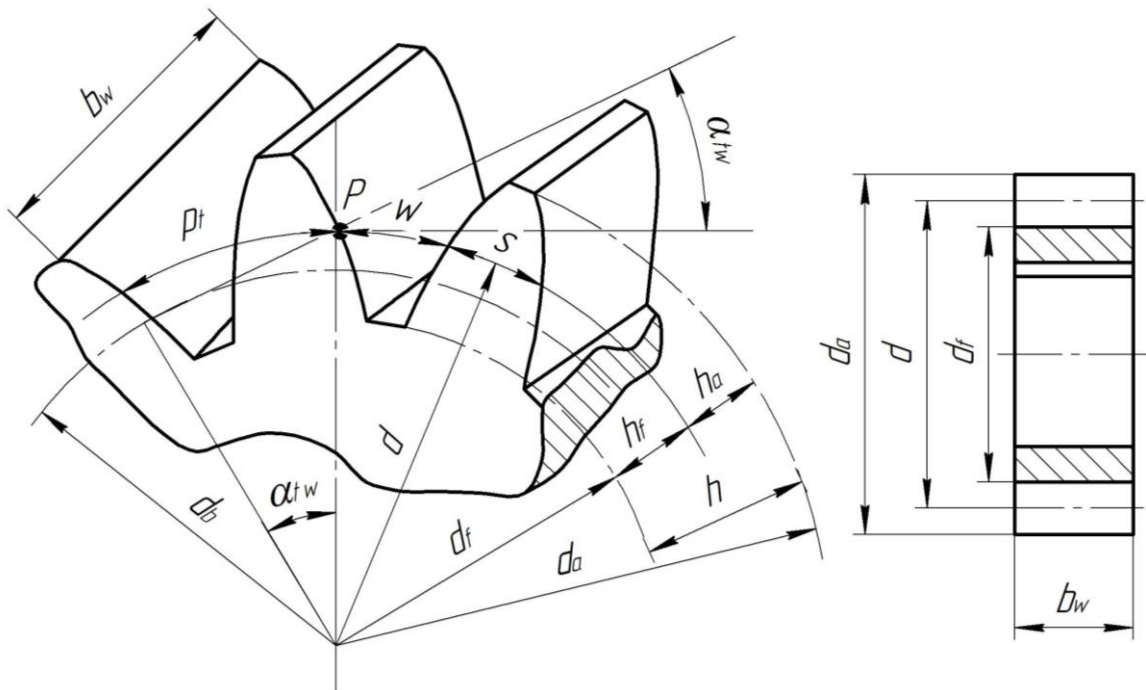


Надія Хомик, Анатолій Довбуш, Олег Цьонь

ДЕТАЛІ МАШИН

КУРС ЛЕКЦІЙ

для студентів заочної форми навчання
напрямів підготовки
«Інженерна механіка» і «Машинобудування»



Тернопіль
2016

Міністерство освіти і науки України

**Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя**

*Кафедра технічної механіки,
сільськогосподарських машин
і транспортних технологій*

ДЕТАЛІ МАШИН

КУРС ЛЕКЦІЙ

для студентів заочної форми навчання
напрямів підготовки
«Інженерна механіка» і «Машинобудування»

Тернопіль
2016

УДК 621.81
ББК 34.44
X 76

Автори:

Н.І. Хомик, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технічної механіки, сільськогосподарських машин і транспортних технологій

А.Д. Довбуш, старший викладач кафедри технічної механіки, сільськогосподарських машин і транспортних технологій

О.П. Цьонь, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри технічної механіки, сільськогосподарських машин і транспортних технологій

Рецензент

І.Г. Ткаченко, к.т.н., доцент кафедри технології машинобудування

Розглянуто й затверджено на засіданні кафедри технічної механіки, сільськогосподарських машин і транспортних технологій, протокол № 1 від 26.08.2015р.

Схвалено й рекомендовано до друку на засіданні методичної комісії факультету машинобудування та харчових технологій, протокол № 1 від 04.09.2015р.

Хомик Н.І.

X 76 Деталі машин: курс лекцій / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш, О.П. Цьонь. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. – 160с.

Розроблено відповідно до навчальної програми і призначено для студентів заочної форми навчання напрямів підготовки «Інженерна механіка» і «Машинобудування».

Посібник рекомендовано також для самостійної роботи студентів, оскільки він вміщує короткі теоретичні викладки основного матеріалу навчальної дисципліни «Деталі машин».

УДК 621.81
ББК 34.44

© Хомик Н. І., Довбуш А. Д.,
Цьонь О. П., 2016

ЗМІСТ

Вступ.....	5
ТЕМА 1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН І ВУЗЛІВ.....	6
1.1. Історичний розвиток конструкцій, теорії та розрахунку деталей машин.....	7
1.2. Матеріали, що застосовуються у машинобудуванні.....	8
1.3. Стандартизація деталей машин та її значення. Надійність і довговічність деталей машин.....	9
1.4. Критерії роботоздатності і розрахунку деталей машин.....	10
1.5. Вибір допустимих напружень і запасів міцності.....	13
ТЕМА 2. ПЕРЕДАЧІ.....	18
2.1. Призначення та роль передач у машинах. Загальні кінематичні та енергетичні співвідношення для механічних передач обертового руху.....	19
2.2. Класифікація механічних передач.....	21
2.3. Фрикційні передачі, принцип роботи, класифікація.....	22
2.4. Розрахунок циліндричної фрикційної передачі.....	25
ТЕМА 3. ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ.....	28
3.1. Застосування та класифікація зубчастих передач.....	29
3.2. Основні види руйнувань зубів і основні форми розрахунку зубчастих передач.....	32
3.3. Геометрія циліндричної евольвентної зубчастої передачі з прямими зубами.....	35
ТЕМА 4. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ.....	38
4.1. Розрахунок циліндричних зубчастих коліс на контактну виносливість.....	39
4.2. Розрахунок зубів циліндричних коліс на витривалість при згині.....	43
4.3. Послідовність проектного розрахунку циліндричної зубчастої передачі. Сили в зачепленні циліндричних зубчастих передач.....	46
ТЕМА 5. КОНІЧНІ І ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ.....	49
5.1. Геометрія та розрахунок конічних зубчастих коліс.....	50
5.2. Геометрія та розрахунок черв'ячних коліс.....	54
5.3. Сили у зачепленні конічних і черв'ячних передач.....	60
ТЕМА 6. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ.....	61
6.1. Призначення, будова, переваги та недоліки пасових передач.....	62
6.2. Класифікація пасових передач.....	63
6.3. Матеріали для виготовлення пасових передач.....	65
6.4. Критерії роботоздатності пасових передач Напруження в пасі. Довговічність паса.....	66

6.5.	Розрахунок пасових передач.....	69
ТЕМА 7. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ.....		72
7.1.	Призначення та деталі ланцюгових передач, матеріали для виготовлення.....	73
7.2.	Класифікація ланцюгових передач.....	76
7.3.	Параметри ланцюгових передач.....	77
7.4.	Критерії роботоздатності і розрахунку ланцюгових передач.....	78
ТЕМА 8. ВАЛИ ТА ОСІ. ОПОРИ ТЕРТЯ КОВЗАННЯ.....		82
8.1.	Вали та осі, їх призначення, класифікація.....	83
8.2.	Розрахунок валів та осей на міцність.....	84
8.3.	Опори валів (підшипники), їх призначення, класифікація.....	87
8.4.	Опори тертя ковзання, їх переваги та недоліки, конструктивні особливості.....	87
8.5.	Матеріали для виготовлення підшипників ковзання, змащувальні матеріали, види тертя.....	89
8.6.	Розрахунок підшипників тертя ковзання.....	89
ТЕМА 9. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ.....		91
9.1.	Підшипники кочення, їх призначення, переваги і недоліки, класифікація.....	92
9.2.	Конструкція підшипників кочення, їх маркування, матеріали для виготовлення.....	93
9.3.	Види руйнування і критерії розрахунку підшипників кочення.....	95
9.4.	П'яти, конструктивні особливості, порядок розрахунку.....	98
ТЕМА 10. НЕРОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ.....		100
10.1.	Класифікація з'єднань.....	101
10.2.	Класифікація і розрахунок заклепкових з'єднань.....	101
10.3.	Класифікація і розрахунок зварних з'єднань.....	104
10.4.	З'єднання посадками з гарантованим натягом (пресові з'єднання).....	107
ТЕМА 11. РОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ.....		111
11.1.	Види різьбових з'єднань.....	112
11.2.	Основні параметри різьби.....	113
11.3.	Класифікація різьб, умовне позначення різьбових деталей.....	114
11.4.	Силіві співвідношення у гвинтовій парі.....	117
11.5.	ККД гвинтової пари. Самогальмування гвинтової пари.....	119
11.6.	Розрахунок різьбових з'єднань.....	120
11.7.	Класифікація і розрахунок шпонкових з'єднань.....	121
11.8.	Шліцьові з'єднання. Профільні з'єднання.....	123
ТЕМА 12. МУФТИ.....		125
12.1.	Муфти, їх призначення і класифікація.....	126
12.2.	Типи муфт, область їх застосування, критерії підбору.....	127
Перелік використаної та рекомендованої літератури.....		134
Термінологічний словник.....		136

ВСТУП

«Деталі машин» – наукова дисципліна з теорії розрахунку і конструювання складових частин машин: деталей і вузлів загальномашинобудівного застосування. У її завдання входять узагальнення інженерного досвіду створення машинобудівних конструкцій, розробка наукових основ розрахунку і проектування надійних елементів і вузлів конструкцій.

Навчальний курс «Деталі машин» формує майбутнього інженера як фахівця, що вносить основний творчий внесок у створення матеріальних цінностей. Курс, разом з проектом, по-суті реалізує і завершує загально технічну підготовку, що і визначає його значимість.

Основні завдання курсу: вивчення конструкцій, типу і критеріїв працездатності деталей машин, складальних одиниць (вузлів) і агрегатів; вивчення основ теорії спільної роботи (з'єднань) деталей машин і методів їх розрахунку; розвиток навиків конструювання і технічної творчості.

Курс базується на загальнонаукових і загальноінженерних дисциплінах. Він запозичує математичний апарат досліджень з математики, методи аналізу сил, напружень і деформацій – з теоретичної механіки та опору матеріалів; властивості конструкційних матеріалів – з матеріалознавства; методи прогнозування ресурсу деталей і вузлів машин – з механіки руйнування; триботехніки і теорії надійності та ін.

Розрахунки деталей і вузлів машин є, як правило, наближеними, тому широка експериментальна перевірка їх результатів складає істотну особливість постановки задач розрахунку.

Курс «Деталі машин», будучи одним з провідних та найстаріших курсів загальноінженерної підготовки, безперервно розвивається у зв'язку з прогресом науки і техніки (з'являються нові матеріали, технології, деталі й вузли машин). Завдяки ЕОМ зросли точність і значимість розрахунків, змінився характер проектування. Процес проектування доповнився новим етапом, на якому для випробування деталей та вузлів використовуються математичні моделі.

Мета курсу «Деталі машин» – це вивчення основ розрахунку і конструювання деталей та вузлів загального призначення з врахуванням режиму роботи і строку служби машин.

Пропонований посібник вміщує короткі теоретичні викладки основного матеріалу дисципліни «Деталі машин».

ТЕМА 1

ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН І ВУЗЛІВ

- 1.1. Історичний розвиток конструкцій, теорії та розрахунку деталей машин**
- 1.2. Матеріали, що застосовуються у машинобудуванні**
- 1.3. Стандартизація деталей машин та її значення.
Надійність і довговічність деталей машин**
- 1.4. Критерії роботоздатності і розрахунку деталей машин**
- 1.5. Вибір допустимих напружень і запасів міцності**

1.1. Історичний розвиток конструкцій, теорії та розрахунку деталей машин

З глибокої давнини відомі важіль, клин, пружини (лук), котки, колеса, блоки, підшипники.

У стародавній Греції були відомі зубчасті колеса, підшипники, поліспасти.

Гвинт використовував ще Архімедом в III сторіччі до нашої ери для підйому води.

З появою парової машини наприкінці XVIII сторіччя і паровоза на початку XIX сторіччя значне поширення отримали *кривошипні механізми та заклепкові з'єднання*. В XX сторіччі *зварні з'єднання* в значній мірі витіснили заклепкові.

Різьби здавна використовувалися для кріплення деталей. В 1840 році Вітворт розробив систему кріпильних різьб.

Пасові передачі спочатку розвивались як універсальні: як для індивідуального приводу, так і для роздавання енергії, пізніше в основному для індивідуального приводу. Плоскопасові передачі були витиснуті клинопасовими. Тепер широко використовуються зубчасті та поліклинові паси.

Зубчасті передачі. Спочатку використовували цівочне зачеплення, пізніше зубці прямобічного профілю. Збільшення частот обертання призвело до створення зубців циклоїдального і евольвентного профілю.

З появою велосипедів у 20-х роках XIX сторіччя почали використовувати *підшипники кочення*.

Значний внесок в теорію і розрахунки деталей машин зробили:

Леонардо да Вінчі (опір обертанню колеса шківів і блоків, природа тертя, спрацювання деталей);

Леонард Ейлер (теорія евольвентного зачеплення, теорія тертя гнучкої нитки об шків);

М.Є. Жуковський (розподілення навантаження між витками різьби, разом з *С.А. Чаплигіним* (розв'язання гідродинамічної задачі для підшипників ковзання);

М.П. Петров (гідродинамічна теорія змащування);

В.А. Кірпічов (професор Харківського технологічного інституту, перший почав читати курс «Деталі машин» і в 1889 році видав підручник).

Внесок українських вчених:

Є.О. Патон та *Б.Є. Патон* (зварювання).

Одеська школа (*В.А. Добровольський, К.І. Заблонський*); роботи *Г.С. Писаренка* (механіка), *П.М. Василенка* (землеробська механіка).

Сьогодні над вдосконаленням конструкцій машин і їх деталей працюють численні науково-технічні колективи, конструкторські бюро, спеціалізовані фірми і заводи. При величезних обсягах виробництва машин і деталей навіть незначне поліпшення їх конструкції дає суттєвий економічний ефект.

Мета курсу «Деталі машин» – це вивчення основ розрахунку і конструювання деталей та вузлів загального призначення з врахуванням режиму роботи і строку служби машин.

1.2. Класифікація деталей машин

Матеріали, що застосовуються у машинобудуванні

Деталі та складальні одиниці (вузли), що входять до складу однієї машини, можуть зустрічатись в багатьох інших машинах, наприклад, болти, вали, підшипники. Такі деталі називають деталями *загального призначення*. Всі інші деталі (вузли), які використовують тільки в окремих типах машин (поршень, леміш) називають деталями *спеціального призначення*.

Дисципліна «Деталі машин» вивчає розрахунки і принципи конструювання деталей і вузлів загального призначення, з яких найбільш поширені:

- з'єднання;
- механічні передачі обертового руху;
- вали та осі;
- муфти;
- підшипники;
- пружні елементи;
- пристрої для змащування та захисту від забруднення;
- корпусні деталі.

Матеріали, що застосовуються у машинобудуванні

У машинобудуванні застосовують безліч різноманітних матеріалів. При їх виборі враховують: міцність, твердість, пластичність, оброблюваність різанням, термооброблюваність, ливарні властивості, корозійну стійкість, жаростійкість, вартість і т.п.

Основні групи матеріалів, які застосовують у машинобудуванні:

- чорні метали (сталі, чавуни);
- кольорові метали (мідь, алюміній);
- сплави кольорових металів (бронза, латунь, бабіт);
- неметали (пластмаси, дерево, гума, тканини, папір, скло);
- металокерамічні і мінералокерамічні матеріали.

Вибір матеріалів для виготовлення деталей машин проводять з врахуванням їх властивостей, умов роботи і технології виготовлення конкретної деталі.

Склад і властивості майже всіх матеріалів, які застосовують у машинобудуванні, регламентовані державними або галузевими стандартами (ГОСТи, ДСТУ, ОСТи).

1.3. Стандартизація деталей машин та її значення.

Надійність і довговічність деталей машин

Стандартизація – це встановлення норм і вимог до фізичних і розмірних величин, якісних характеристик відповідної продукції виробництва на основі єдиних мір, взаємозамінності і взаємозв'язаного розмірного ряду.

Частину деталей виготовляють за галузевими стандартами або заводськими нормами.

Стандарти дозволяють здійснювати уніфікацію продукції виробництва, тобто усунення зайвих різноманітностей у типах, типорозмірах, фізичних властивостях продукції з метою встановлення вимог найбільш вигідних з технічного та економічного боку.

Стандартизація дозволяє:

- зменшити трудомісткість виготовлення деталі, її вартість (для серійного і масового виробництва стандартизовані деталі з найбільш прогресивною технологією виготовлення);
- сприяє покращенню якості продукції;
- скорочує терміни освоєння нових машин за рахунок застосування стандартних вузлів;
- полегшує експлуатацію машин.

Основні терміни і поняття довговічності та надійності

Безвідмовність – властивість об'єкта зберігати роботоздатність безперервно протягом деякого проміжку часу або напрацювання.

Відмова – втрата роботоздатності об'єкта.

Граничний стан – стан об'єкта, при якому його подальше застосування недопустиме або неможливе.

Довговічність – властивість об'єкта зберігати роботоздатність до настання граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування та ремонту.

Надійність – властивість об'єкта виконувати задані функції та зберігати свої експлуатаційні показники в заданих межах протягом необхідного проміжку часу.

Напрацювання – тривалість роботи або об'єм виконаної об'єктом роботи.

Пошкодження – подія, яка полягає в порушенні справності об'єкта при збереженні його роботоздатності.

Ремонтпридатність – пристосованість об'єкта до запобігання та виявлення причин його відмов, пошкоджень та усунення їх наслідків виконанням ремонтів і технічного обслуговування.

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

1.4. Критерії роботоздатності і розрахунку деталей машин

Основні критерії, що забезпечують надійну роботу деталей машин у визначених умовах, – це:

- міцність;
- жорсткість;
- вібростійкість;
- стійкість проти спрацювання;
- теплостійкість, тощо.

Міцність

Міцність деталі є головним критерієм роботоздатності для більшості деталей. Невиконання цієї умови спричиняє поломку деталі і зупинку машини.

Основний метод розрахунку на міцність – це розрахунок за допустимими напруженнями. В основу цього методу покладено таке припущення: критерієм придатності деталі є те, що, максимальне напруження, що виникає в ній, не перевищує допустиме напруження, тобто витримується умова міцності. Перевірку міцності виконують відповідно до виду деформації.

