

Конспект лекцій

ДЕТАЛІ МАШИН

ЗМІСТ

ВСТУП	2
1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ І ВИЗНАЧЕННЯ КУРСУ	3
2. ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ТА ЕТАПИ РОЗРОБКИ МАШИН	4
2.1. ВИМОГИ ДО МАШИН І КРИТЕРІЇ ЇХ ЯКОСТІ	5
2.2. УМОВИ НОРМАЛЬНОЇ РОБОТИ ДЕТАЛЕЙ І МАШИН	6
2.3. ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ РОЗРАХУНКІВ НА МІЦНІСТЬ	6
3. КЛАСИФІКАЦІЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	7
4. ПЕРЕДАЧІ	8
4.1. ПЕРЕДАЧІ ЗАЧЕПЛЕННЯМ	9
4.1.1. Циліндричні зубчасті передачі	9
Критерії розрахунку евольвентних зубів	
Сили в зубчастому зачепленні	
Розрахунок зубів на контактну витривалість	
Розрахунок зубів на вигин	
4.1.2. Планетарні зубчасті передачі	12
4.1.3. Хвильові зубчасті передачі	12
4.1.4. Зачеплення Новікова	13
4.1.5. Конічні зубчасті передачі	14
4.1.6. Черв'ячні передачі	15
4.2. ПЕРЕДАЧІ ТЕРТЯМ (ЗЧЕПЛЕННЯМ)	17
4.2.1. Фрикційні передачі	17
4.2.2. Пасові передачі	18
5. ВАЛИ ТА ОСІ	22
6. ОПОРИ ВАЛІВ І ОСЕЙ – ПІДШИПНИКИ	25
6.1. ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ	25
6.2. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ	26
6.2.1. Причини поломок і критерії розрахунку підшипників	29
6.2.2. Розрахунок номінальної довговічності підшипника	29
6.2.3. Методика вибору підшипників кочення	30
6.2.4. Особливості проектування підшипникових вузлів	30
Схеми установки підшипників	30
Кріплення підшипників на валу та у корпусі	
Жорсткість підшипників та їхній попередній натяг	
Ущільнюючі пристрої	
Посадки підшипників на валу і в корпусі	
Монтаж і демонтаж підшипників	
Змащення підшипників кочення	
7. МУФТИ	35
7.1. ЖОРСТКІ МУФТИ	37
7.2. КОМПЕНСУЮЧІ МУФТИ	37
7.3. РУХЛИВІ МУФТИ	37
7.4. ПРУЖНІ МУФТИ	38
7.5. ФРИКЦІЙНІ МУФТИ	39
8. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	40
8.1. НЕРОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ	40
8.1.1. Зварні з'єднання	40
Розрахунок на міцність зварних швів	
8.1.2. З'єднання заклепками	42

8.2. РОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ	43
8.2.1. Різьбові з'єднання	43
розрахунок на міцність різьбових з'єднань	
8.2.2. Штифтові з'єднання	48
8.2.3. Шпонкові з'єднання	48
8.2.4. Шлицьові з'єднання	49
9. ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ В МАШИНАХ	50
БІБЛЮГРАФІЧНИЙ СПИСОК	52

ВСТУП

Сучасне суспільство відрізняється від первісного використання машин.

Застосування предметів, що розширюють можливості рук, і особливе освоєння додаткових джерел енергії не тільки дозволило людству вижити, але й забезпечило в подальшому перемогу над переважаючими силами природи.

Життя людей, навіть самих відсталих племен, тепер немислима без різних механічних пристроїв і пристосувань (*грецьк. "механа" – хитрість*).

І хоча різні механічні хитрості використовувалися вже в древньому Єгипті при будівництві пірамід, всерйоз говорити про застосування машин можна лише з епохи промислової революції XVIII століття, коли винахід парової машини дало гігантський технологічний ривок і сформувало сучасний світ у його нинішньому виді. Тут важливий енергетичний аспект проблеми.

З тих пір намітилися основні закономірності пристрою й функціонування механізмів і машин, були складені найбільш раціональні й зручні форми їх складових частин - деталей. У процесі механізації виробництва й транспорту, зі збільшенням навантажень і складності конструкцій, зросла потреба не тільки в інтуїтивному, але й у науковому підході до створення та експлуатації машин.

Розвиток промисловості зажадало великої кількості інженерів-механіків. Тому в провідних університетах Заходу вже з 30-х років XIX століття читається самостійний курс "Деталі Машин". Без цього курсу тепер неможлива підготовка інженера-механіка будь-якої спеціальності.

Історично сформовані у світі системи підготовки інженерів при всіх національних і галузевих розходженнях мають єдину чотириступінчасту структуру:

1. На молодших курсах вивчаються **ФУНДАМЕНТАЛЬНІ НАУКИ**, які представляють собою систему знань про найбільш загальні закони й принципи нашого світу. Це - Фізика, Хімія, Математика, Інформатика, Теоретична механіка, Філософія, Політологія, Психологія, Економіка, Історія і т.п.
2. Далі вивчаються **ПРИКЛАДНІ НАУКИ**, які вивчають дію фундаментальних законів природи в певних областях життя, такими є Технічна термодинаміка, Теорія міцності, Матеріалознавство, Опір матеріалів, Теорія механізмів і машин, Прикладна механіка, Обчислювальна техніка і т.п.

На старших курсах (3-й і вище) студенти приступають до вивчення **ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИХ ДИСЦИПЛІН**, таких як «Деталі машин», а також "Основи стандартизації", "Технологія обробки матеріалів" і т.п.; галузеві розходження тут ще порівняно невеликі.

Навчання завершується освоєнням **СПЕЦІАЛЬНИХ ДИСЦИПЛІН**, таких як, "Підйомно-транспортні машини", «Інструмент» і т.п., які й становлять кваліфікацію інженера-механіка відповідної спеціальності.

При цьому дійсно висококваліфікованим фахівцем, здатним розв'язувати конкретні інженерно-технічні проблеми стає лише той, хто засвоїв взаємозв'язок і наступність між фундаментальними, прикладними, загально-технічними й спеціальними знаннями.

Курс "**Деталі машин і основи конструювання**" безпосередньо опирається на курси "**Опір матеріалів**" і "**Теорія механізмів і машин**", якими, ми сподіваємося, студенти опанували в досконалості. Крім того, для успішного виконання розрахунково-графічних робіт і курсового проекту необхідні гарні знання правил і прийомів курсу "**Інженерна графіка**".

1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ І ВИЗНАЧЕННЯ КУРСУ

Визначимо базові поняття на самому початку роботи для систематизації навчального матеріалу та щоб уникнути двозначного тлумачення.

Розташуємо поняття за ступенем складності.

ДЕТАЛЬ – (*франц. detail – шматочок*) – виріб, виготовлений з однорідного по найменуванню й марки матеріалу без застосування складальних операцій (ГОСТ 2.101-68).

ЛАНКА - група деталей, що утворює рухливу або нерухливу відносно один одного механічну систему тіл.

СКЛАДАЛЬНА ОДИНИЦЯ - виріб, складові частини якого підлягають з'єднанню на підприємстві-виготовлювачі за допомогою складальних операцій (ГОСТ 2.101-68).

ВУЗОЛ - закінчена складальна одиниця, яка складається з деталей загального функціонального призначення.

МЕХАНІЗМ - система деталей, яка призначена для передачі й перетворення руху.

АПАРАТ – (*лат. apparatus – частина*) прилад, технічний пристрій, пристосування, зазвичай якась автономно-функціональна частина більш складної системи.

АГРЕГАТ – (*лат. aggrego – приєднувати*) уніфікований функціональний вузол, який має повну взаємозамінність.

МАШИНА – (*греч. "машина" – величезна, грізна*) система деталей, яка здійснює механічний рух для перетворення енергії, матеріалів або інформації з метою полегшення праці. Машина характерна наявністю джерела енергії й вимагає присутності оператора для свого керування. Проникливий німецький економіст К. Маркс помітив, що всяка машина складається з рухового, передатного й виконавчого механізмів.

АВТОМАТ – (*греч. "аутоматос" – саморушійний*) машина, яка працює за заданою програмою без оператора.

РОБОТ – (*чешськ. robot – працівник*) машина з системою керування, яка дозволяє їй самостійно приймати виконавчі рішення в заданому діапазоні.

Процес розробки машин має складну, розгалужену неоднозначну структуру й зазвичай називається широким терміном **ПРОЕКТУВАННЯ** – створення прообразу об'єкта, що представляє загалом його основні параметри. Під **КОНСТРУЮВАННЯМ** деякі автори розуміють весь процес від ідеї до виготовлення машин, деякі – лише завершальну стадію його підготовки. Але в кожному разі **мета й кінцевий результат конструювання – створення робочої документації** (ГОСТ 2.102-68), по якій можна без участі розроблювача виготовляти, експлуатувати, контролювати й ремонтувати виріб.

Тут також потрібно дати базові поняття:

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ - документ, що розроблюється спільно замовником і розроблювачем, що містить загальне подання про призначення, технічні характеристики і принципову конструкцію майбутнього виробу.

ТЕХНІЧНА ПРОПОЗИЦІЯ – додаткові або уточнені вимоги до виробу, які не могли бути зазначені в технічному завданні (ГОСТ 2.118-73).

ТВОРЧІСТЬ - специфічна матеріальна або духовна діяльність, яка породжує щось нове або нову комбінацію відомого.

ВИНАХІД – нове рішення технічного завдання, що дає позитивний ефект.

ЕСКІЗУВАННЯ – процес створення ескізу (*франц. esquisse – з міркувань*), попереднього малюнка або начерку, що фіксує задум і містить основні обриси створюваного об'єкта.

КОМПОНУВАННЯ - розташування основних деталей, вузлів, складальних одиниць майбутнього об'єкта.

РОЗРАХУНОК - чисельне визначення зусиль, напружень і деформацій у деталях, установлення умов їх нормальної роботи; виконується в міру необхідності на кожному етапі конструювання.

КРЕСЛЕННЯ - точне графічне зображення об'єкта, що містить повну інформацію про його форму, розміри й основні технічні умови виготовлення.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА - текстовий документ (ГОСТ 2.102-68), що містить опис пристрою й принципу дії виробу, а також технічні характеристики, економічне обґрунтування, розрахунки, вказівки по підготовці виробу до експлуатації.

СПЕЦИФІКАЦІЯ - текстовий табличний документ, що визначає склад виробу (ГОСТ 2.102-68).

ЕСКІЗНИЙ ПРОЕКТ - перший етап проектування (ГОСТ 2.119-73), коли встановлюються принципові конструктивні й схемні рішення, що дають загальні подання про пристрій і роботу виробу.

ТЕХНІЧНИЙ ПРОЕКТ - заключний етап проектування (ГОСТ 2.120-73), коли виявляються остаточні технічні рішення, що дають повне подання про виріб.

РОБОЧИЙ ПРОЕКТ - повний комплект робочої документації (текстової й графічної ГОСТ 2.102-68; 2.106-68), у якій утримується повна інформація про конструкцію, виготовлення, експлуатацію й ремонті машини.

2. ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ТА ЕТАПИ РОЗРОБКИ МАШИН

Машини, як і інші вироби, виготовляються тільки за проектом, що, у кожному разі, є сукупністю графічних і текстових документів. Правила й порядок розробки, оформлення й обліку цих документів установлюється комплексом стандартів – Єдиною системою конструкторської документації (ЄСКД), розробленої в 70-і роки ХХ ст.

Проектування машин виконують у кілька стадій, встановлених ГОСТ 2.103-68. Для одиничного виробництва це:

1. Розробка технічної пропозиції за ДСТ 2.118-73.
2. Розробка ескізного проекту за ДСТ 2.119-73.
3. Розробка технічного проекту за ДСТ 2.120-73.
4. Розробка документації для виготовлення виробу.
5. Коректування документації за результатами виготовлення й випробування виробу.

Стадії проектування при серійному виробництві ті ж, але тільки коректування документації доводиться повторювати кілька разів: спочатку для досвідченого екземпляра, потім для досвідченої партії, потім за результатами виготовлення й випробувань першої промислової партії.

У кожному разі, приступаючи до кожного етапу конструювання, як і взагалі до будь-якої роботи, необхідно чітко позначити три позиції:

Вихідні дані – будь-які об'єкти й інформація, які відносяться до справи ("що ми маємо?").

Мета – очікувані результати, величини, документи, об'єкти ("що ми хочемо отримати?").

Засоби досягнення мети – методики проектування, розрахункові формули, інструментальні засоби, джерела енергії й інформації, конструкторські навички, досвід ("що і як робити?").

Діяльність конструктора-проектувальника знаходить зміст тільки за наявності замовника - особи або організації, що бідують у виробі й фінансують розробці.

Теоретично замовник повинен скласти й видати розроблювачеві Технічне Завдання - документ, у якому грамотно й чітко позначені всі технічні, експлуатаційні й економічні параметри майбутнього виробу. Але, на щастя, цього не відбувається, оскільки замовник поглинений своїми відомчими завданнями, а, головне, не має достатніх навичок проектування. Таким чином, інженер не залишається без роботи.

Робота починається з того, що замовник і виконавець спільно становлять (і підписують) Технічне Завдання. При цьому виконавець повинен одержати максимум інформації про потреби, побажання, технічних і фінансових можливостях замовника, обов'язкових, кращих і бажаних властивостях майбутнього виробу, особливостях його експлуатації, умовах ремонту, можливому ринку збуту.

Ретельний аналіз цієї інформації дозволить проектувальникові правильно вибудувати логічний ланцюжок "Завдання - Мета - Засоби" і максимально ефективно виконати проект.

Розробка **Технічної Пропозиції** починається з вивчення Технічного Завдання. З'ясовуються призначення, принцип пристрою й способи з'єднання основних складальних одиниць і деталей. Все це супроводжується аналізом науково-технічної інформації про аналогічні конструкції. Виконуються кінематичний розрахунок, проектувальні розрахунки на міцність, жорсткість, зносостійкість і за критеріями працездатності. З каталогів попередньо вибираються всі стандартні вироби - підшипники, муфти й т.п. Виконуються перші ескізи, які поступово уточнюються. Необхідно прагнути до максимальної компактності розташування й зручності монтажу-демонтажу деталей.

На стадії **Ескізного Проекту** виконуються уточнені й перевірочні розрахунки деталей, креслення виробу в основних проєкціях, проробляється конструкція деталей з метою їх максимальної технологічності, вибираються з'єднання деталей, проробляється можливість складання-розбирання й регулювання вузлів, обирається система змащення й ущільнення. Ескізний проєкт повинен бути розглянутий і затверджений, після чого він стає основою для Технічного Проекту. При необхідності виготовляються й випробовуються макети виробу.

Технічний Проєкт повинен обов'язково містити креслення загального виду, відомість технічного проєкту й пояснювальну записку. Креслення загального виду за ДСТ 2.119-73 повинен дати відомості про конструкцію, взаємодію основних частин, експлуатаційно-технічних характеристиках і принципах роботи виробу. Відомість Технічного Проєкту й Пояснювальна Записка, як і всі текстові документи повинні містити вичерпну інформацію про конструкцію, виготовлення, експлуатацію й ремонті виробу. Вони оформляються в точній відповідності з нормами і правилами ЄСКД (ГОСТ 2.104-68; 2.105-79; 2.106-68).

Таким чином, проєкт здобуває остаточний вид – креслень і пояснювальної записки з розрахунками, названими **робочою документацією**.

2.1. Вимоги до машин і критерії їх якості

Оскільки людині властиво хотіти всього й відразу, то вимоги до машин різноманітні й часто суперечливі, однак їх можна умовно розділити на основні взаємозалежні групи:

- ➔ технологічні вимоги;
- ➔ економічні вимоги;
- ➔ експлуатаційні вимоги.

Якість машини, тобто її максимальна відповідність всім вимогам неможливо без безустанної уваги інженера на всіх стадіях "життя" машини.

Якість заставляється на стадії проєктування, забезпечується на стадії виробництва й підтримується в процесі експлуатації.

Ступінь відповідності вимогам характеризують критерії якості (*гречк. "критеріон" – вузьке місце*) – якісь конкретні параметри (*гречк. "параметрос" – вимірюваний*), тобто вимірювані або обчислювані величини.

Однак відомо, що повне задоволення всіх вимог - абсолютно нездійсненне завдання, тому завжди доводиться йти на компроміс, позначаючи головні вимоги й забезпечуючи відповідні їм критерії якості. Відзначимо тому лише основні вимоги до деталей і машин.

ТЕХНОЛОГІЧНІСТЬ - виготовлення виробу при мінімальних витратах праці, часу й засобів при повній відповідності своєму призначенню.

ЕКОНОМІЧНІСТЬ - мінімальна вартість виробництва й експлуатації.

ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ - стан об'єкта, при якому він здатний виконувати задані функції.

НАДІЙНІСТЬ - властивість об'єкта зберігати в часі здатність до виконання заданих функцій (ГОСТ 27.002-83).

Основними **критеріями якості** машин вважають:

ПОТУЖНІСТЬ - швидкість перетворення енергії;

ПРОДУКТИВНІСТЬ - обсяг роботи (продукції, інформації), виконуваної в одиницю часу;

КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ - частка енергії (потужності), що дійшла до споживача;

ГАБАРИТИ - граничні розміри;

ЕНЕРГОСМНІСТЬ - витрата палива або електрики віднесений до обсягу роботи (пройденій відстані, зробленій продукції);

МАТЕРІАЛОСМНІСТЬ - кількість конструкційного матеріалу машини, зазвичай віднесеної до одиниці потужності;

ТОЧНІСТЬ - здатність максимально відповідати заданому положенню (швидкості й т.п.);

ПЛАВНІСТЬ ХОДУ - мінімальні прискорення при роботі машини.

2.2. Умови нормальної роботи деталей і машин

Успішна робота деталей і машин полягає в забезпеченні роботоздатності й надійності.

РОБОТОЗДАТНІСТЬ деталей і машин визначається як властивість виконувати свої функції із заданими показниками й характеризується наступними критеріями:

МІЦНІСТЬ - здатність деталі чинити опір руйнуванню або незворотній зміні форми (деформації);

ЖОРСТКІСТЬ - здатність деталі чинити опір будь-якій деформації;

ЗНОСОСТІЙКІСТЬ - здатність зберігати первісну форму своєї поверхні, без зношування;

ТЕПЛОСТІЙКІСТЬ - здатність зберігати свої властивості при дії високих температур;

ВІБРОСТІЙКІСТЬ - здатність працювати в потрібному діапазоні режимів без неприпустимих коливань.

НАДІЙНІСТЬ визначається як властивість деталі й машини виконувати свої функції, зберігаючи задані показники протягом заданого часу й, по суті, виражає собою перспективи збереження працездатності.

У процесі роботи деталі й машини піддаються не тільки розрахунковим навантаженням, які конструктор очікує й ураховує, але й попадають у позаштатні ситуації, які дуже важко передбачити, як, наприклад, удари, вібрація, забруднення, екстремальні природні умови й т.п. При цьому виникає відмова - втрата роботоздатності внаслідок руйнування деталей або порушення їхньої правильної взаємодії. Відмови бувають повні й часткові; раптові (поломки) і поступові (зношування, корозія); небезпечні для життя; важкі й легкі; усунві й неусунві; приробочні (виникають на початку експлуатації) і пов'язані з наявністю дефектних деталей; відмови через зношування, утоми й старіння матеріалів.

Надійною можна вважати машину, яка має наступні властивості.

БЕЗВІДМОВНІСТЬ - здатність зберігати свої експлуатаційні показники протягом заданого наробітку без змушених перерв.

ДОВГОВІЧНІСТЬ - здатність зберігати задані показники до граничного стану з необхідними перервами для ремонтів і технічного обслуговування.

РЕМОНТОПРИДАТНІСТЬ - пристосованість виробу до попередження, виявленню й усуненню відмов і несправностей за допомогою техобслуговування й ремонту.

ЗБЕРІГАЄМІСТЬ - здатність зберігати необхідні експлуатаційні показники після встановленого строку зберігання й транспортування.

Надійність важко розрахувати кількісно, вона зазвичай оцінюється як імовірність безвідмовної роботи на підставі статистики експлуатації групи ідентичних машин.

При всій значимості всіх описаних критеріїв, неважко помітити, що **МІЦНІСТЬ Є НАЙВАЖЛИВИМ КРИТЕРІЄМ РОБОТОЗДАТНОСТІ Й НАДІЙНОСТІ.**

Невиконання умови міцності автоматично робить непотрібними всі інші вимоги й критерії якості машин.

Дійсно, небагато коштує технологічна, жорстка, зносостійка, теплостійка, вібростійка, дешева в експлуатації, ремонтопридатна конструкція самого передового дизайну, якщо вона зламалася при першому ж навантаженні!

2.3. Загальні принципи розрахунків на міцність

Всі етапи проектування, кожний крок конструктора супроводжується розрахунками. Це природно, тому що грамотно виконаний розрахунок набагато простіше й у сотні разів дешевше експериментальних випробувань.

Найчастіше конструктор має справу з розрахунками на міцність.

Розрізняють **проектувальні** й **перевірятьні** розрахунки.

Проектувальний розрахунок виконується, коли за очікуваними навантаженнями, з урахуванням властивостей матеріалу визначаються геометричні параметри деталей.

Перевірятьний розрахунок виконують, коли відома вся "геометрія" деталі й максимальні навантаження, а з урахуванням властивостей матеріалу визначаються максимальні напруження, які повинні

бути менше допустимих.

Незважаючи на такі "провокаційні" назви, слід пам'ятати, що ці види розрахунків завжди супроводжують один одного й виконуються на стадії проектування деталей і машин.

Математичне формулювання умови міцності будь-якої деталі дуже проста:

$$\sigma \leq [\sigma], \tau \leq [\tau].$$

Або, говорячи технічною мовою:

**НАПРУЖЕННЯ В МАТЕРІАЛІ ДЕТАЛІ
МАЮТЬ БУТИ МЕНШИМИ ЗА ДОПУСТИМИ**

Завжди, скрізь, при будь-яких обставинах конструктор зобов'язаний враховувати й забезпечувати такі умови роботи, щоб напруження в матеріалі деталей не перевищували допустимі.

У якості допустимих **не можна** призначати граничні напруження, при яких настає руйнування матеріалу.

Різниця між допустимими й граничними напруженнями схожа на різницю між краєм платформи метро та «білою лінією», проведеної приблизно за півметра перед краєм. Перехід через «білу лінію» загрожує зауваженням від чергового, а стояння на краю - загибеллю.

Напруження, що допускаються, слід приймати менше граничних, "із запасом":

$$[\sigma] = \sigma_{\text{граничне}} / n,$$

де n - коефіцієнт запасу (зазвичай $1,2 < n < 2,5$).

У різних обставинах коефіцієнт запасу може бути або заданий замовником, або обраний з довідкових нормативів, або обчислений з урахуванням точності визначення навантажень, однорідності матеріалу й специфічних вимог до надійності машин.

Виконання всіх видів розрахунків на міцність для кожної деталі займе дуже багато часу. Тому інженер повинен спочатку вивчити досвід експлуатації подібних виробів. Це особливо зручно для типових деталей і машин. Варто звернути увагу на те, який вид поломок зустрічається найчастіше. Саме по цьому виді поломок, точніше по зухвалих їхніх напруженнях, варто виконувати попередньо проектувальний розрахунок. По його результатах будується форма деталі, а перевірочний розрахунок виконується по напруженнях, що викликає менш небезпечні дефекти.

У розрахунках не слід гнатися за "абсолютною" точністю й використовувати складні "багатоповерхові" формули. Великий досвід інженерів-розраховувачів показує, що ускладнення методик розрахунку не дає нових результатів.

Найбільший радянський фахівець з розрахунків на міцність деталей машин І.А. Біргер помітив, що в технічних розрахунках **"все потрібне є простим, а все складне – непотрібним"**. Втім, схожа думка висловлювалася вже в біблійних текстах, хоча й не із приводу машин.

У розрахунках необхідно прагнути до коректних спрощень.

3. КЛАСИФІКАЦІЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Не існує абсолютної, повної й завершеної класифікації всіх існуючих деталей машин, тому що конструкції їх різноманітні й, до того ж, постійно розробляються нові.

Для орієнтування в нескінченному різноманітті деталі машин класифікують на **типові** групи за характером їх використання.

- ➔ ПЕРЕДАЧІ передають рух від джерела до споживача.
- ➔ ВАЛИ і ОСІ несуть на собі обертові деталі передач.
- ➔ ОПОРИ служать для установки валів і осей.
- ➔ МУФТИ з'єднують між собою вали й передають крутільний момент.
- ➔ З'ЄДНУВАЛЬНІ ДЕТАЛІ (З'ЄДНАННЯ) з'єднують деталі між собою.
- ➔ ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ зм'якшують вібрацію й удари, накопичують енергію, забезпечують постійний стиск деталей.
- ➔ КОРПУСНІ ДЕТАЛІ організують усередині себе простір для розміщення всіх інших деталей, забезпечують їх захист.

Рамки навчального курсу не дозволяють вивчити всі різновиди деталей машин і всі нюанси проектування. Однак знання, принаймні, типових деталей і загальних принципів конструювання машин дає

інженерові надійний фундамент і потужний інструмент для виконання проектних робіт практично будь-якої складності.

У наступних главах ми розглянемо прийоми розрахунку й проектування типових деталей машин.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- ? Які місце й роль машин у сучасному суспільстві?
- ? Які навчальні дисципліни безпосередньо є базою для курсу "Деталі машин і ОК"?
- ? У чому полягає різниця між проектуванням і конструюванням?
- ? Які правила й норми регламентуються Єдиною Системою Конструкторської Документації ?
- ? Ким формулюється й складається Технічне Завдання ?
- ? Які документи є результатом конструювання ?
- ? Які групи вимог пред'являються до машин ?
- ? Які основні вимоги до деталей і машин ?
- ? Які основні критерії якості деталей і машин ?
- ? Що таке роботоздатність і які її критерії ?
- ? Що таке надійність і які її критерії ?
- ? Що є найголовнішим критерієм працездатності й надійності ?
- ? У чому полягає загальна умова міцності деталей машин ?
- ? У чому різниця між проектувальним і перевіряльним розрахунками ?
- ? Які основні групи деталей машин загального призначення ?

4. ПЕРЕДАЧІ

Сучасні машини приводяться в рух головним чином паливними й електричними двигунами. У силу специфіки законів термогазодинаміки і електромагнетизму, ці двигуни більше швидкохідні, ніж було б зручно для людини, до того ж їх швидкість складно й погано регулюється. Виникає необхідність узгодження режимів роботи двигуна й виконавчого органа, з яким, властиво, і має справа оператор. Для цього створені передачі.

Механічними передачами або просто передачами називаються механізми, які перетворюють параметри руху від двигуна до виконавчих органів машини.

Механічна енергія передається, як правило, з перетворенням швидкостей і крутильних моментів, а іноді з перетворенням виду й закону руху.

Передачі за принципом роботи розділяються на:

- **Передачі зачепленням:**
 - з безпосереднім контактом (зубчасті й черв'ячні);
 - з гнучким зв'язком (ланцюгові, зубчато-пасові).
- **Передачі тертям (зчепленням поверхонь тертя):**
 - з безпосереднім контактом поверхонь (фрикційні);
 - з гнучким зв'язком (пасові).

