношення між розмірами елементів з'єднання: $d \approx 2\delta$; $p \approx 2,6d$; $e \approx 1,5d$. Практично приймається: для вказаного шва: діаметр заклепок $d = 2\delta$, відстані $p = 3d$, $e = (1,5...2,0)d$; для шва з двома накладками $d = (1,5...2,0)\delta$, $p = 3,5d$; для дворядного напусткового шва $p = 4d$; для дворядного з двома накладками $p = 6d$; відстань між рядами заклепок у разі їх шахового розміщення $e_1 = (2...3)d$; товщина накладок $\delta_1 = 0,75\delta$.

Якщо навантаження на з'єднання діє несиметрично відносно центра мас перерізів заклепок, то між заклепками воно розподіляється нерівномірно. У такому випадку визначається найбільш навантажена заклепка і оцінюється її міцність за наведеними формулами (4.74)...(4.77).

За цими формулами оцінюється також міцність з'єднання за змінного навантаження, але при цьому допустимі напруження зменшують множенням на поправковий коефіцієнт:

$$\gamma = 1 / [(a - b) F_{\min} / F_{\max}], \quad (4.78)$$

де $F_{\min}$ і $F_{\max}$ – найменша і найбільша за абсолютним значенням сили, що діють на заклепки, взяті зі своїми знаками; $a=1$ і $b=0,3$ – для з'єднання елементів із маловуглецевих сталей; $a=1,2$ і $b=0,8$ – для з'єднання елементів із середньовуглецевих сталей.

Допустимі напруження під час розрахунків міцних заклепкових швів сталених конструкцій за статичного навантаження для заклепок із сталей Ст0, Ст2 і Ст3 приймають $[\sigma]_p = (140 \dots 160)$ МПа; $[\tau]_p = 140$ МПа; $[\sigma]_{зм} = (280 \dots 320)$ МПа у разі просвердлених отворів у деталях. У разі продавлювання отворів допустимі напруження понижуються на $(20 \dots 30)\%$.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Як формується заклепкове з'єднання?
 2. Наведіть декілька прикладів конструкцій, де до цього часу використовуються заклепкові з'єднання.
 3. Наведіть декілька прикладів типів заклепок і їх використання.
 4. Назвіть матеріали із яких виготовляють заклепки.
 5. За яким параметром вибирають розміри заклепкового з'єднання?
 6. Як заклепкові з'єднання перевіряють на міцність?
 7. Як вибирають допустимі напруження для елементів заклепкового з'єднання?
-

4.5. З'єднання з натягом (пресові)

4.5.1. Загальні відомості

З'єднання деталей з натягом виконуються за рахунок сил пружності від їх попередньої деформації, що виникають за різниці посадочних розмірів. Ці з'єднання займають проміжне положення між рознімними і нерознімними, бо за невеликих натягів їх можна розбирати без пошкодження деталей, хоча їх повторне складання не забезпечує первинної надійності з'єднання. За великих натягів розбирання з'єднань може спричинити значні пошкодження поверхонь контакту і навіть руйнування деталей.

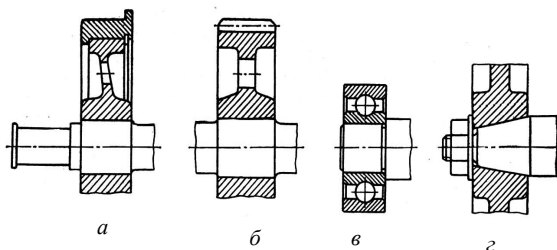


Рис. 4.46. З'єднання з натягом:

а, б, в – з циліндричною поверхнею контакту; г – з конічною

Зазвичай, за допомогою натягу з'єднують деталі з циліндричними поверхнями контакту (рис. 4.46а,б,в), рідше – з конічними (рис. 4.46г) і зовсім рідко деталі з'єднують на площині за допомогою стяжних кілець або планок.

Досить поширене поєднання з'єднання з натягом зі шпонковим, при цьому з'єднання з натягом може бути основним або допоміжним. У першому випадку ним сприймається більша частка навантаження, а шпонка тільки гарантує міцність з'єднання, у другому випадку з'єднання з натягом частково розвантажує шпонку і центрує деталь. Оскільки під час розрахунків таких з'єднань важко точно визначити частку навантаження, яку передає кожне із

з'єднань, то вважають, що все навантаження сприймається одним з'єднанням – пресовим чи шпонковим.

Складання з'єднання з натягом може виконуватися: *запресовуванням* на гідравлічних, гвинтових і важільних пресах; *нагріванням* охоплюючої деталі; *охолодженням* охоплюваної деталі; *гідрозапресуванням* – нагнітанням у зону контакту мастила, що значно зменшує зусилля для запресовування або випресовування.