Умови міцності на основні види деформацій при:

- розтягу-стиску

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma],$$

де N – нормальна сила;

A – площа перетину розтягу;

$[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження на розтяг-стиск;

- зрізі (зсуві)

$$\tau = \frac{Q}{A_{зр}} \leq [\tau]_{зр},$$

де Q – нормальна сила;

$A_{зр}$ – площа перетину зрізу;

$[\tau]_{зр}$ – допустиме дотичне напруження зрізу,

$$[\tau]_{зр} = (0,25...0,35) \sigma_T \approx 0,5[\sigma];$$

- крученні

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр}}{W_P} \leq [\tau],$$

де $M_{кр}$ – крутний момент;

W_P – полярний момент опору поперечного перетину, для

круглого перетину, $W_P = \pi \cdot d^3/16$;

$[\tau]$ – допустиме дотичне напруження при крученні, визначають залежно від допустимого напруження розтягу $[\sigma]_P$:

$$\text{для сталей} \quad [\tau] = (0,55...0,6) \cdot [\sigma]_P;$$

$$\text{для чавунів} \quad [\tau] = (1...1,2) \cdot [\sigma]_P;$$

- згині за нормальними напруженнями

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{зг.\max}}{W_O} \leq [\sigma],$$

де $M_{зг.\max}$ – максимальний згинальний момент, визначають з епюри;

W_O – осьовий момент опору поперечного перетину балки, для

круглого перетину $W_O = \pi \cdot d^3/32$;

- згині за дотичними напруженнями

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{y\max} \cdot S_X(y)_{\max}}{b(y) \cdot I_X} \leq [\tau],$$

де $Q_{y\max}$ – максимальна поперечна сила, визначають з епюри Q ;

$S_X(y)_{\max}$ – максимальний статичний момент площі поперечного перетину балки;

$b(y)$ – ширина перетину балки на рівні, де визначають дотичне напруження;

I_X – осьовий момент інерції перетину балки відносно його центральної вісі X ;

$[\tau]$ – допустиме дотичне напруження, $[\tau] \approx 0,5[\sigma]$.

В зоні дотику двох деталей виникають **контактні напруження** (формула Герца-Беляєва)

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{PP}}{\rho_{PP}}},$$

де q – навантаження на одиницю довжини, $q = Q/b$;

b – довжина лінії контакту;

E_{PP} – приведений модуль пружності матеріалів контактуючих деталей, визначають так:

$$E_{PP} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2};$$

ρ_{PP} – приведений радіус кривизни контактуючих деталей, описується залежністю

$$\rho_{PP} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}.$$

де R_1, R_2 – радіуси контактуючих деталей;

E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів контактуючих деталей.

Жорсткість

Жорсткість деталі, як і міцність, є одним із критеріїв розрахунку. Забезпечення жорсткості особливо актуальне через появу високоміцних матеріалів. Застосування їх призводить до зменшення розмірів деталей і, як наслідок, до зменшення жорсткості. Тобто доводиться відмовлятися від дорогих високоміцних матеріалів, застосовувати менш якісні, тобто збільшувати розміри деталей, щоб забезпечити відповідну жорсткість.

Умова жорсткості для всіх видів деформацій

$$f_{\max} \leq [f],$$

де f_{\max} – максимальна деформація (переміщення);

$[f]$ – допустима деформація (переміщення).

Вібростійкість

Особливо шкідливими у машинобудуванні є резонансні коливання, тобто коли частота власних коливань ω_0 системи (деталі) співпадає з частотою ω_b вимушених коливань. Тому при розрахунку конструкцій машин потрібно передбачити виконання умови

$$\omega_o \neq \omega_b; \quad \omega_o \approx \sqrt{\frac{g}{\delta_{cm}}},$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$;

δ_{cm} – статичне переміщення перетину, на якому встановлено двигун (виникає від статичної дії двигуна).

Приклади, що ілюструють вібростійкість, зображені на рис. 1.1а,б.

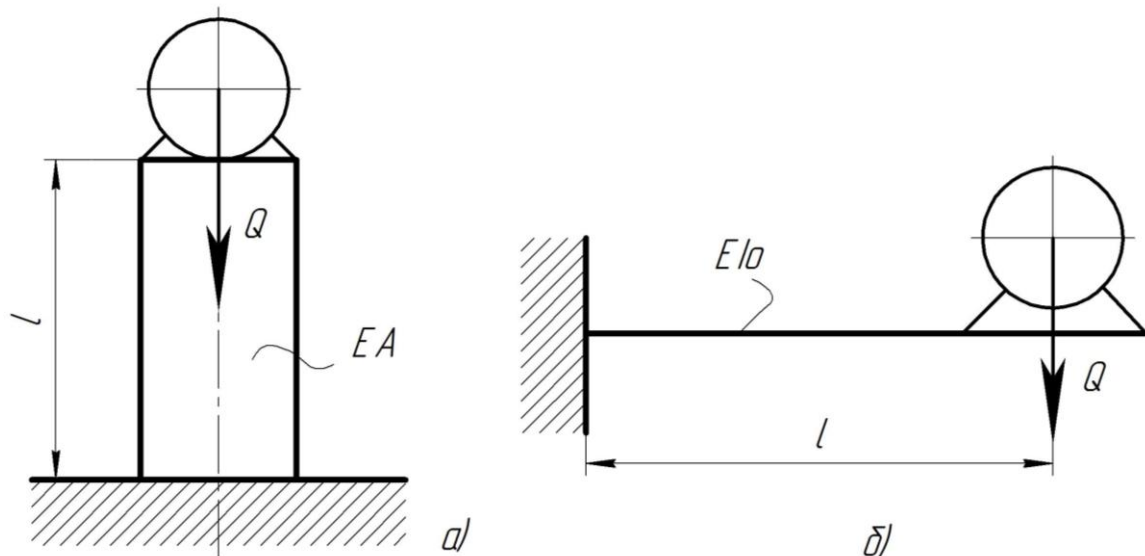


Рисунок 1.1

Запишемо вирази для визначення частоти власних коливань систем:

- для схеми на рис. 1.1а

$$\omega_o \approx \sqrt{\frac{g}{\delta_{cm}}} = \sqrt{\frac{g \cdot E \cdot A}{Q \cdot l}};$$

де δ_{cm} – переміщення перетину, на якому встановлено двигун, у даному

випадку $\delta_{cm} = \frac{Q \cdot l}{E \cdot A}$;

- для схеми на рис. 1.1б

$$\omega_o \approx \sqrt{\frac{g}{\delta_{cm}}} = \sqrt{\frac{3g \cdot E \cdot I_0}{Q \cdot l^3}},$$

де δ_{cm} – прогин перетину, на якому встановлено двигун, $\delta_{cm} = \frac{Q \cdot l^3}{3E \cdot I_0}$.

1.5. Вибір допустимих напружень і запасів міцності

При дії статичних навантажень

Для пластичних матеріалів допустиме нормальне напруження визначають використовуючи механічні характеристики матеріалів.

Допустимі напруження – це такі, при яких гарантована безпечна робота деталі. Позначають їх $[\sigma]$ чи $[\tau]$ і визначають як деяку частину від граничних напружень, щоб гарантувати запас міцності:

а) для пластичних матеріалів (сталі)

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n},$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження на розтяг і стиск;

σ_T – границя текучості матеріалу;

n – коефіцієнт запасу міцності;

б) для крихких матеріалів (чавуни)

$$[\sigma]_P = \frac{\sigma_{MP}}{n}; \quad [\sigma]_C = \frac{\sigma_{MC}}{n},$$

де $[\sigma]_P$ – допустиме напруження на розтяг;

σ_{MP} – границя міцності на розтяг;

$[\sigma]_C$ – допустиме напруження на стиск;

σ_{MC} – границя міцності на стиск.

Коефіцієнт запасу міцності для пластичних матеріалів $n = 1,2 \dots 2,5$;
для крихких матеріалів $n = 2 \dots 5$.

При дії змінних навантажень

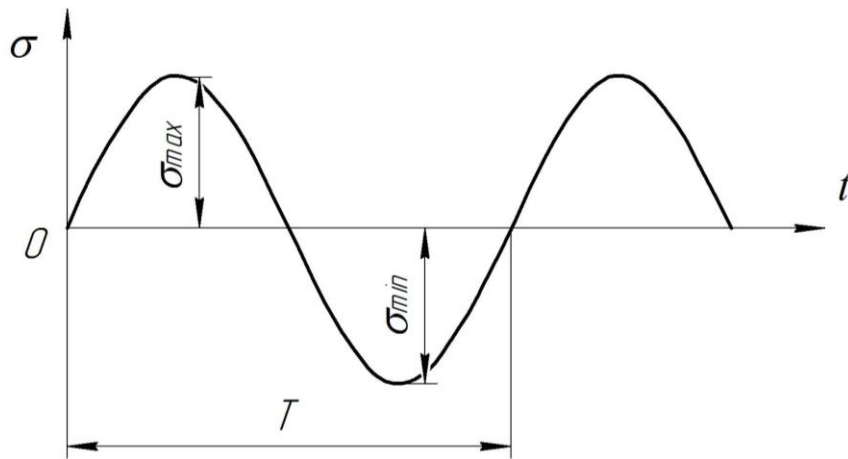
Більшість деталей машин працюють при змінних навантаженнях, це – осі, вали, штоки поршневих машин і т. д.

Експлуатація машин показує, що руйнування різних деталей машин, які були навантаженні змінним навантаженням, можуть відбуватися при напруженнях менших за σ_M і навіть σ_T . Руйнування проходить внаслідок того, що після певного числа зміни навантажень у деталі виникають мікротріщини, які з часом розвиваються і згодом призводять до руйнування.

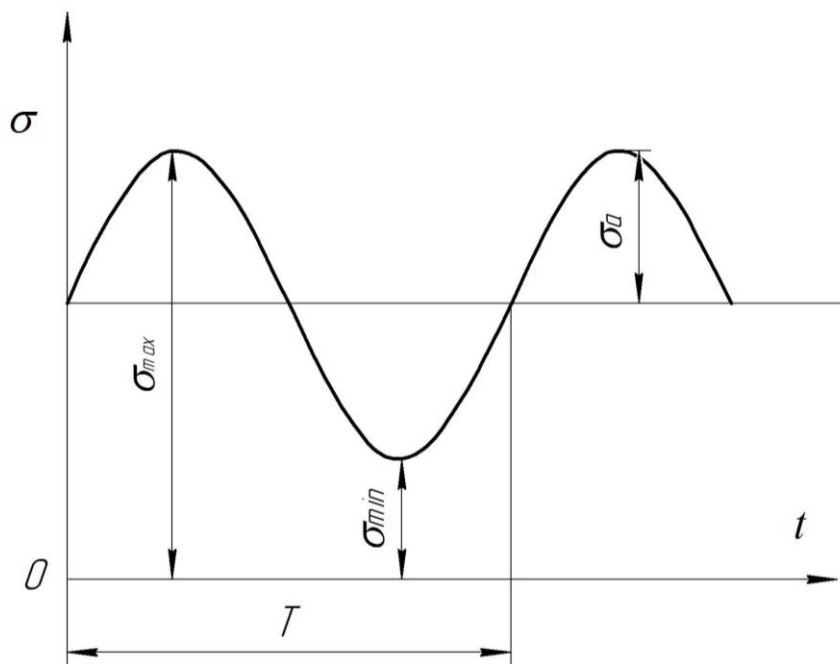
Руйнування матеріалу викликане дією змінних навантажень називають втомним руйнуванням. Змінні навантаження можуть бути встановлені в часі (тобто стаціонарні) і такі, що не встановилися в часі. Далі розглядаємо тільки встановлений режим (рис. 1.2).

Встановлений режим навантаження може мати цикли (рис. 1.2):

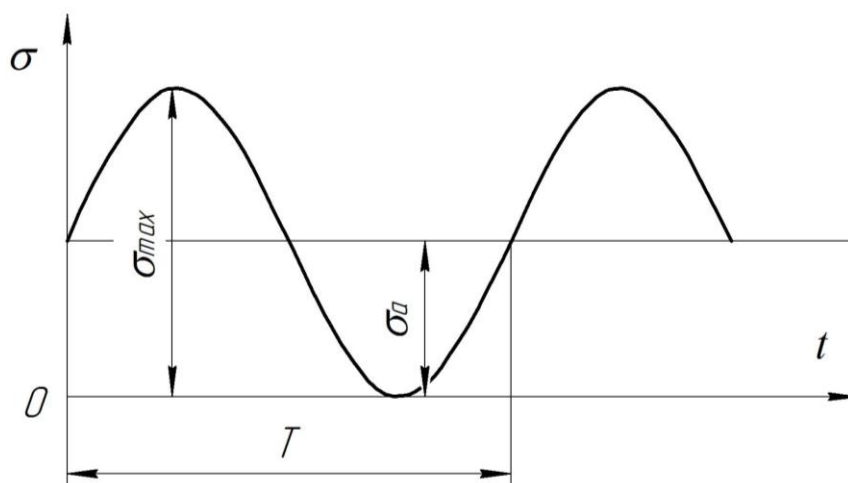
- симетричний (приклад, шток поршня);
- асиметричний;
- пульсуючий (зуб зубчастого колеса).



*Симетричний цикл
(шток поршня)*



*Асиметричний
цикл*



*Пулсуючий цикл
(зуб зубчастого
колеса)*

Рисунок 1.2

Кожен цикл характеризується такими параметрами:

- максимальне напруження σ_{\max} ;
- мінімальне напруження σ_{\min} ;
- середнє напруження $\sigma_C = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$;
- амплітуда $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$;
- коефіцієнт асиметрії $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$;

для симетричного циклу $R = -1$, для пульсуючого циклу $R = 0$.

Границя витривалості матеріалу деталі – це максимальне значення циклічного, змінного напруження, при якому матеріал може чинити опір руйнуванню необмежено довго. За базову кількість циклів до руйнування приймають $N=10^7$ (рис. 1.3).

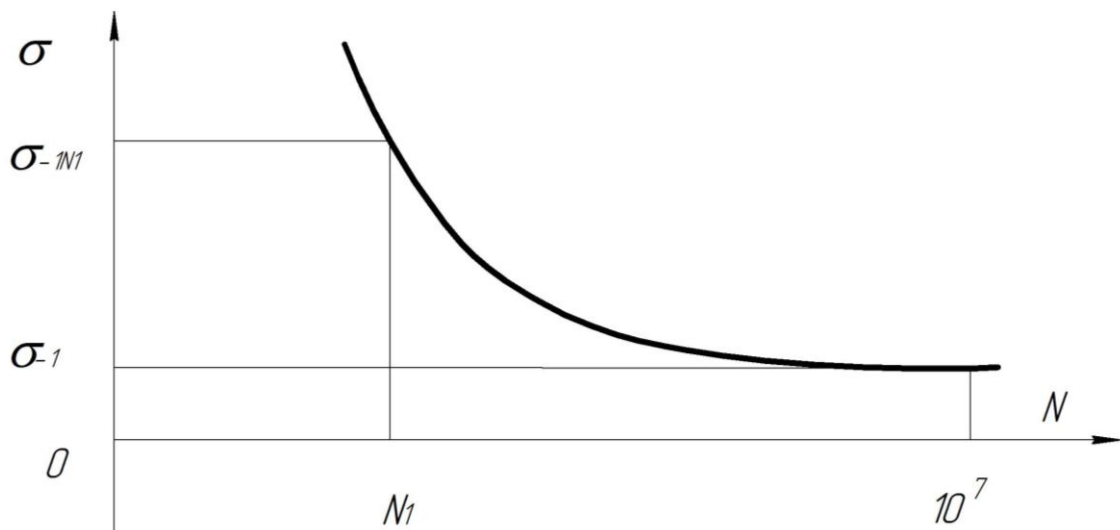


Рисунок 1.3

σ_{-1} – довгострокова границя витривалості;

σ_{-1N1} – обмежена границя витривалості.

Дослідження для визначення границі витривалості проводять на згин на спеціальних машинах. Симетричний цикл навантаження небезпечніший ніж будь-який асиметричний цикл.

Для більшості матеріалів границі витривалості приведені у довідниках. Також їх можна визначити їх за такими формулами:

- для вуглецевих сталей

$$\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_M;$$

- для легованих сталей

$$\sigma_{-1} \approx (0,35\sigma_M + 120);$$

- для сірого чавуну

$$\sigma_{-1} \approx 0,45\sigma_M.$$

Допустимі напруження визначають за формулами:

- при згині

$$[\sigma_{-1}]_{3\Gamma} = \frac{\varepsilon_\sigma \cdot \beta \cdot \sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot [n_1] \cdot [n_2] \cdot [n_3]};$$

- при розтягу-стиску

$$[\sigma_{-1}]_P = \frac{\varepsilon_\sigma \cdot \beta \cdot \sigma_{-1P}}{k_\sigma \cdot [n_1] \cdot [n_2] \cdot [n_3]};$$

- при крученні

$$[\tau_{-1}] = \frac{\varepsilon_\tau \cdot \beta \cdot \tau_{-1}}{k_\tau \cdot [n_1] \cdot [n_2] \cdot [n_3]},$$

де ε_σ , ε_τ – масштабні фактори, визначають їх з таблиць, графіків;

σ_{-1} – границя витривалості, визначають експериментально або з довідкових таблиць;

σ_{-1P} , τ_{-1} – границі витривалості, визначають аналітично із залежностей:

$$\sigma_{-1P} \approx (0,7 \dots 0,9) \sigma_{-1}; \quad \tau_{-1} \approx 0,58 \sigma_{-1};$$

β – коефіцієнт, що враховує вплив якості поверхні деталі,

$$\beta = 0,6 \dots 1,0;$$

k_σ , k_τ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень, визначають з довідкових таблиць;

$[n_1]$ – коефіцієнт, що враховує ступінь точності визначення величини і характеру прикладеного навантаження, $[n_1] = 1,1 \dots 3$;