4.1. ПЕРЕДАЧІ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

Передають рух за допомогою послідовно, що зачіпаються зубів.

4.1.1. ЦИЛІНДРИЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Передають крутільний момент між паралельними валами.

Прямозубі колеса (близько 70%) застосовують при невисоких і середніх швидкостях, коли динамічні навантаження від неточності виготовлення невеликі, у планетарних, відкритих передачах, а також при необхідності осьового переміщення коліс. Косозубі колеса (більше 30%) мають більшу плавність ходу й застосовуються для відповідальних механізмів при середніх і високих швидкостях.

Шевронні колеса мають переваги косозубих коліс плюс урівноважені осьові сили і використовуються у високонавантажених передачах.

ОСНОВНІ ВИДИ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ



Колеса внутрішнього зачеплення обертаються в однакових напрямках і застосовуються зазвичай в планетарних передачах.

Вибір параметрів циліндричних зубчастих передач обумовлений конструктивними і технологічними умовами.

Передатне відношення U визначається співвідношенням кутових швидкостей (ω) або частот обертання (n) веденого й ведучого коліс – $U = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$.

Тут і далі індекси 1 і 2 розставлені в порядку передачі механічної енергії 1-1 - ведуче (шестірня), 2-2 - ведене (колесо). З огляду на те, що в зачеплення входять колеса з однаковим модулем (ГОСТ 9563-60), можна задавшись числом зубів шестірні Z_1 знайти число зубів колеса

$$Z_2 = U * Z_1.$$

Передатне число U обмежене габаритами зубчастої передачі.

Його рекомендується приймати в діапазоні від 2 до 6. Нормальний ряд значень U стандартизований у ГОСТ 2185-66.

Ширина колеса задається зазвичай коефіцієнтом ширини $\Psi_a = b / A_w$, де b – ширина вінця; A_w – міжосьова відстань (ГОСТ 2185-66).

Критерії розрахунку евольвентних зубів

Оскільки колеса в зачепленні взаємодіють своїми зубами, то досить часто в експлуатації спостерігаються різні ушкодження їх робочих поверхонь.

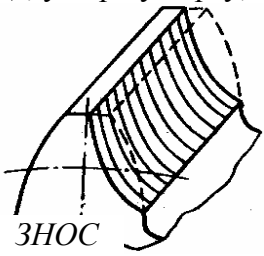
Втмне викришування є найбільш серйозним і розповсюдженим дефектом поверхні зубів навіть для закритих добре змащуваних й захищених від забруднення передач.

На робочих поверхнях з'являються невеликі поглиблення, які потім перетворюються в раковини. Викришування носить утомний характер і викликаний контактними напруженнями, які змінюються по віднольовому пульсуючому циклі. Викришування приводить до підвищення контактної тиску й порушенню роботи передачі. У відкритих передачах поверхневі шари стираються раніше, ніж у них з'являються утомні тріщини, тому викришування з'являється досить рідко.

Для попередження викришування необхідно підвищувати жорсткість матеріалу термообробкою або підвищувати ступінь точності передачі, а також правильно призначати розміри з розрахунку на утому по контактних напруженнях.



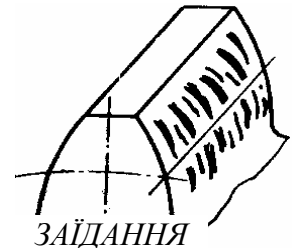
Абразивне зношування є основною причиною виходу з ладу передач при поганому змащенні. Це, у першу чергу, відкриті передачі, а також закриті, але перебувають у засміченому середовищі: у гірських, дорожніх, будівельних, транспортних машинах. У зношених передачах підвищуються зазори в зачепленні й, як наслідок, підсилюються шум, вібрація, динамічні перевантаження; спотворюється форма зуба; зменшуються розміри поперечного перерізу, а значить і міцність зуба. Основні заходи попередження зношування - підвищення жорсткості поверхні зубів, захист від забруднення, застосування спеціальних масел. Розраховуючи на контактну витривалість абразивне зношування враховується зниженням контактних напружень, що допускаються.



Заїдання відбувається у високо навантажених і високошвидкісних передачах. У місці контакту зубів виникає підвищена температура, що приводить до молекулярного зчеплення металу з наступним відривом. Вирвані частки потім дряпають третю поверхню.

Зазвичай заїдання відбувається внаслідок видавлювання масляної плівки між зубів при спільній дії високих тисків і швидкостей.

Заходи попередження тут ті ж, що й при абразивному зношуванні. Рекомендується також фланкування зубів, правильний вибір сорту масла і його охолодження.



Іншої, що рідше зустрічається, але не менш небезпечний вид поломок – **злам зуба**. Така поломка пов'язана з напруженнями вигину, що також мають віднульовий пульсуючий характер. Злам зуба може привести до досить тяжких наслідків аж до руйнування валів і підшипників, а іноді й усього механізму. Для попередження зламу проводиться розрахунок зуба за напруженнями вигину. Такий розрахунок для закритих передач виконується в якості перевірного після розрахунку на контактні напруження. Для відкритих передач, де висока ймовірність випадкових перевантажень, цей розрахунок виконується як проектувальний.

Утомне викришування, абразивне зношування й заїдання обумовлені **поверхневою міцністю**, а злам – **об'ємною міцністю** зубів.

Оскільки поверхневі ушкодження - головний вид поломок для закритих передач, то розрахунок на контактну витривалість виконують у якості проектувального; розрахунок на вигин - у якості перевірного. Для відкритих передач всі навпаки, тому що режим роботи тимчасовий або навіть разовий, а перевантаження значні.

Для виконання розрахунків на поверхневу й об'ємну міцність розглянемо сили в зубчастому зачепленні.

Сили в зубчастому зачепленні

Фактично, рух передається зубчастим зачепленням за допомогою сили нормального тиску в крапці контакту зубів F_n , що визначається, як інтеграл від контактних напружень $\sigma_{до}$ по всій площі S контакту зубів $F_n = \int_S(\sigma_{до}) ds$.

Однак цей інтеграл обчислити практично неможливо, тому що невідомо точний вид функції $\sigma_{до}$.

Використовують інший прийом: ще невідому силу нормального тиску F_n спочатку розкладають на три ортогональних проєкції:

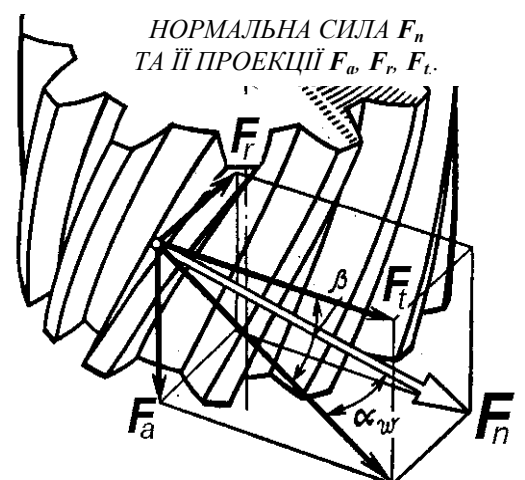
- осьову силу F_a , спрямовану паралельно осі колеса;
- радіальну силу F_r , спрямовану вдовж радіусу до центра колеса;
- окружну силу F_t , спрямовану відносно до ділильної окружності.

Легше всього обчислити силу F_t , знаючи переданий крутильний момент $M_{вп}$ і ділильний діаметр d_w

$$F_t = 2M_{вп} / d_w$$

Радіальна сила обчислюється, знаючи кут зачеплення α_w

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w$$



Осьова сила обчислюється через окружну силу й кут нахилу зубів β

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$$

Нарешті, якщо необхідно, знаючи всі проекції, можна обчислити й модуль нормальної сили $F_n = (F_a^2 + F_r^2 + F_t^2)^{1/2} = F_t / (\cos \alpha_w \cos \beta)$.

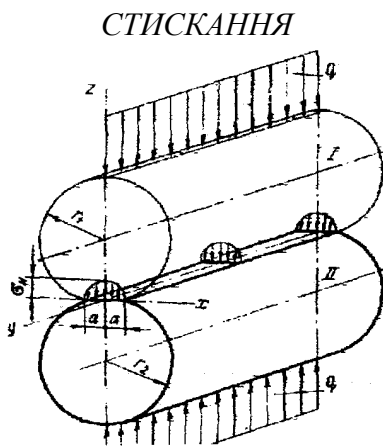
Нормальна сила розподілена по довжині контактної лінії. Тому знаючи довжину l_{Σ} контактної лінії, можна обчислити питоме погонне нормальне навантаження

$$q_n = F_n / l_{\Sigma} \approx F_t / (b \varepsilon_a k_e \cos \alpha_w \cos \beta),$$

де ε_a - коефіцієнт перекриття, k_e - відношення мінімальної довжини контактної лінії до середнього.

Для двох циліндричних коліс у зачепленні однойменні сили рівні, але протилежні. Окружна сила для шестірні протилежна напрямку обертання, окружна сила для колеса спрямована у бік обертання.

Розрахунок зубів на контактну витривалість



Аналітичними методами теорії міцності можна одержати точний розв'язок для обчислення напружень у контакті двох евольвентних профілів. Однак це дуже ускладнить завдання, тому на малій площадці контакту геометрія евольвентних профілів коректно підмінюється контактом двох циліндрів. Для цього випадку використовують формулу Герца-Беляєва:

$$\sigma_{\kappa} = \sqrt{\frac{E_{np} q_n}{2\pi(1-\nu^2)\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H^E.$$

Тут E_{np} - наведений модуль пружності матеріалів шестірні й колеса

$$E_{np} = 2 E_1 E_2 / (E_1 + E_2),$$

ρ_{np} - зведений радіус кривизни зубів

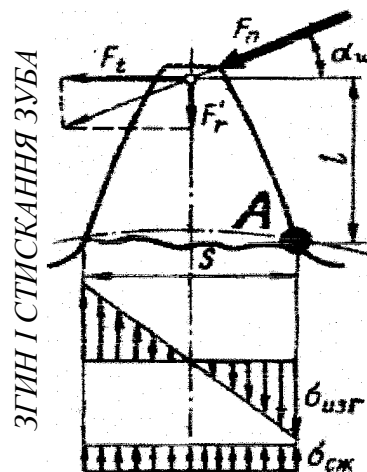
$$1/\rho_{np} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2, \rho_{1,2} = 0,5d_{1,2} \sin \alpha_w,$$

ν - коефіцієнт Пуассона, q_n - питоме погонне нормальне навантаження, $[\sigma]_H^E$ - допустимі контактні напруження з урахуванням фактичних умов роботи.

Розрахунок зубів на контактну витривалість для закритих передач (довгостроково працюють на постійних режимах без перевантажень) виконують як проектувальний. У розрахунку задаються передавальними відношеннями, що залежить від ділільних діаметрів і визначають міжосьову відстань A_w (або модуль m), а через нього й всі геометричні параметри зубів. Для відкритих передач контактні дефекти не характерні й цей розрахунок виконують, як перевіірочний, обчислюючи контактні напруження й порівнюючи їх із що допускаються.

Розрахунок зубів на вигин

Зуб представляють як консольну балку змінного перетину, навантажену окружною й радіальною силами (вигином від осьової сили зневажають). При цьому окружна сила прагне зігнути зуб, викликаючи максимальні напруження вигину в небезпечному кореновому перетині, а радіальна сила стискає зуб, ненабагато полегшуючи його напружений стан.



$$\sigma_A = \sigma_{32A} - \sigma_{стискA}.$$

Напруження стискання віднімаються з напружень вигину. З огляду на те, що напруження вигину в консольній балці дорівнюють частці від розподілу згинального моменту M_{32} на момент опору коренового перетину зуба W , а напруження стискання це сила F_r , ділена на площу коренового перетину зуба, одержуємо:

$$\sigma_A = \frac{M_{32}}{W} \frac{F_r}{bS} = \frac{F_t}{b} \left(\frac{6l \operatorname{tg} \alpha_w}{S^2} \right) \frac{m}{S} = \frac{F_t}{bm} Y_H.$$

Тут b - ширина зуба, m - модуль зачеплення, Y_H - коефіцієнт міцності зуба.

Іноді використовують поняття коефіцієнта форми зуба $Y_{FH} = 1 / Y_H$.

Таким чином, одержуємо в остаточному виді умова міцності зуба на

вигин : $\sigma_A = q_n Y_H / m \leq [\sigma]_F^E$. Отримане рівняння вирішують задавшись властивостями обраного матеріалу.

Напруження, що допускаються, на вигин (*індекс F*) і контактні (*індекс H*) залежать від властивостей матеріалу, напрямку прикладеного навантаження й числа циклів наробітку *передачі* $[\sigma]_F^E = [\sigma]_F K_F K_{FC} / S_F$; $[\sigma]_H^E = [\sigma]_H K_H / S_H$.

Тут $[\sigma]_F$ і $[\sigma]_H$ – відповідно межі згинної і контактної витривалості; S_F і S_H – коефіцієнти безпеки, які залежать від термообробки матеріалів; K_{FC} враховує вплив двостороннього додатка навантаження для реверсивних передач; K_F і K_H – коефіцієнти довговічності, що залежать від співвідношення фактичного й базового числа циклів наробітку. Фактичне число циклів наробітку перебуває добутком частоти обертання колеса й строку його служби в мінутах. Базові числа циклів напружень залежать від матеріалу й термообробки зубів.

Розрахунок зубів на вигин для відкритих передач (працюють на нерівномірних режимах з перевантаженнями) виконують, як проектувальний. У розрахунку задаються міцнісними характеристиками матеріалу й визначають **модуль m** , а через нього й всі геометричні параметри зубів. Для закритих передач злам зуба не характерний і цей розрахунок виконують, як перевірочний, порівнюючи згинні напруження з допустимими.

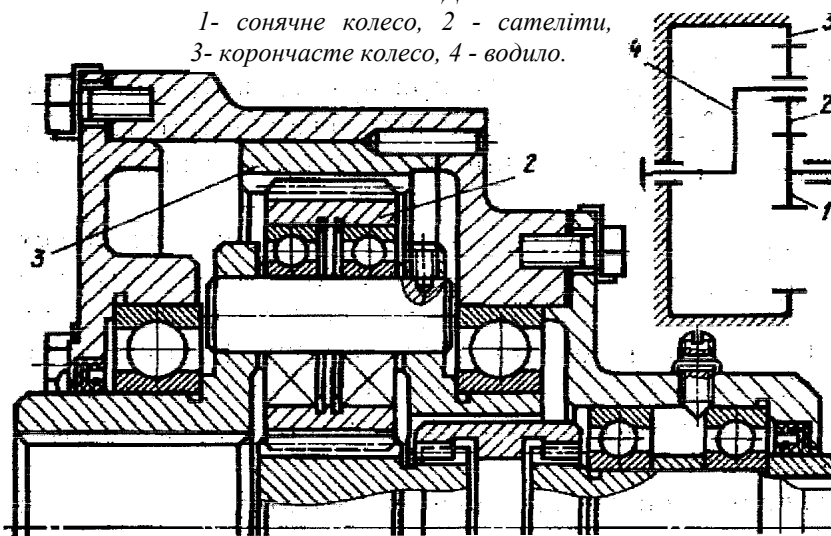
4.1.2. ПЛАНЕТАРНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Планетарними називають передачі, що мають зубчасті колеса з рухомими осями. Ці рухомі колеса подібно планетам Сонячної системи обертаються навколо своїх осей і одночасно рухаються разом з осями, роблячи плаский рух, називаються вони сателітами (*лат. satellitum – супутник*). Рухливі колеса

котяться по центральних колесах (їх іноді називають сонячними колесами), маючи з ними зовнішнє, а з корончатим колесом внутрішнє зачеплення. Осі сателітів закріплені у водилі й обертаються разом з ним навколо центральної осі.

ПЛАНЕТАРНА ПЕРЕДАЧА

1- сонячне колесо, 2 - сателіти,
3- корончасте колесо, 4 - водило.



Планетарні передачі мають ряд переваг перед звичайними:

- + великі передатні числа при малих габаритах і масі;
- + можливість додавання або розкладання механічної потужності;
- + легке керування й регулювання швидкості;

+ малий шум внаслідок замикання сил у механізмі.

У планетарних передачах широко застосовують внутрішнє зубчасте зачеплення з кутом $\alpha_w = 30^\circ$.

Для забезпечення складання планетарних передач необхідно дотримувати умов співвісності (збіг геометричних центрів коліс); умова складання (сума зубів центральних коліс кратна числу сателітів) і сусідства (вершини зубів сателітів не стикаються один з одним).

Зубчасті колеса планетарних передач розраховуються за тими ж законами, що й колеса звичайних циліндричних передач.

4.1.3. ХВИЛЬОВІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

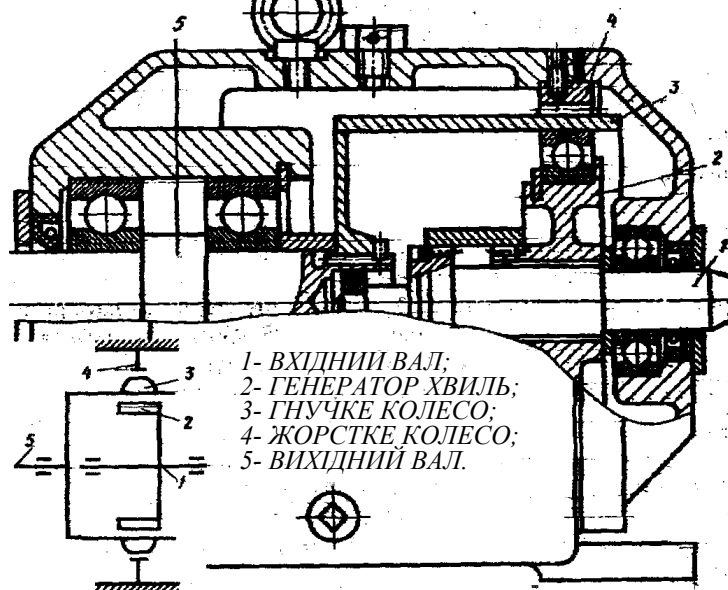


Представляють собою циліндричні передачі, де одне з коліс має **гнучкий вінець**. Цей гнучкий вінець деформується генератором хвиль спеціальної некруглої форми й входить у зачеплення із центральним колесом у двох зонах.

Ідея хвильових передач полягає в наявності декількох пар зачеплення, які ще й переміщуються по окружності, за рахунок чого досягається величезне

передатне відношення (зазвичай $U 60 \div 300$, відомі конструкції з $U > 1000$).

ВОЛНОВА ПЕРЕДАЧА



- 1- ВХІДНИЙ ВАЛ;
2- ГЕНЕРАТОР ХВИЛЬ;
3- ГНУЧКЕ КОЛЕСО;
4- ЖОРСТКЕ КОЛЕСО;
5- ВИХІДНИЙ ВАЛ.

сяться:

- обмежені оберти провідного вала (щоб уникнути більших відцентрових сил інерції некруглого генератора хвиль);
- дрібні модулі зубів (1,5 – 2 мм);
- практично індивідуальне, дороге, досить трудомістке виготовлення гнучкого колеса й генератора.

Основні види поломок хвильових передач:

- руйнування підшипника генератора хвиль від навантаження в зачепленні;
- проскакування генератора хвиль при великих крутильних моментах, коли зуби на вході в зачеплення впираються друг у друга вершинами;
- поломка гнучкого колеса від тріщин втоми (особливо при $U < 80$);
- зношування зубів на кінцях;
- пластичні деформації бічних поверхонь зубів при перевантаженнях.

Розрахунок хвильових зубчастих передач відрізняється від розрахунку звичайних зубчастих передач тим, що враховується деформація гнучкого вінця й генератора.

За критерій працездатності зазвичай приймають допускаються напруження, що змінюють

$$\sigma_{cm} = 10M_{вр} / \psi_d d^3 \leq [\sigma]_{cm}, \quad d = \sqrt[3]{10M_{вр} / \psi_d [\sigma]_{cm}}$$

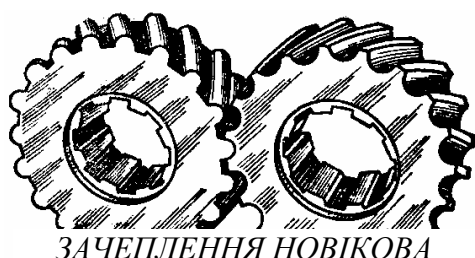
де ψ_d – коефіцієнт ширини гнучкого вінця; d – дільний діаметр гнучкого вінця.

4.1.4. ЗАЧЕПЛЕННЯ НОВІКОВА

Отже, основний недолік зубчастих передач із евольвентним профілем (циліндричних, конічних, планетарних, хвильових) - високі контактні напруження в зубах. Вони великі тому, що контактують два зуби з опуклими профілями. При цьому площадка контакту дуже мала, а контактні напруження відповідно високі. Це обставина сильно обмежує "несучу здатність" передач, тобто не дозволяє передавати більші крутильні моменти.

Вирішуючи проблеми проектування важких тихохідних машин, таких як трактора й танки, М.Л. Новіков в 1954 році розробив зачеплення, у яких опуклі зуби шестірні зачіпаються з увігнутими зубами колеса.

До того ж опуклий і увігнутий профілі (зазвичай кругові) мають близькі по абсолютній величині радіуси кривизни. За рахунок цього виходить більша площадка контакту, контактні напруження



ЗАЧЕПЛЕННЯ НОВІКОВА

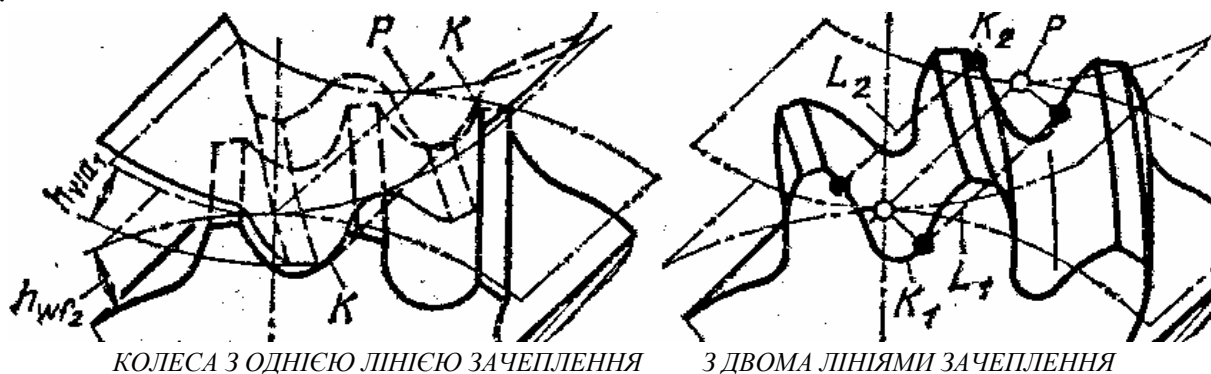
зменшуються й з'являється можливість передавати приблизно в $1,4 \div 1,8$ рази більші крутильні моменти.

На жаль, при цьому доводиться пожертвувати основною перевагою евольвентних зачеплень - ковчанням профілів зубів друг по другу й відповідно одержати високе тертя в зубах. Однак для тихохідних машин це не так важливо.

Робочі бічні поверхні зубів являють собою круглогвинтові поверхні, тому передачі можна називати кругогвинтові. Надалі був розроблений варіант передачі із двома лініями зачеплення.

У ній зуби кожного колеса мають увігнуті ніжки й опуклі головки. Передачі із двома лініями зачеплення мають більшу несучу здатність, менш чутливі до зсуву осей, працюють із меншим шумом і більш технологічні. Ці передачі успішно застосовуються при малих числах зубів ($Z_1 < 10$) і дають достатню твердість шестірень при їх великій відносній ширині.

Зачеплення Новікова в редукторах застосовують замість переходу на колеса із жорсткими поверхнями.



Розрахунок передач Новікова на контактну міцність проводять на основі формули Герца-Беляєва, з огляду на експериментально встановлений факт, що несуча здатність передач за інших рівних умов обернено пропорційна синусу кута нахилу зубів. Крім того, у розрахунку небагато завищеними допустимими напруженнями.

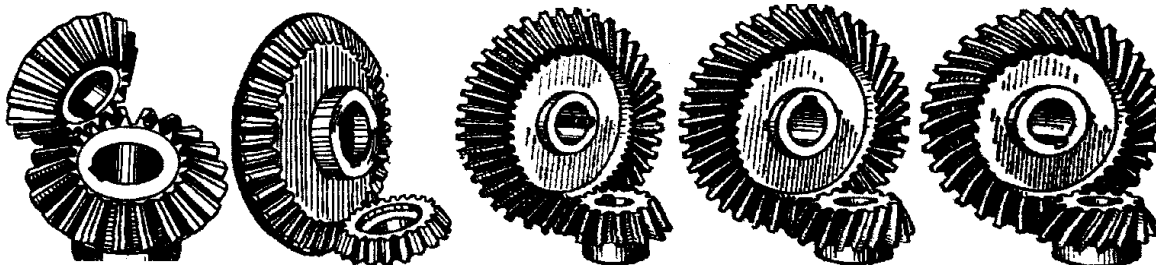
Передачі бувають однопарні, застосовувані в редукторах загального призначення і багатопарні, одержувані за рахунок збільшення осьового розміру й застосовувані в прокатних станах, редукторах турбін і т.п.

4.1.5. КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Передають обертальний момент між валами з пересічними осями (найчастіше під кутом 90°). Їх зуби бувають прямими, косими, круговими й зазвичай мають евольвентний профіль.

І хоча, конічні колеса складніше циліндричних як по своїй геометрії, так і у виготовленні, принципи силової взаємодії, умови роботи, а отже, і методика розрахунку аналогічні циліндричним.

КОНІЧНІСКИЕ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ



Тут ми розглянемо тільки відмінні риси розрахунку конічних коліс.

Спочатку конструктор вибирає зовнішній окружний модуль m_{te} , з якого розраховується вся геометрія зачеплення, зокрема, нормальний модуль у середині зуба

$$m_{nm} = m_{te} (1 - 0,5 b/R_e),$$

де R_e – зовнішня конусна відстань.

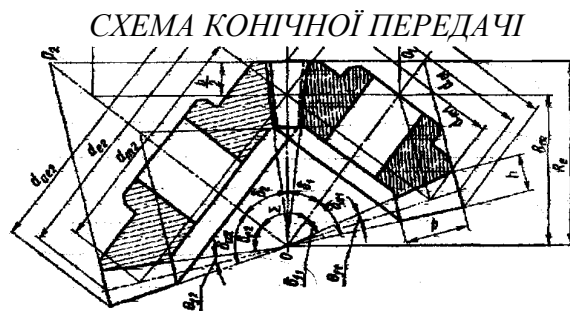
Сили в конічній передачі діють аналогічно циліндричній, однак слід пам'ятати, що через перпен-

дикулярність осей радіальна сила на шестірні аналогічна осьовій силі для колеса й навпаки, а окружна сила при переході від шестірні до колеса тільки міняє знак

$$\overline{F}_{r1} = -\overline{F}_{a2}; \quad \overline{F}_{r2} = \overline{F}_{a1}; \quad \overline{F}_{t1} = -\overline{F}_{t2}$$

Розрахунки на міцність конічних коліс проводять аналогічно циліндричним, за тією ж методикою. З умови контактної витривалості визначають зовнішній ділительний діаметр d_{we} , з умови міцності на вигин знаходять нормальний модуль у середині зуба m_{nm} . При цьому в розрахунок приймаються уявлювані **еквівалентні** колеса із числами зубів $Z_{\omega 1,2} = Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$ і діаметри $d_{\omega 1,2} = m_{te} Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$. Тут Z_1, Z_2 , - фактичні числа зубів конічних коліс. При цьому числа $Z_{\omega 1,2}$ можуть бути дробовими.