Найбільш простим і поширеним є *запресовування* деталей на гідравлічних, гвинтових і важільних пресах, тому це з'єднання часто називають пресовим. Для зменшення пошкоджень поверхні контакту їх змащують рослинним мастилом. Швидкість запресовування не має перевищувати 5 мм/с. Основним недоліком цього способу є зминання і частковий зріз нерівностей поверхонь контакту, що зменшує міцність з'єднання (рис. 4.47).

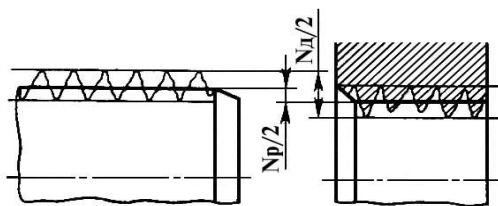


Рис. 4.47. Нерівності поверхонь контакту пресових з'єднань

Під час складання *нагріванням* температура деталі має бути нижчою від температури низького відпускання, яка становить: для сталей 230...240° С, для бронз 150°...200° С. Нагрівання деталі здійснюється в мастилі або в спеціальній печі. Цей спосіб забезпечує підвищення міцності зчеплення більше ніж у 1,5 рази порівняно із запресуванням. Особливо він ефективний за великих довжин з'єднання. Недоліком методу нагрівання є можлива зміна структури матеріалу, поява окалини і короблення.

Для *охолодження* охоплюваної деталі використовується суха вуглекислота (температура випаровування –80° С) або рідким повітрям (температура випаровування –190° С), при цьому деталь має бути ретельно знежиреною. Цей спосіб здебільшого застосовується для встановлення невеликих деталей, наприклад, втулок у масивні корпусні деталі.

Під час *гідрозапресування* рідке мастило під тиском подається каналами до кільцевої канавки і далі між поверхні контакту. Цей

спосіб дозволяє неодноразово розбирати і складати з'єднання без суттєвого зменшення його міцності.

Для з'єднань з натягом рекомендуються такі посадки: $H7/p6$; $H7/r6$; $H7/s6$; $H7/s7$; $H7/t6$; $H7/u7$.

Переваги з'єднань з натягом: простота і технологічність; відсутність кріпильних деталей; добре центрування деталей; можливість передачі значних навантажень, в тому числі вібраційних і ударних.

Недоліки: складність складання і особливо розбирання; розсіювання навантажувальної здатності з'єднання, пов'язане з коливаннями дійсних посадочних розмірів у межах допусків і коефіцієнтів тертя; створення високих напружень у з'єднуваних деталях і їх концентрація біля країв отворів.

4.5.2. Розрахунок з'єднань з натягом

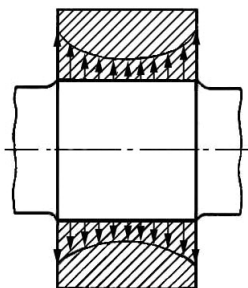


Рис. 4.48. Розподіл тиску за довжиною з'єднання деталей з натягом

Міцність зчеплення в з'єднанні залежить від величини натягу між з'єднуваними деталями, тому його основний розрахунок полягає у визначенні натягу і відповідної йому посадки. На деталі з'єднання діють додаткові напруження, тому під час проектування слід забезпечити і умови їх міцності.

Значення натягу в з'єднанні визначається залежно від необхідного тиску на поверхнях контакту: він має бути таким, щоб сили тертя, що виникають на цих поверхнях, виявилися більшими за зовнішні зсувні сили.

Тиск на поверхнях контакту по довжині деталей розподіляється нерівномірно, деяке його підвищення біля країв отвору викликане витісненням стиснутого металу від середини отвору в обидва боки (рис. 4.48). Під час розрахунку з'єднання приймається, що тиск розподіляється рівномірно на поверхні контакту і тоді розрахунок зводиться до рішення задачі Ляме про спряження двох циліндрів (товстостінних труб).

З'єднання може бути навантаженою осьювою силою F_a або моментом T , або осьювою силою F_a і моментом T одночасно (рис. 4.49).

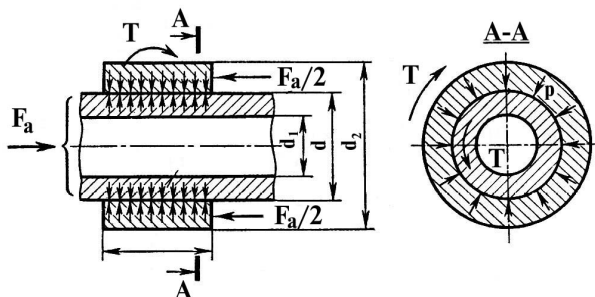


Рис. 4.49. Розрахункова схема з'єднання деталей з натягом, навантаженням осьювою силою і моментом

Під час навантаження осьювою силою F_a умова міцності з'єднання має вигляд:

$$F_a \leq \pi d l p f / S_{зч}, \quad (4.79)$$

звідки необхідний тиск на поверхнях контакту:

$$p \geq S_{зч} F / (\pi d l f), \quad (4.80)$$

де f – коефіцієнт тертя (зчеплення); d – діаметр посадочної поверхні; l – її довжина; $S_{зч}$ – коефіцієнт запасу зчеплення.