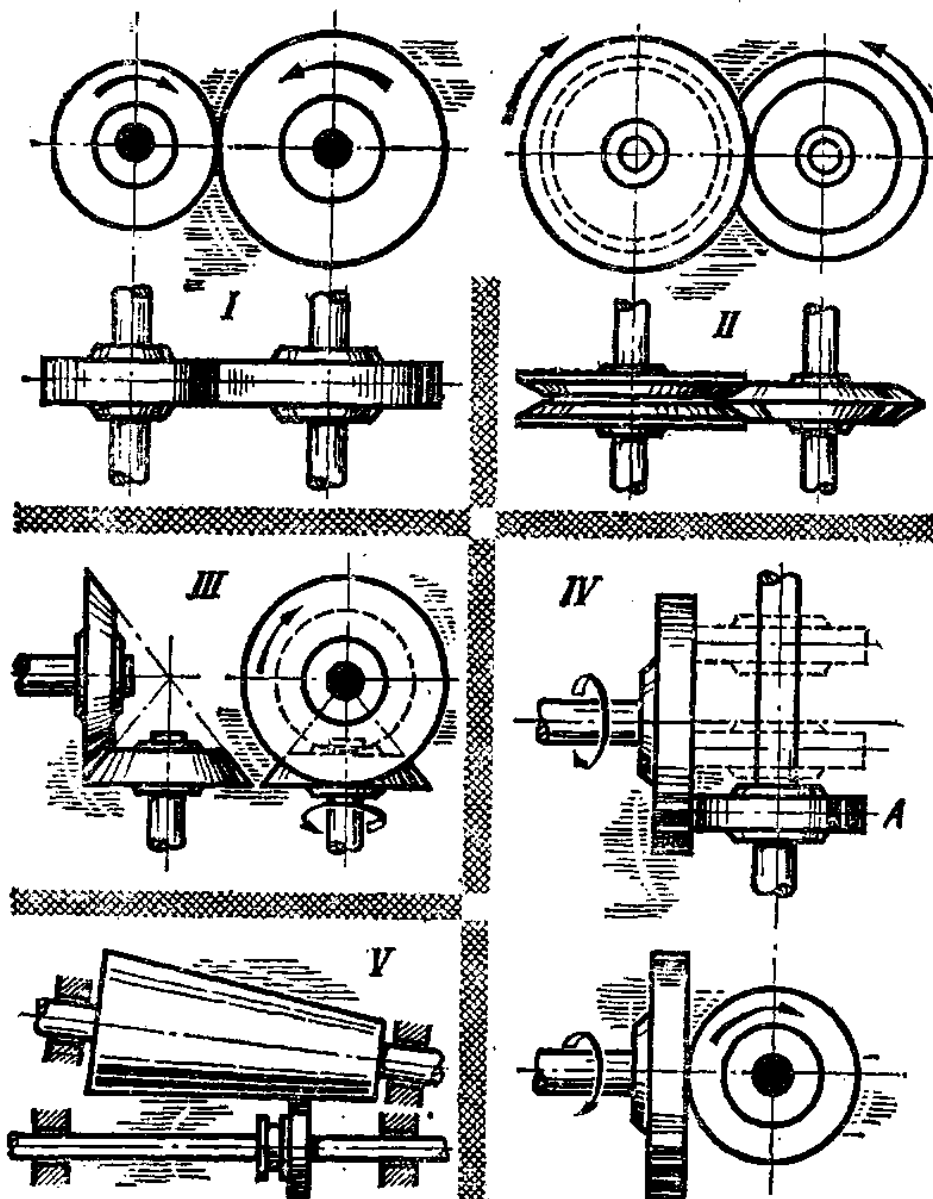
$[n_2]$ – коефіцієнт, що враховує однорідність механічних властивостей матеріалу, для сталей $[n_2] = 1,2 \dots 1,5$; для чавуну $[n_2] = 3 \dots 6$;

$[n_3]$ – коефіцієнт, що враховує надійність деталі в умовах експлуатації, $[n_3] = 1,0 \dots 1,5$.

ТЕМА 2

ПЕРЕДАЧІ

- 2.1. Призначення та роль передач у машинах.
Загальні кінематичні та енергетичні співвідношення для механічних передач обертОВОГО руху
- 2.2. Класифікація механічних передач
- 2.3. Фрикційні передачі, принцип роботи, класифікація
- 2.4. Розрахунок циліндричної фрикційної передачі



2.1. Призначення та роль передач у машинах.

Загальні кінематичні та енергетичні співвідношення для механічних передач обертового руху

Передачі – це пристрої, які передають енергію від двигуна до робочих органів машини. Здійснюють це зі зміною швидкостей, обертових моментів, а деколи і характеру руху.

Встановлення передач необхідне у таких випадках:

- якщо швидкості валів робочої машини і двигуна не співпадають;
- якщо необхідно періодично змінювати швидкість робочої машини при постійній швидкості двигуна;
- якщо необхідно перетворити обертовий рух двигуна в інші рухи робочого органу машини;
- якщо безпосереднє з'єднання валів двигуна і робочої машини неможливе.

Основні характеристики передач:

Передаточне число – u .

Коефіцієнт корисної дії – η .

Крутний момент на валу – T .

Передаточне число – це число, яке показує у скільки разів зменшується швидкість обертання (рис. 2.1)

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad V = \omega_1 \cdot D_1 = \omega_2 \cdot D_2;$$

звідки

$$\omega_1 = \frac{V}{D_1}; \quad \omega_2 = \frac{V}{D_2};$$

тоді

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1},$$

де ω_1, ω_2 – кутові швидкості валів передачі;

D_1, D_2 – діаметри котків;

V – колова швидкість.

Зв'язок між кутовою швидкістю та частотою обертання вала

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} [c^{-1}].$$

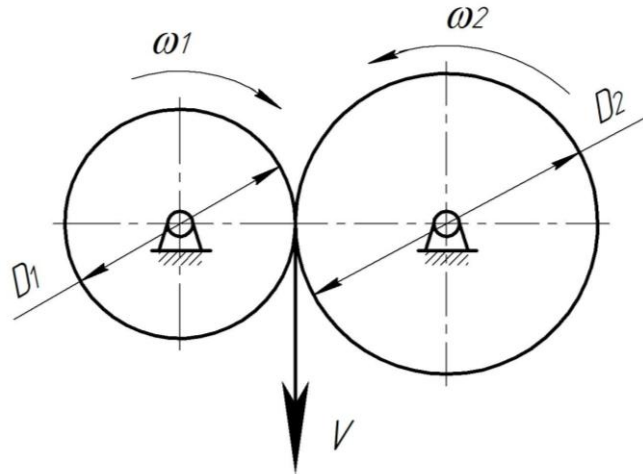


Рисунок 2.1

У складних (багатоступінчастих) передачах, які складаються з окремих передач (рис. 2.2), загальне передаточне число визначають як добуток передаточних чисел ступеней

$$u = \frac{n_1}{n_4} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{n_3}{n_4} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3.$$

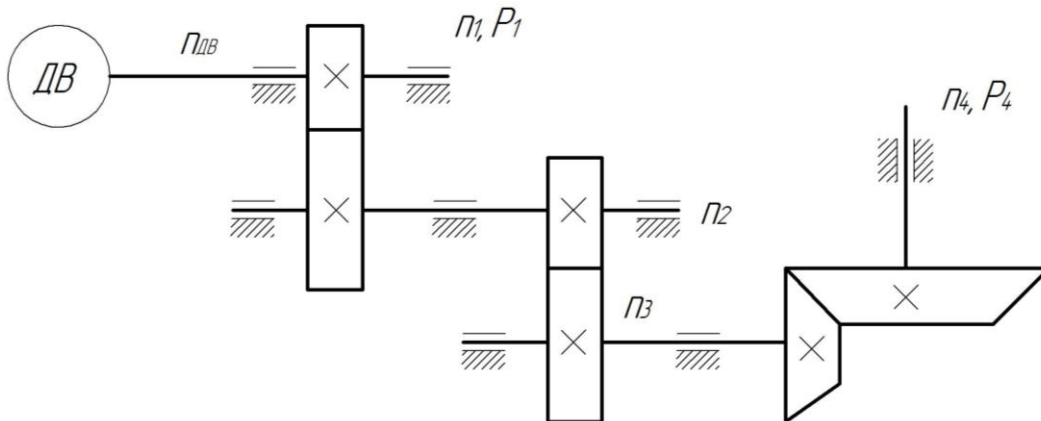


Рисунок 2.2

Коефіцієнт корисної дії передачі визначають за формулою

$$\eta = \frac{P_K}{P_{затр}} = \frac{P_4}{P_1(P_{ДВ})},$$

де P_K – корисна потужність, $P_K = P_4$;

P_1 – затрачена потужність, $P_{затр} = P_1$.

Для складних механізмів, які послідовно між собою з'єднані

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots$$

Крутні моменти на валах передачі визначають за формулами:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}; \quad P_1 = \omega_1 \cdot T_1,$$

де P_1 – потужність на ведучому валу;

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4}; \quad P_4 = \omega_4 \cdot T_4;$$

P_4 – потужність на веденому валу;

але
$$P_4 = P_1 \cdot \eta; \quad P_4 = \omega_1 \cdot T_1 \cdot \eta.$$

Прирівнюючи потужності на вихідному валу, отримаємо

$$\omega_4 \cdot T_4 = \omega_1 \cdot T_1 \cdot \eta;$$

звідки

$$T_4 = T_1 \cdot \frac{\omega_1}{\omega_4} \cdot \eta = T_1 \cdot u \cdot \eta.$$

Крутний момент можна також визначати за формулою

$$T = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P}{n}.$$

2.2. Класифікація механічних передач

У сучасних машинах передача енергії здійснюється енергетичними, механічними, гідравлічними і пневматичними передачами. У даній дисципліні розглядаємо тільки механічні передачі.

Механічні передачі класифікують за двома основними ознаками:

За способом передачі руху:

- тертям – фрикційні, пасові, канатні;
- зачепленням – зубчасті, черв'ячні, гвинтові, ланцюгові.

За способом з'єднання ведучої та веденої ланок (рис. 2.3):

- безпосереднім дотиком (рис. 2.3а) – фрикційні, зубчасті, черв'ячні, гвинтові;
- з додатковим зв'язком – пасові, ланцюгові (рис. 2.3б).

Вибір передачі визначається величиною моменту, який передається; швидкістю; передаточним числом; відстанями між осями валів і т.п.

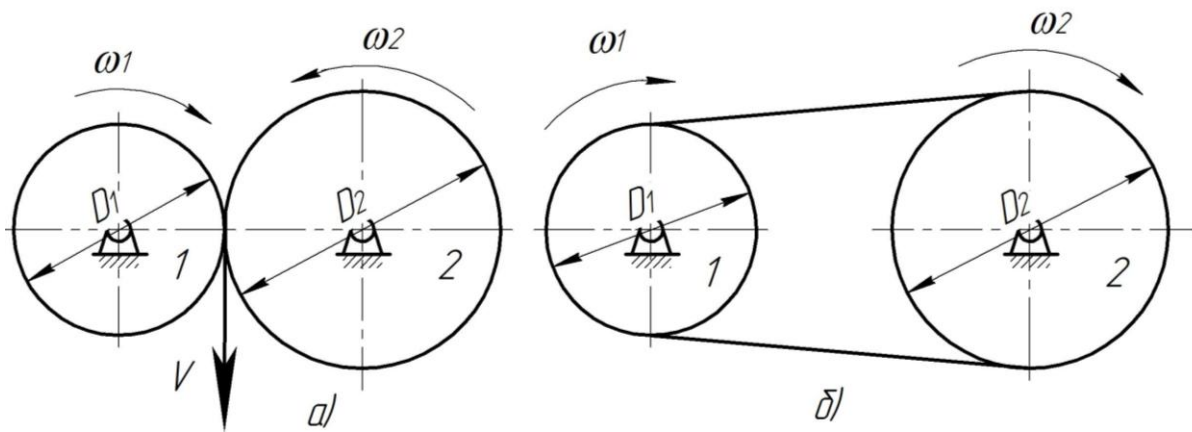


Рисунок 2.3

2.3. Фрикційні передачі, принцип роботи, класифікація

Фрикційна передача складається з двох котків, які посаджені на вали і притиснуті один до одного силою Q (рис. 2.4). Рух передається силою тертя, яка дорівнює коловій силі F

$$F_{TP} = F.$$

Щоб забезпечити надійність зчеплення збільшують силу тертя

$$F_{TP} = F \cdot k,$$

де k – коефіцієнт запасу зчеплення $k > 1$.

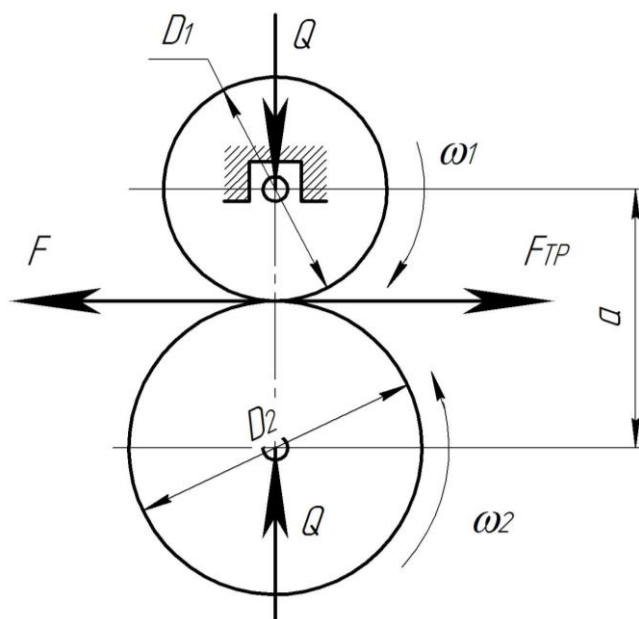


Рисунок 2.4

Переваги фрикційних передач:

- простота конструкції;
- плавність і безшумність роботи;
- проковзування котків при перевантаженнях;
- можливість плавної зміни передаточного числа.

Недоліки фрикційних передач:

- великий тиск на вали і опори;
- не забезпечують постійного передаточного числа;
- значне зношування поверхні котків.

Зміна передаточного числа u відбувається за рахунок пружного ковзання котків. Це виникає через пружність матеріалів котків і перетворення теоретичного лінійного або точкового контакту в контакт на площині. У фрикційних передачах можливе також геометричне ковзання, тобто буксування при перевантаженнях.

Матеріали для виготовлення котків: шарикопідшипникові сталі, чавуни (відбілені), текстоліти, дерево, гума.

Елементи фрикційної передачі (рис. 2.5):

- 1 – ведучий коток; 2 – ведений коток; 3 – вал веденого котка;
- 4 – вал ведучого котка; 5 – опора вала ведучого котка;
- 6 – опора вала веденого котка; 7 – натискуючий пристрій, який забезпечує притискування котків з силою F .

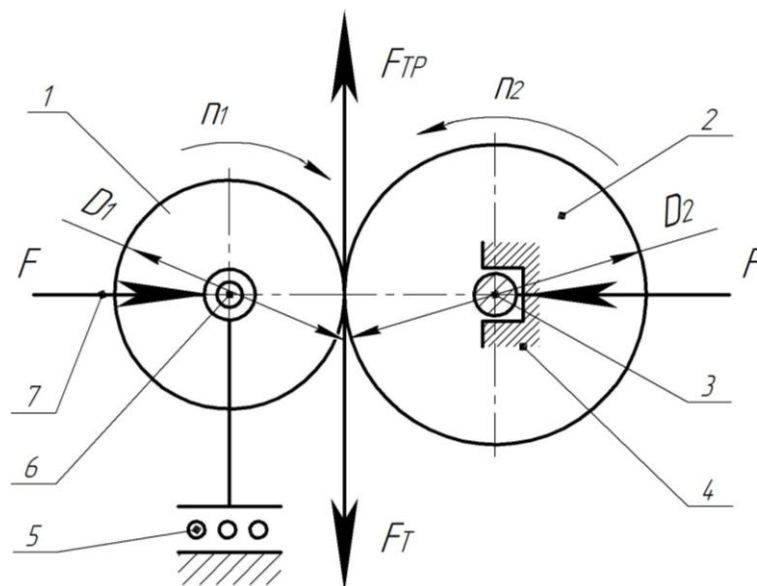


Рисунок 2.5

Фрикційні передачі класифікують за такими ознаками (рис. 2.6).

За розміщенням (розташуванням) осей валів:

- з паралельними осями (рис. 2.6а,б,в);
- з осями, що перетинаються (рис. 2.6г,д,е);
- одноосні (рис. 2.6ж).

За формою поверхонь котків:

- циліндричні (рис. 2.6а,е);
- конічні (рис. 2.6в,г);
- торові (рис. 2.6ж);
- комбіновані (рис. 2.6д);
- сферичні (рис. 2.6з);
- клинові циліндричні (рис. 2.6б, к);
- клинові конічні (рис. 2.6л).

За способом передавання колової сили:

- безпосереднім дотиком (рис. 2.6а,б,г,д,е);
- з допомогою проміжних деталей (рис. 2.6в,ж).

За призначенням:

- з постійним передаточним числом (рис. 2.6а,б,г);
- зі змінним передаточним числом, тобто варіатори (рис. 2.6в,д,е,ж).

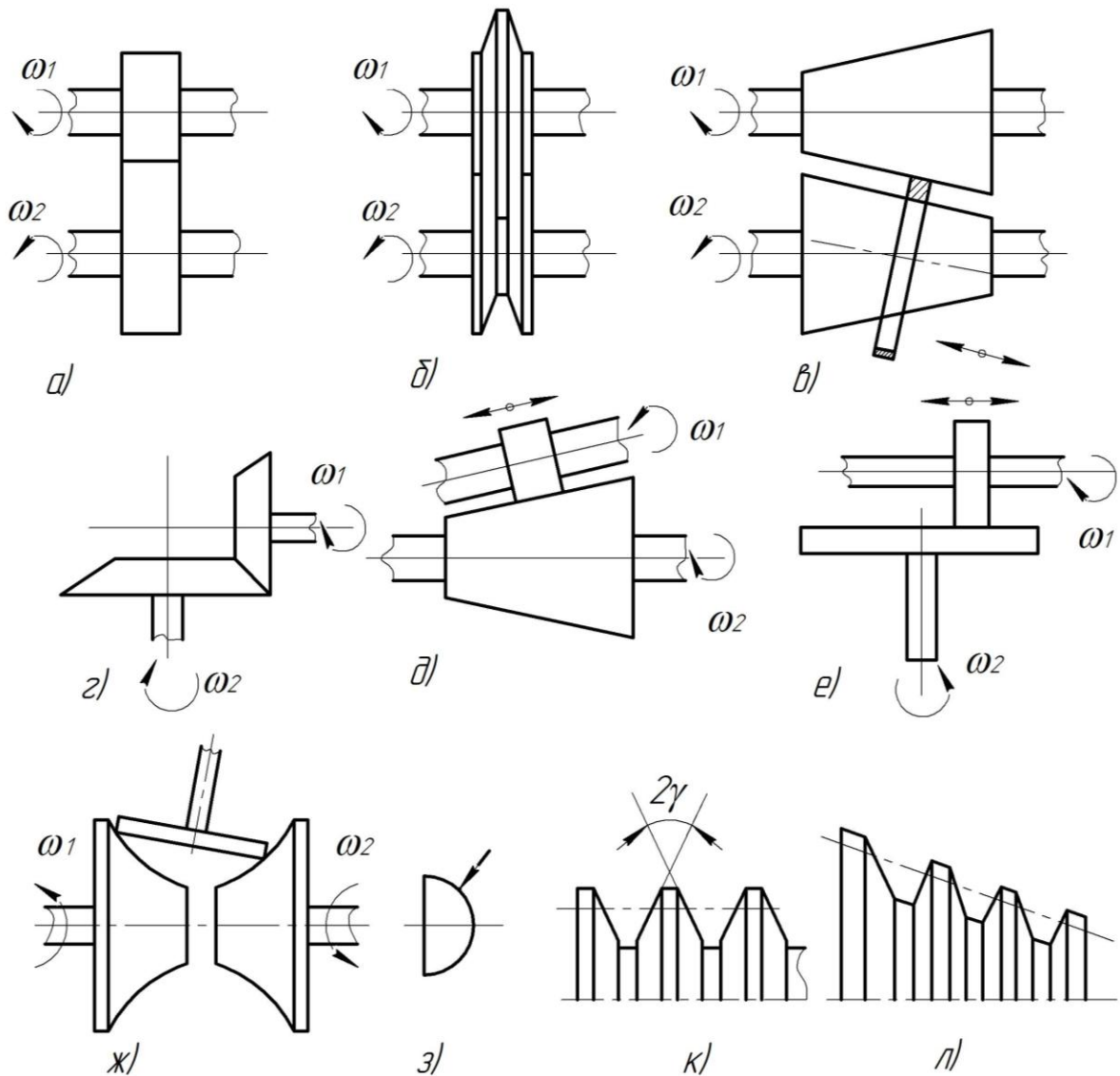


Рисунок 2.6

За способом створення сили Q попереднього притискання:

- притискання котків за допомогою пружини (рис. 2.7а);
- притискання котків за допомогою вантажу, що звисає (рис. 2.7б);
- стискуванням котків напрусовуванням пружного кільця (рис. 2.7в).