В еквівалентних циліндричних колесах діаметр початкової окружності й модуль відповідають середньому перетину конічного зуба, замість міжосьової відстані береться середня конусна відстань, а профілі еквівалентних зубів одержують розгорткою додаткового конуса на площину.



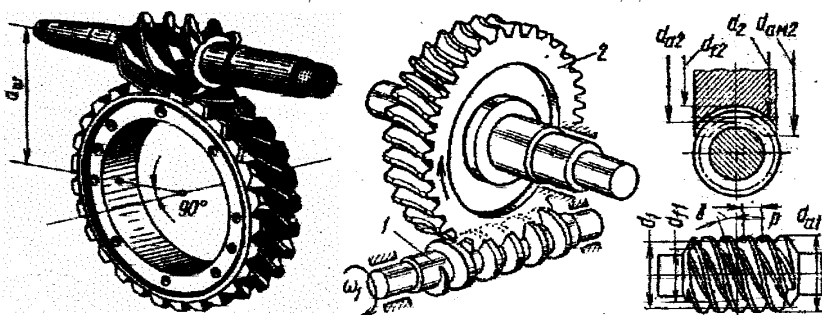
4.1.6. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Черв'ячна передача має перехресні осі валів, зазвичай під кутом 90° . Вона складається із черв'яка - гвинта із трапецеїдальною різьбою і зубчастим черв'ячним колесом із зубами відповідної специфічної форми.

Рух у черв'ячній передачі перетворюється по принципу гвинтової пари.

Винахідником черв'ячних передач вважають Архімеда.

КОНСТРУКЦІЯ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ



+ плавність і безшумність ходу.

На відміну від евольвентних зачеплень, де переважає контактне кочення, виток черв'яка сковзає по зубі колеса. Отже, черв'ячні передачі мають "по визначенню" один фундаментальний недолік: **високе тертя в зачепленні**. Це веде до низького ККД (на 20-30% нижче, ніж у зубчастих), зношування, нагрівання й необхідності застосовувати дорогі антифрикційні матеріали.

Окрім переваг і недоліків, черв'ячні передачі мають важливу властивість: **рух передається тільки від черв'яка до колеса**, а не навпаки. Ніякий крутильний момент, прикладений до колеса, не змусить обертатися черв'як. Саме тому черв'ячні передачі знаходять застосування в піднімальних механізмах, наприклад у ліфтах. Там електродвигун з'єднаний із черв'яком, а трос пасажирської кабіни намотаний на вал черв'ячного колеса щоб уникнути мимовільного опускання або падіння.

Це властивість не треба плутати з реверсивністю механізму. Адже напрямок обертання черв'яка може бути будь-яким, приводячи або до підйому, або до спуска тої ж ліфтової кабіни.

Передатне відношення черв'ячної передачі знаходять аналогічно циліндричній $U = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1$. Тут Z_2 - число зубів колеса, а роль числа зубів шестірні Z_1 виконує число заходів черв'яка, що зазвичай буває дорівнює 1, 2, 3 або 4.

Очевидно, що однозахідний черв'як дає найбільше передатне відношення, однак найвищий ККД досягається при багатозаходних черв'яках, що пов'язане зі зменшенням тертя за рахунок росту кута тертя.

Основні причини виходу з ладу черв'ячних передач:

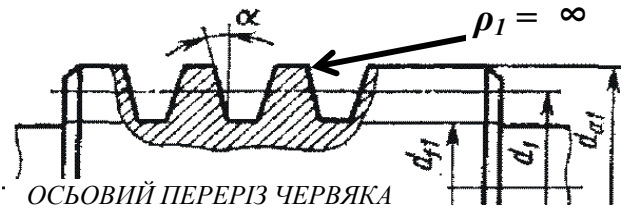
- ✘ поверхневе викришування й схоплювання;
- ✘ злам зуба.

Це нагадує характерні дефекти зубчастих передач, тому й розрахунки проводяться аналогічно.

Переваги черв'ячних передач:

- + велике передатне відношення (до 80);

В осьовому перерізі черв'ячна пара фактично являє собою прямобічне рейкове зачеплення, де радіус кривизни бічної поверхні "рейки" (гвинта черв'яка) ρ_1 дорівнює нескінченності й, отже, зведений радіус кривизни дорівнює радіусу кривизни зуба колеса – $\rho_{зв} = \rho_2$.



Далі розрахунок проводиться за формулою Герца-Беляєва. Із проектувального розрахунку знаходять осьовий модуль черв'яка, а по ньому й всі геометричні параметри зачеплення.

Особливість розрахунку на вигин полягає в тому, що приймається еквівалентне число зубів $Z_{екв} = Z_2 / \cos^3 \gamma$, де γ – кут підйому витків черв'яка.

Внаслідок нагрівання, викликаного тертям, черв'ячні передачі бідують також і в тепловому розрахунку. Практика показує, що механізм небезпечно нагрівати вище 95^{oc} . Температура, що допускається, *призначається* 65^{oc} .

Рівняння для теплового розрахунку складається з балансу теплової енергії, а саме: **виділюване черв'ячною парою тепло має повністю виділятися в навколишнє середовище**

$$Q_{виділ} = Q_{відвед}$$

Вирішуючи це рівняння, знаходимо температуру редуктора, що передає задану потужність N

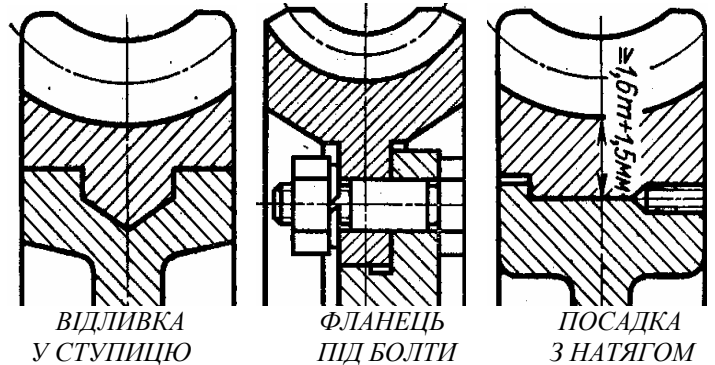
$$t = [860N(1-\eta)] / [K_T S(1-\Psi)] + t_o$$

де K_T – коефіцієнт тепловіддачі, S – поверхня охолодження (корпус), t_o – температура навколишнього середовища, Ψ – коефіцієнт тепловідводу в підлогу.

У випадку, коли розрахункова температура перевищує допустиме, то варто передбачити відвід надлишкової теплоти. Це досягається оребренням редуктора, штучною вентиляцією, зміювиками з охолодною рідиною в масляній ванні й т.д.

Оптимальна пара тертя це "сталь по бронзі". Тому при сталевому черв'яку черв'ячні колеса повинні виконуватися із бронзових сплавів. Однак кольорові метали дороги й тому із бронзи виконується лише зубчастий вінець, що кріпиться на порівняно дешевій сталевій маточині. Таким чином, черв'ячне колесо - складальна одиниця, де самі популярні способи кріплення вінця це або відцентрове лиття в кільцеву канавку маточини; або кріплення вінця до маточини болтами за фланець; або посадка з натягом і стопоріння гвинтами для запобігання взаємного зсуву вінця й маточини.

З'ЄДНАННЯ ВІНЦЯ ЗІ СТУПИЦЕЮ



Кріплення вінця до маточини повинне забезпечувати фіксацію як від проворота (осьова сила черв'яка = окружній силі колеса), так і від осьового "зняття" вінця (окружна сила черв'яка = осьовій силі колеса).

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- ? Яке призначення передач у машинах ?
- ? Які області застосування прямозубих і косозубих передач ?
- ? Які порівняльні переваги прямозубих і косозубих коліс ?
- ? Як визначається передатне відношення й передаточне число ?
- ? Які головні види руйнувань зубчастих коліс ?
- ? Які сили діють у зубчастому зачепленні ?
- ? Які допущення приймаються при розрахунку зубів на контактну міцність ?
- ? По якій розрахунковій схемі виконується розрахунок зубів на вигин ?
- ? У чому полягають переваги й недоліки планетарних передач ?
- ? Для чого створені хвильові передачі й у чому полягає принцип їхньої роботи ?
- ? У чому полягають переваги й недоліки хвильових передач ?
- ? Для чого створені зачеплення Новикова й у чому полягає принцип конструкції їхніх зубів ?

- ? У чому полягають переваги й недоліки зачеплень Новикова ?
- ? У чому полягає принцип конструкції черв'ячної передачі ?
- ? Які переваги й недоліки черв'ячних передач ?
- ? Яка властивість черв'ячної передачі відрізняє її від інших передач ?
- ? Які основні причини поломок черв'ячних передач ?
- ? З яких умов знаходять температуру черв'ячної передачі ?
- ? Які методи можуть застосовуватися для зниження температури черв'ячної передачі ?
- ? Які матеріали повинні застосовуватися для черв'ячної передачі ?
- ? Які особливості конструкції черв'ячних коліс ?

4.2. ПЕРЕДАЧІ ТЕРТЯМ (ЗЧЕПЛЕННЯМ)

4.2.1. ФРИКЦІЙНІ ПЕРЕДАЧІ

Передають рух за рахунок сил тертя (*лат. frictio – тертя*). Найпростіші передачі складаються із двох циліндричних або конічних роликів - катків.

Головна умова роботи передачі полягає в тому, що момент сил тертя між котками повинен бути більше переданого крутильного моменту.

Передатне відношення циліндричної фрикційної передачі визначають як відношення частот обертання або діаметрів тіл кочення.

$$U = n_1/n_2 = D_2/[D_1(1-\varepsilon)],$$

де ε – коефіцієнт ковзання (**0,05** - для передач "всуху"; **0,01** – для передач зі змащенням і великими передатними відносинами).

Для конічної передачі - замість діаметрів беруть кути конусів.

Фрикційні передачі виконуються або з постійним, або з регульованим передатним відношенням (варіатори).

Передачі з постійним передатним відношенням застосовуються рідко, головним чином, у кінематичних ланцюгах приладів, наприклад, магнітофонів і т.п. Вони уступають зубчастим передачам у несучій здатності. Зате фрикційні варіатори застосовують як у кінематичних, так і в силових передачах для безступінчастого регулювання швидкості. Зубчасті передачі не дозволяють такого регулювання.

Переваги фрикційних передач:

- + простота тіл кочення;
- + рівномірність обертання, що зручно для приладів;
- + можливість плавного регулювання швидкості;
- + відсутність мертвого ходу при реверсі передачі.

Недоліки фрикційних передач:

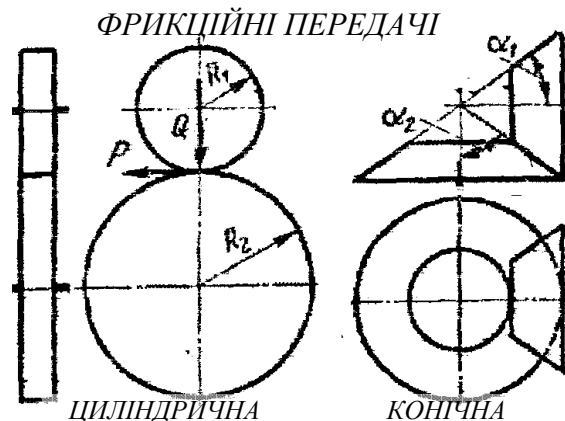
- потреба в притискних пристроях;
- більші навантаження на вали, тому що необхідно притиснення дисків;
- більші втрати на тертя;
- ушкодження котків при пробуксовці;
- неточність передатних відносин через пробуксовку.

ОСНОВНИМИ ВИДАМИ ПОЛОМОК

ФРИКЦІЙНИХ ПЕРЕДАЧ Є:

- ✗ утомне викришування (у передачах з рідким тертям змащення, коли зношування зводиться до мінімуму);
- ✗ зношування (у передачах без змащення);
- ✗ задир поверхні при пробуксовці.

Оскільки все це наслідок високих контактних напружень стиску, то в якості проектувального виконується розрахунок за допустимими контактними напруженнями. Тут застосовується формула Герца-Беляєва,



що, власне кажучи, і була виведена для цього випадку. виходячи з контактних напружень, що допускаються, властивостей матеріалу й переданої потужності визначаються діаметри фрикційних коліс

$$D_1 = 2 * \sqrt[3]{E \frac{\beta}{\psi f} * \frac{N_1}{n_2} \left(\frac{1292}{U[\sigma]_K} \right)^2}; \quad D_2 = UD_1.$$

Основні вимоги до матеріалів фрикційних коліс:

- висока зносостійкість і поверхнева міцність;
- високий коефіцієнт тертя (щоб уникнути більших сил стиску);
- високий модуль пружності (щоб площа контакту, а значить і втрати на тертя були малі).

Найбільш придатними виявляються шарикопідшипникові сталі типу ШХ15 або 18ХГТ, 18Х2Н4МА.

Розроблено спеціальні фрикційні пластмаси з азбестовим і целюлозним наповнювачем, коефіцієнт тертя яких досягає 0,5. Широко застосовується текстоліт.

Більш надійними є передачі, у яких ведений каток твердіше, ніж ведений, тому що тоді при пробуксовці не утворюються лиски.

Застосовуються обрешинені катки, однак їх коефіцієнт тертя падає з ростом вологості повітря. Для великих передач застосовують пресований азбест, прогумовану тканину й шкіру.

4.2.2. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

Є різновидом фрикційних передач, де рух передається за допомогою спеціального кільцевого замкнутого паса.

Пасові передачі застосовуються для привода агрегатів від електродвигунів малої й середньої потужності; для привода від малопотужних двигунів внутрішнього згоряння.

Паси мають різні перетини:

- а) плоскі, прямокутного перетини;
- б) трапецієподібні, клинові;
- в) круглого перерізу;
- г) поліклинові.

Найбільше поширення мають плоскі й клинові паси. Плоскі паси застосовуються як найпростіші, з мінімальними напруженнями вигину, а клинові мають підвищену тягову здатність.

Клинові паси застосовують по кілька штук, щоб варіювати навантажувальну здатність і трохи підвищити надійність передач. Крім того, один товстий ремінь, поставлений замість декількох тонких буде мати набагато більші напруження вигину при огинанні шківів.

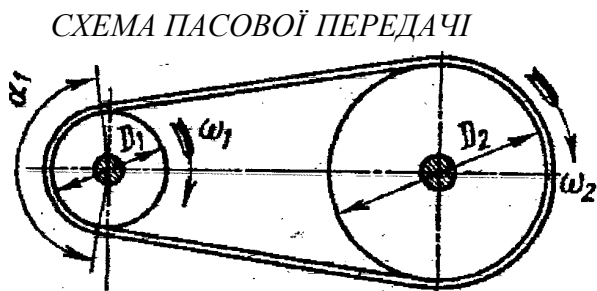
У легких передачах завдяки закручуванню паса можна передавати обертання між паралельними, пересічними, обертовими в протилежні сторони валами. Це можливо тому, що жорсткість на крутіння пасів внаслідок їх малої товщини й малого модуля пружності мала.

Переваги пасових передач:

- + передача руху на середні відстані;
- + плавність роботи й безшумність;
- + можливість роботи при високих обертах;
- + дешевина.

Недоліки пасових передач:

- більші габарити передач;
- неминуче проковзування паса;
- високі навантаження на вали й опори через натяг паса;
- потреба в натяжних пристроях;



ОСНОВНІ ПЕРЕРІЗИ ПАСІВ



- небезпека влучення масла на ремінь;
- мала довговічність при більших швидкостях.

Основні критерії розрахунку пасових передач:

- ➔ тягова здатність або міцність зчеплення паса зі шківом;
- ➔ довговічність паса.

Якщо не буде витримана перша умова, пас почне буксувати, якщо не виконати друге - пас швидко розірветься. Тому основним розрахунком пасових передач є розрахунок по тяговій здатності. Розрахунок на довговічність виконується, як перевіряльний.

Для створення тертя ремінь надягають із попереднім натягом F_0 . У спокої або на холостому ходу галузі паса натягнуті однаково. При передачі крутільного моменту T_1 натягу в галузях перерозподіляються: провідна галузь натягається до сили F_1 , а натяг веденої галузі зменшується до F_2 . Становлячи рівняння рівноваги моментів щодо осі обертання маємо $-T_1 + F_1 D_{1/2} - F_2 D_{2/2} = 0$ або $F_1 - F_2 = F_t$, де F_t – окружна сила на шківі $F_t = 2T_1/D_1$.

Загальна довжина паса не залежить від навантаження, отже, сумарний натяг галузей залишається постійним: $F_1 + F_2 = 2F_0$. Таким чином, одержуємо систему двох рівнянь с трьома невідомими:

$$F_1 = F_0 + F_t/2; F_2 = F_0 - F_t/2.$$

Ці рівняння встановлюють зміна натягу галузей залежно від навантаження F_t , але не показують нам тягову здатність передачі, що пов'язана із силою тертя між пасом і шківом. Такий зв'язок установлений Л. Ейлером за допомогою диференціального аналізу.

Розглянемо елементарну ділянку паса $d\varphi$. Для нього d – нормальна реакція шківна на елемент паса, fd – елементарна сила тертя. За умовою рівноваги суми моментів

$$r + rfd - r(F + d) = 0.$$

Сума горизонтальних проекцій сил:

$$d - F \sin(d\varphi/2) - (F+d) \sin(d\varphi/2) = 0.$$

Відкидаючи члени другого порядку малості й пам'ятаючи, що синус нескінченно малого кута дорівнює самому куту, Ейлер одержав найпростіше диференціальне рівняння: $d/F = f d\varphi$.

Інтегруючи ліву частину цього рівняння в межах від F_1 до F_2 , а праву частину в межах кута обхвату паса одержуємо: $F_1 = F_2 e^{f\alpha}$.

Тепер стало можливим знайти всі невідомі сили в галузях паса:

$$F_1 = F_t e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1); F_2 = F_t / (e^{f\alpha} - 1); F_0 = F_t (e^{f\alpha} + 1) / 2(e^{f\alpha} - 1).$$

Отримані формули встановлюють зв'язок натягу пасів з переданим навантаженням F_t , коефіцієнтом тертя f і кутом обхвату α . Вони дозволяють обчислити мінімальний попередній натяг паса F_0 , при якому вже стане можливою передача необхідного крутільного зусилля F_t .

Неважко побачити, що збільшення f і α поліпшує роботу передачі. На цьому засновані ідеї клиноремінної передачі (підвищується f) і натяжних роликів (підвищується α).

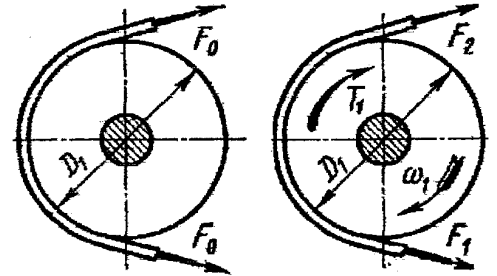
При круговому русі паса на нього діє відцентрова сила $F_v = \rho S v^2$, де S - площа перетину паса. Відцентрова сила прагне відірвати ремінь від шківна й тим самим знижує навантажувальну здатність передачі.

У пасі діють наступні напруження:

- ➔ попередня напруження (від сили натягу F_0) $\sigma_0 = F_0/S$;
- ➔ "корисне" напруження (від корисного навантаження F_t) $\sigma_{\Pi} = F_t/S$;
- ➔ напруження вигину $\sigma_i = \delta E / D$ (δ – товщина паса, E – модуль пружності паса, D – діаметр шківна);
- ➔ напруження від відцентрових сил $\sigma_v = F_v/S$.

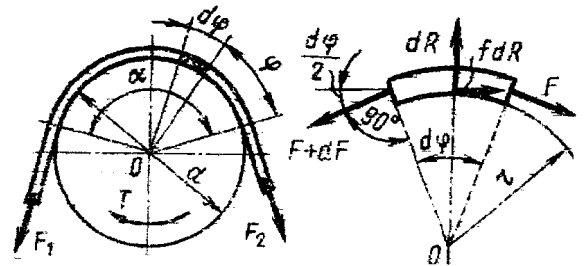
Найбільша сумарна напруження виникає в перетині паса в місці його набігання на малий шків

СИЛИ У ЛАНКАХ ПАСА



ХОЛОСТИЙ ХІД З НАВАНТАЖЕННЯМ

ДО ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ У ПАСІ



$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \sigma_{\Pi} + \sigma_i + \sigma_v.$$

При цьому напруження вигину не впливають на тягову здатність передачі, однак є головною причиною утомного руйнування паса.

Сили натягу галузей паса (крім відцентрових) сприймаються опорами вала. Рівнодіюче навантаження на опору $F_r \approx 2 F_o \cos(\beta/2)$. Зазвичай це радіальне навантаження на опору в 2...3 рази більша переданої пасом крутильної сили.

Порядок проектного розрахунку плоскопасової передачі

1. Вибирають тип паса.
2. Визначають діаметр малого шківів $D_1 = (110 \dots 130)(N/n)^{1/3}$, де N - Потужність, кВт, n - частота обертання, *об/хв*, підбирають найближчий за ДСТ 17383-73.
3. Вибирають міжосьова відстань, що підходить для конструкції машини $2(D_1 + D_2) \leq a \leq 15m$.
4. Перевіряють кут обхвату на малому шківі: $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (D_2 - D_1)/a$, рекомендується $[\alpha_1] \geq 150^\circ$, при необхідності на веденій нитці паса застосовують натяжний ролик, що дозволяє навіть при малих міжосьових відстанях одержати кут обхвату більше 180° . Кут обхвату можна виміряти по накресленій у масштабі схемі передачі.
5. По переданій потужності N і швидкості v паса визначають ширину $b \geq N/(vz[p])$ і площа паса $F \geq N/(v[k])$, де $[p]$ - допустиме навантаження на $1mm$ ширини прокладки, $[k]$ - допустиме навантаження на одиницю площі перетину паса.
6. Підбирають необхідний ремінь за ДСТ 101-54; 6982-54; 18679-73; 6982-75; 23831-79; ОСТ 17-969-84.
7. Перевіряють ресурс передачі $N = 3600vz\mu$.
8. Обчислюють сили, що діють на вали передачі $F_R = F_o \cos(\beta/2)$.

Порядок проектного розрахунку клинопасової передачі

1. Вибирають за ДСТ 1284-68; 1284.1-80; 5813-76; РТМ 51015-70 профіль паса. Більші розміри в таблицях відповідають тихохідним, а менші - швидкохідним передачам.
2. Визначають діаметр малого шківів.
3. Вибирають міжосьову відстань, що підходить для конструкції машини $0,55(D_M + D_0) + h \leq a \leq 2(D_1 + D_2)$, де h - висота перетину паса.
4. Знаходять довжину паса й округляють її до найближчого стандартного значення.
5. Перевіряють частоту пробігів паса і якщо вона вище припустимої, то збільшують діаметри шківів або довжину паса.
6. Остаточню уточнюють міжосьову відстань.
7. Визначають кут обхвату на малому шківі $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (D_2 - D_1)/a$, рекомендується $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.
8. По тяговій здатності визначають число пасів.
9. При необхідності перевіряють ресурс.
10. Обчислюють сили, що діють на вали передачі.

Шківів плоскопасові передач мають: обід, що несе ремінь, маточину, що саджається на вал і спиці або диск, що з'єднує обід і маточину.

Шківів зазвичай виготовляють чавунними литими, сталевими, звареними або збірними, литими з легких сплавів і пластмас. Діаметри шківів визначають із розрахунку пасової передачі, а потім округляють до найближчого значення з ряду **R40** (ГОСТ 17383-73*). Ширину шківів вибирають залежно від ширини паса [32].

Щоб уникнути сповзання паса їхні робочі поверхні роблять опуклими. Шорсткість $R_z \leq 10 \mu m$.

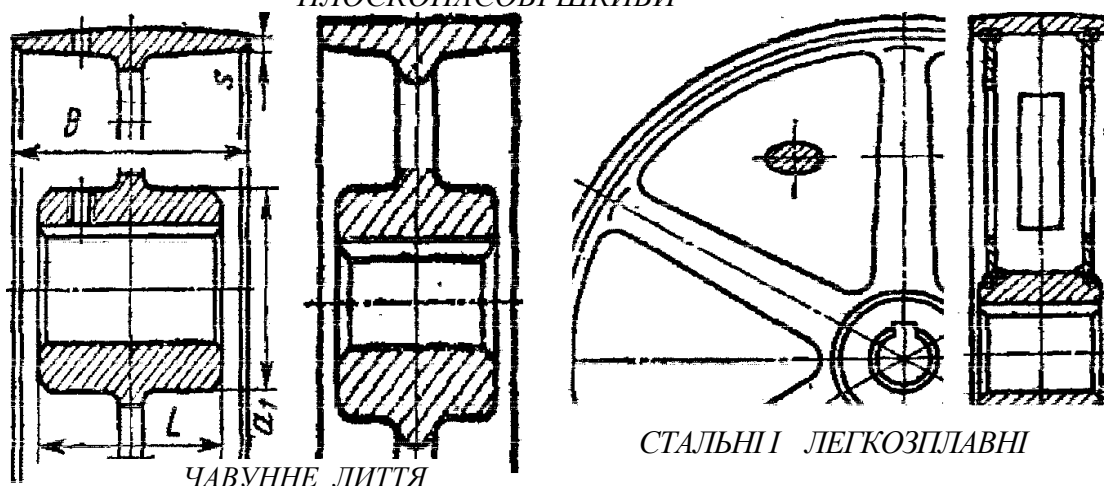
Чавунні шківів застосовують при швидкостях до $30 \div 45 \text{ м/с}$. Шківів малих діаметрів до 350 мм мають суцільні диски, шківів більших діаметрів - маточини еліптичного змінного перетину. Сталеві зварені шківів застосовують при швидкостях $60 \div 80 \text{ м/с}$. Шківів з легких сплавів перспективні для швидкохідних передач до 100 м/с .

Плоскі паси повинні забезпечувати:

- міцність при змінних напруженнях;

- зносостійкість;
- високе тертя зі шківками;
- малу згинну жорсткість.

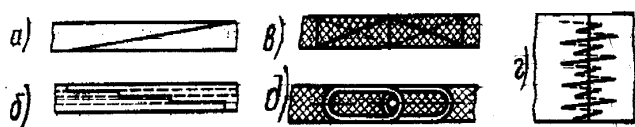
ПЛОСКОПАСОВІ ШКІВИ



Цим умовам задовольняють високоякісна шкіра й синтетичні матеріали (гума), армовані белинговим тканевим (ГОСТ 6982-54), полімерним (капрон, поліамід 3-6, каучук СКН-40, латекс) або металевим кордом. Застосовуються прогумовані тканеві паси (ГОСТ 101-54), шаруваті нарізні паси з гумовими прошарками, пошарово й спіральні загорнені паси. У сирих приміщеннях і агресивних середовищах застосовують паси з гумовими прокладками.