Під час навантаження обертальним моментом T умова міцності з'єднання:

$$T \leq (\pi d l p f d / 2) / S_{зч}, \quad (4.81)$$

звідки необхідний тиск на поверхнях контакту:

$$p \geq 2S_{зч} T / (\pi d^2 l f). \quad (4.82)$$

Під час навантаження з'єднання одночасно осьовою силою F_a і моментом T його умова міцності:

$$\sqrt{F_a^2 + (2T/d)^2} \geq \pi d l p f / S_{зч}, \quad (4.83)$$

звідки тиск:

$$p \geq \sqrt{F_a^2 + (2T/d)^2} / (\pi d l f / S_{зч}). \quad (4.84)$$

Наведений у формулах коефіцієнт запасу зчеплення $S_{зч} = 2...3$ враховує вплив на величину коефіцієнта тертя f різних факторів: змінність напружень згину вала, нерівномірність розподілу навантаження по довжині, фретінг-корозію тощо. За наближених розрахунків міцності з'єднань сталевих і чавунних деталей можна приймати середньомовірні значення: $f = 0,08...0,10$ – під час складання запресовуванням; $f = 0,12...0,15$ – під час складання з нагріванням або охолодженням однієї з деталей.

Розрахунковий натяг циліндричного з'єднання (рис. 4.47) дорівнює деформації деталей з'єднання і пов'язаний з тиском на поверхнях контакту залежністю Ляме:

$$N_p = p d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2), \quad (4.85)$$

$$\text{де } C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2,$$

де d – посадочний діаметр; d_1 – діаметр отвору охоплюваної деталі (вала) (для суцільного перерізу $d = 0$); d_2 – зовнішній діаметр охоплюючої деталі (маточини); E_1 і E_2 , μ_1 і μ_2 – модулі пружності і коефіцієнти Пуассона матеріалів відповідно вала і маточини: для сталі $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа і $\mu = 0,3$; для чавуну $E = 1,1 \cdot 10^5$ МПа і $\mu = 0,25$; для бронзи $E = 0,98 \cdot 10^5$ МПа і $\mu = 0,35$.

Під час складання з'єднання запресовуванням мікронерівності посадочних поверхонь частково зрізуються і обминаються, що призводить до послаблення розрахункового натягу, для компенсації його вводять поправку:

$$u = 5,5(R_{a1} + R_{a2}) = 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (4.86)$$

де R_{a1} , R_{a2} – середні арифметичні відхилення мікронерівностей посадочних поверхонь; R_{z1} , R_{z2} – висота мікронерівностей. Для поверхонь деталей, що з'єднуються з натягом, рекомендується приймати R_a : 3,2; 1,6; 0,8; 0,4 мкм або R_z : 8...2 мкм.

Якщо з'єднання працює за температури, що значно відрізняється від температури складання (20°C), за різних коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів деталей, то внаслідок теплових деформацій деталей натяг ослаблюється, що враховується відповідною поправкою:

$$\Delta t = d[(t_2 - 20)\alpha_2 - (t_1 - 20)\alpha_1], \quad (4.87)$$

де t_1 і t_2 – температури деталей з'єднання в процесі роботи; d_1 і d_2 – коефіцієнти лінійного розширення матеріалів деталей: для сталі $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} 1/^\circ \text{C}$; для чавуну $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} 1/^\circ \text{C}$; для бронзи $\alpha = 19 \cdot 10^{-6} 1/^\circ \text{C}$.

Дійсний натяг з'єднання, що необхідний для сприймання і передачі зовнішніх навантажень:

$$N = N_p + u + \Delta_t. \quad (4.88)$$

За цим значенням підбирається стандартна посадка, у якій для надійності з'єднання найменший натяг $N_{\min} = ei - ES \geq N$, де ei – нижнє відхилення розміру вала; ES – верхнє відхилення розміру отвору.

Для вибраної посадки визначається сила запресовування при складанні з'єднання:

$$F_{np} = f_{np} \pi d l p, \quad (4.89)$$

де p – тиск за найбільшого натягу N вибраної посадки; f_{np} – коефіцієнт тертя у разі запресовування, який приймають для матері-

алів: сталь – сталь $f_{np} = 0,20$; сталь – чавун $f_{np} = 0,14$; сталь – бронза $f_{np} = 0,10$.

Під час складання з'єднання нагріванням температура нагріву охоплювальної деталі:

$$t_{нагр} = 20^0 C + (N_{max} + S_0)/(dd_2), \quad (4.90)$$

при складанні охолодженням температура охоплюваної деталі

$$t_{ох} = 20^0 C - (N_{max} + S_0)/(dd_1), \quad (4.91)$$

де S_0 – мінімально необхідний зазор, що забезпечує вільне складання, рекомендується приймати рівним мінімальному зазору посадки $H7/g6$.