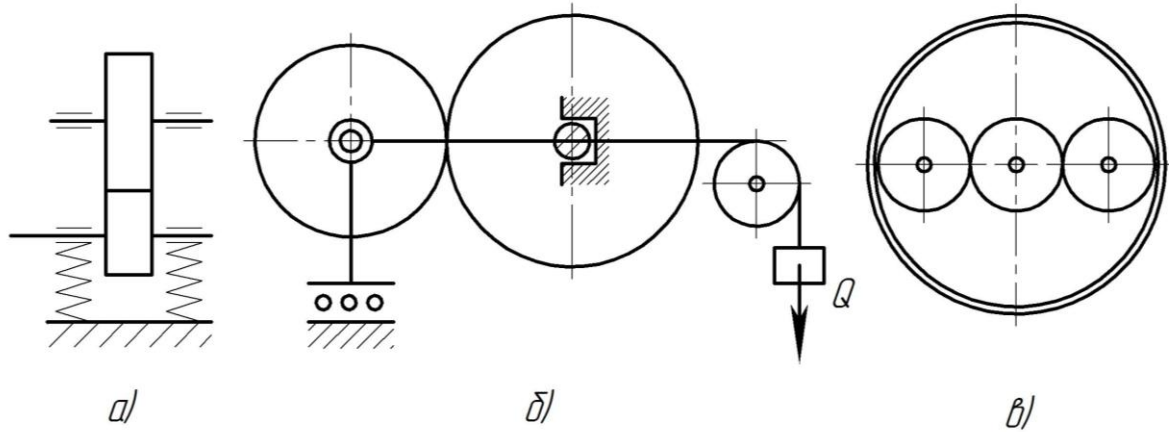


Рисунок 2.7

2.4. Розрахунок циліндричної фрикційної передачі

Схема фрикційної передачі показана на рис. 2.8.

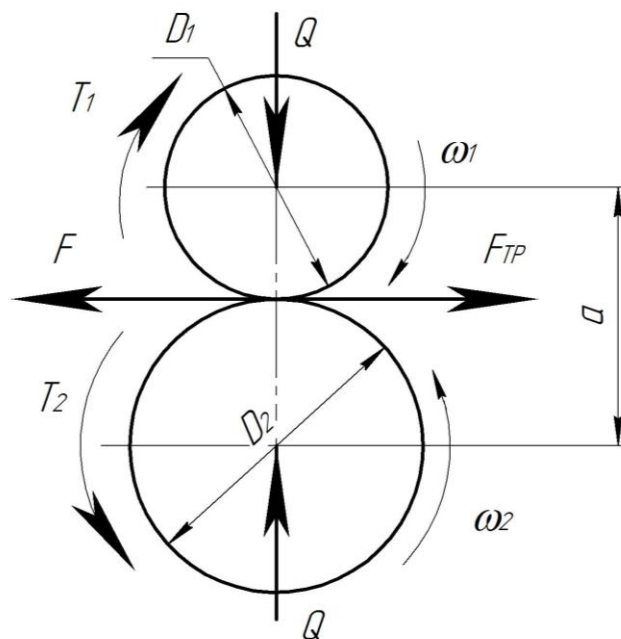


Рисунок 2.8

Умова роботи фрикційної передачі

$$k \cdot F = F_{TP} = Q \cdot f, \quad (1)$$

де f – коефіцієнт тертя;
 $f = 0,1 \dots 0,15$ – сталь по сталі або чавуну на сухо;
 $f = 0,2 \dots 0,3$ – сталь або чавун по текстоліту;
 $f = 0,04 \dots 0,05$ – сталь по сталі або чавуну при змочуванні;
 k – коефіцієнт запасу зчеплення, $k = 1,25 \dots 3$.

Колову силу визначають за формулою

$$F = \frac{2T_1}{D_1}. \quad (2)$$

У зоні дотику котків виникають **контактні напруження**, які визначають за **формулою Герца-Беляєва**

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{\text{ПР}}}{\rho_{\text{ПР}}}} = 0,418 \sqrt{\frac{Q \cdot E_{\text{ПР}}}{b \cdot \rho_{\text{ПР}}}}, \quad (3)$$

де q – навантаження на одиницю довжини котка, $q = Q/b$;

b – ширина котків;

$E_{\text{ПР}}$ – приведений модуль пружності матеріалу котків, визначають так:

$$E_{\text{ПР}} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2};$$

$\rho_{\text{ПР}}$ – приведений радіус кривизни котків, визначають за формулою

$$\rho_{\text{ПР}} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}.$$

Виразимо $\rho_{\text{ПР}}$ через D_1 і передаточне число u :

$$u = \frac{D_2}{D_1}; \quad D_2 = u \cdot D_1;$$

$$\rho_{\text{ПР}} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} = \frac{D_1 \cdot D_2}{2(D_1 + D_2)} = \frac{u \cdot D_1}{2(1+u)}. \quad (4)$$

Виразимо D_1 через міжосьову відстань a

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1 + u \cdot D_1}{2} = \frac{D_1(1+u)}{2}; \quad \text{тоді } D_1 = \frac{2a}{(1+u)}. \quad (5)$$

Підставивши (5) в (4), отримаємо

$$\rho_{ПП} = \frac{u \left(\frac{2a}{1+u} \right)}{2(1+u)} = \frac{a \cdot u}{(1+u)^2}. \quad (6)$$

Сила притискання котків з врахуванням залежностей (1), (2), (5)

$$Q = \frac{k \cdot F}{f} = \frac{k \cdot 2T_1}{D_1 \cdot f} = \frac{2k \cdot T_1(1+u)}{2a \cdot f} = \frac{k \cdot T_1(1+u)}{a \cdot f}. \quad (7)$$

Підставивши (4) і (7) у (3), отримаємо формулу для визначення контактних напружень, що виникають у котках

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E_{ПП} \cdot T_1 \cdot k(1+u)^3}{f \cdot a^2 \cdot b \cdot u}} \leq [\sigma_H]. \quad (8)$$

Отримана формула є перевіркою для конкретної передачі при відомих a, b .

При проектному розрахунку фрикційної передачі визначають міжосьову відстань a , задавшись коефіцієнтом ширини котка $\psi_a = 0,2 \dots 0,4$ і враховуючи, що $b = \psi_a \cdot a$. Тоді

$$a \geq 3 \sqrt{\frac{E_{ПП} \cdot T_1 \cdot k}{f \cdot \psi_a \cdot u} \cdot \left(\frac{0,418}{[\sigma_H]} \right)^2}. \quad (9)$$

Допустимі контактні напруження:

- для сталених гартованих котків – $[\sigma_H] = (600 \dots 800)$ МПа;
- для текстолітових котків – $[\sigma_H] = (100 \dots 200)$ МПа;
- для чавунних котків – $[\sigma_H] \approx 1,5\sigma_B$.

ТЕМА 3

ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

- 3.1. Застосування та класифікація зубчастих передач
- 3.2. Основні види руйнувань зубів і основні форми розрахунку зубчастих передач
- 3.3. Геометрія циліндричної евольвентної зубчастої передачі з прямими зубами



3.1. Застосування та класифікація зубчастих передач

Зубчасті передачі – найбільш розповсюджений тип механічних передач. Це передачі безпосереднього дотику. Призначені для передачі обертowego руху, перетворення обертowego руху в поступальний і навпаки. Передача моменту від одного колеса до другого здійснюється за рахунок тиску зуба ведучого колеса на зуб веденого колеса (рис. 3.1а).

Зубчасті передачі складаються з двох коліс або колеса (рис. 3.1а) і рейки (рис. 3.1б).

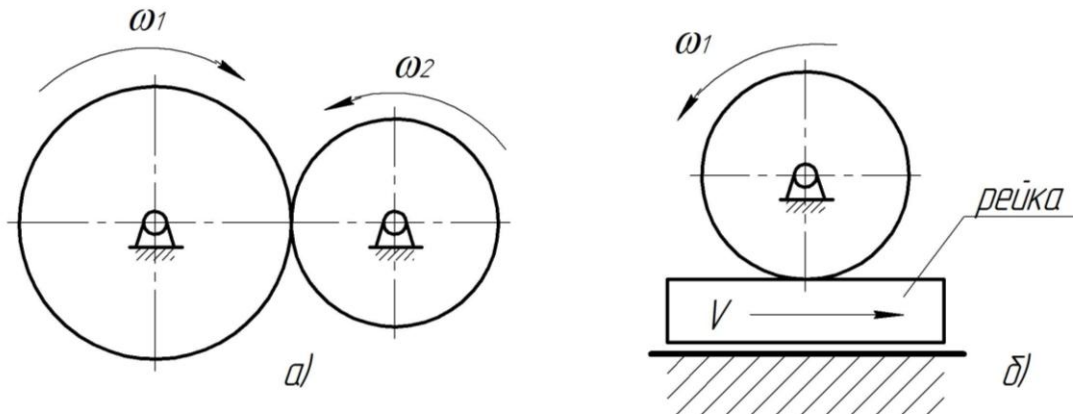


Рисунок 3.1

Переваги зубчастих передач:

- високий ККД. (до 0,98);
- компактність порівняно з фрикційними і пасовими передачами;
- постійність передаточного числа;
- великий діапазон потужностей, що передається (від 0,1 ... 10000кВт),
- незначні сили, що діють на вали;
- велика навантажувальна здатність і малі габарити;
- висока довговічність і надійність роботи.

Недоліки зубчастих передач:

- шум при великих швидкостях;
- підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу;
- висока вартість виготовлення;
- необхідність застосування спеціального обладнання та інструменту для виготовлення.

Зубчасті передачі класифікують за такими ознаками:

За взаємним розміщенням осей валів:

- передачі з паралельними осями (циліндричні передачі, рис. 3.2а);
- передачі з осями валів, що перетинаються або перехрещуються в просторі (конічні (рис. 3.2б), гвинтові).

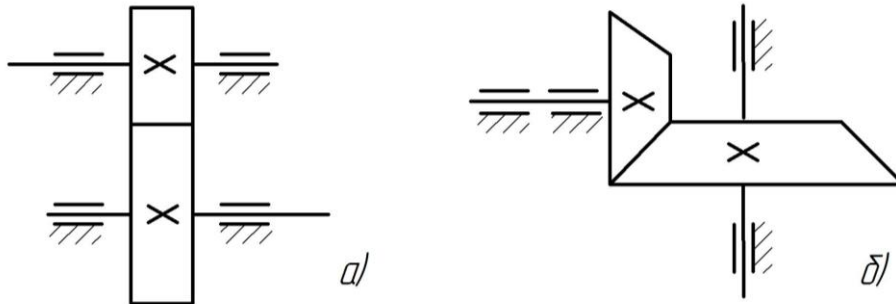


Рисунок 3.2

За розміщенням зубів на ділільних циліндрах коліс (рис. 3.3):

- прямозубі (рис. 3.3а);
- косо зубі (рис. 3.3б);
- шевронні (рис. 3.3в);
- криволінійні (гіпоїдні конічні передачі, (рис. 3.3г)).

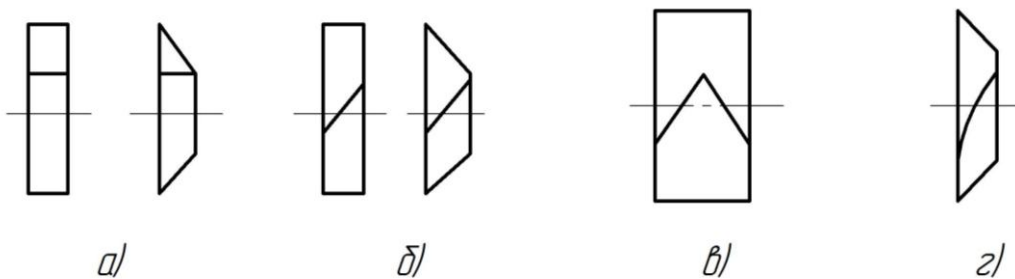


Рисунок 3.3

За формою робочого профілю (рис. 3.4):

- евольвентні (рис. 3.4а);
- циклоїдні (рис. 3.4б);
- кругові (рис. 3.4в).

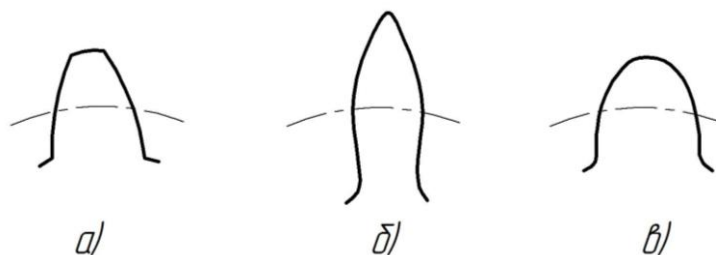


Рисунок 3.4

За передаточним числом

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1};$$

- $u > 1$ – сповільнені передачі,
- $u < 1$ – прискорені передачі.

За формою зачеплення:

- передачі з зовнішнім зачепленням (рис. 3.5а)

$$a_w = 0,5(d_{w2} + d_{w1}) = 0,5d_{w1}(u + 1);$$

- передачі з внутрішнім зачепленням (рис. 3.5б)

$$a_w = 0,5(d_{w2} - d_{w1}) = 0,5d_{w1}(u - 1).$$

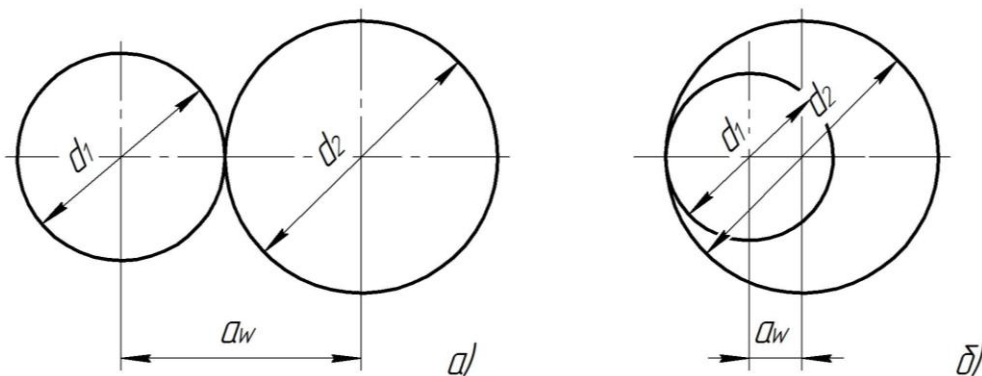


Рисунок 3.5

За точністю виготовлення зубчастих коліс. Розрізняють 12 ступенів точності. Останні зменшуються із збільшенням порядкового номера ступеня, тобто найточнішими є зубчасті колеса першого ступеня точності і найменш точними – дванадцятого. У загальному машинобудуванні перші п'ять ступенів не застосовують. Як правило, застосовують колеса 6, 7, 8, 9, 10 ступенів точності:

6 ступінь – високоточні зубчасті передачі прецизійних розточних верстатів, ділільних головок;

7 ступінь – точні передачі, важко навантажені;

8 ступінь – передачі середньої точності, автотранспортне, загальне машинобудування;

9...10 ступінь – передачі пониженої точності типу сільгоспмашин.

Кожен ступінь точності характеризують три показники:

а) **норма кінематичної точності** – визначає сумарну помилку кута повороту зубчастого колеса за один оберт (у зачепленні з еталонним колесом);

б) **норма плавності роботи** – визначає помилки кута повороту, що багаторазово повторюються в процесі одного оберту;

в) **норма контакту зубів** – визначає помилки виготовлення зубів і складання передачі, що впливають на розміри плями контакту в зачепленні (на розподіл навантаження по довжині зуба).

За швидкістю обертання зубчастих коліс:

- тихохідні ($V < 3\text{м/с}$);
- середньої швидкості ($3 < V < 15\text{м/с}$);
- швидкісні ($V \geq 15\text{м/с}$).

За конструктивним оформленням корпусу передачі:

- відкриті;
- закриті.

За взаємним рухом валів:

- рядові;
- планетарні;
- диференціальні.

За виправленням розмірів зубів і їх профілю:

- кореговані зубчасті колеса з висотною, кутовою і комбінованою корекцією;
- некореговані колеса.

3.2. Основні види руйнування зубів і основні форми розрахунку зубчастих передач

При передачі крутного моменту в зачепленні пари зубів діє нормальна сила F_N (рис. 3.6а), що направлена перпендикулярно до робочих поверхонь зубів. Ця сила викликає біля ніжки зуба згинальні напруження σ_F , а у місці контакту – контактні напруження σ_H . Для кожного зуба σ_F та σ_H не є постійними. Вони змінюються в часі за деяким пульсуючим циклом (рис. 3.6б). Ці зміни напруження є причиною втомного руйнування зубів. Звідси впливає, що зуби піддаються таким видам руйнування:

3.2.1. Втомне викришування робочих поверхонь зубів від контактних σ_H або дотичних τ напружень, які виникають в середині зуба на деякій відстані від поверхні контакту (рис. 3.6в). Для поверхневої міцності зубів необхідно, щоб

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \text{ або } \tau \leq [\tau].$$

3.2.2. Втомний згин (ламання). Розрахунок на цей вид деформації зводиться до виконання умови

$$\sigma_F \leq [\sigma_F].$$

Оскільки контактні σ_H і дотичні τ напруження взаємопов'язані, далі будемо виконувати розрахунок за нормальними контактними напруженнями (зауважимо, що можливий розрахунок і за дотичними напруженнями).