Паси випускають скінченними й поставляють у рулонах.

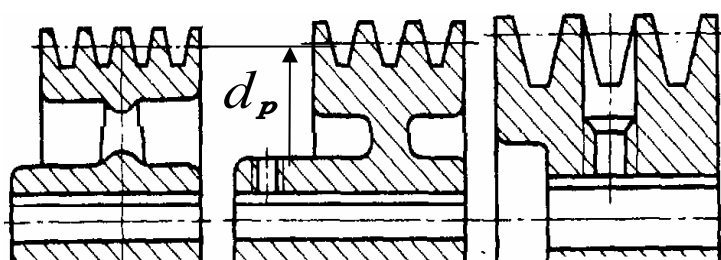
З'ЄДНАННЯ КІНЦІВ ПАСА



Надійним способом вважають зшивку встик жильними струнами (в,г). З механічних з'єднань кращими є дровотві спіралі, які просмикуються в отвори й після пресування обжимають кінці пасів (д).

З'єднання кінців пасів дуже впливає на роботу передачі, особливо при більших швидкостях. Вибираючи тип з'єднання варто враховувати рекомендації спеціальної літератури. Самий зроблений спосіб з'єднання - склеювання, що роблять для однорідних пасів по косому зрізі (а), для листових по східчастій поверхні (б). З механічних з'єднань кращими є дровотві спіралі, які просмикуються в отвори й після пресування обжимають кінці пасів (д).

КЛИНОПАСОВІ ШКІВИ



матеріалів, що й плоскостасові. Відомі збірні шківки зі сталевих тарілок.

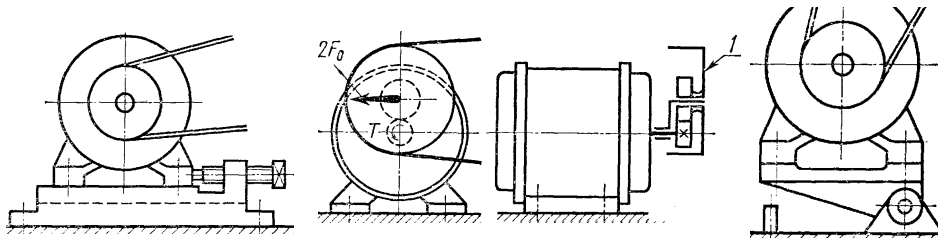
Швидкохідні шківки вимагають балансування.

Матеріали клинових пасів в основному ті ж, що й для плоских. Виконуються прогумовані паси з тихорецькою обгорткою для більшого тертя, кордтканеві (багатошаровий корд) і кордшнурові паси (шнур, намотаний по гвинтовій лінії), паси з несучим шаром із двох канатиків. Іноді для зменшення згинних напружень застосовують гофри на внутрішній і зовнішній поверхнях пасів. Клинові паси випускають нескінченними (кільця). Кут клина пасів 40° .

Натяг пасів суттєво впливає на довговічність, тягову здатність і ККД передачі. Чим вище попередній натяг пасів F_0 , тим більше тягова здатність і ККД, але менше довговічність пасів. Натяг пасів в передачах здійснюється:

- Пристроями періодичної дії, де ремінь натягається гвинтами. Ремінь періодично підтягується в міру витяжки. Потрібне систематичне спостереження за передачею, інакше можливі буксування й швидке зношування пасів.

→ Пристроями постійної дії, де натяг створюється вантажем, вагою двигуна або пружиною. Частий натяг відбувається за рахунок маси двигуна на хитній плиті. До таких пристроїв ставляться натяжні ролики. Натяг паса автоматично підтримується постійним.



→ Пристроями, що автоматично регулюють натяг залежно від навантаження з використанням сил і моментів, що діють у передачі. Шків 1 установлений на хитному важелі, що також є віссю веденого колеса зубчастої передачі. Натяг паса $2F_0$ дорівнює окружній силі на шестірні й пропорційно переданому моменту.

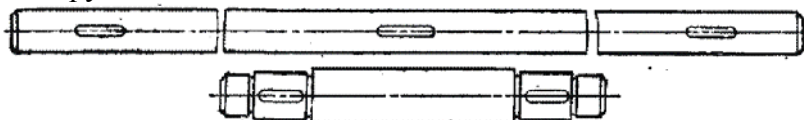
КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- ? За рахунок яких сил передають рух фрикційні передачі ?
- ? Які переваги й недоліки фрикційних передач ?
- ? Які основні види поломок фрикційних передач ?
- ? Які матеріали застосовуються для фрикційних передач ?
- ? Якою деталлю виділяються пасові передачі серед фрикційних ?
- ? Які сили діють у пасі ?
- ? Які навантаження діють на опори валів коліс пасової передачі ?
- ? Як з'єднуються кінці паса ?
- ? Які існують способи підтримки натягу пасів ?

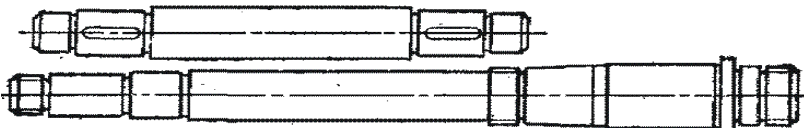
5. ВАЛИ Й ОСІ

Колеса передач встановлені на спеціальних довгастих деталях круглого перерізу. Серед таких деталей розрізняють осі й вали.

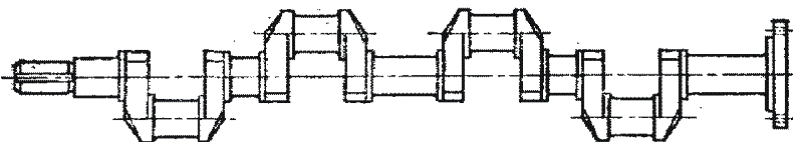
Вісь – деталь, що служить для втримання коліс і центрування їх обертання. **Вал** – вісь, що передає крутильний момент.



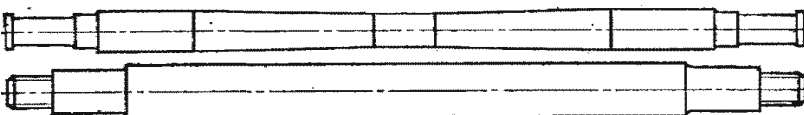
ВАЛИ ПЕРЕДАЧ, ЩО НЕСУТЬ ДЕТАЛІ ПЕРЕДАЧ



КОРЕННІ ВАЛИ, ЯКІ НЕСУТЬ ОКРІМ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ РАБОЧІ ОРГАНИ МАШИН : КОЛЕСА, ДИСКИ І Т.Д.



КОЛІНЧАСТІ ВАЛИ, ЯКІ НЕСУТЬ НА СОБІ ШАТУНИ



ОСІ ОБЕРТАННЯ И НЕРУХЛИВІ

Не слід плутати поняття "вісь колеса", це деталь і "вісь обертання", це геометрична лінія центрів обертання.

Форми валів і осей досить різноманітні від найпростіших циліндрів до складних колінчатих конструкцій. Відомі конструкції гнучких валів, які запропонував шведський інженер Карл де Лаваль ще в 1889 р.

Форма вала визначається розподілом згинаючих і крутильних моментів по його довжині. Правильно спроектований вал являє собою балку рівного опору.

Вали й осі обертаються, а отже, випробовують знакозмінні навантаження, напруження й деформації. Тому поломки валів і осей мають утомний характер.

Причини поломок валів і осей простежуються на всіх етапах їх "життя".

1. На стадії проектування - невірний вибір форми, неввірна оцінка концентраторів напружень.

2. На стадії виготовлення - надрізи, забоїни, вм'ятини від недбалого обігу.
3. На стадії експлуатації - невірне регулювання підшипникових вузлів.

Для працездатності вала або осі необхідно забезпечити:

- об'ємну міцність (здатність чинити опір M_{z2} і $M_{круч}$);
- поверхневу міцність (особливо в місцях з'єднання з іншими деталями);
- жорсткість на вигин;
- крутильну жорсткість (особливо для довгих валів).

Всі вали в обов'язковому порядку розраховують на об'ємну міцність.

Схеми навантаження валів і осей залежать від кількості й місця установки на них обертових деталей і напрямку дії сил. При складному навантаженні обирають дві ортогональні площини (наприклад, фронтальну і горизонтальну) і розглядають схему в кожній площині. Розраховують, зазвичай, не реальні конструкції, а спрощені розрахункові моделі, що представляють собою балки на шарнірних опорах, балки із закладенням і навіть статично невизначені задачі.

При складанні розрахункової схеми вали розглядають як прямі бруси, що лежать на шарнірних опорах. При виборі типу опори думають, що деформації валів малі й, якщо підшипник допускає хоча б невеликий нахил або переміщення цапфи, його вважають шарнірно-нерухливий або шарнірно-рухливою опорою. Підшипники ковзання або кочення, що сприймають одночасно радіальні й осьові зусилля, розглядають як шарнірно-нерухливі опори, а підшипники, що сприймають тільки радіальні зусилля, - як шарнірно-рухливі.

Такі задачі добре відомі студентам з курсів теоретичної механіки (статики) і опору матеріалів.

Розрахунок вала на об'ємну міцність виконують у три етапи.

I. Попередній розрахунок валів

Виконується на стадії пророблення Технічного Завдання, коли відомі тільки крутильні моменти на всіх валах машини. При цьому вважається, що вал випробовує тільки дотичні напруження крутіння

$$\tau_{кр} = M_{об} / W_p \leq [\tau]_{кр},$$

де W_p - полярний момент опору перетину.

Для круглого перетину: $W_p = \pi d^3/16$, $[\tau]_{кр} = 15 \div 20 \text{ Н/мм}^2$.

Умова міцності по напруженнях кручення зручно розв'язувати відносно діаметра вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{об}}{0,2[\tau]_{кр}}}.$$

Це - мінімальний діаметр вала. На всіх інших ділянках вала він може бути тільки більше. Обчислений мінімальний діаметр вала округляється до найближчого більшого з нормального ряду. Цей діаметр є вихідним для подальшого проектування.

II. Уточнений розрахунок валів

На даному етапі враховує не тільки крутильний, але й згинальні моменти. Виконується на етапі ескізного компонування, коли попередньо обрані підшипники, відома довжина всіх ділянок вала, відоме положення всіх коліс на валу, розраховані сили, що діють на вал.

Креслять розрахункові схеми вала у двох площинах. По відомих силах у зубчастих передачах і відстаням до опор будуються епюри згинальних моментів у горизонтальній і фронтальній площинах. Потім обчислюється сумарний згинальний момент

$$M_{зг\text{ сум}} = \sqrt{M_{zy}^2 + M_{xy}^2}.$$

Далі розраховується й будується еюра еквівалентного "згинно-обертального" моменту

$$M_{екв} = \sqrt{M_{зг\text{ сум}}^2 + \alpha M_{об}^2},$$

де $\alpha = 0,75$ або 1 залежно від прийнятої енергетичної теорії міцності, прийнятий більшістю авторів рівним 1 .

Обчислюється еквівалентна напруження від спільної дії вигину й кручення $\sigma_{екв} = M_{екв} / W_p$. Рівняння також розв'язується відносно мінімального діаметра вала

$$d = 3 \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{0,2[\tau]}}$$

Або те ж саме для порівняння з нормальними допустимими напруженнями:

$$d = 3 \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{0,1[\sigma]}}$$

Отриманий в уточненому розрахунку мінімальний діаметр вала приймається остаточно для подальшого проектування.

III. Розрахунок вала на витривалість

Виконується як перевірочний на стадії робочого проектування, коли практично готовий робітник креслення вала, тобто відома його точна форма, розміри й всі концентратори напружень: шпонкові пази, кільцеві канавки, наскрізні й глухі отвори, посадки з натягом, жолобника (плавні, округлені переходи діаметрів).

При розрахунку вважається, що напруження вигину змінюються по симетричному циклі, а дотичні напруження кручення - по віднульовому пульсуючому циклу.

Перевірочний розрахунок вала на витривалість по суті зводиться до визначення фактичного коефіцієнта запасу міцності n , що рівняється із що допускається

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] = 1,5 \div 2.$$

Тут n_σ і n_τ - коефіцієнти запасу по нормальних і дотичних напруженнях

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \sigma_a / \varepsilon_\tau + \psi_\tau \sigma_m}, \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_\tau \tau_a / \varepsilon_\tau + \psi_\tau \tau_m},$$

де σ_{-1} і τ_{-1} - границі витривалості матеріалу вала при вигині й крутінні із симетричним циклом; k_σ і k_τ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень при вигині й крутінні, що враховують жолобники, шпонкові канавки, пресові посадки й різьба; ε_a і ε_τ - масштабні коефіцієнти діаметра вала; σ_a і τ_a - амплітудні значення напружень; σ_m і τ_m - середні напруження циклу ($\sigma_m = 0$, $\tau_m = \tau_a$); ψ_σ і ψ_τ - коефіцієнти впливу середнього напруження циклу на утомну міцність залежать від типу сталі.

Обчислення коефіцієнтів запасу міцності за напруженнями детально викладалося в курсі "Опір матеріалів", у розділі "Циклічний напружений стан".

Якщо коефіцієнт запасу виявляється менше необхідного, то опір утоми можна істотно підвищити, застосувавши поверхневе зміцнення: азотування, поверхневе загартування струмами високої частоти, дрібеструйний наклеп, обкатування роликами й т.д. При цьому можна одержати збільшення границі витривалості до 50% і більше.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- ? Чим розрізняються вали й осі ?
- ? Який динамічний характер мають напруження вигину у валах і осях ?
- ? Які причини поломок валів і осей ?
- ? У якому порядку виконуються етапи розрахунку на міцність валів ?
- ? Який діаметр визначається в проектувальному розрахунку валів ?

6. ОПОРИ ВАЛІВ І ОСЕЙ - ПІДШИПНИКИ

Вали й осі підтримуються спеціальними деталями, які є опорами. Назва "підшипник" походить від слова "шип" (англ. *shaft*, нем. *zapfen*, голл. *shiffen* – вал). Так раніше називали хвостовики й шейки вала, де, власне кажучи, підшипники й установлюються.

Призначення підшипника полягає в тому, що він має забезпечити надійне й точне з'єднання обертОВОЇ (вал, вісь) деталі й нерухливого корпусу. Отже, головна особливість роботи підшипника - тертя з'єднаних деталей.

По характері тертя підшипники розділяють на дві більші групи:

- ➔ підшипники ковзання (тертя ковзання);
- ➔ підшипники кочення (тертя кочення).

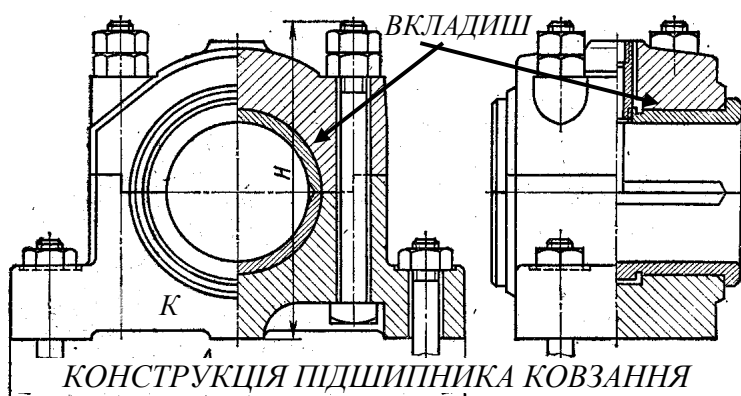
6.1. ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

Основним елементом таких підшипників є вкладиш із антифрикційного матеріалу або, принаймні, с антифрикційним покриттям. Вкладиш установлюють (вкладають) між валом і корпусом підшипника.

Тертя ковзання безумовно більше тертя катання, проте, переваги підшипників ковзання полягають у різноманітних областях використання:

+ у роз'ємних конструкціях (див. малюнок);

- + при великих швидкостях обертання (газодинамічні підшипники в турбореактивних двигунах при $n > 10\,000$ об/хв);
- + при необхідності точного центрування осей;
- + у машинах дуже великих і дуже малих габаритів;
- + у воді й інших агресивних середовищах.



потреба в дорогих антифрикційних матеріалах.

Крім того, підшипники ковзання застосовують у допоміжних, тиххідних, мало відповідальних механізмах.

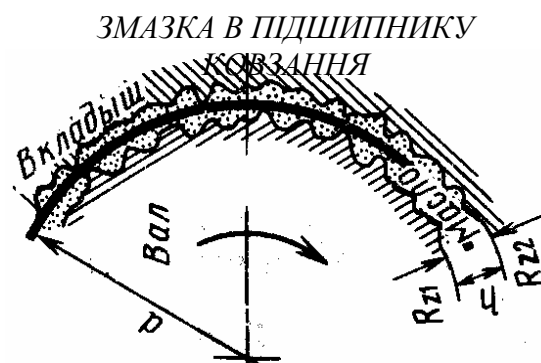
Характерні дефекти й поломки підшипників ковзання викликані тертям [41]:

- ✗ температурні дефекти (заїдання й виплавлення вкладишу);
- ✗ абразивне зношування;
- ✗ утомне руйнування внаслідок пульсації навантажень.

При всій різноманітності й складності конструктивних варіантів підшипникових вузлів ковзання принцип їх пристрою полягає в тому, що між корпусом і валом установлюється тонкостінна втулка з антифрикційного матеріалу, як правило, бронзи або бронзових сплавів, а для малонавантажених механізмів із пластмас.

Більшість радіальних підшипників має циліндричний вкладиш, що, однак, може сприймати й осьові навантаження за рахунок жолобиків на валу й закруглення крайок вкладиша. Підшипники з конічним вкладишем застосовуються рідко, їх використовують при невеликих навантаженнях, коли необхідно систематично усувати ("відслідковувати") зазор від зношування підшипника для збереження точності механізму.

Для правильної роботи підшипників без зношування поверхні цапфи й втулки повинні бути розділені шаром змащення достатньої товщини. Залежно від режиму роботи під-



шипника в ньому може бути:

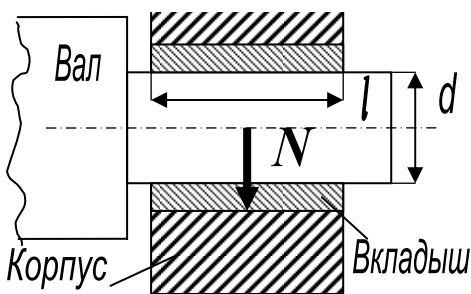
➔ **рідинне тертя**, коли робочі поверхні вала й вкладиша розділені шаром масла, товщина якого більше суми висот шорсткості поверхонь; при цьому масло сприймає зовнішнє навантаження, ізолюючи вал від вкладиша, запобігаючи їх зношуванню. Опір руху дуже малий;

➔ **напіврідинне тертя**, коли нерівності вала й вкладиша можуть стосуватися один одного й у цих місцях відбувається їхнє схоплювання й відрив часток вкладиша. Таке тертя приводить до абразивного зношування навіть без влучення пилу ззовні.

Забезпечення режиму рідинного тертя є основним критерієм розрахунку більшості підшипників ковзання. При цьому одночасно забезпечується працездатність за критеріями зношування й заїдання.

Критерієм міцності, а отже, і працездатності підшипника ковзання є контактні напруження в зоні тертя або, що, у принципі, той же саме – контактний тиск. Розрахунковий контактний тиск порівнюють із що допускається $p = N / (l d) \leq [p]$. Тут N – сила нормального тиску вала на втулку (реакція опори), l – робоча довжина втулки підшипника, d – діаметр цапфи вала.

РОЗРАХУНКОВА СХЕМА ПІДШИПНИКА



Іноді зручніше порівнювати розрахункове й допустимий добуток тиску на швидкість ковзання. Швидкість ковзання легко розрахувати, знаючи діаметр і частоту обертання вала.

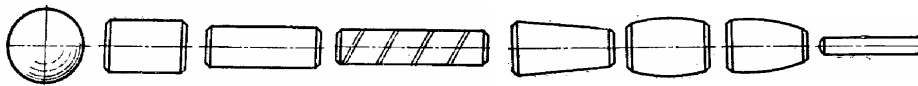
$$pV = \frac{NV}{ld} = \frac{2\pi * ndN}{60ld * 2} = \frac{Nn\pi}{60l} \leq [pV] = 2 \div 10 \frac{Нм}{мм^2 сек}$$

Добуток тиску на швидкість ковзання характеризує тепловиділення й зношування підшипника. Найнебезпечнішим є момент пуску механізму, тому що в спокої вал опускається ("лягає") на вкладиш і при початку руху неминуче сухе тертя.

6.2. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

Принцип їх конструкції полягає в наявності між валом і корпусом групи однакових круглих тіл, названих тілами кочення.

ТІЛА КОЧЕННЯ, ЯКІ ЗАСТОСОВУЮТЬ В ПІДШИПНИКАХ



Це можуть бути або кульки, або ролики (короткі товсті або довгі голкоподібні), або конічні ролики, або бочкоподібні, або навіть

спіралевидні пружини. Зазвичай підшипник виконується як самостійна складальна одиниця, що складається із зовнішнього й внутрішнього кілець, між якими й поміщені тіла кочення.

Тіла кочення щоб уникнути непотрібного контакту один з одним і рівномірним розподілом по окружності укладені в спеціальну кільцеподібну обойму – сепаратор (*панцира. Separatum – розділяти*).

У деяких конструкціях, де доводиться боротися за зменшення радіальних габаритів, застосовуються т.зв. "безкільцеві" підшипники, коли тіла кочення встановлені безпосередньо між валом і корпусом. Однак неважко здогадатися, що такі конструкції вимагають складної, індивідуальної, а, отже, і дорогого зборки-розбирання.

Переваги підшипників кочення:

- + низьке тертя, низьке нагрівання;
- + економія змащення;
- + високий рівень стандартизації;
- + економія дорогих антифрикційних матеріалів.

Недоліки підшипників кочення:

- високі габарити (особливо радіальні) і вага;
- високі вимоги до оптимізації вибору типорозміру;
- слабкий віброзахист, більше того, підшипники самі є генераторами вібрації за рахунок навіть дуже малої неминучої різнорозмірності тіл кочення.

Так, при перекладі рухливого состава з букс ковзання на підшипники кочення виникла несподі-

вана проблема. Рівень вібрації вагонів навіть на дуже гарних ділянках шляху зріс в $10 \div 15$ разів! Це відбувається через те, що букси ковзання розсіюють енергію вібрації за допомогою сил тертя, а підшипники кочення "по визначенню" позбавлені такої здатності. Для цього в колісних візках треба було застосування спеціальних деталей, що роблять роботу сил тертя - фрикційних клинів, або багат шарових пластинчастих ресор, пакетів циліндричних пружин, гідравлічних вибропоглинувачів.

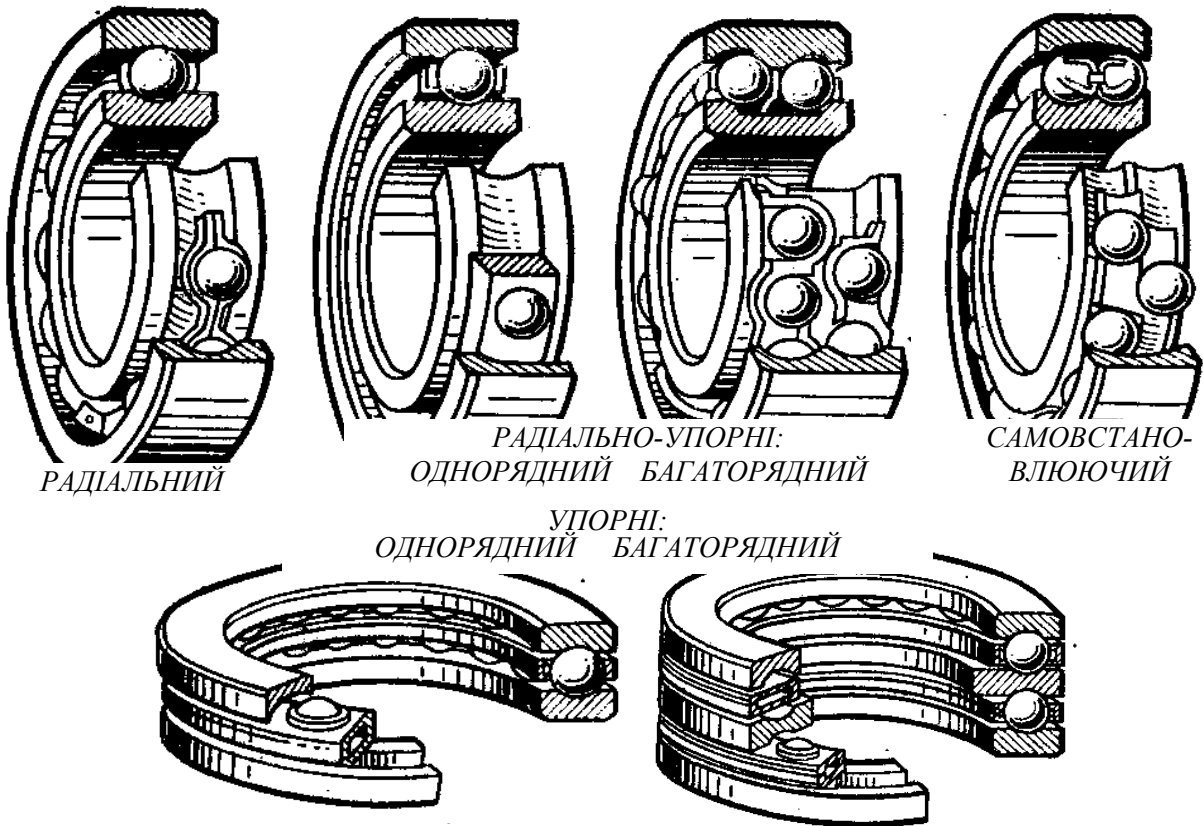
Підшипники кочення класифікуються за наступними основними ознаками:

- форма тіл кочення;
- габарити (осьові й радіальні);
- точність виконання розмірів;
- напрямок сприйманих сил.