Для уникнення структурних змін в матеріалі охоплювальної деталі температура її нагрівання не має перевищувати температуру низького відпускання: для сталей $230...240^0 C$, для бронз $150...200^0 C$.

4.5.3. Конічні з'єднання з натягом

Ці з'єднання (рис. 4.50) вважаються перспективними та їх використання розширюється. *Перевагами* таких з'єднань порівняно з циліндричними є можливість більш точного контролю натягу (за осовим натягом) і порівняна легкість монтажу і демонтажу без використання спеціального обладнання, що дозволяє багато разів складати і розбирати з'єднання.

Якщо з'єднання виконується без шпонок, то конусність деталей приймається 1:50 (рідше 1:100). З'єднання зі шпонками зручні для складання – розбирання і виконуються з конусністю 1:10 і затяжкою з допомогою різьби (кінці валів електродвигунів і редукторів).

Розрахунок конічних з'єднань з натягом зводиться до визначення моменту T , який може передати з'єднання за заданих розмірів і сили $F_{зат}$ затягування гайки:

$$KT \leq F_{зат} f \cdot 0,5d_{сер} / (\sin \alpha + f \cos \alpha), \quad (4.92)$$

де $d_{сер}$ – діаметр на середині довжини l з'єднання.

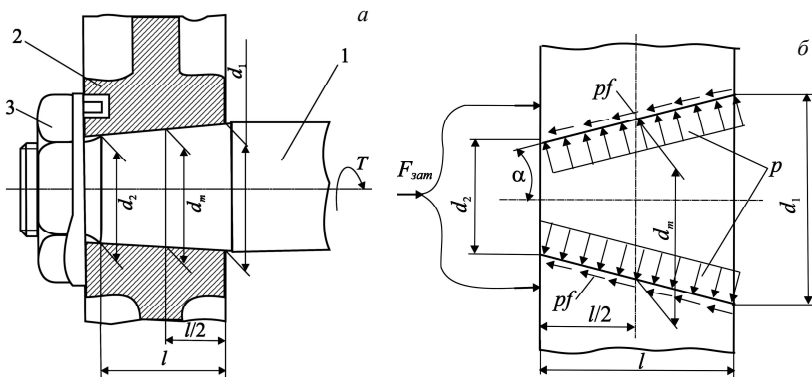


Рис. 4.50. Конічне з'єднання (а) і його розрахункова схема (б)

Для передачі з'єднанням заданого моменту на поверхні контакту вал-маточина необхідно створити тиск:

$$p = \frac{2kT}{\pi d_m^2 l f}, \quad (4.93)$$

де k – запас міцності, приймається $k = 1,3 \dots 1,5$,

для чого необхідно докласти до маточини осьову силу затягування:

$$F_{зам} = \frac{2kT}{d_m f}. \quad (4.94)$$

Сила затягування визначається із моменту загвинчування $T_{загв} = F_{\kappa} \cdot l_{\kappa}$, де $l_{\kappa} \approx 1,5d$ – довжина стандартного ключа (d – номінальний діаметр різьби), $F_{\kappa} \approx 150 \dots 200 \text{ Н}$ – сила на ключі.

Якщо умова (4.92) не виконується, то з'єднання підсилюється шпонкою і розрахунок виконується для шпонкового з'єднання за дії моменту T . При цьому допустимі напруження вибираються з урахуванням впливу посадки.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Як складаються з'єднання з натягом?
 2. Як може виконуватися складання з'єднання з натягом?
 3. Переваги і недоліки з'єднань з натягом.
 4. Від чого в першу чергу залежить міцність з'єднання з натягом?
 5. Як виконують розрахунки з'єднань з натягом?
 6. Для чого вводять поправку розрахункового натягу?
 7. Як вибирають посадку з'єднання з натягом?
 8. Особливості кінцевих з'єднань, їх переваги і розрахунки.
-