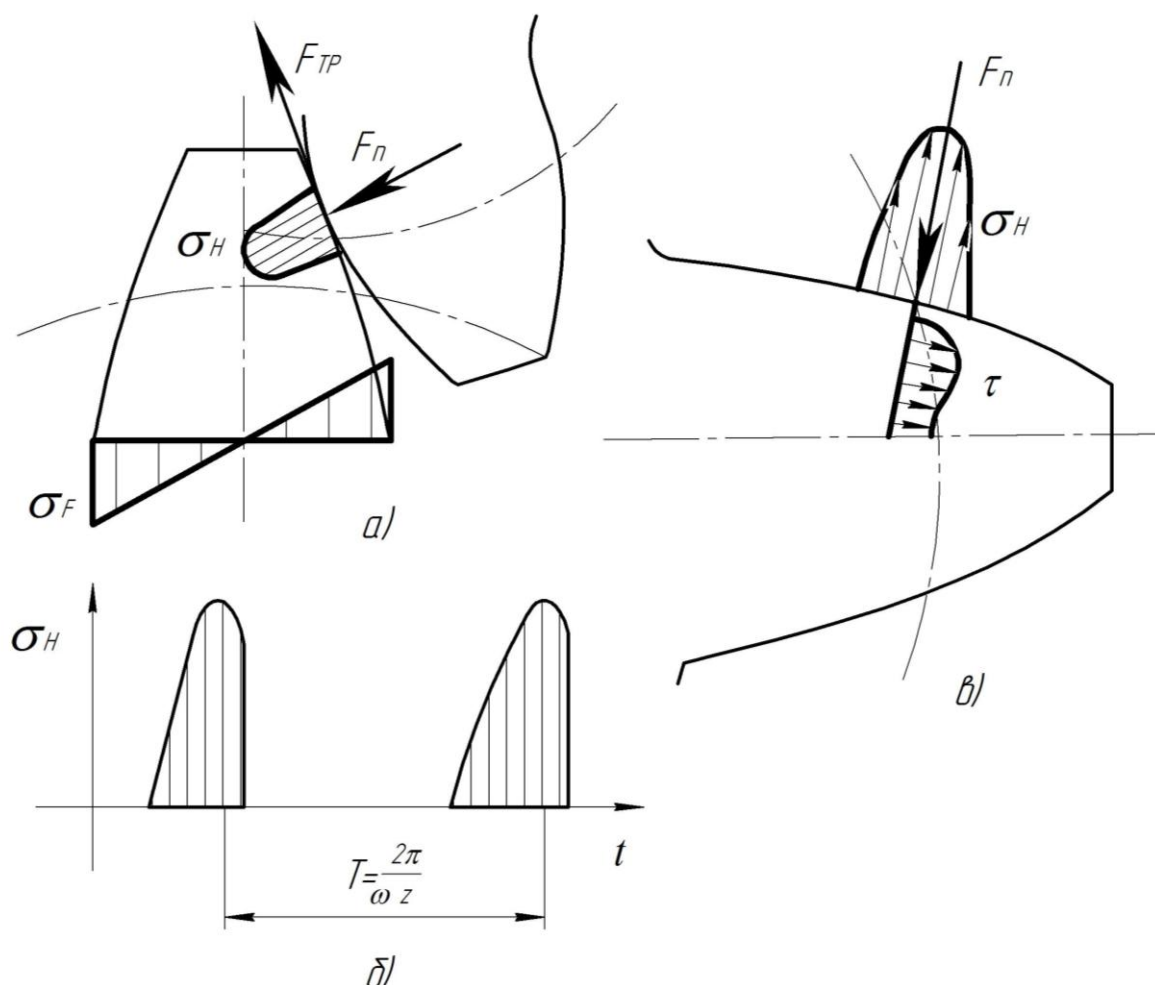


Рисунок 3.6

3.2.3. Спрацювання робочих поверхонь зубів (стирання) призводить до спотворення зуба, зменшення його перетину, зниження міцності і виникнення ударних навантажень. Для врахування цих факторів при розрахунках вводять коефіцієнт K_{cn} – коефіцієнт спрацювання, який враховує зменшення згинальної міцності зубів внаслідок їх зношування (спрацювання).

3.2.4. Заїдання. За відсутності мастила між робочими поверхнями зубів та перевантаженнях створюється моментальне підвищення температури. М'якший матеріал одного із зубчастих коліс підплавлюється і приварюється до міцнішого з наступним відшаровуванням. Частинки привареного металу роблять задири на поверхні суміжного зуба. Цей процес носить назву заїдання. Тільки останнім часом з'явилися експериментальні залежності для перевірки на незаїдання. Розрахунок зводиться до виконання умови

$$t_k \leq t_{k \text{ доп}},$$

де t_k – максимальна температура у зоні контакту.

3.2.5. Пластичні деформації (крихке руйнування) при перевантаженні. У період запуску, заклинювання тощо різко підвищується навантаження на зуби. Тому при $HB \leq 350$ можливі пластичні деформації згину, деформації плями контакту або крихке руйнування (ламання) чи руйнування плями контакту (при $HB > 350$).

Розрахунок зводиться до виконання умов:

- для крихкого ламання $\sigma_{F \text{ max}} \leq [\sigma]_{F \text{ max}}^{\text{мнц}}$;
- для пластичних деформацій згину $\sigma_{F \text{ max}} \leq [\sigma]_{F \text{ max}}^{\text{T}}$;
- для пластичних деформацій (крихкого руйнування) контактуючих поверхонь $\sigma_{H \text{ max}} \leq [\sigma]_{H \text{ max}}$.

У наведених залежностях $[\sigma]_{F \text{ max}}^{\text{мнц}}$, $[\sigma]_{F \text{ max}}^{\text{T}}$ і $[\sigma]_{H \text{ max}}$ – це граничні (максимальні) значення допустимих напружень, які допускаються для матеріалу шестерні (колеса) при статичному їх навантаженні.

Враховуючи вище згадані види руйнування зубів, розрізняють наступні **основні форми розрахунку зубчастих передач:**

- **відкриті передачі**, як правило, розраховують на втомне ламання зубів (основна форма розрахунку) і перевіряють на пластичні деформації (крихке руйнування) при перевантаженнях;
- **закриті передачі** розраховують на втомне викришування робочих поверхонь зубів (на витривалість) як основну форму розрахунку і перевіряють на втомне ламання і пластичні деформації (крихке руйнування) при перевантаженнях.

Якщо можливо, обидві передачі перевіряють на відсутність заїдання.

3.3. Геометрія циліндричної евольвентної зубчастої передачі з прямими зубами

Найбільш розповсюджена форма профілю зубів – евольвентна.

Евольвента – це крива, яку описує точка прямої, що перекочується без проковзування по нерухомому колу (рис. 3.7).

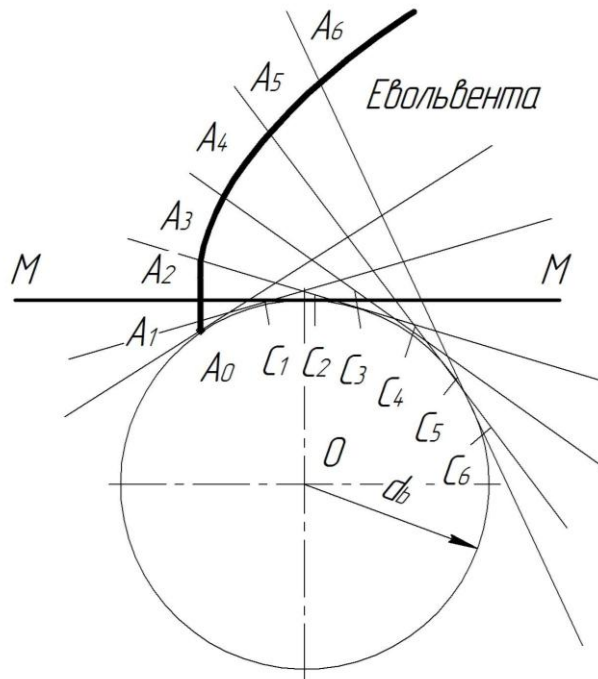


Рисунок 3.7

Розглянемо геометрію циліндричного зубчастого зачеплення. Зобразимо в аксонометрії вінець зубчастого колеса (рис. 3.8).

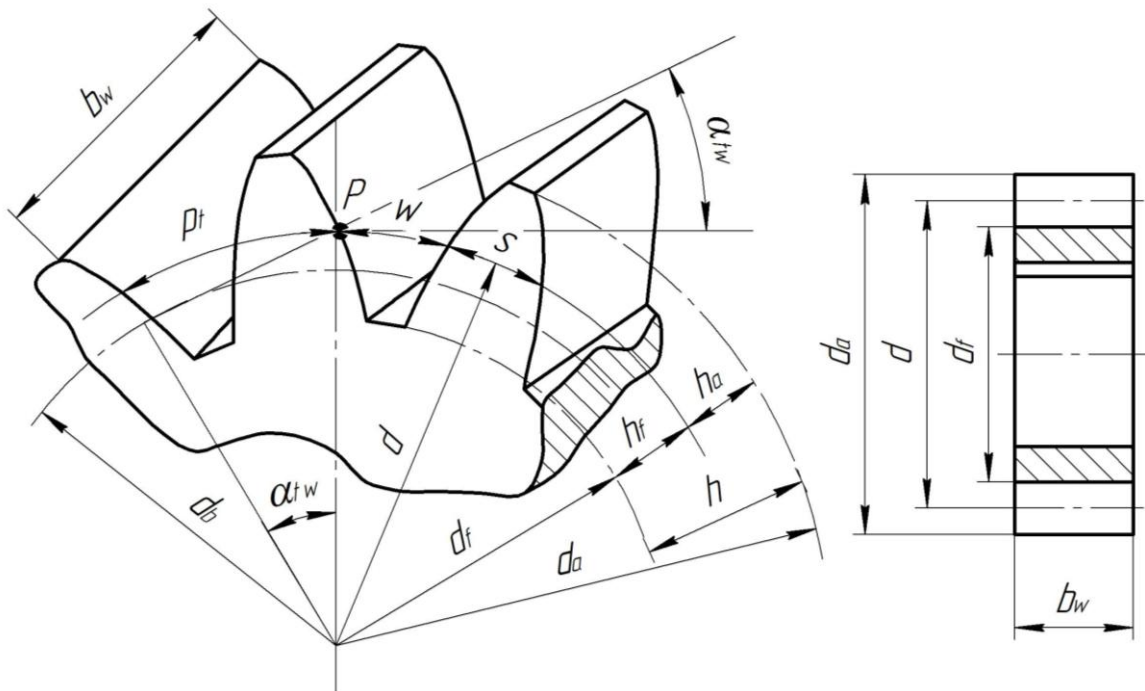


Рисунок 3.8

Елементи геометрії зубчастого колеса (див. рис. 3.8):

- d – діаметр ділительного кола;
- d_a – діаметр вершини зубів колеса;
- d_f – діаметр впадин зубів колеса;
- h – висота зуба;
- h_a – висота головки зуба;
- h_f – висота ніжки зуба;
- p_t – коловий крок зубів;
- b_w – ширина зубчастого вінця тобто довжина зуба;
- S – товщина зуба по ділительному діаметру;
- w – ширина впадини між зубами по ділительному діаметру;
- P – полюс зачеплення;
- α_{tw} – кут зачеплення, вважаємо що він дорівнює ділительному куту профілю зубів або куту профілю вихідного контуру, згідно ГОСТ 13755-81 приймаємо $\alpha_{tw}=20^0$.

Виходячи з рівності довжини кола за двома різними параметрами запишемо для зубчастого колеса

$$z \cdot p_t = \pi \cdot d;$$

звідки

$$d = \frac{p_t}{\pi} \cdot z = m_t \cdot z,$$

де z – кількість зубів колеса;

m_t – коловий модуль зубчастого зчеплення,

$$m_t = \frac{p_t}{\pi}.$$

Модуль m_t – величина стандартизована, приймають згідно ГОСТ 9563-60*.

Для прямозубої передачі

$$m_t = m_n = m,$$

де m_n – нормальний модуль.

Основні розміри зубчастого колеса виражають через m і z :

$$p = \pi \cdot m;$$

$$d = m \cdot z;$$

$$h = h_a + h_f = m + 1,25m = 2,25m;$$

$$d_a = d + 2h_a = m \cdot z + 2m = m(z + 2);$$

$$d_f = d - 2h_f = m \cdot z - 2,5m = m(z - 2,5).$$

Міжосьова відстань зубчастої передачі

$$a = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{m \cdot z_1}{2} + \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{m}{2}(z_1 + z_2).$$

Передаточне число зубчастої передачі

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Ширину вінця зубчастого колеса визначають із залежності

$$b_w = \psi_m \cdot m \quad \text{або} \quad b_w = \psi_{ba} \cdot a_w.$$

Оскільки

$$\psi_m \cdot m = \psi_{ba} \cdot a_w = \psi_{bd} \cdot d,$$

де ψ_m – коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса за модулем,

$$\psi_m = \psi_{ba} \cdot \frac{a_w}{m};$$

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса за міжосьовою відстанню, приймають з діапазону

$$\psi_{ba} = \underbrace{0,1 \dots 0,2}_{1} \dots \underbrace{0,4 \dots 0,8}_{2} \dots \underbrace{1,2}_{3} \dots \underbrace{}_{4}$$

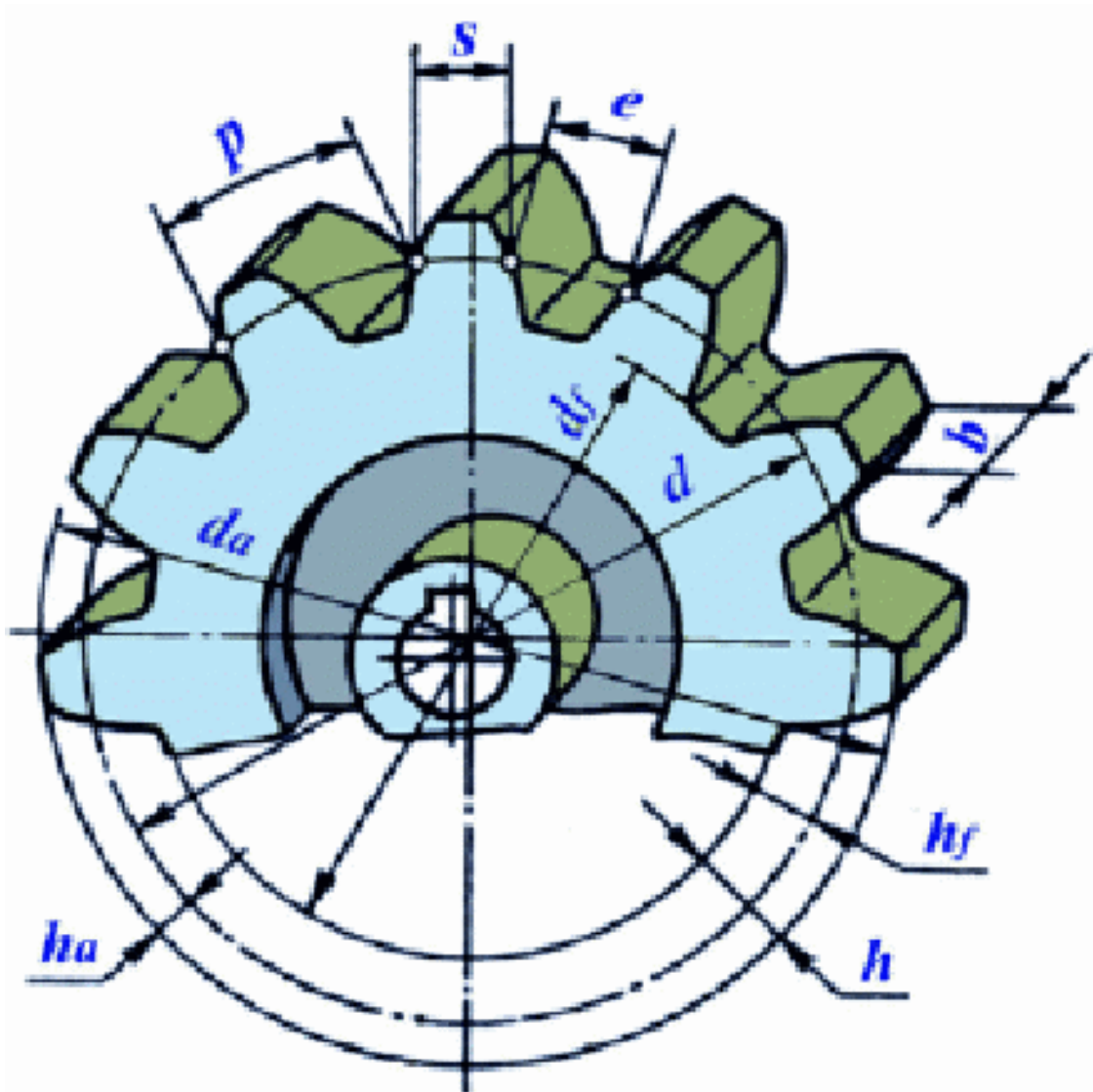
1:	2:	3:	4:
у коробках швидкостей з рухомими шестернями	відкриті передачі	закриті передачі з добрим монтажем	шевронні передачі

Найчастіше приймають $\psi_{ba} = 0,3 \dots 0,6$.

ТЕМА 4

РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

- 4.1. Розрахунок циліндричних зубчастих коліс на контактну виносливість
- 4.2. Розрахунок зубів циліндричних коліс на витривалість при згині
- 4.3. Послідовність проектного розрахунку циліндричної зубчастої передачі. Сили в зачепленні циліндричних зубчастих передач



4.1. Розрахунок циліндричних зубчастих коліс на контактну виносливість

За кожен оберт колеса кожен зуб один раз навантажується. У матеріалі зуба виникають **контактні та згинні напруження**, які змінюються від нуля до максимуму (пульсуючий цикл навантаження).