За формою тіл кочення підшипники діляться на:

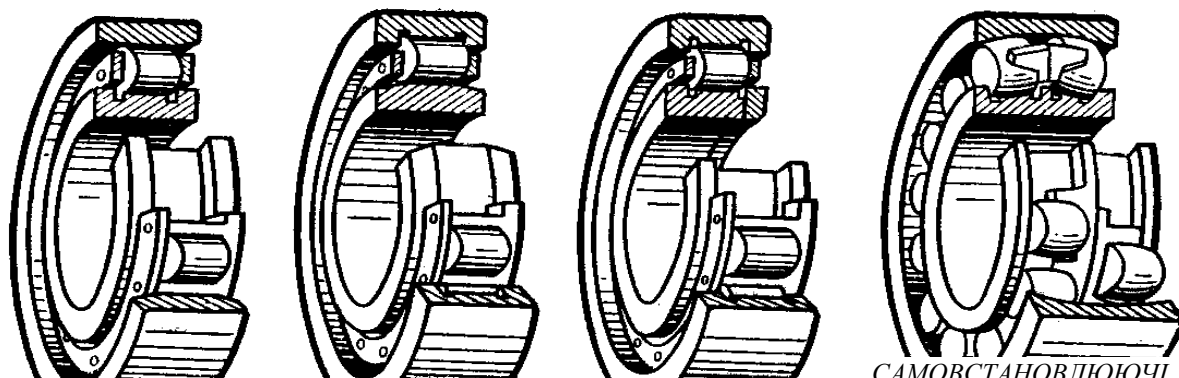
- Кулькові (швидкохідні, здатні до самовстановлення за рахунок можливості деякого відхилення осі обертання);

КУЛЬКОВІ ПІДШИПНИКИ



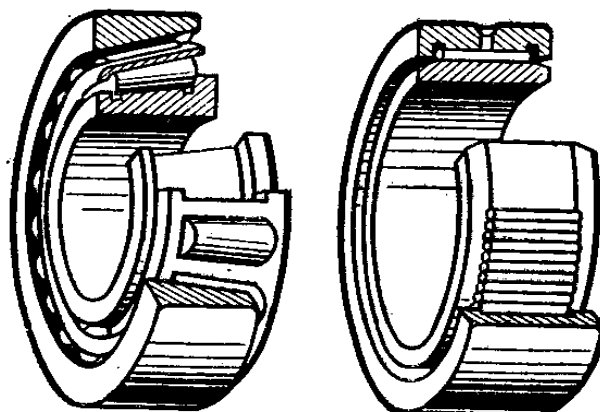
- Роликові – конічні, циліндричні, голчасті (більш вантажопідійомні, але через точно фіксоване положення осі обертання не здатні з, крім бочкоподібних роликів).

РОЛИКОВІ ПІДШИПНИКИ



ЦИЛІНДРИЧНІ РОЛИКОВІ РАДІАЛЬНІ

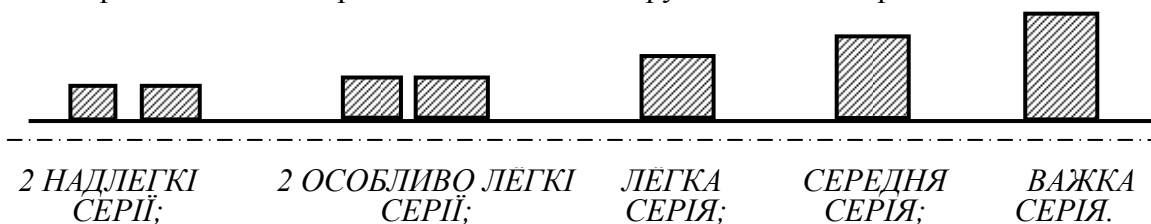
САМОВСТАНОВЛЮЮЧІ



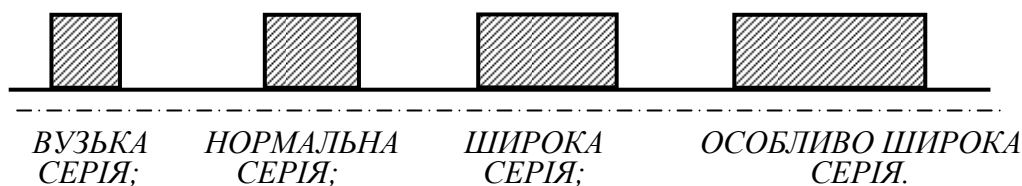
КОНІЧНИЙ

ІГОЛЬЧАСТИЙ

За радіальними габаритами підшипники згруповані в сім серій:



За осьовими габаритами підшипники згруповані в чотири серії:



По класах точності підшипники розрізняють у такий спосіб:

- "0" – нормального класу;
- "6" – підвищеної точності;
- "5" – високої точності;
- "4" – особливо високої точності;
- "2" – надвисокої точності.

При виборі класу точності підшипника слід пам'ятати про те, що "чим точніше, тим дорожче".

За сприймаємими силами всі підшипники діляться на чотири групи. Обчисливши радіальну F_r і осьову F_a реакції опор вала, конструктор може вибрати:

- **Радіальні** підшипники (якщо $F_r \ll F_a$), що сприймають тільки радіальне навантаження й незначну осьову. Це циліндричні роликові (якщо $F_a = 0$) і радіальні кулькові підшипники.
- **радіально-упорні** підшипники (якщо $F_r > F_a$), які сприймають більшу радіальну й меншу осьову навантаження. Це радіально-упорні кульковим і конічним роликові з малим кутом конуса.

- ➔ **Упорно-радіальні** підшипники (якщо $F_r < F_a$), що сприймають більшу осьового й меншу радіальну навантаження. Це конічні роликові підшипники з більшим кутом конуса.
- ➔ **Упорні підшипники**, "підп'ятники" (якщо $F_r \ll F_a$), що сприймають тільки осьове навантаження. Це упорні кулькові й упорні роликові підшипники. Вони не можуть центрувати вал і застосовуються тільки разом з радіальними підшипниками.

Матеріали підшипників кочення призначаються з урахуванням високих вимог до жорсткості й зносостійкості кілець і тіл кочення.

Тут використовуються шарикопідшипникові високо вуглецеві хромисті сталі ШХ15 і ШХ15СГ, а також цементуемі леговані сталі 18ХГТ і 20Х2Н4А.

Жорсткість кілець і роликів зазвичай **HRC 60 ÷ 65**, а в кульок трохи більше – **HRC 62 ÷ 66**, оскільки площа контактного тиску в кульки менше. Сепаратори виготовляють із м'яких вуглецевих сталей або з антифрикційних бронз для високошвидкісних підшипників. Широко впроваджуються сепаратори з дюралюмінію, металокераміки, текстоліту, пластмас.

6.2.1. Причини поломок і критерії розрахунку підшипників

Головна особливість динаміки підшипника - знакозмінні навантаження.

Циклічне перекочування тіл кочення може привести до появи утомні мікротріщини. Постійно, прокочуючі тіла кочення вдавлюють у цю мікротріщину змащення. Пульсуючий тиск змащення розширює й розхитує мікротріщину, приводить до **утомного викришування** й, зрештою, до поломки кільця. Найчастіше ламається внутрішнє кільце, тому що воно менше зовнішнього й там, отже, вище питомі навантаження. Утомне викришування - основний вид виходу з ладу підшипників кочення.

У підшипниках також можливі статичні й динамічні перевантаження, що руйнують як кільця, так і тіла кочення.

Отже, при проектуванні машини необхідно визначити, по-перше, кількість обертів (циклів), що гарантовано витримає підшипник, а, по-друге - максимально припустиме навантаження, що витримає підшипник.

Висновок: працездатність підшипника зберігається при дотриманні двох критеріїв:

- ➔ Довговічність.
- ➔ Вантажопідйомність.

6.2.2. Розрахунок номінальної довговічності підшипника

Номінальна довговічність це число циклів (або годин), які підшипник повинен проробити до появи перших ознак втоми. Існує емпірична (знайдена з досвіду) залежність для визначення номінальної довговічності $L_n = (C/P)^\alpha$, [млн. обертів], де C – вантажопідйомність, P – еквівалентне динамічне навантаження, $\alpha = 0,3$ для кульок, $\alpha = 0,33$ для роликів.

Номінальну довговічність можна обчислити й у годинниках

$$L_h = (10^6 / 60 n) L_n, [\text{годин}],$$

де n – частота обертання вала.

Еквівалентне динамічне навантаження це таке постійне навантаження, при якій довговічність підшипника та ж, що й при реальних умовах роботи. Тут для радіальних і радіально упорних підшипників мається на увазі радіальне навантаження, а для упорне й завзято-радіальних - центральне осьове навантаження.

Еквівалентне динамічне навантаження обчислюється за емпіричною формулою

$$P = (V X F_r + Y F_a) K_B K_T,$$

де F_r , F_a – радіальна й осьова реакції опор; V – коефіцієнт обертання вектора навантаження ($V = 1$ якщо обертається внутрішнє кільце, $V = 1,2$ якщо обертається зовнішнє кільце); X , Y – коефіцієнти радіального й осьового навантажень, що залежать від типу підшипників, визначаються по довіднику; K_B – коефіцієнт безпеки, що враховує вплив динамічних умов роботи ($K_B = 1$ для передач, $K_B = 1,8$ – інше), K_T – коефіцієнт температурного режиму (до 100°C $K_T = 1$).

Вантажопідйомність це постійне навантаження, що група ідентичних підшипників витримає протягом одного мільйона обертів. Тут для радіальних і радіально упорних підшипників мається на увазі радіальне навантаження, а для упорне й завзято-радіальних - центральне осьове навантаження. Якщо

вал обертається повільніше одного оберту в хвилину, то мова йде про статичну вантажопідйомність C_0 , а якщо обертання швидше одного оберту в хвилину, то говорять про динамічну вантажопідйомність C . Величина вантажопідйомності розраховується при проектуванні підшипника, визначається на експериментальній партії підшипників і заноситься в каталог.

6.2.3. Методика вибору підшипників кочення

Досвідчений проектувальник може призначати конкретний тип і розмір підшипника, а потім робити перевіряльний розрахунок. Однак тут потрібний великий конструкторський досвід, тому що у випадку невдалого вибору може не виконатися умова міцності, тоді буде потрібно обрати інший підшипник і повторити розрахунок.

Щоб уникнути численних "проб і помилок" можна запропонувати методику вибору підшипників, побудовану за принципом проектувального розрахунку, коли відомі навантаження, задана необхідна довговічність, а в результаті визначається конкретний типорозмір підшипника з каталогу.

Методика вибору складається з п'яти етапів:

1. Обчислюється необхідна довговічність підшипника виходячи із частоти обертання й заданого замовником терміну служби машини.
2. За знайденими раніше реакціями опор вибирається тип підшипника (радіальний, радіально-упорний, зав'язано-радіального або упорний), з довідника виписують коефіцієнти радіального й осевого навантажень X , Y .
3. Розраховується еквівалентне динамічне навантаження.
4. Визначається необхідна вантажопідйомність $C = P * L^{(1/a)}$.
5. За каталогом, виходячи з необхідної вантажопідйомності, обирається конкретний типорозмір ("номер") підшипника, причому повинні виконуватися дві умови:
 - вантажопідйомність з каталогу не менш необхідної;
 - внутрішній діаметр підшипника не менш діаметра вала.

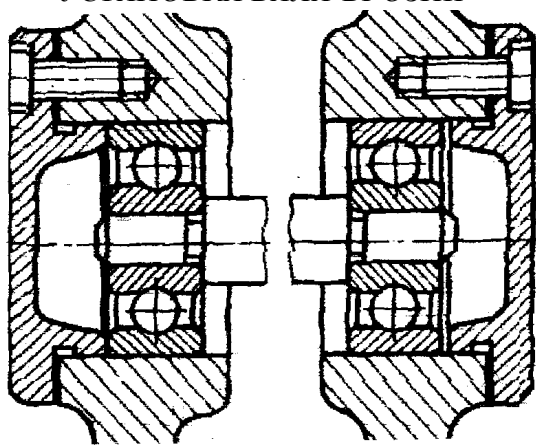
6.2.4. Особливості проектування підшипникових вузлів

Неточність монтажу, нагрівання, деформації вала можуть привести до заклинювання обертових коліс, що, особливо в момент руху, чревате досить неприємними наслідками. Запобігання цього досягається різними заходами:

Схеми установки підшипників

Застосовують фіксовані й плаваючі опори. У фіксованих внутрішні й зовнішні кільця нерухливі в осьовому напрямку. У плаваючому зовнішньому кільці може переміщатися в осьовому напрямку за рахунок установки підшипника в спеціальній склянці із зазором. Плаваючої зазвичай роблять ту опору, де менше радіальне навантаження. При великій відстані між опорами (вал черв'яка) фіксується опора для жорсткості має два підшипники. Для великих температурних переміщень підходять радіальні роликопідшипники із циліндричними роликками й радіальні шарикопідшипники з незакріпленими зовнішніми кільцями.

УСТАНОВКА ВАЛА ВРОЗПІР



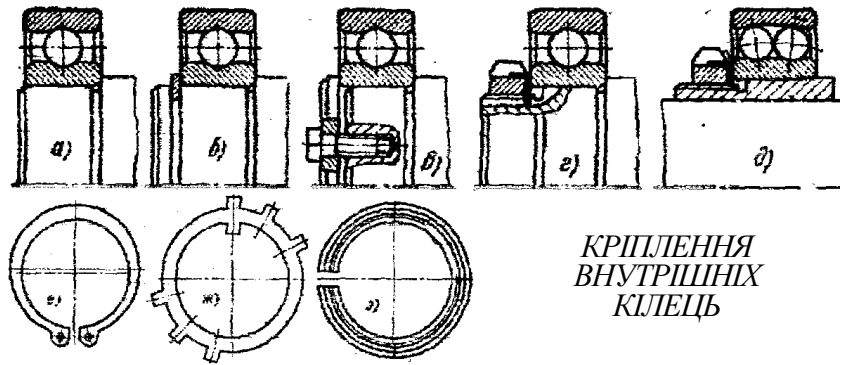
Короткі вали при слабкому нагріванні можна встановлювати на підшипники врозпір, коли один підшипник фіксує осевий зсув вала в одну сторону, а інший – в іншу. Схема з фіксацією підшипників врозпір зручна в монтажі, але вимагає точних допусків на лінійні розміри й небезпечна можливим защемленням тіл кочення при нагріванні. При установці врозпір для радіальних підшипників залишають осевий зазор, а для радіально-упорних передбачають осьове регулювання.

Кріплення підшипників на валу й у корпусі

Для сприйняття осьових навантажень кільця підшипника закріплюють на валу й у корпусі.

Для закріплення внутрішніх кілець на валу застосовуються різні засоби:

- уступи вала (а);
- пружинні стопорні кільця (б,е);
- торцеві шайби (в);
- упорні гайки (г,ж);
- конічні розрізні втулки (д,з).



*КРІПЛЕННЯ
ВНУТРІШНІХ
КІЛЕЦЬ*

Для фіксації зовнішніх кілець застосовують:

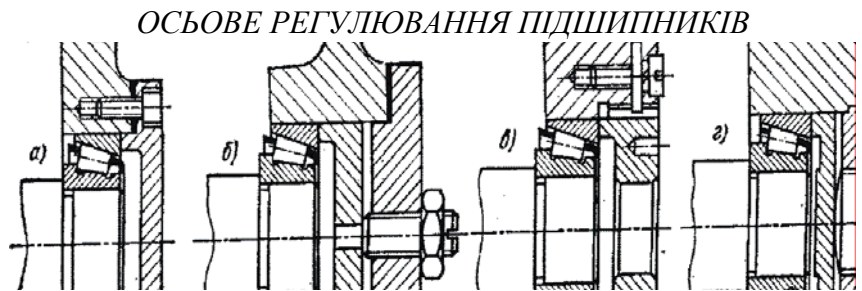
- уступи в корпусі й стакані (а);
- кришки (б);
- кришки й уступи (в,г);
- упорні борти (д);
- урізні кришки при рознімних корпусах (е);
- пружинні кільця (ж,з).



КРІПЛЕННЯ ЗОВНІШНІХ КІЛЕЦЬ

Радіально-упорні підшипники вимагають осьового регулювання, що робиться зсувом зовнішнього кільця:

- прокладками з металу (а);
- кріпильним гвинтом (б,г) при малих осьових силах;
- різбовою кришкою або кільцем (в).

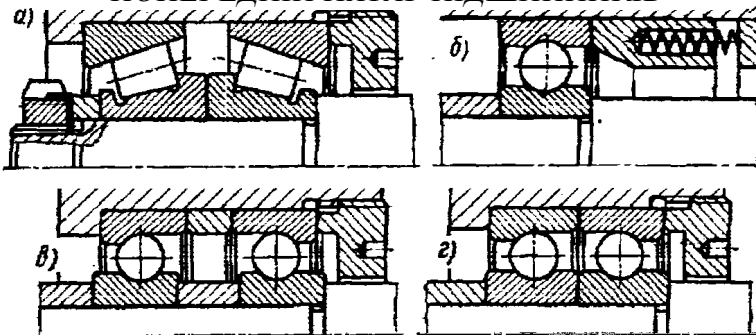


ОСЬОВЕ РЕГУЛЮВАННЯ ПІДШИПНИКІВ

Жорсткість підшипників і їх попередній натяг

Деформації підшипників кочення приблизно дорівнюють деформаціям валів. Підтримка високої жорсткості підшипникових вузлів забезпечує точність обертання системи. Максимальну жорсткість мають точні роликотпідшипники.

ПОПЕРЕДНІЙ НАТЯГ ПІДШИПНИКІВ



Жорсткість збільшується попереднім натягом, суть якого у вибірці зазорів і початковому стиску тіл кочення. Це досягається взаємним осьовим зсувом кілець за допомогою:

- затягування різьби (а);
- пружинами (б);
- установкою втулок (в);
- шліфуванням торців кілець (г).

Зайвий переднатяг призводить до посилення зношування сепаратора через набігання на нього частини тіл кочення й відставання

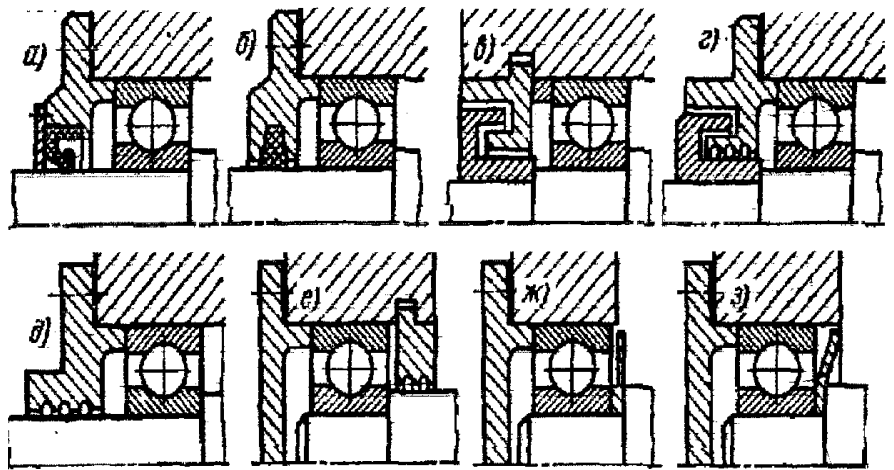
іншої частини у зв'язку з різними їхніми діаметрами.

Ущільнюючі пристрої

Це спеціальні деталі, виконані з м'яких пружних матеріалів (м'які метали, гума, пластмаса, поєсть і т.п.), які запобігають витіканню змащення з підшипникових вузлів і влучення в них забруднення.

За принципом дії ущільнення розділяються на:

- контактні манжетні, повстяні, з металевими кільцями (а,б), застосовуються на низьких і середніх швидкостях, дають щільний контакт рухливих і нерухливих деталей;
- щілинні і лабиринтові, перешкоджають протіканню рідин і навіть газу через каскад щілин і камер (в,г,д,е), так, типова букса вантажного вагона має чотирикамерні лабиринтові ущільнення з зазором 0,8 мм;
- відцентрові (ж,з);
- комбіновані.



УЩІЛЬНЕННЯ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ

Відомі конструкції підшипників з убудованими ущільненнями.

Посадки підшипників на вал і в корпус

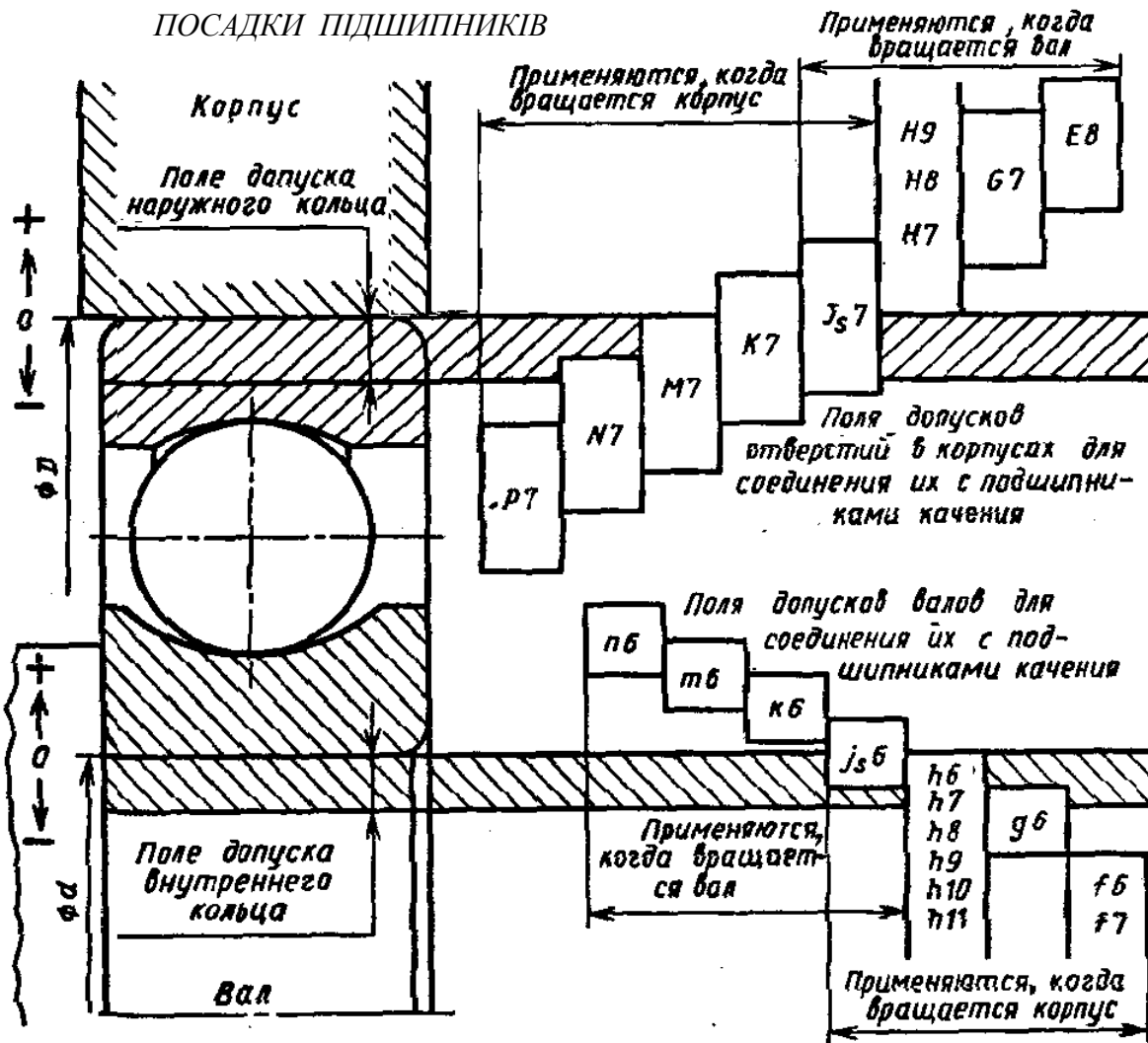
При проектуванні підшипникових вузлів принципове значення має з'єднання (посадка) внутрішніх кілець із валом і зовнішніх з корпусом [14]. Оскільки підшипники є стандартними вузлами, то вали й корпуси повинні пристосовуватися до них. Внутрішні кільця саджають на вал по системі отвору, а зовнішні в корпус по системі вала. При тім, що поле допусків внутрішнього кільця спрямовано не в тіло, а до центра, посадки на вал виходять більше щільними, чим зазвичай в системі отвору.

Залежно від режиму роботи машини, чим більше навантаження й сильніше поштовхи, тим більше щільними повинні бути посадки. Чим швидкохідна машина (менше навантаження, вище температури), тим посадки повинні бути вільніше.

Посадки роликотідшипників мають бути більш щільними у зв'язку з більшими навантаженнями. Посадки радіально-упорних підшипників щільніше, ніж у радіальних, у яких посадкові натяги спотворюють зазори. Посадки великих підшипників через великі сили призначають щільніше, ніж у середніх і дрібних. Рекомендації з вибору посадок у міру росту навантажень в опорах можна сформулювати в такий спосіб:

- Допуски валів при обертовому валу – j_s6 ; $k6$; $m6$; $n6$.
- Допуски валів при обертовому корпусі – $g6$; $h6$.
- Допуски корпусу при обертовому валу – $H7$; $H6$; J_s7 ; J_s6 ; $K7$.
- Допуски корпусу при обертовому корпусі – $K7$; $M7$; $N7$; $P7$.

ПОСАДКИ ПІДШИПНИКІВ

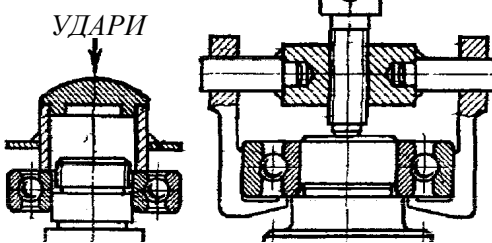


Монтаж і демонтаж підшипників

Нерідко спостерігаються випадки, коли ушкодження підшипників викликані недбалістю, безграмотним монтажем і демонтажем.

Підшипники зі значним натягом на валу слід монтувати нагрітими в маслі або прохолоджувати вал сухим льодом. В інших випадках підшипники можна напресувати на вал за допомогою преса.

МОНТАЖ І ДЕМОНТАЖ ПІДШИПНИКІВ



Посадка підшипника ударами молотка через оправлення з м'якого металу припустима тільки при малих натягах для дрібних і середніх підшипників. Демонтаж допускається тільки за допомогою спеціальних знімачів.

Загальний принцип: зусилля прикладається тільки до того кільця, що встановлено з натягом і не повинне передаватися на тіла кочення.

Змащення підшипників кочення

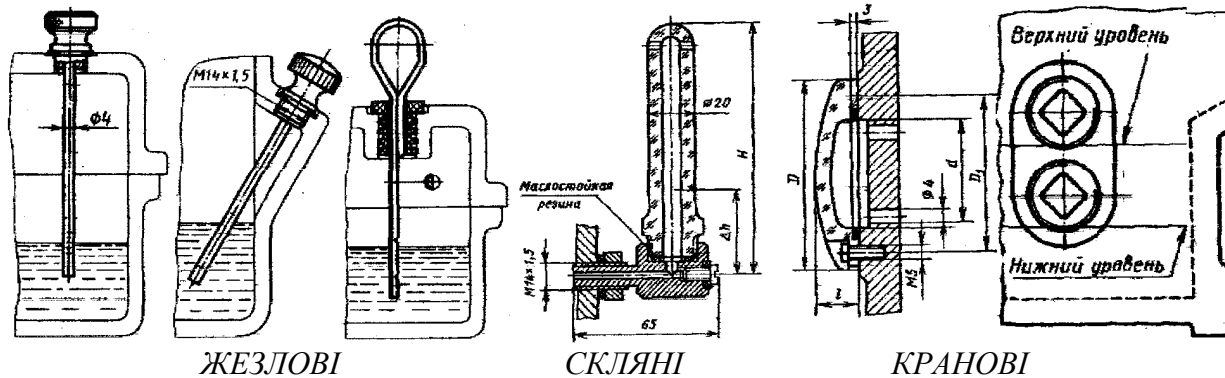
Застосовується як для зниження тертя, так і для підвищення

тепловідводу.