ЛІТЕРАТУРА

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. в 3-х т. / В.И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1982 – . –
2. Биргер И.А. Резьбовые соединения / И.А. Биргер, Г.Б.Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1973. – 256 с.
3. Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, Г.Б.Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1990. – 386 с.
4. Валы и оси. Конструирование и расчет / [Серенсен С.В., Громан М.Б., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М.]. – М. : Машиностроение, 1970. – 320 с.
5. Гаркунов Д.Н. Триботехника / Д.Н. Гаркунов. – М. : Машиностроение, 1985. – 424 с.
6. Гінзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи / Е.Г. Гінзбург. – Л. : Машиностроение, 1969. – 159 с.
7. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач. Справочник / Готовцев А.А., Столбин Г.Б., Котенок И.П. – М. : Машиностроение, 1973. – 376 с.
8. Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М. : Высшая школа, 1986. – 360 с.
9. Детали машин / [В.А. Добровольский, К.И. Заблонский, С.Л. Мак и др.]. – М. : Машиностроение, 1972. – 503 с.
10. Детали машин : атлас конструкций ; под ред. Д.Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1992.
11. Детали машин : атлас конструкций ; под ред. Д.Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1979. – 367 с.
12. Детали машин и основы конструирования ; под ред. М.Н.Ерохина. – М. : КолосС, 2005.– 462 с.
13. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник: В 3-х т. : Под ред. Н.С. Ачеркана. – М. : Машиностроение, 1969. – . –.
14. Дмитриев В.А. Детали машин / В.А. Дмитриев. – Л. : Судостроение, 1970. – 790 с.
15. Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование / П.Ф. Дунаев, О.П.Леликов – М. : Машиностроение, 2004. – 560 с.

16. Дирда В.І. Деталі машин / Дирда В.І., Овчаренко Ю.М., Рижков І.Є. – Дніпропетровськ : Авантаж, 2007. – 440с.
17. Дьяченко С.К. Детали машин. Атлас / С.К. Дьяченко, С.З. Столбовой. – М. : Гостехиздат, 1964. – 253 с.
18. Заблонский К.И. Детали машин / К.И. Заблонский. – К. : Вища школа, 1985. – 518 с.
19. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи / М.Н. Иванов. – М. : Машиностроение, 1981.
20. Иванов М.Н. Детали машин. Курсовое проектирование / . М.Н. Иванов, В.Н. Иванов. – М. : Высшая школа, 1975. – 551 с.
21. Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. –М. : Высш. шк., 2008. – 408 с.
22. Иосилевич Г.Б. Детали машин / Г.Б. Иосилевич. –М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
23. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. – Харьков : Основа, 1991. – 276 с.
24. Ковальчук Р.М. Деталі машин / Р.М. Ковальчук, Д.М. Коновалюк. – К. : Кондор, 2004. – 584 с.
25. Кудрявцев В.Н. Детали машин / В.Н. Кудрявцев. –Л. : Машиностроение, 1980. – 464 с.
26. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування / В.О. Малащенко, В.В. Янків. – Львів : Новий світ-2000, 2006. – 252 с.
27. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие : в 3-х кн./ П.И. Орлов. – М. : Машиностроение, 1977. – . –
28. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В.Т. Павлице. –Львів : Афіша, 2003. – 560 с..
29. Пастушенко С.І. Курсове проектування деталей машин / Пастушенко С.І., Гольдшмідт О.В., Ярошенко В.Ф. – К. : Аграрна освіта, 2003. – 291 с.
30. Павлице В.Т. Різьби, різьбові та кріпильні деталі : довідник / В.Т. Павлице, Я.Я. Данило. –Львів : Інтелект-Захід, 2001. – 239 с.
31. Подшипники качения : справочник-каталог ; под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. –М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.

32. Пронин Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи: (Вариаторы) / Б.А. Пронин, Г.А. Ревков. – М. : Машиностроение, 1980. –320 с.

33. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 498 с.

34. Розрахунки і проектування деталей машин. Ч 1. Механічні передачі / [Овчаров Б.З., Міняйло А.В., Мазоренко Д.І., Тіщенко Л.М.]. – Харків : ХНТУСГ, 2006. – 366 с.

35. Розрахунки і проектування деталей машин. Ч 2. Вали і опори / [Овчаров Б.З., Міняйло А.В., Мазоренко Д.І., Тіщенко Л.М.]. – Харків : ХНТУСГ, 2008.- 315с.

36. Чернілевський Д.В. Технічна механіка. Кн. 4. Деталі машин : підруч. / Чернілевський Д.В., Павленко В.С., Любін М.В. – К. : НМК ВО, 1992. – 360 с.

37. Тимошенко С.П. Курс теории упругости / С.П. Тимошенко – К. : Наукова думка, 1972. – 501 с.

38. Фролов М.И. Техническая механика. Детали машин / М.И. Фролов. – М : Высш. шк., 1990. – 352 с.

39. Чернавский С.А. Подшипники скольжения / С.А. Чернавский. – М. : Машгиз, 1963. – 243 с.