Максимальні контактні напруження у момент контакту зубів виникають у **полюсі зачеплення**. Розрахунок передач з циліндричними зубчастими колесами (рис. 4.1) **на виносливість** робочих поверхонь зубів за **контактними напруженнями** виконують за формулою Герца-Беляєва

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{\text{ПР}}}{\rho_{\text{ПР}}}} \leq [\sigma_H],$$

де q – навантаження на одиницю довжини контактної лінії зубів (рис. 4.1), визначають за формулою

$$q = \frac{F_n \cdot K_H}{b \cdot k_\varepsilon}.$$

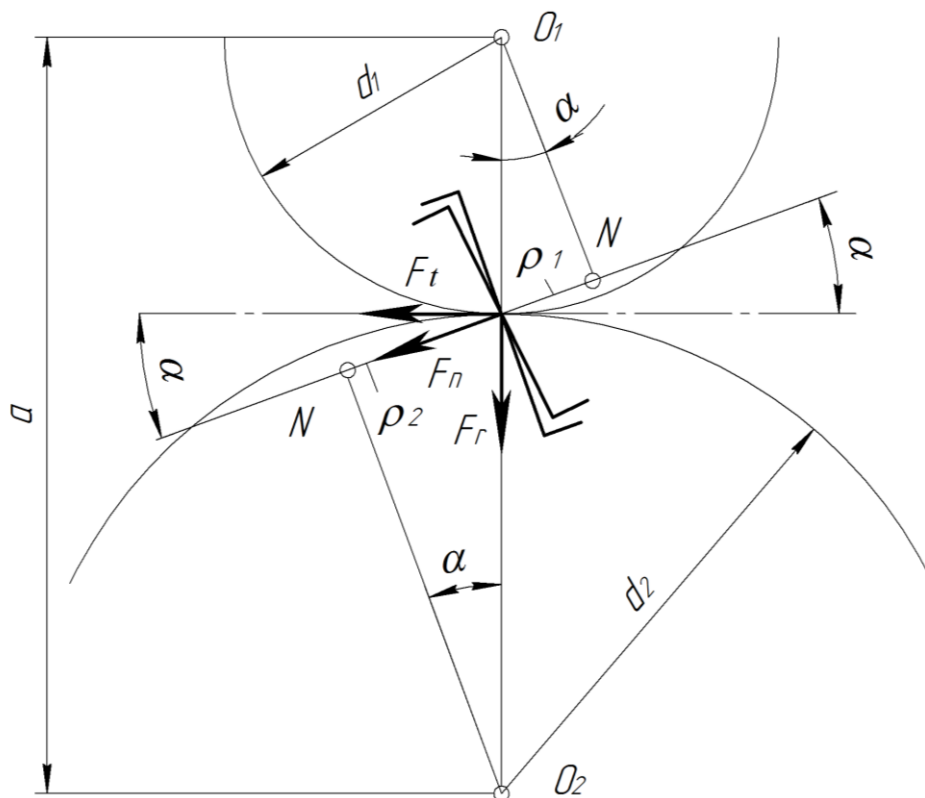


Рисунок 4.1

де F_n – нормальна сила в зачепленні, $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$;

F_t – колова сила, $F_t = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2$;

b – ширина вінця зубчастого колеса;

α – кут зачеплення, згідно ГОСТ 13755-81 $\alpha=20^\circ$;

β – кут нахилу зуба відносно твірної ділильного циліндра;

K_H – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження і нерівномірність розподілу навантаження між зубами і по ширині вінця;

k_ε – коефіцієнт ступені перекриття;

ρ_{PP} – приведений радіус, який замінюють величиною приведенного радіуса евольвентних профілів зубів у полюсі зачеплення

$$\rho_{PP} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}; \quad \rho_1 = \frac{d_1 \cdot \sin \alpha}{2 \cos \beta}; \quad \rho_2 = \frac{d_2 \cdot \sin \alpha}{2 \cos \beta}; \quad \frac{d_2}{d_1} = u;$$

тоді

$$\rho_{PP} = \frac{d_2 \cdot \sin \alpha}{2 \cos \beta (u + 1)},$$

де $E_{np} = E$ – оскільки матеріал для виготовлення більшості коліс – сталь.

Розрахунок циліндричних зубчастих передач проводять відповідно до рекомендацій ГОСТ 21354-75. Для практичних розрахунків прийняті такі умовні позначення:

Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів

спряжених зубчастих коліс, $Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}} = 275\sqrt{H} / \text{мм};$

μ – коефіцієнт Пуассона, прийнятий 0,3;

Z_ε – безрозмірний коефіцієнт, враховує сумарну довжину

контактних ліній, $Z_\varepsilon = \sqrt{1/k_\varepsilon}$; для прямозубих коліс

$k_\varepsilon = 3/(4 - \varepsilon_\alpha)$; для косозубих і шевронних $k_\varepsilon = \varepsilon_\alpha$;

ε_α – ступінь перекриття; для прямозубих передач $Z_\varepsilon=0,9$;

для косозубих $Z_\varepsilon=0,8$;

Z_H – безрозмірний коефіцієнт, що враховує форму спряжених

поверхонь зубів у полюсі зачеплення, $Z_H = \sqrt{2 \cos \beta / \sin 2\alpha}$;

для прямозубих коліс при $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 0$; $Z_H = 1,76$;

для косозубих коліс при $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 8^\circ \dots 15^\circ$; $Z_H = 1,74 \dots 1,71$;

для шевронних коліс $Z_H = 1,57$.

Контактні напруження визначають за формулою

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_2 \cdot K_H \cdot (u+1)}{d_2^2 \cdot b}}$$

Враховуючи отримані значення коефіцієнтів і замінивши діаметр колеса через міжосьову відстань

$$d_2 = \frac{2a \cdot u}{u+1};$$

отримаємо формули для **перевірочного розрахунку** контактних напружень:

- прямозубих передач

$$\sigma_H = \frac{310}{a} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma_H];$$

- косозубих передач

$$\sigma_H = \frac{270}{a} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma_H].$$

Виразивши у цих формулах ширину колеса b_2 через a і коефіцієнт ширини зубчастого вінця $\psi_{ba} = b/a$ отримаємо формулу для **проектного розрахунку** міжосьової відстані

$$a = K_a (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}},$$

де $K_a=43$ – для косозубих і шевронних передач,

$K_a=49,5$ – для прямозубих передач;

ψ_{ba} – при проектному розрахунку приймають: для прямозубих передач $\psi_{ba}=0,12 \dots 0,25$; для косозубих $\psi_{ba}=0,25 \dots 0,4$; для шевронних $\psi_{ba}=0,5 \dots 1$;

K_H – коефіцієнт навантаження, визначають за формулою

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV};$$

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу

навантаження між зубами; для прямозубих коліс $K_{H\alpha}=1$;

для косозубих коліс приймають залежно від колової швидкості

V : при $V = 10 \dots 20 \text{ м/с}$ і 7-й ступені точності $K_{H\alpha} = 1 \dots 1,1$; при $V < 10 \text{ м/с}$ і 8-й ступені точності $K_{H\alpha} = 1,05 \dots 1,15$;

K_{HB} – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, при проектному розрахунку його приймають з таблиць залежно від розташування зубчастих коліс відносно опор і твердості поверхонь зубів;

K_{HV} – динамічний коефіцієнт, який залежить від колової швидкості коліс і ступені точності їх виготовлення; для прямозубих коліс при $V < 5 \text{ м/с}$ і 8-й ступені точності $K_{HV} = 1,05 \dots 1,1$; для косозубих коліс при $V < 10 \text{ м/с}$ і 8-й ступені точності $K_{HV} = 1 \dots 1,05$; при $V = 10 \dots 20 \text{ м/с}$ і 7-й ступені точності $K_{HV} = 1,05 \dots 1,1$. Менші значення приймають для коліс з твердістю поверхонь зубів $HB \leq 350$, більші при твердості $HB > 350$.

Допустимі контактні напруження при проектному розрахунку визначають за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}}{[S_H]},$$

де $\sigma_{H \lim b}$ – границя контактної витривалості при базовому числі циклів. Для вуглецевих сталей з твердістю поверхні зубів менше $HB 350$ і термообробкою покращенням визначають із залежності

$$\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70;$$

K_{HL} – коефіцієнт довговічності; при числі циклів навантаження більше базового, що має місце при тривалій експлуатації редуктора, приймають $K_{HL} = 1$;

$[S_H]$ – коефіцієнт безпеки. Для коліс із нормалізованої і покращеної сталі, а також при об'ємному закалюванні приймають $[S_H] = 1,1 \dots 1,2$; при поверхневому зміцненні зубів $[S_H] = 1,2 \dots 1,3$.

Дані для вибору матеріалів коліс наведені у літературі.

Для непрямозубих коліс розрахункове допустиме контактне напруження визначають за формулою

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]),$$

де $[\sigma_{H1}]$, $[\sigma_{H2}]$ – допустимі контактні напруження відповідно для шестерні і колеса. Після визначення їх величин перевіряють виконання умови

$$[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H \min}].$$

4.2. Розрахунок зубів циліндричних коліс на витривалість при згині

Напруження згину викликають два види руйнування:

а) *втомний згин*,

б) *пластичну деформацію* (крихке руйнування) при перевантаженнях.

Розрахунок проводять на втомний згин.

Існує декілька методів розрахунку на згинальну міцність зубів: наближений, який використовує методи опору матеріалів, і точний – на основі теорії пружності. Частіше використовують перший. Деякі неточності у розрахунку компенсують введенням ряду коефіцієнтів.

При розрахунках зубів циліндричних коліс роблять припущення:

- діями сил тертя на згинальну міцність зубів нехтують через те, що напруження згину від них малі;

- зуб розглядають як консольну балку жорстко закріплену одним кінцем, для якої справедлива гіпотеза плоских перетинів.

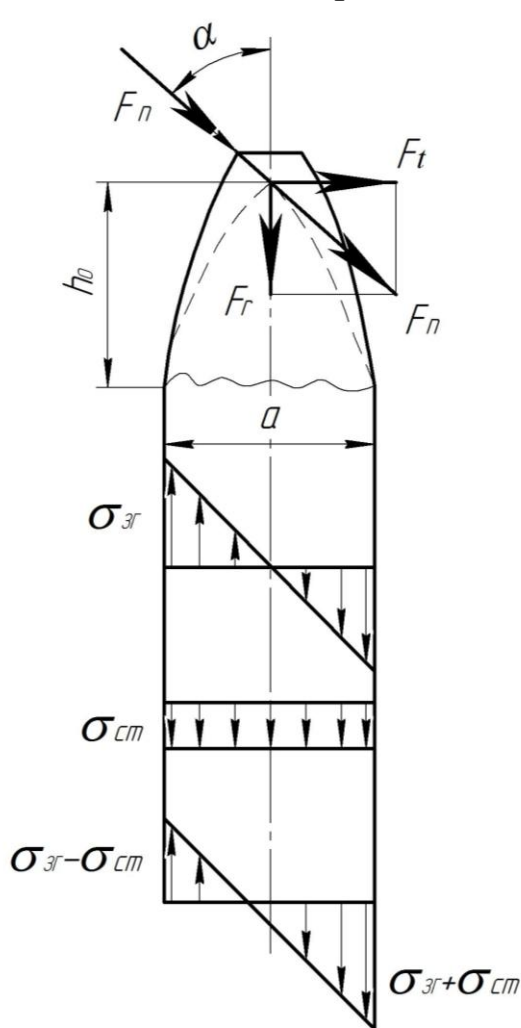


Рисунок 4.2

Найбільш небезпечним при роботі зуба буде момент входу його у зачеплення, коли нормальна сила прикладена до вершини головки зуба по нормалі до його поверхні (рис. 4.2). Розклавши силу F_n на складові, як показано на рисунку, з достатньою для наближених розрахунків точністю, записують рівняння міцності зуба $\sigma_F \leq [\sigma_F]$.

Формула для **перевірочного розрахунку зубів циліндричної прямозубої передачі** на виносливість за напруженнями згину (згідно ГОСТ 21354-75)

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b \cdot m} \leq [\sigma_F],$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба, значення наведені у ГОСТ 21354-75;

K_T – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень;

K_F – коефіцієнт навантаження, визначають за формулою

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV};$$

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба (коефіцієнт концентрації навантаження);

K_{FV} – коефіцієнт, що враховує динамічний вплив навантаження (коефіцієнт динамічності); значення цих коефіцієнтів визначають за таблицями, складеними відповідно до рекомендацій ГОСТ 21354-75.

Для **проектних розрахунків** відкритих циліндричних зубчастих передач за напруженнями згину вводять коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса за модулем $\psi_{bm} = b/m$, замінюють

$F_t = \frac{2T_1}{m \cdot z}$; $b = \psi_{bm} \cdot m$ і отримують формулу для визначення модуля

$$m = 3 \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_F \cdot Y_F}{z_1 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}$$

де z_1 – число зубів шестерні, для нормального зачеплення приймають $z_1 = 17 \dots 20$.

Напруження згину зубів змінюються в часі за перервним віднульовим циклом, тому допустимі напруження визначають залежно від $\sigma_{F \lim b}^0$ – границі витривалості, що відповідає базовому числу циклів.

Методика вибору допустимих напружень для зубчастих передач наведена у ГОСТ 21354-75. Для навчальних цілей її суттєво спрощують і допустимі напруження визначають за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}^0}{[S_F]},$$

де $\sigma_{F \lim b}^0$ – границя витривалості відповідного базового циклу навантаження, визначають за формулою

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8HB;$$

$[S_F]$ – коефіцієнт безпеки, визначають за формулою

$$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''.$$

Перший коефіцієнт $[S_F]'$ враховує нестабільність властивостей матеріалу зубчастих коліс; його значення наведені у літературі.

Другий множник $[S_F]''$ враховує спосіб отримання заготовки зубчастого колеса, для поковок і штамповок дорівнює 1; для прокату 1,15; для литих заготовок 1,3.

Несуча здатність **косозубих** і **шевронних** коліс вища, ніж прямозубих. Підвищення виносливості зубів у формулі для визначення розрахункових напружень виражається двома додатковими коефіцієнтами.

Отже, формула для **перевірочного розрахунку косозубих коліс**

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F].$$

Коефіцієнт K_F для косозубих передач визначають аналогічно як і для до прямозубих.

Коефіцієнт Y_F також має те саме значення, що і для прямозубих з тією різницею, що вибирають його залежно від еквівалентного числа зубів, яке визначають за формулою

$$z_V = z / \cos^3 \beta.$$

Коефіцієнт Y_β введений для компенсації похибки, що виникає через застосування тієї ж розрахункової формули, що і у випадку прямих зубів. Визначають його за формулою

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140},$$

де β – коефіцієнт нахилу ділильної лінії зуба.

Коефіцієнт $K_{F\alpha}$ враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами. Для вузьких коліс приймають $K_{F\alpha} = 1$. Для коліс нормальної ширини його визначають за формулою

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_a - 1) \cdot (n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_a},$$

де ε_a – коефіцієнт торцевого перекриття;

n – степінь точності зубчастих коліс.

При навчальному проектуванні приймають $\varepsilon_a = 1,5$, степінь точності 8-му, тоді $K_{F\alpha} = 0,92$.

Перевірочний розрахунок за напруженнями згину ведуть для зубів того з коліс, для якого відношення $[\sigma_F] / Y_F$ менше.

4.3. Послідовність проектного розрахунку циліндричної зубчастої передачі. Сили в зачепленні циліндричних зубчастих передач

Визначають величини, що входять у формулу для проектного розрахунку міжосьової відстані відповідно до наведених вище рекомендацій. Передаточне число округлюють до стандартного значення відповідно ГОСТ 2185-66.

Визначивши міжосьову відстань заокруглюють її значення до найближчого стандартного відповідно ГОСТ 2185-66.

Вибирають модуль в інтервалі $(0,01...0,02)a_w$ і вирівнюють до найближчого відповідно ГОСТ 9563-60*.

Визначають сумарне число зубів:

- для прямозубої пари коліс

$$z_{\Sigma} = 2a_w / m_t ;$$

- для косозубої пари коліс

$$z_{\Sigma} = 2a_w \cdot \cos \beta / m_n .$$

Кут нахилу зубів приймають з діапазону:

для косозубих коліс $\beta = 8...15^\circ$; для шевронних $\beta = 25...40^\circ$.

Визначають числа зубів шестерні і колеса

$$z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1);$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 .$$

Округлюють числа зубів.

Уточнюють передаточне число

$$u = z_2 / z_1 .$$

Перевіряють міжосьову відстань:

- для прямозубої пари коліс

$$a_w = 0,5(z_1 + z_2) m_t ;$$

- для косозубої пари коліс

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

Уточнюють кут нахилу зубів.

Визначають ділільні діаметри коліс:

$$d_1 = z_1 \frac{m_n}{\cos \beta}; \quad d_2 = z_2 \frac{m_n}{\cos \beta}.$$

Перевіряють міжосьову відстань

$$a_w = (d_1 + d_2)/2.$$

Визначають всі геометричні розміри коліс, приймають ступінь точності передачі, перевіряють передачу за контактними напруженнями і за напруженнями згину. Визначають сили в зачепленні.

Сили в зачепленні циліндричних зубчастих передач

Зубчасті колеса виготовляють заодно з валом (вал-шестерня) або окремо і кріплять на валу з допомогою шпонкового або шліцьового з'єднання.

Під час експлуатації вали передач зазнають деформацій від дії зовнішніх сил, мас самих валів і насаджених на них деталей.

У типових передачах, що розробляються у курсових проектах, маси валів і деталей, насаджених на них, порівняно невеликі, тому їх впливом загалом нехтують, обмежуючись аналізом і врахуванням зовнішніх сил, що виникають у процесі роботи.

У циліндричній **прямозубій передачі** (рис. 4.3а) силу в зачепленні однієї пари зубів розкладають на дві взаємно перпендикулярні складові:

- **колову силу**, визначають за формулою

$$F_t = P/V = 2T/d;$$

- **радіальну силу**, визначають за формулою

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

тут P – потужність, що передається, Вт;

V – колова швидкість, м/с;

T – крутний момент, Нм;

d – дільний діаметр, м;

α – кут зачеплення.

У циліндричній **косозубій передачі** (рис. 4.3б) силу в зачепленні однієї пари зубів розкладають на три взаємно перпендикулярні складові:

- **колову силу**, визначають за формулою

$$F_t = 2T/d;$$

- **радіальну силу**, визначають за формулою

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta;$$

- **осьову силу**, визначають за формулою

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

тут α – кут зачеплення у нормальному перетині;
 β – кут нахилу зубів.