Пластичні (густі) змащення більше легкі в обслуговуванні, менше витрачаються, зручні в застосуванні у важкодоступних місцях, куди заставляються при складанні, заповнюють і герметизують зазори. Їх недолік у тім, що в конструкції потрібно передбачати спеціальні порожнини. Цю порожнину спочатку заповнюють на 2/3 об'єму при $n \leq 1500$ об/хв або на 1/2 об'єму при $n > 1500$ об/хв. Надалі зазвичай через кожні три місяці через спеціальні пристрої (прес-маслянки) додають свіже змащення, а через рік її міняють із попереднім розбиранням і промиванням вузла. При консистентному змащенні необхідне застосування щільних, лабіринтових і відцентрових ущільнень.

Рідкі мастила застосовуються при більш високих температурах, коли густі плавляться й впливають. Забезпечують мінімальні втрати на тертя. Звичайний спосіб у випадку нижнього розташування черв'яка - організація масляних ванн (наприклад, картер двигуна й т.п.), у яких масло налите до рівня нижнього тіла кочення. У зубчастих передачах колеса занурюють не більше ніж на висоту зуба, щоб уникнути більших втрат на перемішування масла. Рівень масла контролюється щупом-масловказівником, як, наприклад, у двигунах легкових автомобілів.

МАСЛОВКАЗІВНИКИ



Розбризування масла усередині корпуса механізмів відбувається за допомогою спеціальних лопат-крильчаток або зубчастих коліс і застосовується для створення масляного туману, що сприяє вирівнюванню температури і тепловідводу від механізму. Однак проектувальникові не слід сподіватися на те, що розбризуванням будуть досить змазані підшипники, що перебувають вище рівня масляної ванни.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- ? Що є обов'язковим елементом у конструкції підшипників ковзання ?
- ? Які поломки спостерігаються в підшипників ковзання ?
- ? Для чого в підшипниках кочення застосовується змащення ?
- ? Які режими тертя можливі в підшипниках ковзання зі змащенням ?
- ? Що вважається критерієм працездатності підшипників кочення ?
- ? У чому полягає принцип конструкції підшипників кочення ?
- ? Які тіла кочення застосовуються в підшипниках ?
- ? Для чого в підшипниках кочення встановлюють сепаратор ?
- ? Які переваги й недоліки підшипників кочення ?
- ? По яких ознаках класифікуються підшипники кочення ?
- ? Які типи підшипників призначаються залежно від діючих в опорах навантажень ?
- ? Які причини поломки і критерії розрахунку підшипників кочення ?
- ? Що таке довговічність підшипника ?
- ? Що таке вантажопідйомність підшипника ?
- ? Що таке еквівалентне динамічне навантаження на підшипник і як вона визначається ?
- ? Як фіксуються внутрішнє й зовнішнє кільця підшипника кочення ?
- ? Як і навіщо регулюється жорсткість підшипника кочення ?
- ? З якою метою застосовуються ущільнення в підшипникових вузлах ?
- ? Які типи ущільнень застосовують для підшипникових вузлів ?
- ? Які посадки на вал і в корпус призначаються для підшипників кочення ?
- ? Як виконується монтаж і демонтаж підшипників кочення ?
- ? Які види змащень застосовуються для підшипників кочення ?

7. МУФТИ

Це пристрої для з'єднання валів і передач між ними крутильного моменту.

Муфти можуть передавати крутильний момент як валам, так і іншим деталям (колесам, шківам і т.д.). З'єднують співвісні і неспіввісні вали. Муфти існують тому, що завжди є певна неспіввісність, перекоси, взаємна рухливість валів. Конструкції муфт досить різноманітні. Найпростіша муфта зроблена зі шматка ніпельної трубочки й з'єднує вал електродвигуна з крильчаткою автомобільного омивача скла. Муфти турбокомпресорів реактивних двигунів складаються з сотень деталей і є найскладнішими само-регулюючими системами.

Групи муфт розрізняють за їх фізичною природою

- Муфти механічної дії.
- Муфти електричної (електромагнітної) дії.
- Муфти гідравлічної або пневматичної дії.

Класи муфт розрізняють за режимом з'єднання валів.

- Не розчіпні (постійні, з'єднувальні) - з'єднують вали постійно, утворюючи довгі вали.
- Керовані - з'єднують і роз'єднують вали в процесі роботи, наприклад, широко відома автомобільна муфта зчеплення.
- Самодіючі - спрацьовують автоматично при заданому режимі роботи.
- Інші.

Основна характеристика муфти - передаваний крутильний момент.

Вагомі показники - габарити, маса, момент інерції.

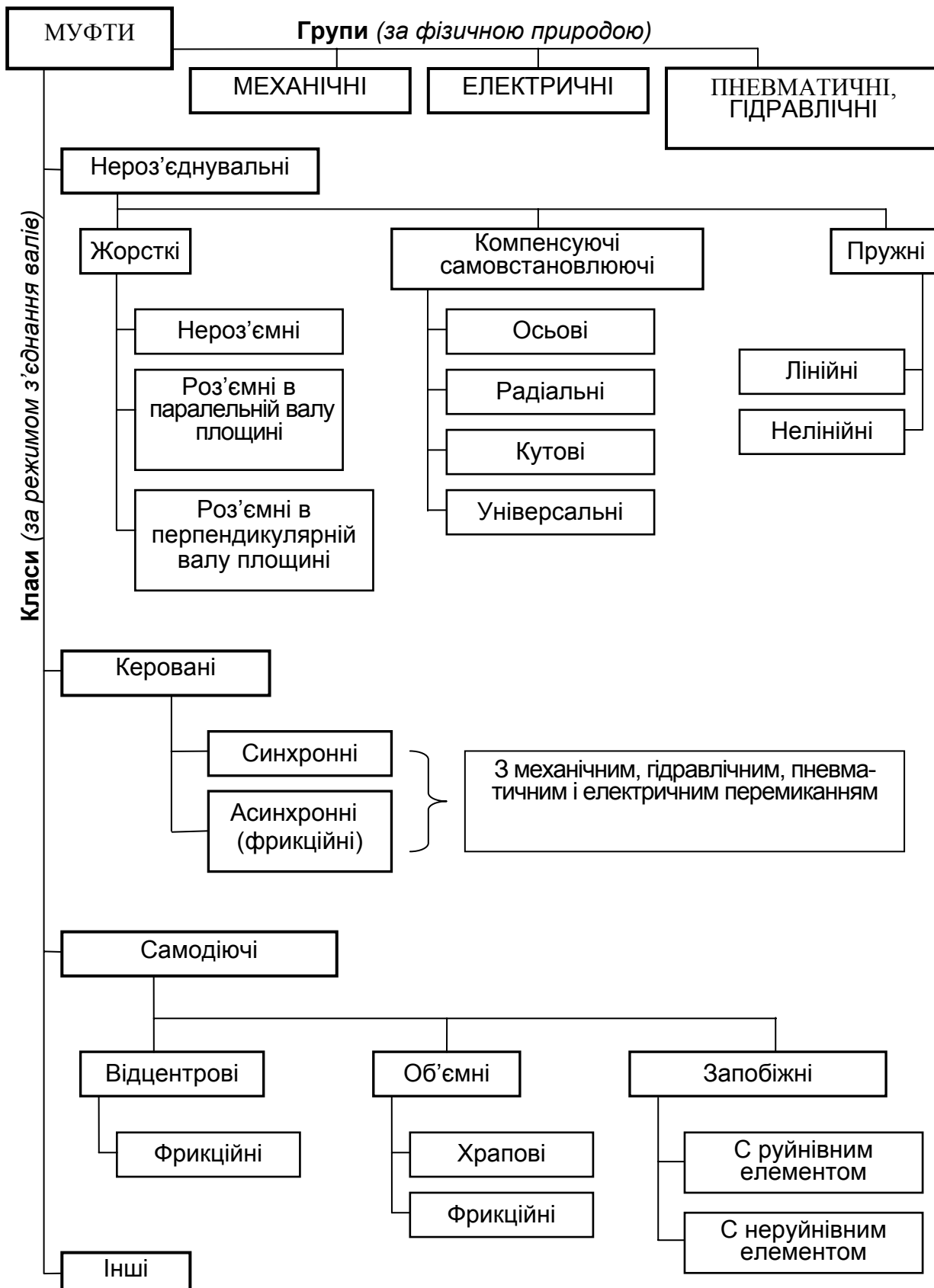
Муфта, розрахована на передачу певного крутильного моменту, виконується в декількох модифікаціях для різних діаметрів валів. Муфти - автономні вузли, тому вони легко стандартизуються.

Муфти розраховують за їх критеріями працездатності:

- міцності при циклічних і ударних навантаженнях,
- зносостійкості,
- жорсткості.

На практиці муфти підбираються з каталогу за значенням передаваного моменту $M = K M_{\text{вала}}$, де $M_{\text{вала}}$ – номінальний момент, певний розрахунком динаміки механізму, K – коефіцієнт режиму роботи: $K = 1 \div 1,5$ спокійна робота, легкі машини; $K = 1,5 \div 2$ змінні навантаження, машини середньої ваги (поршневі компресори); $K = 2 \div 6$ ударні навантаження, великі маси (преси, молоти). Для двигунів транспортних машин K завищують на $20 \div 40 \%$ залежно від числа циліндрів.

КЛАСИФІКАЦІЯ МУФТ

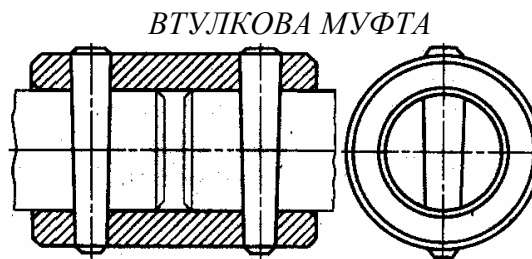
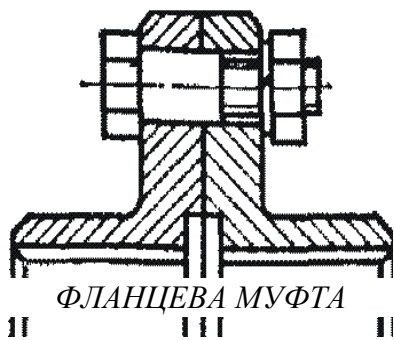


7.1. ЖОРСТКІ МУФТИ

Можуть бути втулковими або фланцевими.

Втулкові іноді називаються глухими. Це найпростіші конструкції й зазвичай застосовуються в легких машинах на валах діаметром до **70 мм**. Вимагають точної співвісності, ускладнюють складання-розбирання, мають малу жорсткість на вигин. Їх працездатність визначається міцністю в місцях кріплення до валів.

Частіше застосовуються фланцеві жорсткі муфти, тому що вони допускають легке зборку-розбирання. Такі конструкції мають дві напівмуфти у вигляді фланців, установлюваних на кінцях валів з натягом і стягнутих болтами. Крутильний момент передається за рахунок сил тертя між фланцями, а коли болти вставлені без зазору, те також і болтами. Фланцеві муфти стандартизовані в діапазоні діаметрів **12 ÷ 250 мм** і передають моменти **0,8 ÷ 4500 кГм**. У важких машинах фланці приварюють до валів.



7.2. КОМПЕНСУЮЧІ МУФТИ

Іноді називають самоустановлювальними. Вони з'єднують вали з невеликими зсувами осей.

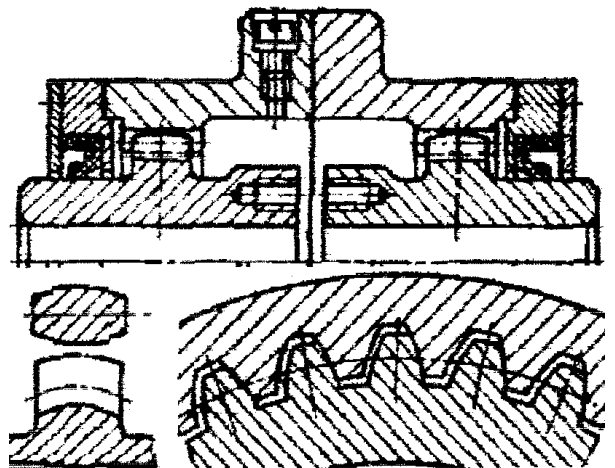
Найбільш популярна конструкція зубчастої муфти. Вона компенсує осьові, радіальні й кутові зсуви валів. Складається із двох втулок (півмуфт із зубами) і надягнутої на них обойми із внутрішніми зубами. Зубчасті зачеплення виконують із бічним зазором; зубам надають бочкоподібну форму; вінці півмуфт розташовують на деякій відстані друг від друга. Зубчасті муфти малі й легкі, досить вантажопідіймні (до **100000 кГм**), швидкохідні.

Однак ці муфти чутливі до перекосів. Крім того, при перекосах валів внаслідок тертя в зубах муфта навантажує вали згинальним моментом приблизно **10%** від крутильні.

Несуча здатність муфт різко падає з ростом перекосу валів.

Розміри муфт підбирають по таблицях залежно від крутильного моменту, що знаходять по найбільшому довгостроково діючому моменту на ведучому валу.

ЗУБЧАСТА МУФТА



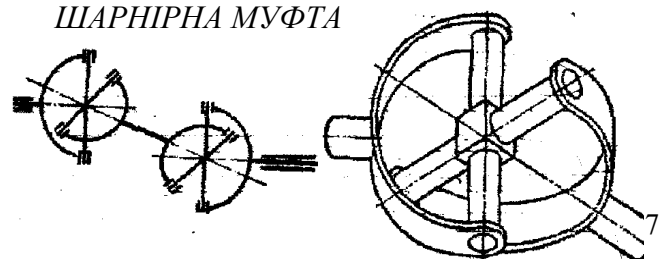
7.3. РУХЛИВІ МУФТИ

Допускають з'єднання валів з підвищеним взаємним зсувом осей як викликаними неточностями, так і спеціально заданими конструктором.

Яскравим представником цього сімейства є шарнірні муфти. Ідея муфти вперше запропонована Джероламо Кардано в 1570 р. і доведена до інженерного рішення Робертом Гуком в 1770 р. Тому іноді в літературі вони називаються карданными муфтами, а іноді - шарнірами Гука.

Шарнірні муфти з'єднують вали під кутом до **45°**, дозволяють створювати ланцюгові вали з пере-

ШАРНІРНА МУФТА

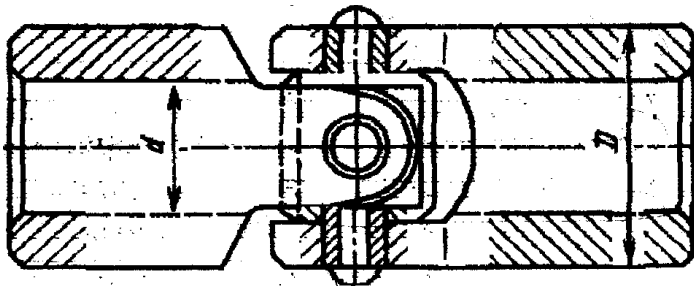


дачею обертання в самі недоступні місця. Все це можливо тому, що хрестовина є не одним шарніром, а відразу двома з перпендикулярними осями.

Міцність карданної муфти обмежена міцністю хрестовини, особливо місць кріплення пальців хрестовини в отворах вилок. Поломка хрестовини - досить частий дефект, відомий, практично, кожному автовласнику.

Муфти вибираються з каталогу. Перевірляний розрахунок ведеться для робочих поверхонь шарнірів на зминання, перевіряється міцність вилок і хрестовини.

МАЛОГАБАРИТНА ШАРНІРНА МУФТА



Малогабаритні шарнірні муфти стандартизовані в діапазоні діаметрів $8 \div 40$ мм і моментів $1,25 \div 128$ кГм. Хрестовина виконана у вигляді паралелепіпеда. Шарнір утвориться за допомогою вставних осей, одна з яких довга, а інша складається їх двох коротких втулок, стягнутих заклепкою. Конструкція досить технологічна.

7.4. ПРУЖНІ МУФТИ

Призначені головним чином для зм'якшення (амортизації) ударів, поштовхів і вібрації. Крім того, допускають деяку компенсацію зсувів валів.

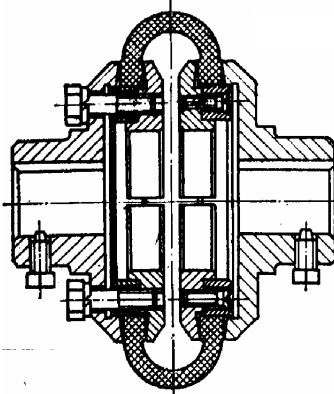
Головна особливість таких муфт - наявність металевого або неметалічного пружного елемента. Здатність пружних муфт протистояти ударам і вібрації значно підвищує довговічність машин.

Муфти з таким пружним елементом застосовуються з 1972 р. для з'єднання мотора й редуктора моторного вагона електропоїзда ЕР2Р.

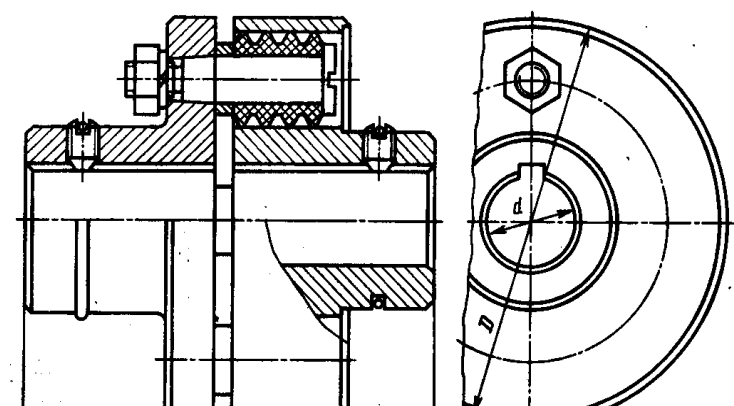
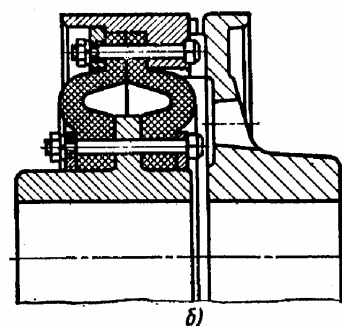
Муфта із пружною тороподібною оболонкою може, фактично, розглядатися, як пружний шарнір Гука. Вона здатна компенсувати значні неточності монтажу валів.

Легкий монтаж, демонтаж і заміна пружного елемента. Допускаються радіальні зсуви $1 \div 5$ мм, осьові $2 \div 6$ мм, кутові $1,5 \div 2^{\text{пр}}$, кут закручування $5 \div 30^{\circ}$.

Несуча здатність (і міцність) муфт залежить від кріплення оболонки до фланців. Стандартизовано муфти з нерозрізною пружною оболонкою в діапазоні моментів $2 \div 2500$ кГм.



ПРУЖНА МУФТА



ПРУЖНА ВТУЛКОВО-ПАЛЬЦЕВА МУФТА (МПВП)

Широке застосування знаходить пружна втулково-пальцева муфта ("МПВП").

Тут немає необхідності кріпити гуму до металу, легко замінити пружні елементи при зношуванні.

У цих муфтах момент передається через пальці й насаджені на них пружні елементи у формі кілець або гофрованих втулок. Такі муфти легкі у виготовленні, прості в конструкції, зручні в експлуатації й тому набули широкого застосування, особливо для передачі обертання

від електродвигуна.

Муфти нормалізовані в розмірах $16 \div 150$ мм і моментів $3,2 \div 1500$ кГм.

На жаль, радіальні й кутові зсуви істотно знижують термін служби пружних елементів і підвищують навантаження на вали й опори.

Муфти розраховують по допускаються тиском, що, між пальцями й пружними втулками

$$P = 2 M_{op} / (zDdl) \leq [p],$$

де z – число пальців, d – діаметр пальця, l – довжина пружного елемента, D – діаметр розташування осей пальців. Тиск, що допускається, зазвичай 30 кг/см^2 .

Пальці муфти розраховують на вигин.

7.5. ФРИКЦІЙНІ МУФТИ

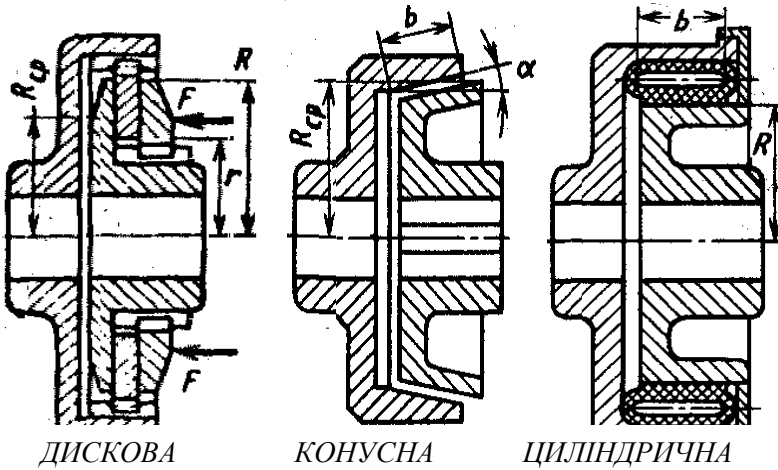
Передають крутильний момент завдяки **силам тертя**, що виникає в контактні між елементами муфти (лат. *frictio* - *тертя*). Сили тертя легко регулюються зміною сили стиску тертьових поверхонь. Тому фрикційні муфти допускають плавне зчеплення при будь-якій швидкості, що успішно використовується, наприклад, у конструкції автомобільного зчеплення.

Крім того, **фрикційна муфта не може передати через себе момент більший, ніж момент сил тертя**, оскільки починається проковзування контактуючих фрикційних елементів, тому фрикційні муфти є ефективними запобіжниками, що не руйнуються, для захисту машини від динамічних перевантажень.

Зустрічаються різні форми робочих поверхонь фрикційних елементів:

→ **дискові**, у яких тертя відбувається по торцевих поверхнях дисків (одно- і багатодискові);

ФРИКЦІЙНІ МУФТИ



→ **конусні**, у яких робочі поверхні мають конічну форму;

→ **циліндричні**, що мають циліндричну поверхню контакту (колодкові, стрічкові й т.д.).

Головною особливістю роботи фрикційних муфт є стиск поверхонь тертя. Звідси ясно, що такі муфти розраховуються на міцність по контактному тиску (аналогічно напруженням зминання). Для кожної конструкції необхідно обчислити стискаючу силу й розділити її на площу контакту. Розрахунковий контактний тиск не повинне бути допускається більше для даного матеріалу.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- ? Для чого існують муфти ?
- ? Які головні ознаки класифікації муфт ?
- ? Яка характеристика муфти вважається головною ?
- ? Які принципи конструкції й роботи жорстких муфт ?
- ? Які принципи конструкції й роботи шарнірних муфт ?
- ? Які принципи конструкції й роботи пружних муфт ?
- ? Як улаштована і як працює пружно-втулко-пальцева муфта (МПВП) ?
- ? За рахунок яких сил працюють фрикційні муфти ?
- ? Які критерії міцності застосовують для фрикційних муфт ?

8. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Деталі з'єднуються в машину за допомогою з'єднань.

З'єднання складаються зі сполучних деталей і прилягаючих частин деталей, що з'єднуються, форма яких залежить від задачі з'єднання. В окремих конструкціях спеціальні сполучні деталі можуть бути відсутніми. Всі з'єднання діляться на:

- **Нероз'ємні**, розбирання яких можлива лише при руйнуванні з'єднуючих або деталей, що з'єднуються;
- **Роз'ємні**, які дозволяють розбирання без руйнування.

Вибір типу з'єднання визначає конструктор.

8.1. НЕРОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ

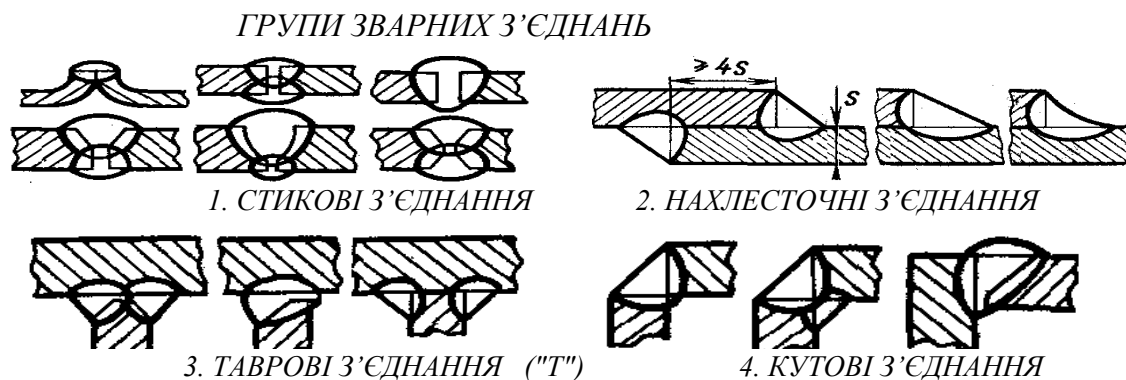
8.1.1. Зварені з'єднання

Не мають з'єднуючих деталей. Виконуються за рахунок місцевого нагрівання й дифузії (перемішування часток) деталей, що з'єднуються. Створюють, практично, одну цілу, монолітну деталь. Досить міцні, тому що використовують одну із самих могутніх сил природи - сили міжмолекулярного зчеплення.

Зварювання (дугове електрозварювання) винайшов в 1882 році російський інженер Н.І. Бенардос. З тих пір технологія процесу значно вдосконалена. Міцність звареного шва тепер практично не відрізняється від моноліту, освоєне зварювання всіх конструкційних матеріалів, включаючи алюміній і неметали.

Дугове й контактне електрозварювання є основним і найбільш зробленим способом з'єднання деталей несучих конструкцій корпусів локомотивів і вагонів. Зварювання застосовується й для високонавантажених силових установок.

Зварені з'єднання (шви) по взаємному розташуванню елементів, що з'єднуються, діляться на наступні групи:



Для зварювання характерна висока економічність: мала трудомісткість; порівняльна дешевина встаткування; можливість автоматизації; відсутність більших сил, як, наприклад, у ковальсько-пресовому виробництві; відсутність більших обсягів нагрітого металу, як, наприклад, у ливарному виробництві. Однак говорити про всі ці переваги має сенс тільки при добре налагодженому й організованому технологічному процесі зварювання.

Недоліки зварювання полягають у тому, що при низькій якості шва виникають температурні ушкодження матеріалу, крім того, через нерівномірність нагрівання виникає жолоблення деталей. Це усувається або залученням кваліфікованого (високооплачуваного) зварника, або застосуванням автоматичного зварювання, а також спеціальними пристосуваннями, у яких деталь фіксується до повного остигання.

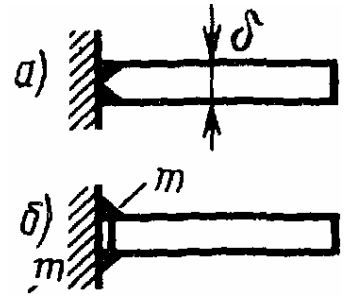
Загальна умова проектування зварених з'єднань - забезпечення рівномірності шва й деталей, що зварюються, [27].