ДЛЯ НОТАТОК

ДЛЯ НОТАТОК

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	3
РОЗДІЛ І. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРО ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУЮВАННЯ.....	4
Вступ.....	4
1.1. Загальні питання розрахунку та проектування деталей машин	6
1.1.1. Загальні вимоги до машин	6
1.1.2. Класифікація деталей машин.....	8
1.1.3. Історичний огляд розвитку конструкцій деталей машин.....	8
1.1.4. Етапи конструювання і проектування машин.....	10
1.1.5. Види конструкторської документації.....	15
Контрольні запитання.....	17
1.2. Навантаження, що діють на деталі машин.....	18
Контрольні запитання.....	21
1.3. Основні критерії робоздатності та розрахунку деталей машин	21
1.3.1. Міцність	21
Методи розрахунків на міцність	21
Міцність за змінних напружень	27
Границя витривалості за змінних напружень.....	28
Основні фактори, які впливають на границю витривалості	31
Втомна міцність деталей за нестационарного навантаження	33
Вибір допустимих напружень і коефіцієнтів запасу міцності	37
Визначення запасу втомної міцності у разі двовісного напруженого стану	39
1.3.2. Жорсткість деталей.....	42
1.3.3. Вібростійкість	45

1.3.4. Теплостійкість	46
1.3.5. Зносостійкість.....	48
Контрольні запитання.....	49
1.4. Надійність машин і деталей	50
1.4.1. Основні терміни і поняття	50
1.4.2. Ймовірність, безвідмовність роботи, щільність розподілу та інтенсивність відмови	52
1.4.3. Основне рівняння надійності.....	54
1.4.4. Основні закони розподілу випадкових величин ..	56
1.4.5. Шляхи підвищення надійності і довговічності деталей	59
Контрольні запитання.....	60
1.5. Матеріали деталей машин.....	61
1.5.1. Основні вимоги до матеріалів деталей.....	61
1.5.2. Метали	62
Сталі.....	62
Чавуни	63
Сплави кольорових металів.....	64
1.5.3. Неметалеві матеріали	66
1.5.4. Термічна і хіміко-термічна обробки матеріалів...	68
1.5.5. Вибір матеріалів деталей машин.....	75
Контрольні запитання.....	77
1.6. Тертя і зношування в машинах.....	77
1.6.1. Основні поняття триботехніки	77
1.6.2. Основні характеристики зношування та шляхи його зменшення	82
1.6.3. Шляхи підвищення зносостійкості деталей	83
Контрольні запитання.....	84
1.7. Стандартизація і уніфікація деталей машин.....	84
Контрольні запитання.....	87
1.8. Система автоматизованого проектування (САПР)	87

РОЗДІЛ II. ПЕРЕДАЧІ..... 91

2.1. Загальні відомості про передачі	91
2.1.1. Класифікація, кінематичні схеми	91
2.1.2. Привід машини. Вибір двигуна	93
2.1.3. Основні кінематичні і енергетичні параметри передач та співвідношення між ними.....	95
Контрольні запитання.....	98
2.2. Зубчасті передачі	99
2.2.1. Загальні відомості і класифікація	99
2.2.2. Основні параметри зубчастих коліс	100
2.2.3. Коригування зубців циліндричних зубчастих передач.....	103
2.2.4. Точність зубчастих передач	104
2.2.5. Види руйнування зубців. Критерії роботоздатності і розрахунку зубчастих передач.....	106
2.2.6. Матеріали зубчастих коліс.....	109
2.2.7. Допустимі напруження	110
2.2.8. Прямозубі циліндричні зубчасті передачі	113
Сили в зачепленні	113
Розрахунок на контактну витривалість	114
Розрахунок зубців на витривалість у разі згину...	118
Розрахунок передач у разі дії максимального навантаження (перевантаження)	120
2.2.9. Косозубі циліндричні передачі	121
Особливості геометрії	121
Еквівалентне колесо.....	122
Сили в зачепленні	123
Розрахунки косозубих передач.....	125
2.2.10. Конічні зубчасті передачі.....	126
Геометричні параметри	127
Сили в зачепленні	129
Еквівалентне колесо.....	131
Розрахунки прямозубих конічних передач.....	132
2.2.11. Циліндричні передачі з зачепленням	

Новикова.....	134
2.2.12. Планетарні передачі.....	136
Загальні відомості	136
Кінематика планетарних передач	137
К.к.д. планетарних передач.....	140
Сили в зацепленні	141
Розрахунок планетарної передачі	142
2.2.13. Хвильові передачі.....	143
Загальні відомості	143
Розрахунок хвильової зубчастої передачі.....	145
2.2.14. Гвинтові та гіпоїдні зубчасті передачі.....	148
Гвинтова зубчаста передача.....	148
Гіпоїдна зубчаста передача.....	150
2.2.15. Редуктори і мотор-редуктори загального призначення	151
Контрольні запитання.....	158
2.3. Черв'ячні передачі	159
2.3.1. Загальні відомості та класифікація.....	159
2.3.2. Основні параметри черв'ячних циліндричних передач (без зміщення черв'яка)	161
Параметри черв'яка (архімедового).....	161
Параметри черв'ячного колеса.....	163
Параметри черв'ячної передачі	164
2.3.3. Кінематика і точність виготовлення передач.....	165
2.3.4. Сили в зацепленні	167
2.3.5. Види пошкоджень черв'ячних передач. Критерії роботоздатності і розрахунки.....	168
2.3.6. Матеріали деталей	169
2.3.7. Допустимі напруження	170
2.3.8. Розрахунки черв'ячних передач	171
Розрахунок зубців колеса на контактну витривалість ..	171
Розрахунок зубців колеса на витривалість у разі згину	173
Розрахунки на міцність у разі дії максимального навантаження	173
Розрахунок черв'яка на жорсткість.....	174