У циліндричній **шевронній передачі** (рис. 4.3в) осьові сили, що діють на кожену половину шеврона, зрівноважуються. Радіальну і колову сили визначають так само, як і для косозубої передачі:

- **колова сила**, визначають її за формулою

$$F_t = 2T/d;$$

- **радіальна сила**, визначають її за формулою

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta.$$

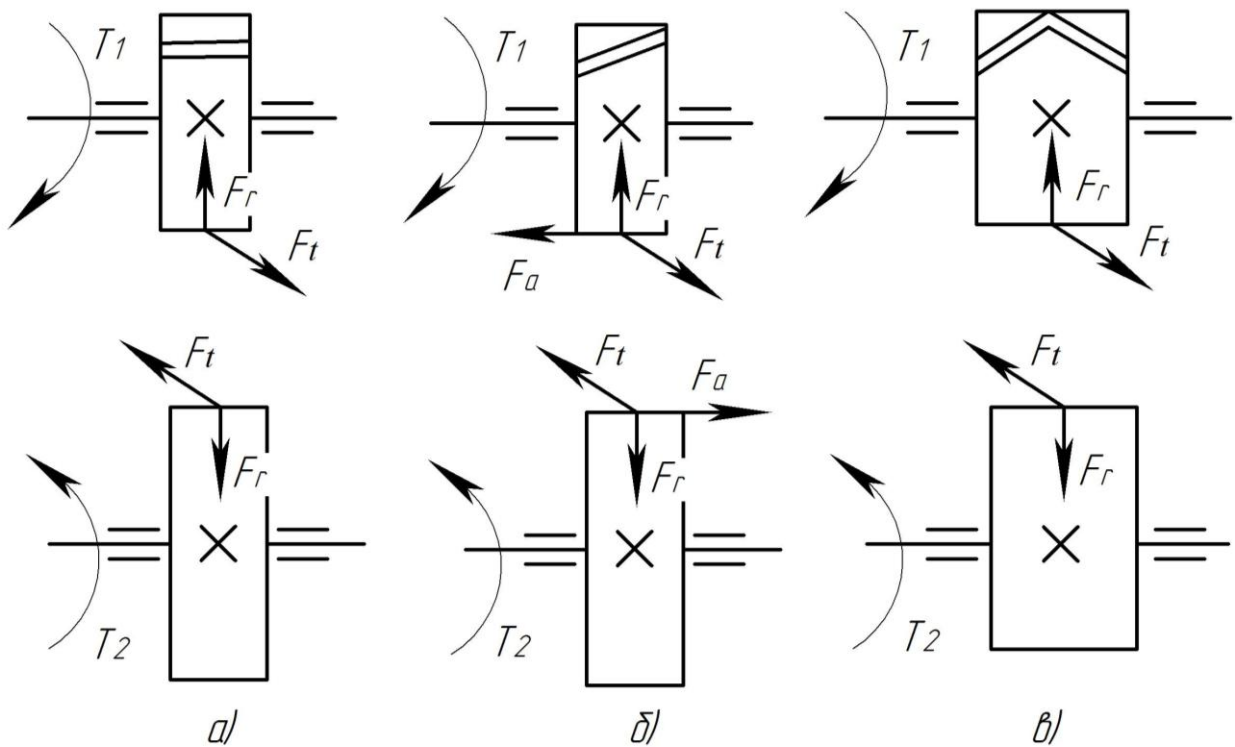
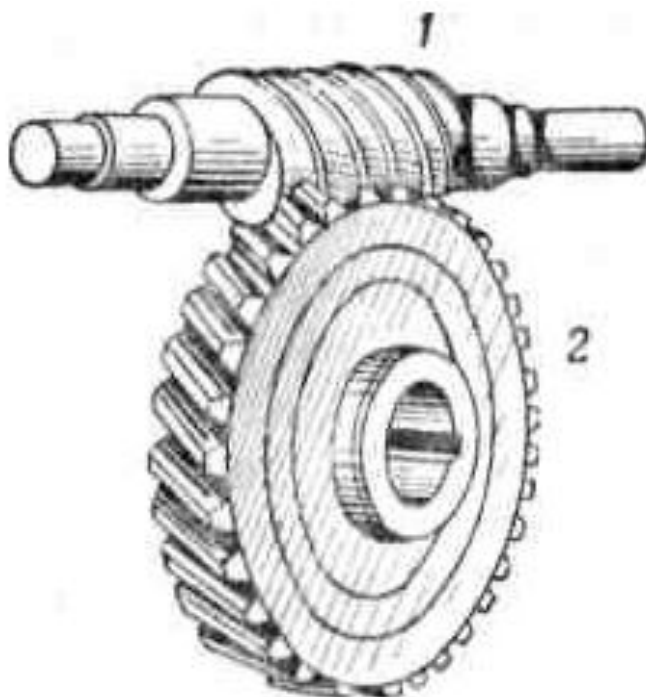
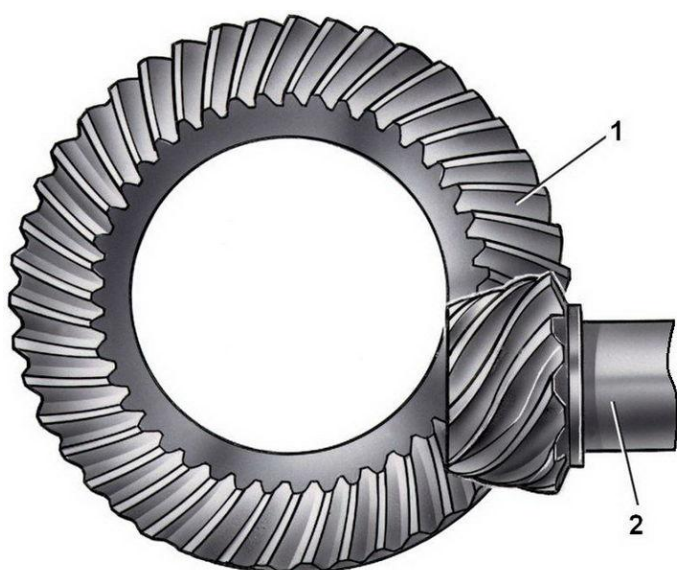


Рисунок 4.3

ТЕМА 5

КОНІЧНІ І ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

- 5.1. Геометрія та розрахунок конічних зубчастих коліс
- 5.2. Геометрія та розрахунок черв'ячних коліс
- 5.3. Сили у зачепленні конічних і черв'ячних передач



5.1. Геометрія та розрахунок конічних зубчастих коліс

Конічні зубчасті колеса призначені для передачі потужності між валами, що перетинаються. Найбільш часто застосовуються ортогональні передачі (рис. 5.1), в яких осі валів перетинаються під кутом $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$. Кути ділительних кіл коліс δ_1, δ_2 .

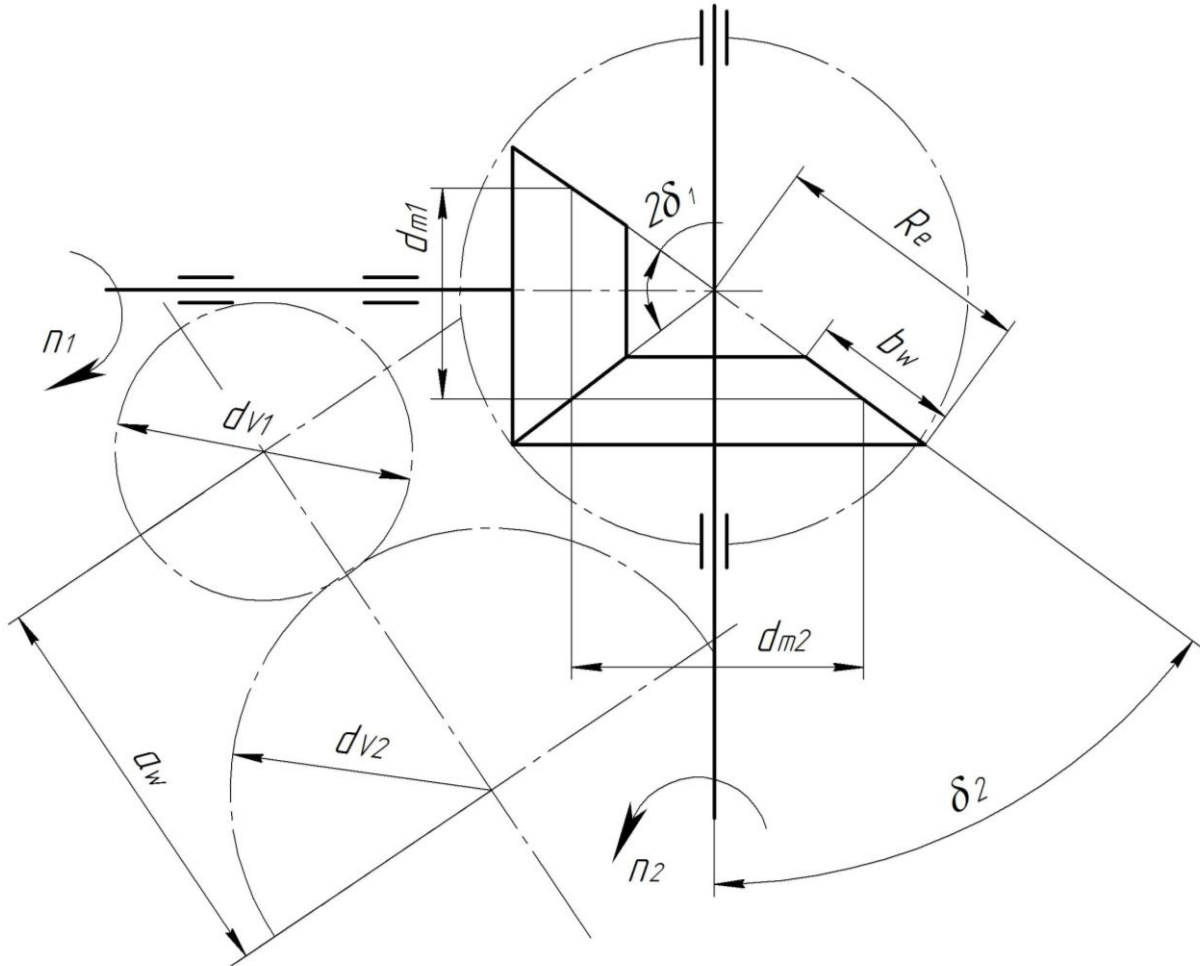


Рисунок 5.1

Конічну прямозубу передачу з середніми діаметрами коліс d_{m1} і d_{m2} (див. рис. 5.1) можна замінити еквівалентною тобто рівноцінною циліндричною прямозубою передачею з розмірами коліс d_{v1} і d_{v2} , що мають відповідно числа зубів z_{v1} і z_{v2} . При цьому:

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}; \quad z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1};$$

$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

Передаточне число конічної передачі

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 \leq 4 \dots 5.$$

Проектний розрахунок конічної прямозубої передачі починають з визначення зовнішнього ділильного діаметра колеса з умови контактної міцності

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u_p}{[\sigma_H]^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_{bRe})^2 \cdot \psi_{bRe}}},$$

де $K_d = 99$ – для прямозубих передач, для коліс з круговими зубами

$$K_d = 86;$$

ψ_{bRe} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця, приймають

$\psi_{bRe} = b/R_e \leq 0,3$, при проектуванні редукторів з параметрами згідно ГОСТ 12289-76 рекомендують 0,285;

K_H – коефіцієнт навантаження, приймають його таким самим як і для циліндричних прямозубих передач при умові, що ступінь точності конічних коліс на одиницю вища, ніж у циліндричних. При перевірочному розрахунку значення коефіцієнта навантаження K_H уточнюють.

Отримане значення d_{e2} округлюють до найближчого стандартного згідно ГОСТ 12289-76.

Передаточне число також бажано округлити до значення із стандартного ряду.

Визначають числа зубів коліс. Для шестерні визначають з умови

$$z_{1 \min} \geq 17 \cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta.$$

Рекомендують вибирати з діапазону

$$z_1 \approx 18 \dots 32.$$

Число зубів колеса визначають як

$$z_2 = z_1 \cdot u.$$

Отримані значення округлюють до цілих чисел, потім уточнюють передаточне число $u = z_2/z_1$ і визначають кут ділильного кола колеса

$$\delta_2 = \arctg u.$$

Визначають зовнішній коловий модуль

$$m_e = d_{e2} / z_2,$$

округлювати отримане значення не обов'язково.

Решту параметри передачі визначають згідно ГОСТ 19325-73 і ГОСТ 19624-74 (при $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ і $\alpha = 20^\circ$).

Зовнішню конусну відстань визначають за формулою

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad \text{або} \quad R_e = 0,5d_e \sin \delta_1.$$

Геометрія конічної прямозубої передачі показана на рис. 5.2.

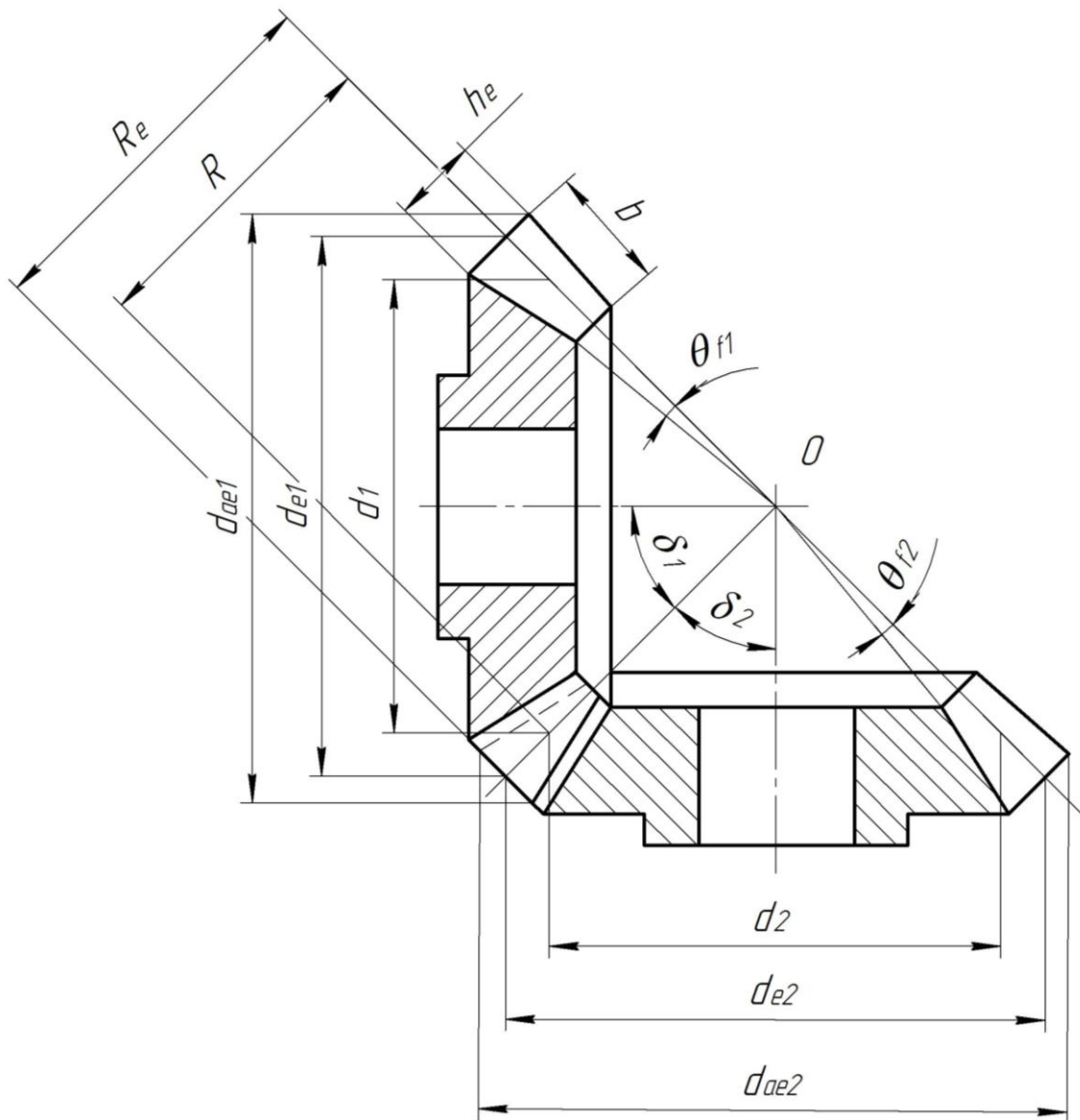


Рисунок 5.2

Довжина зуба b (ширина зубчастого вінця)

$$b = \psi_{bRe} \cdot R_e.$$

Зовнішній ділительний діаметр шестерні

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1.$$

Середній ділительний діаметр шестерні

$$d_1 = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1.$$

Середній ділительний діаметр колеса

$$d_2 = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_2.$$

Зовнішні діаметри шестерні і колеса (по вершинах зубів)

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1;$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2.$$

Середній коловий модуль

$$m = d_1 / z_1 = m_e \cdot R / R_e.$$

Коефіцієнт ширини шестерні за середнім діаметром $\psi_{bd} = b / d_1$.

При потребі визначають такі параметри як висота зуба, висота головки та ніжки зуба, кут головки та кут ніжки зуба, зовнішній діаметр вершин зубів.

Перевірочний розрахунок конічних прямозубих коліс на контактну міцність виконують за формулою

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5 \cdot b} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \sqrt{(u_P^2 + 1)^3}}{b \cdot u^2}} \leq [\sigma_H],$$

де K_H – коефіцієнт навантаження, визначають за формулою для циліндричних зубчастих коліс

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}.$$

Для перевірконого розрахунку сталених конічних коліс з круговими зубами, формула та ж сама, тільки коефіцієнт 335 замінюють на коефіцієнт 270. Середній кут нахилу кругових зубів приймають $\beta = 35^\circ$.

Перевірочний розрахунок зубів конічних прямозубих коліс на виносливість за напруженнями згину виконують за формулою

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{U_F \cdot b \cdot m} \leq [\sigma_F],$$

де F_t – колова сила, $F_t = 2T_1/d_1$;

K_F – коефіцієнт навантаження при розрахунку на згин, визначають аналогічно як для циліндричних передач, $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$;

Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба, вибирають залежно від еквівалентного числа зубів z_V , яке визначають за формулою

$$z_V = z / \cos \delta z_V;$$

U_F – дослідний коефіцієнт, що враховує зниження навантажувальної здатності конічної прямозубої передачі порівняно з циліндричною, $U_F = 0,85$;

$[\sigma_F]$ – допустиме напруження при перевірці зубів на виносливість за напруженнями згину, визначають аналогічно як для циліндричних передач.

Для зубчастих коліс з високою твердістю робочих поверхонь зубів може виявитися, що їх розміри будуть визначатися міцністю зубів. У цьому випадку проектний розрахунок на згин виконують для середнього модуля.