Розрахунок на міцність зварних швів

По орієнтації щодо прикладених сил розрізняють:

- лобові шви - перпендикулярні силам;
- флангові шви - паралельні силам;
- косі шви - під кутом до сил.

Ці види швів у різних з'єднаннях застосовуються в різних з'єднаннях.



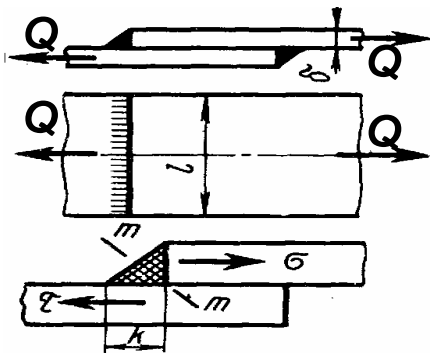
З'єднання встик зазвичай виконуються лобовими швами. При якісному зварюванні з'єднання руйнуються не по шві, а в зоні температурного впливу. Тому розраховуються на міцність по перетині деталей, що з'єднуються, без обліку стовщення швів. Найбільш часті випадки - робота на розтягання й на вигин.

Напруження розтягання: $\sigma_p = Q/S = Q/b\delta \leq [\sigma^p]_{шва}$.

Напруження вигину: $\sigma_{32} = M_{32}/W = 6 M_{32}/b\delta^2 \leq [\sigma^{32}]_{шва}$.

Допустимі напруження шва $[\sigma^p]_{шва}$ і $[\sigma^{32}]_{шва}$ приймаються в розмірі 90% від відповідних допустимих напружень матеріалу деталей, що зварюються.

ЛОБОВИЙ ШОВ



З'єднання внахлестку виконуються лобовими, фланговими й косими швами.

Лобові шви в інженерній практиці розраховують тільки по дотичних напруженнях. За розрахунковий перетин приймають бісектрису m-m, де зазвичай спостерігається руйнування. Розрахунок тільки по дотичних напруженнях не залежить від кута додатка навантаження.

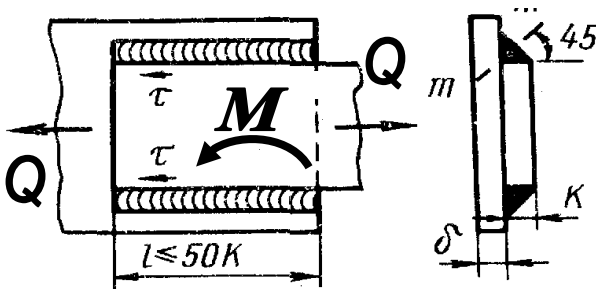
При цьому $\tau = Q / (0,707 k l) \leq [\tau']_{шва}$.

Флангові шви характерні нерівномірним розподілом напружень, тому їх розраховують по середніх дотичних напруженнях. При дії сили, що розтягує, дотичні напруження рівні:

$\tau = Q / (2 * 0,707 \delta l) \leq [\tau']_{шва}$.

При дії моменту: $\tau = M / (0,707 k \delta l) \leq [\tau']_{шва}$.

ФЛАНГОВИЙ ШОВ



навантаження Q розкладається на проекції в поздовжньому й нормальному напрямках до шва, а далі виконуються розрахунки лобового й флангового швів.

Комбіновані лобові й флангові шви розраховують на основі принципу розподілу навантаження пропорційно несучої здатності окремих швів. При дії сили Q дотичні напруження рівні:

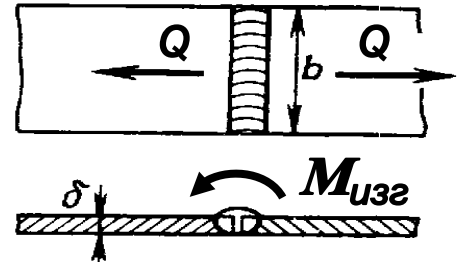
$\tau_Q = Q / [0,707 k (2l_\phi + l_n)] \leq [\tau']_{шва}$.

Якщо діє момент M , то

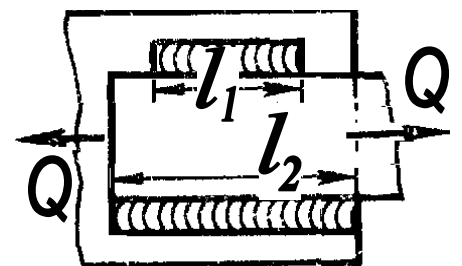
$\tau_M = M / [0,707 k l_n (l_\phi + l_n/6)] \leq [\tau']_{шва}$.

При спільній дії сили й моменту дотичні напруження складаються $\tau = \tau_M + \tau_Q \leq [\tau']_{шва}$.

ЛОБОВИЙ ШОВ НАВАНТАЖЕНИЙ СИЛОЮ І МОМЕНТОМ



НЕСИМЕТРИЧНІ ШВИ

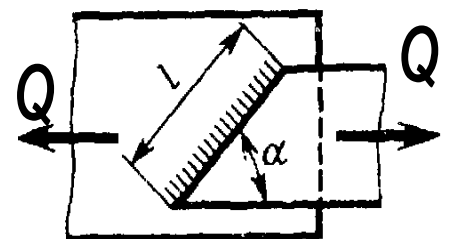


Якщо шви несиметричні, то навантаження на флангові шви розподіляються за законом важеля $Q_{1,2} = Q l_{1,2} / (l_1 + l_2)$, де l_1 і l_2 - довжини швів.

При цьому шви розраховують по відповідних навантаженнях, а довжини швів призначають пропорційно цим навантаженням. Дотичні напруження у швах $\tau_{1,2} = Q_{1,2} / (1,414 \delta l_{1,2}) \leq [\tau']_{шва}$.

Косі шви розраховують аналогічним чином. Навантаження Q розкладається на проекції в поздовжньому й нормальному напрямках до шва, а далі виконуються розрахунки лобового й флангового швів.

КОСИЙ ШОВ



Таврові й кутові шви з'єднують елементи в перпендикулярних площинах. Виконуються або стиковим швом з обробленням крайок (а), або кутовим без оброблення крайок (б). При навантаженні згинним моментом і силою міцність з'єднання оцінюють:

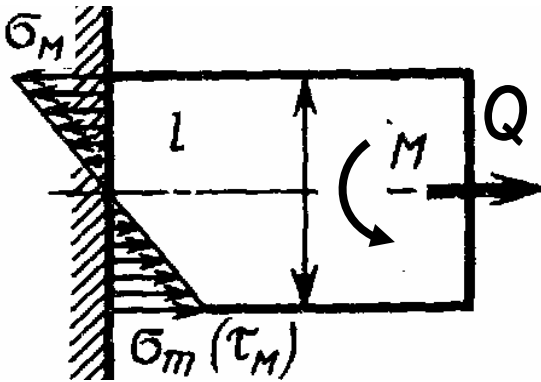
для стикового шва (а) по нормальних напруженнях

$$\sigma = 6M / (b\delta^2) + Q / (l\delta) \leq [\sigma^p]_{шва},$$

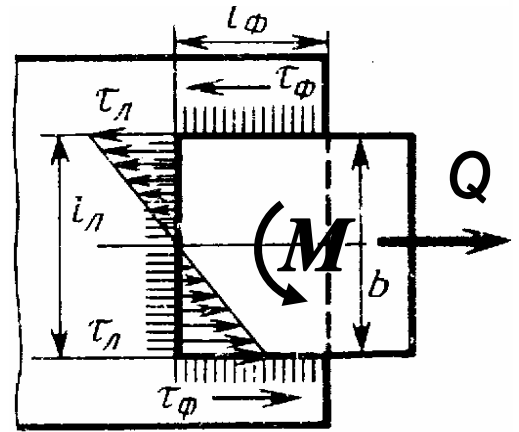
для кутового шва (б) по дотичних напруженнях

$$\tau = 6M / (1,414 l^2 k) + Q / (1,414 l k) \leq [\tau^p]_{шва}.$$

ТАВРОВЕ ЗЄДНАННЯ



КОМБІНОВАНИЙ ШОВ



У кожному разі для розрахунку самих складних зварених швів спочатку необхідно привести силу й момент до шва й розподілити їх пропорційно несучої здатності (довжині) всіх простих ділянок. Таким чином, будь-який складний шов зводиться до суми найпростіших розрахункових схем.

8.1.2. Заклепкове з'єднання

Утворюється за допомогою спеціальних деталей – заклепок. Заклепка має грибоподібну форму й випускається з однією головкою (закладка) вставляється в спільно просвердлені деталі, а потім хвостовик ударами молотка або преса розклепується, утворюючи другу головку (замикаючу). При цьому деталі сильно стискаються, утворюючи міцне, нерухливе нероз'ємне з'єднання.

Переваги заклепкового з'єднання:

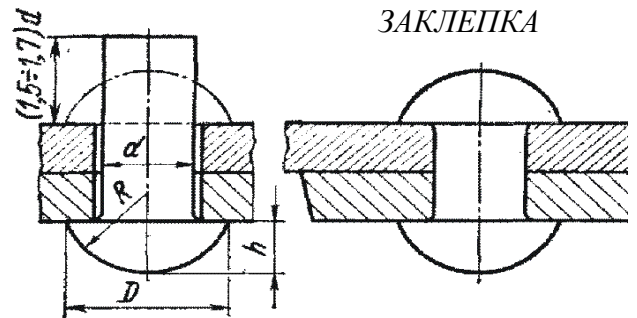
- + з'єднують деталі, що зварюються не (Al);
- + не дають температурних деформацій;
- + деталі при розбиранні не руйнуються.

Недоліки заклепкового з'єднання:

- деталі ослаблені отворами;
- високий шум і ударні навантаження при виготовленні;
- підвищена витрата матеріалу.

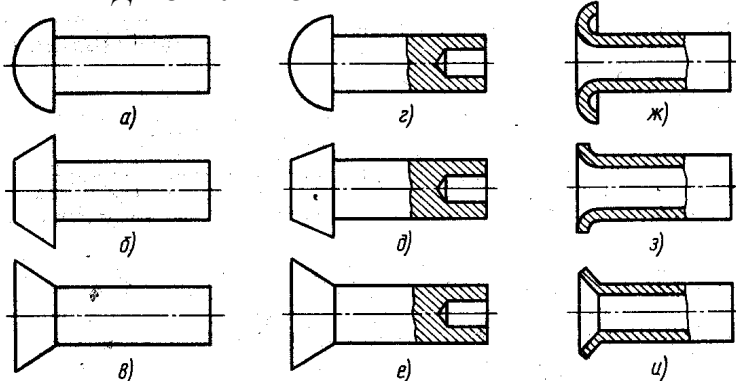
Заклепки виготовляють з порівняно м'яких матеріалів: Ст2, Ст3, Ст10, Ст15, латунь, мідь, алюміній.

Заклепки стандартизовані й випускаються в різних модифікаціях.



ЗАКЛЕПКА

ВИДИ ЗАКЛЕПОК



→ Суцільні з напівкруглою головкою (а) ГОСТ 10299-80, 14797-85 для силових і щільних швів;

Суцільні із плоскою головкою (б) ГОСТ 14801-85 для корозійних середовищ;

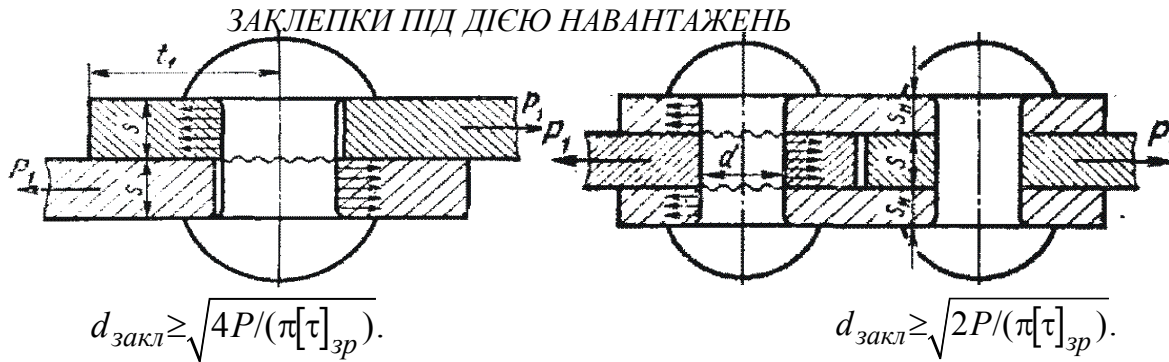
Суцільні з потайною головкою (в) ГОСТ 10300-80, 14798-85 для зменшення аеро- і гідроопору (літаки, катери);

Напівпустотілі (г,д,е) ГОСТ 12641-80, 12643-80 і пустотілі (ж,з,і) ГОСТ 12638-80, 12640-80 для з'єднання тонких аркушів і неметалічних деталей без більших навантажень.

Заклепки випробовують на зрушення (зріз) і зминання бічних поверхонь. За цими двома критеріями розраховується діаметр призначуваної заклепки. При цьому розрахунок на зріз - проектувальний, а розрахунок на зминання - перевіряльний.

Тут і далі маємо на увазі силу, що доводиться на одну заклепку.

При одній площині зрізу діаметр заклепки: При двох площинах зрізу (накладки із двох сторін):



Напруження зминання на бічних поверхнях заклепки $\sigma_{зм} = P/Sd \leq [\sigma]_{зм}$, де S – товщина найменшої з деталей, що з'єднуються. При проектуванні заклепувальних швів необхідно стежити, щоб рівнодіюча навантажень доводилася на центра ваги шва.

Слід симетрично розташовувати площини зрізу відносно лінії дії сил, щоб уникнути відриву головок.

Крім того, необхідно перевіряти міцність деталей у перетині, ослабленому отворами.

8.2. РОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ

8.2.1. Різьбові з'єднання

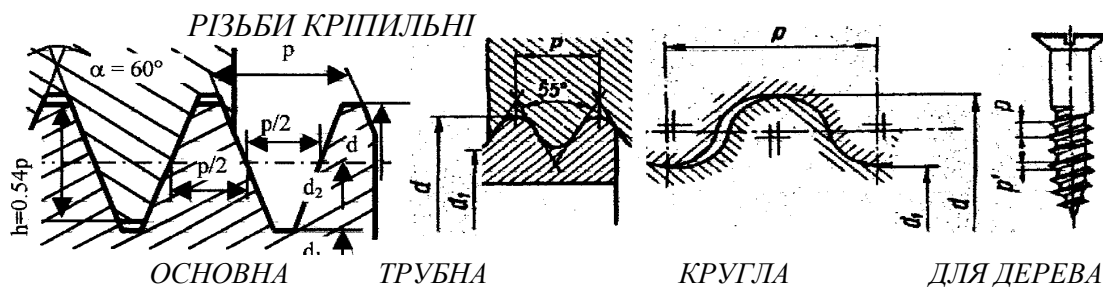
Є найбільш зробленим, а тому масовим видом рознімних з'єднань. Застосовуються у величезній кількості у всіх машинах, механізмах, агрегатах і вузлах.

Основні деталі з'єднання мають зовнішню або внутрішню гвинтову нарізку (різьбу) і постачені обмеженими поверхнями для захвата гайковим ключем.

Болт - довгий циліндр із головкою й зовнішньою різьбою. Проходить крізь з'єднуються деталі, що, і затягається гайкою (а) - деталлю з різьбовим отвором. Гвинт - зовні не відрізняється від болта, але загвинчується в різьбу однієї з деталей, що з'єднуються, (б). Шпилька - гвинт без головки з різьбою на обох кінцях (в).

Різьбові з'єднання розрізняють за призначенням на:

- ➔ **різьби кріпильні** для фіксації деталей (основна – метрична із трикутним профілем, трубна – трикутна з округленими вершинами й западинами, кругла, різьба гвинтів для дерева) повинні мати самогальмування для надійної фіксації;



- ➔ **різьби ходові** для гвинтових механізмів (прямокутна, трапецідальна симетрична, трапецідальна несиметрична упорна) повинні мати мале тертя для зниження втрат.

Конструкції гвинтів і гайок досить різноманітні.

Для маловантажених і декоративних конструкцій застосовуються гвинти й болти з конічними й сферичними головками (як у заклепок), постаченими лінійними або хрестоподібними поглибленнями

для затягування викруткою. Для з'єднання дерев'яних і пластмасових деталей застосовують шурупи й саморізи - гвинти зі спеціальним загостреним хвостовиком.

РІЗЬБИ ХОДОВІ



Болти й гайки стандартизовані. У їх позначенні зазначений зовнішній діаметр різьби.

Різьбові з'єднання мають низку суттєвих переваг:

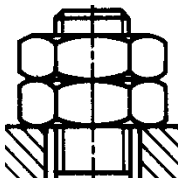
- + висока надійність;
- + зручність складання-розбирання;
- + простота конструкції;
- + дешевина (внаслідок стандартизації);
- + технологічність;
- + можливість регулювання сили стиску.

Недоліки різьбових з'єднань:

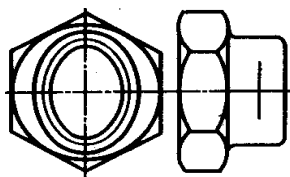
- концентрація напружень у западинах різьби;
- низька вібраційна стійкість (самовідгвинчування при вібрації).

Це серйозні недоліки, однак, їх можна звести до мінімуму й, практично, повністю виключити. Це робиться за допомогою правильного проектувального розрахунку й спеціальних мір стопоріння, названих технічною мовою "контровка". Відомі наступні види стопоріння.

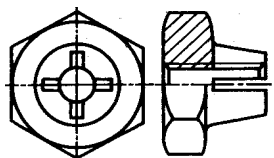
1. Стопоріння додатковим тертям, за рахунок створення додаткових сил тертя, що зберігаються при знятті із гвинта зовнішнього навантаження.



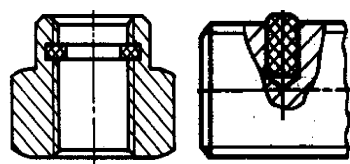
Контргайка сприймає основне осьове навантаження, а сила тертя й затягування в різьбі основної гайки послабляється. Необхідне взаємне затягування гайок.



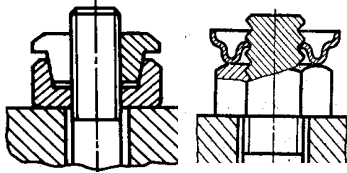
Самоконтруючі гайки з радіальним натягом різьби після нарізання різьби й пластичного обтискання спеціальної шийки гайки на еліпс.



Іноді самоконтруючі гайки виконуються з декількома радіальними прорізами.

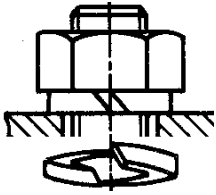


Гайки з поліамідними кільцями без різьби, яка нарізується гвинтом при загвинчуванні, забезпечують більші сили тертя. Застосовують поліамідну пробку у гвинті.

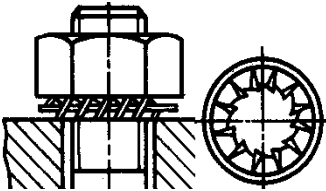


Контргайка цангового типу (ліворуч) при нагвинчуванні обтискується на конічній поверхні.

Контргайка аркового типу (праворуч) при нагвинчуванні розгинається й розклинює різьбу.

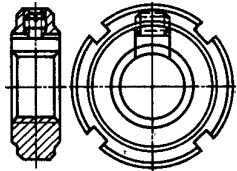


Пружинні шайби забезпечують тертя в різьбі. Підвищують зчеплення врізанням своїх гострих зрізів. Виготовляються для правої й лівої різьби. Створюють деякий зсув навантаження.



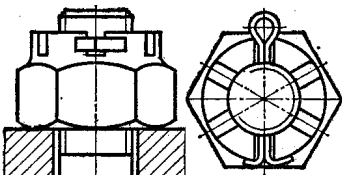
У пружинних шайб з декількома відігнутими вусиками сила пружності спрямована виключно вдовж осі болта.

Стопоріння пружинними шайбами ненадійно.

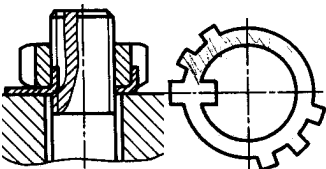


При спокійних навантаженнях різьбу стопорять спеціальними гвинтами через мідну або свинцеву прокладку або деформуванням гайки із прорізами, перпендикулярними осі.

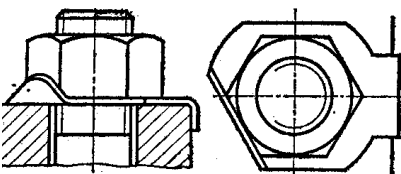
2. Стопоріння спеціальними замикаючими елементами, які повністю виключають мимовільний проворот гайки.



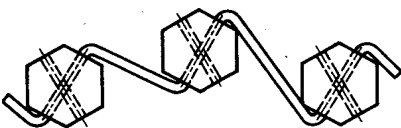
Шплінти ГОСТ 397-79 згинають із дроту напівкруглого перетину плоскими сторонами усередину. Випаданню шплінта перешкоджають його петля й розігнуті кінці.



Шайби з лапками ГОСТ 11872-80 стопорять гайки зі шліцами при регулюванні підшипників кочення на валу. Внутрішній носик відгинається в канавку гвинта, а зовнішні лапки – у шліци гайки.



У шайб з лапками ГОСТ 3693/95-52 одна відгинається по грані гайки, а інша по грані деталі. Стопоріння такими шайбами, як і шплінтами, досить надійно й широко поширено.



У групових з'єднаннях головки болтів обв'язують дротом через отвори з натягом дроту убiк затягування різьби.

3. І, нарешті, стопоріння може виконуватися також пластичним деформуванням або приварюванням після затяжки.

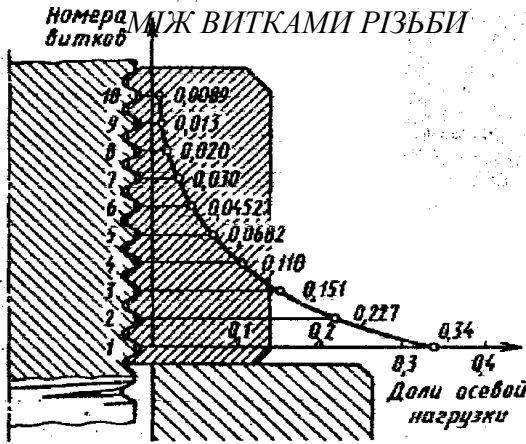
Гвинти й гайки зазвичай виконуються зі Ст3, Ст4, Ст5, Ст35, Ст45. Найбільш напружені з'єднання зі Ст40, 40ХН. Декоративні гвинти й гайки виконуються з кольорових металів і пластмас.

Вибір матеріалів, як і всіх параметрів різьбових з'єднань, визначається розрахунком на міцність.

Розрахунок на міцність різьбових з'єднань

Осьове навантаження гвинта передається через різьбу гайки й урівноважуються реакцією її опори. Кожний з Z витків різьби навантажується силами F_1, F_2, \dots, F_Z .

РОЗПОДІЛ НАВАНТАЖЕННЯ



У загальному випадку навантаження на витках не однакові. Задача про розподіл навантаження між витками статично невизначені й була розвязана Н.Е. Жуковським в 1902 р. на основі системи рівнянь для стандартної шестигранної гайки. Графік показує значне перевантаження нижніх витків і безглуздість збільшення довжини гайки, тому що останні витки практично не навантажені. Такий розподіл навантаження пізніше було підтверджено експериментально. При розрахунках нерівномірність розвантаження враховують емпіричним (на основі досвіду) коефіцієнтом K_m , що дорівнює $0,87$ для трикутної, $0,5$ – для прямокутної й $0,65$ для трапецієдальної різьби.

Основні види руйнувань у кріпильних різьбах - зріз витків, у ходових - зношування витків. Отже, основний критерій працездатності для розрахунку кріпильних різьб - міцність за дотичними напруженнями зрізу, а для ходових різьб - зносостійкість по напруженнях зминання.

Умова міцності на зріз:

$$\tau = F / (\pi d_1 H K K_m) \leq [\tau] \text{ для гвинта; } \tau = F / (\pi d H K K_m) \leq [\tau] \text{ для гайки,}$$

де H - висота гайки або глибина загвинчування гвинта в деталь, $K=ab/p$ або $K=ce/p$ – коефіцієнт повноти різьби, K_m – коефіцієнт нерівномірності навантаження між витками.

Умова зносостійкості на зминання:

$$\sigma_{cm} = F / (\pi d_2 H Z) \leq [\sigma]_{zm},$$

де Z – число робочих витків.

Рівномірність різьби й стержня гвинта є найважливішою умовою призначення висоти стандартних гайок. Так, прийнявши як граничні напруження границі текучості матеріалу й з огляду на, що $\tau_T \approx 0,6\sigma_T$ умова рівномірності різьби на зріз і стержня гвинта на розтягання стане у вигляді: $\tau = F / (\pi d_1 H K K_m) = 0,6\sigma_T = 0,6 F / [(\pi/4) d_1^2]$. При $K = 0,87$ і $K_m = 0,6$ одержуємо $H \approx 0,8d_1$, а з огляду на те, що $d_1 = d$ остаточно приймаємо висоту нормальної стандартної кріпильної гайки $H \approx 0,8d$.

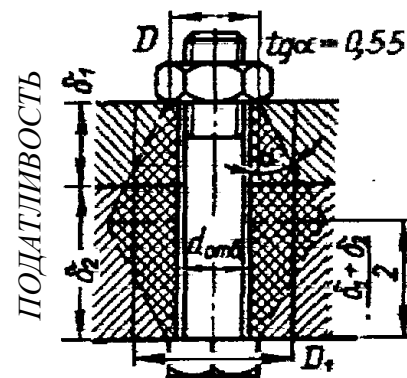
Крім нормальної стандартом передбачені високі $H \approx 1,2d$ і низькі $H \approx 0,5d$ гайки. По тими ж міркуваннями встановлюють глибину загвинчування гвинтів і шпильок у деталі: у сталі $H_1 = d$, у титані – чавунні й силумінові – $H = 1,5d$. Стандартні висоти гайок (крім низьких) і глибини загвинчування рятують нас від розрахунку на міцність різьби стандартних кріпильних деталей.

У розрахунках неможливо ігнорувати піддатливість болта й деталей, що з'єднуються. У найпростішому випадку при болтах постійного перерізу й однорідних деталей

$$\lambda_b = l_b / (E_b A_b); \lambda_d = \delta_d / (E_d A_d),$$

де λ_b, λ_d – піддатливості болта й деталей, рівні їхні деформації при одиничному навантаженні (піддатливість обернена жорсткості); E_b, E_d, A_b, A_d – модулі пружності й площі перетину болта й деталей; δ_d – сумарна товщина деталей $\delta_d \approx l_b$.