Тепловий розрахунок черв'ячної передачі.....	175
Контрольні запитання.....	176
2.4. Ланцюгові передачі.....	177
2.4.1. Основні відомості і класифікація	177
2.4.2. Деталі ланцюгових передач.....	178
Ланцюги	178
Зірочки.....	180
2.4.3. Основні геометричні і кінематичні параметри	181
2.4.4. Сили в передачі	184
2.4.5. Критерії роботоздатності ланцюгових передач...	185
2.4.6. Розрахунки ланцюгових передач.....	186
Розрахунок шарнірів ланцюга на зносостійкість	186
Розрахунок ланцюга на міцність.....	187
Контрольні запитання.....	187
2.5. Пасові передачі	188
2.5.1. Основні відомості і класифікація	188
2.5.2. Паси	191
2.5.3. Шківи.....	197
2.5.4. Геометрія і кінематика пасових передач	198
2.5.5. Сили і напруження в пасі	201
2.5.6. Пружне ковзання і буксування паса.....	206
2.5.7. Критерії роботоздатності пасових передач	208
2.5.8. Розрахунки пасових передач на тягову	
здатність.....	209
2.5.9. Розрахунок передачі на довговічність.....	212
2.5.10. Зубчасто-пасові передачі	213
Загальні відомості	213
Розрахунки і проектування зубчасто-	
пасових передач	215
Контрольні запитання.....	217
2.6. Фрикційні передачі та варіатори	218
2.6.1. Загальні відомості	218
2.6.2. Ковзання у фрикційній передачі.....	219
2.6.3. Матеріали та конструкції деталей	

фрикційних передач	221
2.6.4. Види руйнування котків і критерії роботоздатності	222
2.6.5. Геометрія і кінематика передачі	222
2.6.6. Розрахунки фрикційних передач	224
2.6.7. Варіатори.....	227
Контрольні запитання.....	229
2.7. Передачі гвинт – гайка	230
2.7.1. Загальні відомості	230
2.7.2. Ходові різьби	230
2.7.3. Конструкції і матеріали деталей.....	232
2.7.4. Передаточне відношення і к.к.д. передачі ...	232
2.7.5. Розрахунок передачі гвинт – гайка	233
Контрольні запитання.....	235

РОЗДІЛ ІІІ. ВАЛИ, ПІДШИПНИКИ, МУФТИ,

ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ.....

3.1. Вали та осі.....	236
3.1.1. Загальні відомості, класифікація і конструкція валів і осей	236
3.1.2. Матеріали валів та осей	239
3.1.3. Розрахункові схеми. Критерії розрахунку	240
3.1.4. Розрахунок осей.....	242
3.1.5. Розрахунок валів на кручення	243
3.1.6. Розрахунок валів на статичну міцність	245
3.1.7. Розрахунок валів на витривалість	246
3.1.8. Розрахунок валів на жорсткість	249
3.1.9. Розрахунок валів на вібростійкість	251
Контрольні запитання.....	252
3.2. Підшипники ковзання	253
3.2.1. Загальні відомості і класифікація	253
3.2.2. Конструкції підшипників ковзання.....	255
3.2.3. Режими тертя в підшипниках ковзання, критерії роботоздатності	258

3.2.4. Умовний розрахунок підшипників ковзання	260
3.2.5. Умови утворення режиму рідинного тертя	261
3.2.6. Матеріали вкладишів	265
Металеві підшипникові сплави	266
Неметалеві матеріали	268
Підшипники «сухого» тертя	271
Контрольні запитання	272
3.3. Підшипники кочення	273
3.3.1. Загальні відомості і класифікація підшипників кочення	273
3.3.2. Характеристики підшипників основних типів	276
3.3.3. Матеріали деталей підшипників	280
3.3.4. Класи точності підшипників	281
3.3.5. Система умовних позначень підшипників кочення	282
3.3.6. Характер навантаження елементів підшипника й напруження в них під час роботи. Види руйнувань підшипників кочення	284
3.3.7. Кінематика й динаміка елементів у підшипнику	289
3.3.8. Гранична швидкохідність підшипників кочення	293
3.3.9. Розрахунки підшипників на довговічність і статичне навантаження	294
Загальні відомості	294
Вибір підшипників кочення	298
Вибір типорозмірів підшипників, схеми їх установки, послідовність розрахунків	305
Вибір і розрахунок підшипників кочення за статичним навантаженням	310
3.3.10. Змашування підшипників кочення	311
3.3.11. Вибір посадок підшипників	313
3.3.12. Монтаж і демонтаж підшипників	315
Контрольні запитання	318
3.4. Муфти	319