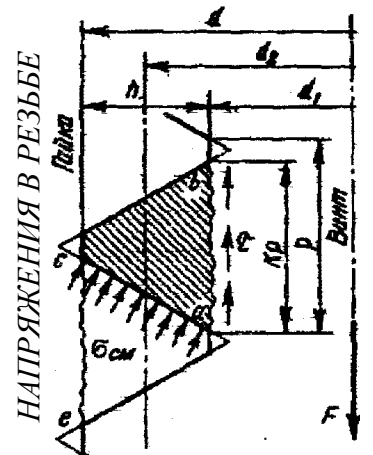
У складному випадку піддатливість системи визначають як суму податливостей окремих ділянок болта й окремих деталей.



Під площами перетину A розуміють площі тих частин, які піддані деформації від затягування болта. Тут вважають, що деформації від гайки й головки болта поширюються вглиб деталей по конусах з кутом $\alpha = 30^\circ$. Прирівнюючи об'єм цих конусів до обсягу циліндра, знаходять його діаметр

$$D_1 = D + (\delta_1 + \delta_2) / 4; A_d = \pi (D_1^2 - d_{oms}^2) / 4.$$

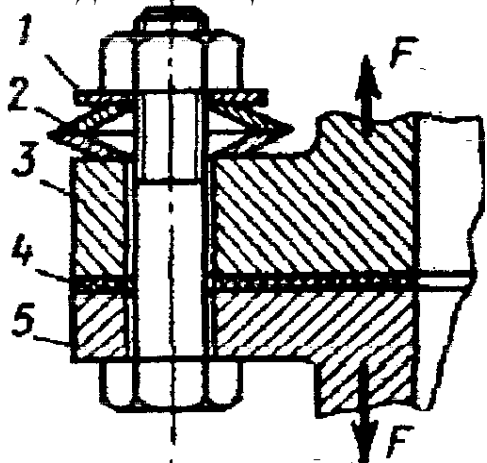
Зовнішнє навантаження F деформує не тільки болт, але й прокладки, шайби, тарілчасті пружини й т.п. (1,2). Тому при розрахунку сумарного навантаження болта F_Σ уводять поняття коефіцієнта зовнішнього навантаження χ , рівного збільшенню на-



вантаження болта в частках від зовнішнього навантаження. Тоді $F_{\Sigma} = F_{зам} + \chi F$. При цьому пружні прокладки 1 і 2 не можна розглядати як деталі 3, 4 і 5, деформація яких зменшується. У таких випадках всі деталі з'єднання розділяють на дві системи:

1. Деталі системи болта, у яких під дією навантаження абсолютна деформація зростає (болт, прокладки 1,2);
2. Деталі системи корпусу, у яких абсолютна деформація зменшується (3,4,5).

ЗОВНІШНЄ НАВАНТАЖЕННЯ F , ЯКЕ ЗБІЛЬШУЄ ДЕФОРМАЦІЮ БОЛТА



$$\chi = \sum_3^5 \lambda_{ди} / (\lambda_{\sigma} + \sum_1^5 \lambda_{ди}).$$

При цьому

У таких з'єднаннях набори пружних прокладок (шайб, тарічастих пружин) істотно збільшують піддатливість системи болта, а отже, зменшують навантаження на болт.

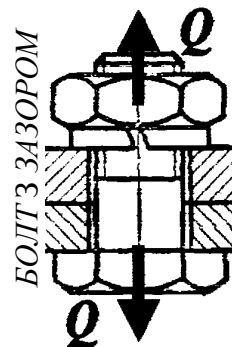
У розрахунку болтів спочатку знаходять силу, що доводиться на один болт. Потім все різноманіття компоновань різьбових з'єднань може бути зведене до трьох найпростіших розрахункових схем.

А. Болт вставлений в отвори з зазором.

З'єднання навантажене поздовжньою силою Q . Болт розтягнуть.

Умова міцності на розтягання запи-

деться у вигляді: $\sigma_p^{різьб} \leq [\sigma]_p^{різьб}$.

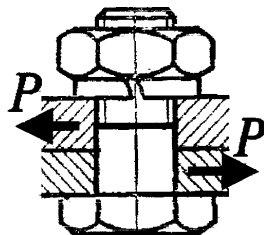


Напруження розтягання в різьбі $\sigma_p^{різьб} = 4Q / \pi d_2^2$.

З умови міцності на розтягання знаходимо внутрішній діаметр різьби болта $d_2 \geq \sqrt{4Q / (\pi [\sigma]_p^{різьб})}$.

Знайдений внутрішній діаметр різьби округляють до найближчого більшого за ДСТ 9150-59. Там же зазначений конкретний типорозмір-номер (зовнішній діаметр різьби) болта.

БОЛТ БЕЗ ЗАЗОРА



Б. Болт вставлений в отвори без зазору.

З'єднання навантажене поперечною силою P .

При цьому болт працює на зріз. Внутрішній діаметр різьби розраховується

аналогічно випадку з розтяганням: $d_2 \geq \sqrt{4P / (\pi [\tau]_{зр}^{різьб})}$.

Порядок призначення номера болта також аналогічний попередньому випадку.

В. Болт вставлений із зазором.

З'єднання навантажене поперечною силою F .

Сила затягування болта V має дати таку силу тертя між деталями, що була б більше **зрушуючої** поперечної сили F .

Болт працює на розтягання, а від моменту затягування випробує ще й крутіння, що враховується підвищенням нормальних напружень на 30% (в 1,3 рази).

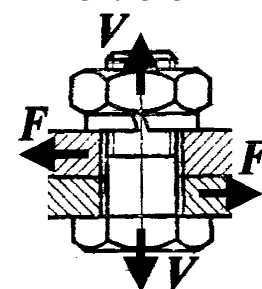
Тоді $d_2 \geq \sqrt{4 * 1,3 * V / (\pi [\sigma]_p^{різьб})}$.

По досвіду численних розрахунків приймають величину необхідної сили, що **розтягує**, V залежно від **зрушуючої** поперечної сили F

$$V = 1,2 F / f.$$

Тоді внутрішній діаметр різьби болта $d_2 \geq \sqrt{6,24 F / (\pi f [\sigma]_p^{різьб})}$, де f – коефіцієнт тертя.

БОЛТ З ЗАЗОРОМ І ПОПЕРЕЧНОЮ СИЛОЮ



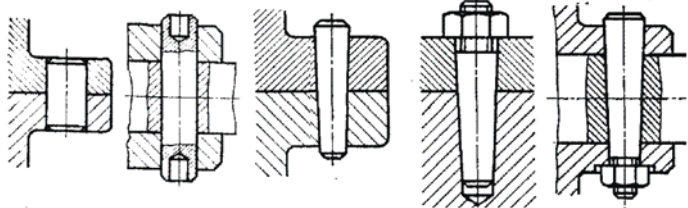
У всіх випадках у розрахунку перебуває внутрішній діаметр різьби, а позначається різьба по зовнішньому діаметрі. Розповсюджена помилка полягає в тому, що розраховавши, наприклад, внутрішній діаметр різьби болта **8мм**, призначають болт **М8**, у той час як варто призначити болт **М10**, що має зовнішній діаметр різьби **10мм**, а внутрішній **8мм**.

Концентрація напружень у западинах витків різьби враховується заниженням допустимих напружень різьби **на 40%** у порівнянні з відповідними допустимими напруженнями матеріалу.

8.2.2. Штифтові з'єднання

Утворюються спільним свердлінням з'єднуючих деталей і установкою в отвір з натягом спеціальних циліндричних або конічних штифтів.

ШТИФТОВІ З'ЄДНАННЯ



З'єднання призначені для точного взаємного фіксування деталей, а також для передачі невеликих навантажень.

Конструкції штифтів різноманітні. Відомі циліндричні (а,б), конічні (в,г,д), циліндричні пружинні розрізні (е), просічені циліндричні, конічні й ін. (ж,з,і,к), прості, що забиваються в отвори (б,в), виби-

вані з наскрізних отворів з іншої сторони (гладкі, з насічками й канавками, пружинні, вальцовані зі стрічки, з різьбою для закріплення або добування (д) і т.д. Застосовуються спеціальні зрізальні штифти, які служать запобіжниками.

Гладкі штифти виконують зі сталі 45 і А12, штифти з канавками й пружинні - із пружинної сталі.

При закріпленні коліс на валу штифти передають як крутільний момент, так і осьове зусилля.

Переваги штифтових з'єднань:

- + простота конструкції;
- + простота монтажу-демонтажу;
- + точне центрування деталей завдяки посадці з натягом;
- + робота в ролі запобіжника, особливо при кріпленні коліс до вала.

Недоліком штифтових з'єднань є ослаблення деталей, що з'єднуються, отвором.

Подібно заклепкам штифти працюють на зріз і зминання. Відповідні розрахунки виконують зазвичай як перевіряльні

$$\tau_{зр} = \frac{8M_{об}}{\pi d_{вала}^2 d_{штифта}} \leq [\tau]_{зр}, \quad \sigma_{зм} = \frac{2M_{об}}{d_{вала} d_{штифта} (D_{ступ} - d_{вала})} \leq [\sigma]_{зм}$$

Штифти з канавками розраховують також, як гладкі, але допускаються напруження, що, матеріалу занижують на **50%**.

8.2.3. Шпонкові з'єднання

Передають крутільний момент між валом і колесом. Утворюються за допомогою шпонки, установлені в з'єднувальні пази вала й колеса.

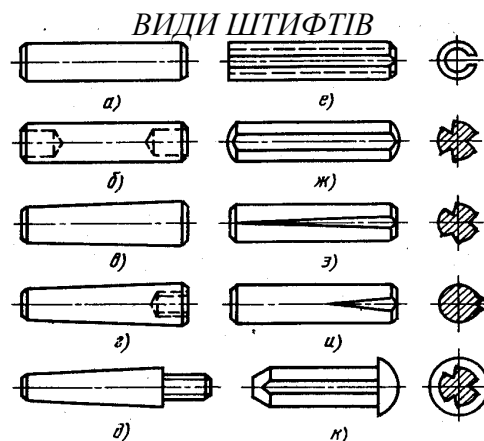
Шпонка має вигляд призми, клина або сегмента, рідше застосовуються шпонки інших форм.

Шпонкові з'єднання:

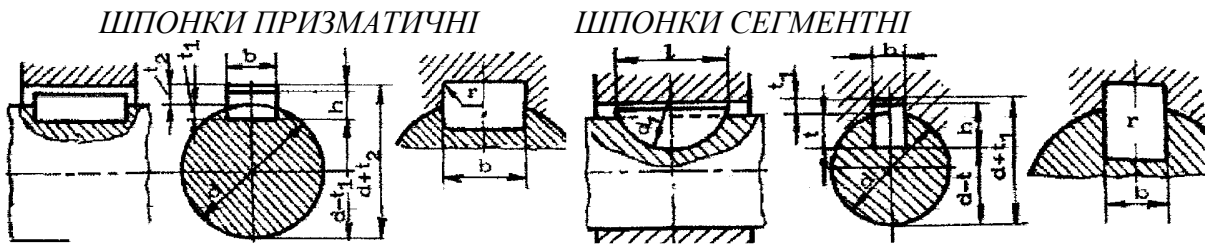
- + прості, надійні;
- + зручні в складанні-розбиранню;
- + дешеві.

Шпонки, однак:

- послабляють перетин валів і маточин коліс;
- концентрують напруження в кутах пазів;



порушують центрування колеса на валу (для цього доводиться застосовувати дві протилежні шпонки).

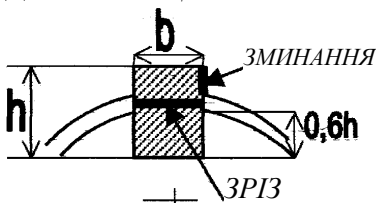


Шпонкові з'єднання можуть бути:

- ➔ ненапруженими, виконуваними призматичними або сегментними шпонками. Вони передають момент тільки бічними гранями;
- ➔ напруженими, виконуваними клиновими шпонками. Вони передають момент за рахунок сил тертя по верхніх і нижніх гранях.

Шпонки всіх основних типів стандартизовані.

ДЕФОРМАЦІЇ ШПОНКИ



Для призматичних шпонок стандарт указує ширину й висоту перетину. Глибина шпонкового паза у валу приймається як **0,6** від висоти шпонки.

Призматичні й сегментні шпонки всіх форм випробовують зминання бічних поверхонь і зріз по середній поздовжній площині:

$$\sigma_{зм} = M_{об} / (0,2hdl) \leq [\sigma]_{зм}; \quad \tau_{зр} = 2M_{об} / (dbl) \leq [\tau]_{зр},$$

тут h – висота перетину шпонки, d – діаметр вала, b – ширина перетину шпонки, l – робоча довжина шпонки (ділянка, що передає момент).

Виходячи зі статистики поломок, розрахунок на зминання проводиться як проектний. По відомому діаметрі вала задаються стандартним перетином призматичної шпонки й розраховують її робочу довжину.

Розрахунок на зріз - перевіральний. При невиконанні умов міцності збільшують робочу довжину шпонки.

8.2.4. Шлицьові з'єднання

Утворюються виступами на валу, що входять у з'єднувальні пази маточини колеса. Як по зовнішньому вигляді, так і по динамічних умовах роботи шлиці можна вважати багатошпонковими з'єднаннями. Деякі автори називають їхніми зубчастими з'єднаннями.

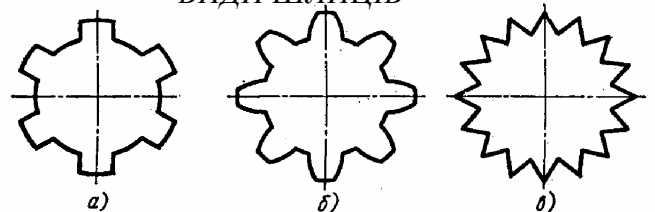
В основному використовуються прямобічні шлиці (а), рідше зустрічаються евольвентні (б) ГОСТ 6033-57 і трикутні (в) профілі шлиців.

Прямобічні шлиці можуть центрувати колесо по бічних поверхнях (а), по зовнішніх поверхнях (б), по внутрішніх поверхнях (в).

У порівнянні зі шпонками шлиці:

- + мають більшу несучу здатність;
- + краще центрують колесо на валу;
- + підсилюють перетин вала за рахунок більшого моменту інерції ребристого перетину в порівнянні із круглим;
- вимагають спеціального устаткування для виготовлення отворів.

ВИДИ ШЛИЦІВ



Основними критеріями працездатності шлиців є:

- ➔ опір бічних поверхонь зминанню (розрахунок аналогічний шпонкам);
- ➔ опір зношування при фретинг-корозії (малі взаємні вібраційні переміщення).

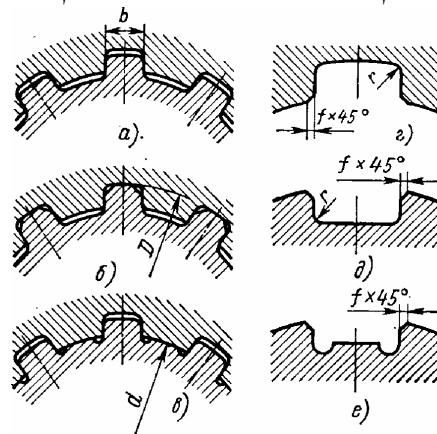
Змінання й зношування пов'язані з одним параметром – контактним напруженням (тиском) $\sigma_{зм}$. Це дозволяє розраховувати шліци за узагальненим критерієм одночасно на змінання й контактне зношування. Допустиме напруження $[\sigma_{зм}]$ призначають на основі досвіду експлуатації подібних конструкцій. Для розрахунку враховується нерівномірність розподілу навантаження по зубах

$$\sigma_{зм} = 8M_{об} / (Zhld_{cp}) \leq [\sigma]_{зм},$$

де Z – число шлиців, h – робоча висота шлиців, l – робоча довжина шлиців, d_{cp} – середній діаметр шлицьового з'єднання. Для евольвентних шлиців робоча висота приймається рівної модулю профілю, за d_{cp} приймають ділильний діаметр.

Умовні позначки прямобічного шлицьового з'єднання становлять із позначення поверхні центрування D , d або b , числа зубів Z , номінальних розмірів $d \times D$ (а також позначення полів допусків по діаметрі, що центрує, і по бічних сторонах зубів). Наприклад, $D 8 \times 36 H7/g6 \times 40$ означає восьмишлицьове з'єднання із центруванням по зовнішньому діаметрі з розмірами $d = 36$ і $D = 40$ мм і посадкою по centruючому діаметру $H7/g6$.

ЦЕНТРУВАННЯ ШЛИЦІВ



КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- ? У чому розходження між рознімними й нероз'ємними з'єднаннями ?
- ? Де й коли застосовуються зварені з'єднання ?
- ? Які переваги й недоліки зварених з'єднань ?
- ? Які основні групи зварених з'єднань ?
- ? Як розрізняються основні типи зварених швів ?
- ? Які переваги й недоліки заклепувальних з'єднань ?
- ? Де й коли застосовуються заклепувальні з'єднання ?
- ? Які критерії розрахунку на міцність заклепок ?
- ? У чому полягає принцип конструкції різьбових з'єднань ?
- ? Які області застосування основних типів різьб ?
- ? Які переваги й недоліки різьбових з'єднань ?
- ? Для чого необхідне стопоріння різьбових з'єднань ?
- ? Які конструкції застосовуються для стопоріння різьбових з'єднань ?
- ? Як розподіляється навантаження по витках при затягуванні різьби ?
- ? Як урахується піддатливість деталей при розрахунку різьбового з'єднання ?
- ? Який діаметр різьби знаходять із міцності розрахунку ?
- ? Який діаметр різьби служить для позначення різьби ?
- ? Яка конструкція й основне призначення штифтових з'єднань ?
- ? Які види навантаження й критерії розрахунку штифтів ?
- ? Яка конструкція й основне призначення шпонкові з'єднань ?
- ? Які види навантаження й критерії розрахунку шпонок ?
- ? Яка конструкція й основне призначення шлицьових з'єднань ?
- ? Які види навантаження й критерії розрахунку шлиців ?

9. ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ В МАШИНАХ

У кожній машині є специфічні деталі, що принципово відрізняються від всіх інших. Їх називають пружними елементами. Пружні елементи мають різноманітні, досить несхожі один на одного конструкції. Тому можна дати загальне визначення.

Пружні елементи - деталі, жорсткість яких набагато менше, ніж в інших, а деформації вище.

Завдяки цій своїй властивості пружні елементи першими сприймають удари, вібрації, деформації.

Найчастіше пружні елементи легко виявити при огляді машини, як, наприклад, гумові покришки коліс, пружини й ресори, м'які крісла водіїв і машиністів.

Іноді пружний елемент схований під видом іншої деталі, наприклад, тонкого торсіонного вала,

шпильки з довгою тонкою шийкою, тонкостінного стрижня, прокладки, оболонки й т.п. Однак і тут досвідчений конструктор зможе розпізнати й застосовувати такий "замаскований" пружний елемент саме по порівняно малій жорсткості.

Пружні елементи знаходять найширше застосування:

- ➔ для амортизації (зниження прискорення і сил інерції при ударах і вібрації за рахунок значно більшого часу деформації пружного елемента в порівнянні із жорсткими деталями);
- ➔ для створення постійних сил (наприклад, пружні й розрізні шайби під гайкою створюють постійну силу тертя у витках різьби, що перешкоджає самовідгвинчуванню);
- ➔ для силового замикання механізмів (щоб виключити небажані зазори);
- ➔ для акумуляції (нагромадження) механічної енергії (вартові пружини, пружина збройового бойка, дуга лука, гума рогатки, зігнута поблизу студентського чола лінійка й т.д.);
- ➔ для виміру сил (пружинні ваги засновані на зв'язку ваги й деформації вимірювальної пружини за законом Гука).

Зазвичай пружні елементи виконуються у вигляді пружин різних конструкцій.

Основне поширення в машинах мають пружні пружини стиску й розтягання. У цих пружинах витки піддаються крутінню. Циліндрична форма пружин зручна для розміщення їх у машинах.

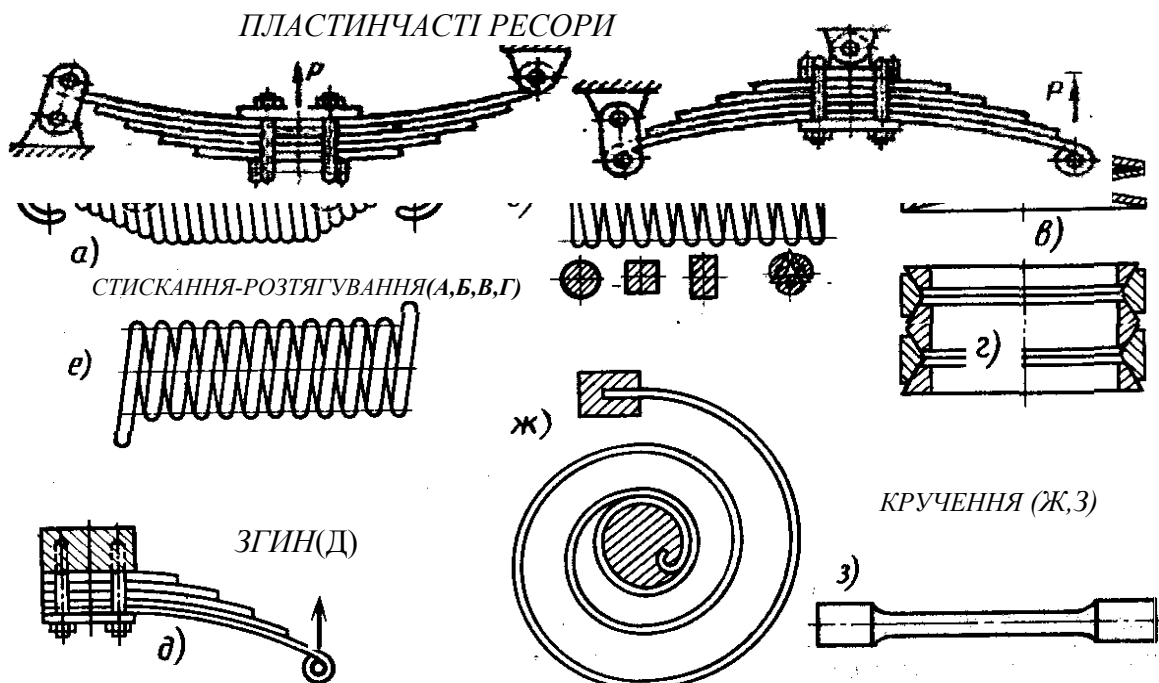
Основною характеристикою пружини, як і всякого пружного елемента, є жорсткість або зворотна їй піддатливість. Жорсткість K визначається залежністю пружної сили F від деформації x . Якщо цю залежність можна вважати лінійною, як у законі Гука, то жорсткість знаходять розподілом сили на деформацію $K = F/x$.

Якщо залежність нелінійна, як це й буває в реальних конструкціях, жорсткість знаходять, як похідну від сили по деформації $K = \partial F / \partial x$.

Очевидно, що тут потрібно знати вид функції $F = f(x)$.

Для більших навантажень при необхідності розсіювання енергії вібрації й ударів застосовують пакети пружних елементів (пружин).

Ідея полягає в тому, що при деформації складених або шаруватих пружин (ресор) енергія розсіюється за рахунок взаємного тертя елементів.



Пластинчасті пакетні ресори успішно застосовувалися з перших кроків транспортного машинобудування – ще в підвіску карет, застосовувалися вони й на електровозах, і електропоїздах перших випусків, де були через нестабільність сил тертя пізніше замінені крученими пружинами з паралельними демферами, їх можна зустріти в деяких моделях автомобілів і будівельно-дорожніх машин.

Пластинчасті ресори мають більше демпфірування (здатністю розсіювати вібрацію).

У розвиток цієї ідеї з ініціативи застосовуються тарілчасті пружини (шайби) у болтових з'єднаннях накладок рейкових стиків. Пружини підкладаються під гайки перед затягуванням і забезпечують

ТАРІЛЬЧАСТА ПРУЖИНА (ШАЙБА) И ПАКЕТИ ПРУЖИН



високі постійні сили тертя в з'єднанні, до того ж розвантажуючи болти.

Матеріали для пружних елементів повинні мати високі пружні властивості, а головне, не втрачати їх згодом.

Основні матеріали для пружин - високоуглецеві сталі 65, 70, марганцеві сталі 65Г, кременисті сталі 60С2А, хромованадієва сталь 50ХФА й т.п. Всі ці матеріали мають більше високі механічні властивості в порівнянні зі звичайними конструкційними сталями.

Колосальна перевага металорезини в тім, що вона чудово сполучить міцність металу із пружністю гуми й, крім того, за рахунок значного міжпроволочної тертя розсіює (демпфірує) енергію коливань, будучи високоефективним засобом віброзахисту.

Густоту поплутаного дроту й силу пресування можна регулювати, одержуючи задані значення жорсткості й демпфірування металорезини в дуже широкому діапазоні.

Металорезина, без сумнівів, має перспективне майбутнє як матеріал для виготовлення пружних елементів.

Пружні елементи вимагають досить точних розрахунків. Зокрема, їх обов'язково розраховують на жорсткість, оскільки це головна характеристика.

Однак конструкції пружних елементів настільки різноманітні, а розрахункові методики настільки складні, що привести їх у якій-небудь узагальненій формулі неможливо. Тим більше в рамках нашого курсу, що на цьому закінчений.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- ? За якою ознакою в конструкції машини можна знайти пружні елементи ?
- ? Для яких завдань застосовуються пружні елементи ?
- ? Яка характеристика пружного елемента вважається головною ?
- ? З яких матеріалів слід виготовляти пружні елементи ?
- ? Яким чином застосовуються тарілчасті шайби-пружини ?

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. *Биргер И.А., Иосилевич Г.Б.* Резьбовые соединения. – М.: Машиностроение, 1973.
2. *Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б.* Расчёты на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979.
3. *Вали и оси.* Конструирование и расчёт/ Под ред. Серенсена. М.: Машиностроение, 1980.
4. *Гузенков П.Г.* Детали машин. – М.: Высшая школа, 1986.
5. *Детали машин:* Атлас конструкций/ Под ред. Решетова Д.Н. – М.: Машиностроение, 1988.
6. *Дунаев П.Ф., Леликов О.П.* Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 2001.
7. *Иванов М.Н.* Детали машин. – М.: Высшая школа, 1991.
8. *Иосилевич Г.Б.* Детали машин.–М.: Машиностроение, 1988.
9. *Куклин Н.Г., Куклина Г.С.* Детали машин. – М.: Высшая школа, 1984.
10. *Кудрявцев В.Н.* Детали машин. – М.-Л.: Высшая школа, 1980.
11. *Курсовое проектирование деталей машин:* Учебное пособие для вузов / Под ред. Ицковича Г.М.– М.: Высшая школа, 1970.
12. *Курсовое проектирование деталей машин:* Учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей/ Под ред. Чернавского С.А.– М.: Машиностроение, 1988.
13. *Проектирование механических передач:* Учебное пособие для машиностроительных техникумов/ Под ред. Чернавского С.А.– М.: Машиностроение, 1984.
14. *Решетов Д.Н.* Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989.
15. *Сборник задач и примеров расчёта по курсу деталей машин /* Под ред. Ицковича Г.М.– М.: Машиностроение, 1975.
16. *Серенсен С.В. и др.* Несущая способность и расчёты деталей машин на прочность. – М.: Машиностроение, 1975.