3.4.1. Призначення і класифікація	319
3.4.2. Некеровані муфти (постійно діючі)	320
Глухі муфти	320
Компенсуючі муфти.....	322
3.4.3. Керовані муфти	329
3.4.4. Самокеровані муфти	331
Запобіжні муфти.....	332
Муфта вільного ходу (обгінна муфта).....	333
Контрольні запитання.....	334
3.5. Пружні елементи машин та корпусні деталі.....	335
3.5.1 Пружини. Основні поняття, призначення та класифікація.....	335
3.5.2. Конструкції, параметри та матеріали пружин	336
3.5.3. Основні параметри пружин.....	336
3.5.4. Розрахунок циліндричних гвинтових пружин розтягу та стиску	338
3.5.5. Загальні відомості про гуму та її фізико-механічні властивості.....	341
3.5.6. Складальні одиниці з гумовими елементами.....	342
3.5.7. Основи розрахунку гумових деталей у разі статичного навантаження.....	343
3.5.8. Корпусні деталі.....	346
Загальні відомості	346
Вибір оптимальних форм та визначення параметрів	347
Конструювання і розрахунок корпусних деталей.....	349
Контрольні запитання.....	351
РОЗДІЛ IV. З'ЄДНАННЯ	352
4.1. Різбові з'єднання.....	352
4.1.1. Загальні відомості	352
4.1.2. Різби: класифікація і основні параметри...353	

4.1.3. Основні типи кріпильних різьб.....	355
4.1.4. Основні типи різьбових з'єднань, кріпильні деталі, стопоріння	358
4.1.5. Елементи теорії гвинтової пари	365
Момент загвинчування	365
К.к.д. гвинтової пари	367
Самогальмування гвинтової пари	368
Розподіл осьової сили за витками різьби	369
4.1.6. Розрахунок різьби на міцність.....	370
4.1.7. Розрахунки різьбових з'єднань за різних випадків навантаження.....	371
З'єднання незатягнутим болтом, навантажене зовнішньою силою.....	371
З'єднання затягнутим болтом, зовнішнє навантаження відсутнє	372
З'єднання, навантажене силами в площині стику	374
З'єднання затягнутим болтом, зовнішнє навантаження розкриває стик	376
Затягнуте з'єднання, на болт діє ексцентричне навантаження	379
З'єднання затягнутим болтом, навантажене змінною зовнішньою осьовою силою	380
Допустимі напруження.....	381
Розрахунок з'єднань групою болтів	382
4.1.8. Клемові з'єднання	384
Контрольні запитання.....	386
4.2. Шпонкові, шліцьові та профільні з'єднання.....	387
4.2.1. Загальні відомості, призначення і класифікація шпонок	387
4.2.2. Розрахунок ненапружених шпонкових з'єднань	390
4.2.3. Розрахунок напружених шпонкових з'єднань	391
4.2.4. Шліцьові (зубчасті) з'єднання.....	394

4.2.5. Проектування і розрахунок шліцьових з'єднань	398
Контрольні запитання.....	399
4.3. Зварні, паяні та клеєні з'єднання	400
4.3.1. Зварні з'єднання. Загальні відомості.....	400
4.3.2. Види зварних з'єднань і типи зварних швів	402
4.3.3. Розрахунки зварних з'єднань на міцність....	405
4.3.4. Допустимі напруження зварних з'єднань ...	411
4.3.5. Паяні з'єднання. Загальні відомості.....	411
4.3.6. Клейові з'єднання	415
Контрольні запитання.....	417
4.4. Заклепкові з'єднання.....	418
4.4.1. Загальні положення, типи заклепок і матеріали	418
4.4.2. Розрахунок міцних заклепкових з'єднань ...	420
Контрольні запитання.....	423
4.5. З'єднання з натягом (пресові)	424
4.5.1. Загальні відомості	424
4.5.2. Розрахунок з'єднань з натягом	426
4.5.3. Конічні з'єднання з натягом	430
Контрольні запитання.....	432
ЛІТЕРАТУРА	433

Навчальне видання

Міняйло Анатолій Васильович
Тіщенко Леонід Миколайович
Мазоренко Дмитро Іванович
Дирда Віталій Іларіонович
Ловейкін В'ячеслав Сергійович
Борхаленко Юрій Олександрович

ДЕТАЛІ МАШИН

Підручник

Редагування	Л.М. Талюта Н.В. Крошко
Макет	І.О. Серова
Обкладинка	М.О. Цендревич

Підписано до друку 28.12.2012. Формат 60х84/16.
Папір офсет. №1. Гарнітура Palatino Linotype. Друк офс.
Наклад 1000 примірників, Зам. № 88

Редакційно-видавничий відділ
Науково-методичного центру аграрної освіти
Київ-151, вул. Смілянська, 11
тел. 249-94-04