5.2. Геометрія та розрахунок черв'ячних коліс

Черв'ячні передачі використовують у випадках, коли геометричні осі ведучого і веденого валів перехрещуються (переважно під прямим кутом). Рух у передачі здійснюється за принципом гвинтової пари (рис. 5.3). Гвинтом є черв'як 1, а колесо 2 – подібне сектору, вирізаному із довгої гайки і зігнутому по колу. Від звичайної гвинтової передачі з гвинтом (рис. 5.3а), що має крок різьби p , число заходів z_1 , хід $h = pz_1$, частоту обертання n_1 , осьову швидкість V_{OB} (швидкість руху гайки 2), можна перейти до гвинтової косозубої передачі (рис. 5.3б) з тими ж параметрами гвинта і лінійної колової швидкості зубчастого колеса V_2 , що має частоту обертання n_2 , число зубів z_2 , торцевий модуль $m = p/\pi$ і діаметр дільного кола $d_2 = m \cdot z_2$.

Суттєва відмінність черв'ячної передачі від зубчастої в тому, що колові швидкості черв'яка і колеса не співпадають як за величиною, так і за напрямом. Вони направлені одна до другої під кутом перехрещення (найчастіше цей кут становить 90°).

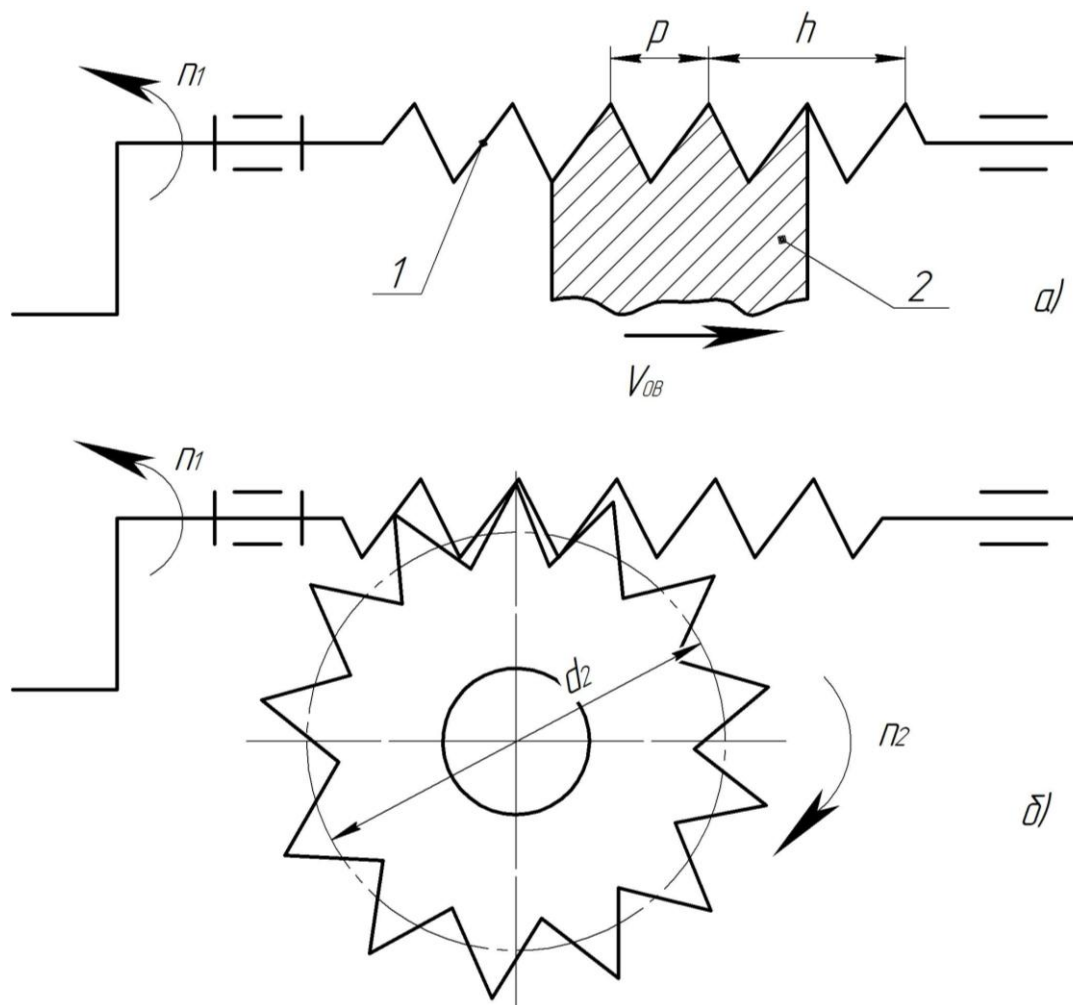


Рисунок 5.3

Переваги черв'ячних передач порівняно із зубчастими:

- можливість отримання великих передаточних чисел ($u = 10 \dots 60 \dots 300$). Перший інтервал найбільш поширений у силових передачах, останній – у кінематичних;
- компактність передач;
- плавність і безшумність у роботі.

Недоліки черв'ячних передач:

- порівняно невеликий коефіцієнт корисної дії, $\eta = 0,7 \dots 0,92$;
- великі втрати у черв'ячній передачі призводять до значного її нагрівання, що часто вимагає необхідності застосування додаткових охолоджуючих пристроїв (ребра на корпусі для збільшення площі охолодження, обдування корпусу, застосування спеціальних змішувиків для охолодження масла);
- для виготовлення передачі потрібне застосування дорогих матеріалів (бронзи) та інструментів;
- потужність черв'ячних передач не перевищує 50...60кВт.

За формою черв'яка розрізняють передачі з циліндричними і глобоїдними черв'яками. Перші поділяють на передачі з архімедовими, конволіюнтними і евольвентними черв'яками. Розглядаємо передачі тільки з архімедовими черв'яками (в осьовому перетині профіль витка трапецеїдальний), у торцевому перетині виток окреслений архімедовою спіраллю. Такі передачі в основному виконують закритими (редуктори).

Основні параметри черв'ячних передач передбачені ГОСТ 2144-76 (передачі черв'ячні циліндричні).

Передаточне відношення черв'ячних передач визначають аналогічно як і для прямозубих та конічних передач, різниця в тому, що z_1 – це число витків (заходів) черв'яка, може бути 1, 2, 3, 4.

Передаточне число гвинтової (черв'ячної) зубчастої передачі

$$u = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \neq \frac{d_2}{d_1}.$$

де d_1 – діаметр ділильного кола черв'яка;

d_2 – діаметр ділильного кола черв'ячного колеса.

Із збільшенням числа витків зростає кут підйому витка черв'яка і підвищується ккд передачі. Використання однозахідних черв'яків без крайньої необхідності не рекомендується. Рекомендують призначати: $z_1 = 4$ при $u = 8 \dots 15$; $z_1 = 2$ при $u = 15 \dots 30$; $z_1 = 1$ при $u > 30$; передачі із $z_1 = 3$ у ГОСТ не увійшли. Геометрія передачі показана на рис. 5.4.

Проектний розрахунок черв'ячної передачі починають із визначення міжосьової відстані з умови контактної виносливості

$$a_W = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot 3 \sqrt{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} \cdot [\sigma_H]} \right)^2 T_2 \cdot K},$$

де q – коефіцієнт діаметра черв'яка, приймають попередньо;

K_H – коефіцієнт навантаження, приймають залежно від умов роботи.

Визначають модуль

$$m = \frac{2 \cdot a_W}{z_2 + q}.$$

Приймають стандартні значення m і q згідно ГОСТ 2144-76.

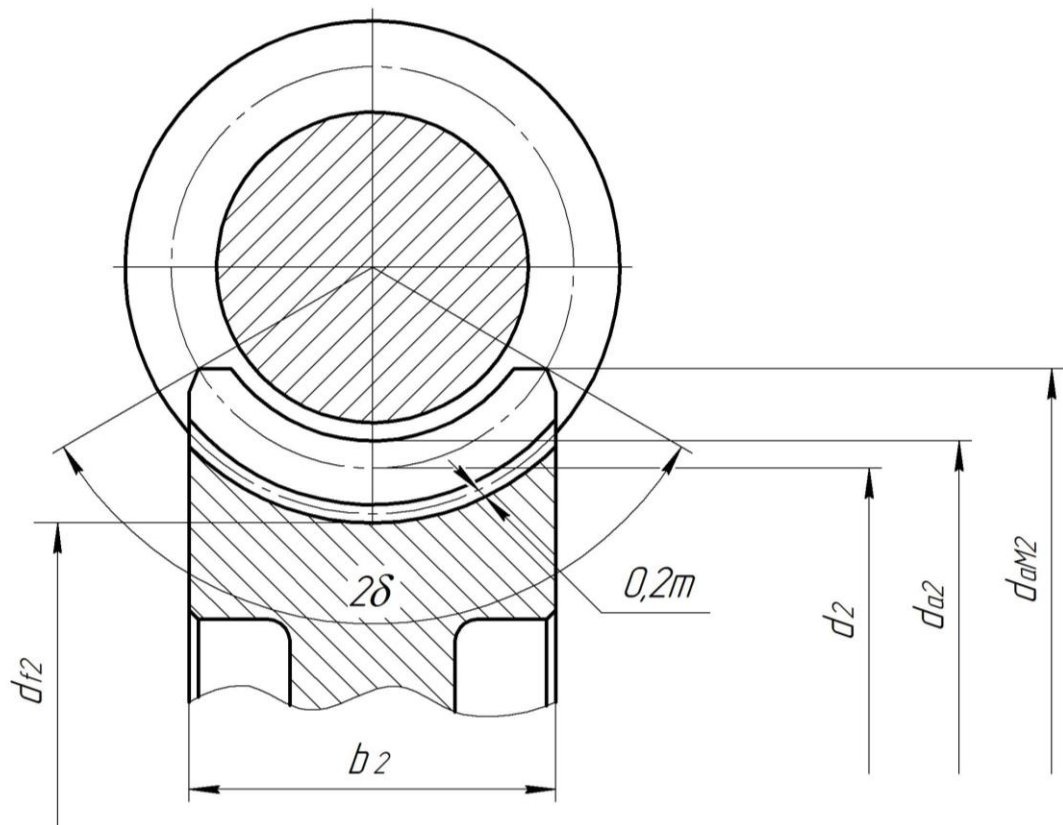
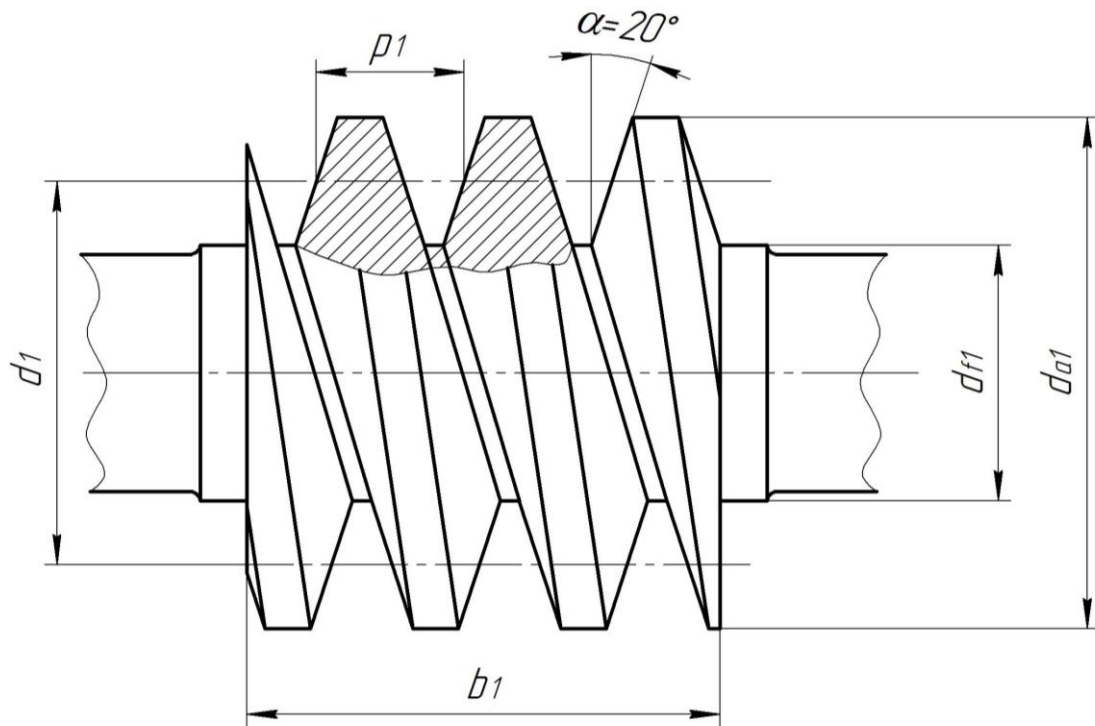


Рисунок 5.4

Визначають міжосьову відстань при стандартних значеннях m і q

$$a_w = \frac{m \cdot (q + z_2)}{2}.$$

Визначають основні геометричні параметри зачеплення:

а) основні розміри черв'яка:

- ділильний діаметр черв'яка

$$d_1 = q \cdot m;$$

- діаметр вершин витків черв'яка

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m;$$

- діаметр впадин витків черв'яка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m;$$

- ділильний кут підйому витка γ при z_1 і q ;

- довжина нарізаної частини шліфованого черв'яка

при $z_1 = 1$ або 2 $b_1 \geq (11 + 0,06 z_2) \cdot m + 25;$

при $z_1 = 3$ або 4 $b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2) \cdot m + 25.$

Для шліфованих і фрезерованих черв'яків величину b_1 , отриману за вказаними рівняннями, збільшують: при $m < 10$ мм на 25 мм, при $m = 10 \dots 16$ мм на 35...40 мм і при $m > 16$ на 50 мм;

б) основні розміри вінця черв'ячного колеса:

- ділильний діаметр черв'ячного колеса

$$d_2 = z_2 \cdot m;$$

- діаметр вершин витків черв'ячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m;$$

- діаметр впадин витків черв'ячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m;$$

- найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2};$$

- ширина вінця черв'ячного колеса:

при $z_1 = 1, 2, 3$ $b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1};$

при $z_1 = 4$ $b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1}.$

Колова швидкість черв'яка

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}.$$

Швидкість ковзання

$$V_S = V_1 / \cos \gamma.$$

Уточняють ККД черв'ячної передачі з врахуванням втрат в опорах, втрат на розбризування і перемішування масла

$$\operatorname{tg} \eta = (0,95 \dots 0,96) \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}.$$

Визначають коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - \chi),$$

де θ – коефіцієнт деформації черв'яка, залежить від q і z_1 ;

χ – допоміжний коефіцієнт.

Перевіряють контактні напруження за формулою

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K \cdot \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right)^3}{a_W^3}} \leq [\sigma_H].$$

Перевіряють міцність зубів черв'ячного колеса на згин

$$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot T_2 \cdot K \cdot Y_F}{z_2 \cdot b_2 \cdot m^2} \leq [\sigma_{OF}],$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба, залежить від еквівалентного числа

зубів, яке визначають із залежності $z_V = z_2 / \cos^3 \gamma$;

$[\sigma_{OF}]$ – допустиме напруження згину для нереверсивної роботи

$$[\sigma_{OF}] = K_{FL} \cdot [\sigma_{OF}],$$

де K_{FL} – коефіцієнт довговічності, визначають за формулою

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_\Sigma},$$

де N_Σ – сумарне число циклів навантаження, визначають з формули

$$N_\Sigma = 60 n_2 t, \quad \text{де } t \text{ – ресурс роботи передачі.}$$

5.3. Сили у зачепленні конічних і черв'ячних передач

Сили у зачепленні прямозубої конічної передачі і навантаження на вали поділяють на три складові (рис. 5.5а):

- колова сила

$$F_t = 2T_2/d_2 = 2T_1/d_1 ;$$

- радіальна для шестерні, дорівнює осьовій для колеса

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

- осьова для шестерні, дорівнює радіальній для колеса

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 .$$

Сили у зачепленні черв'ячної передачі і навантаження на вали поділяють на три складові (рис. 5.5б):

- колова сила на черв'ячному колесі дорівнює осьовій силі на черв'яку

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2 ;$$

- колова сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на черв'ячному колесі

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1 ;$$

- радіальні сили на колесі і черв'яку дорівнюють одна одній

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha .$$

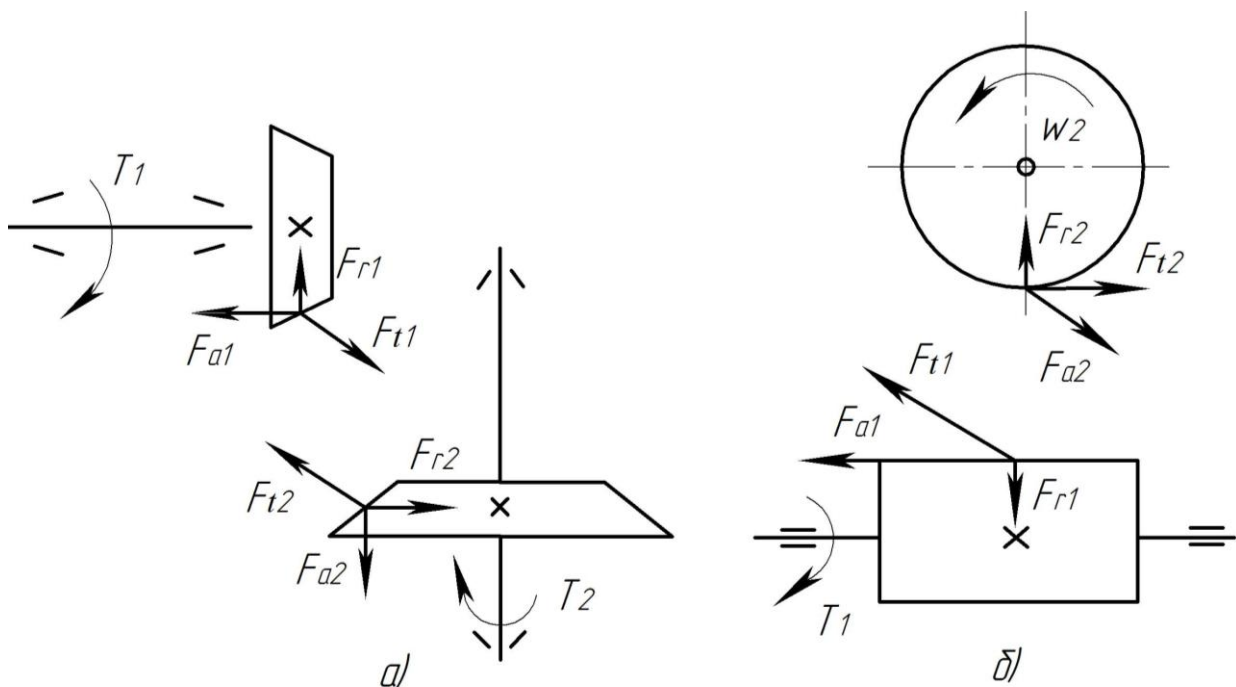
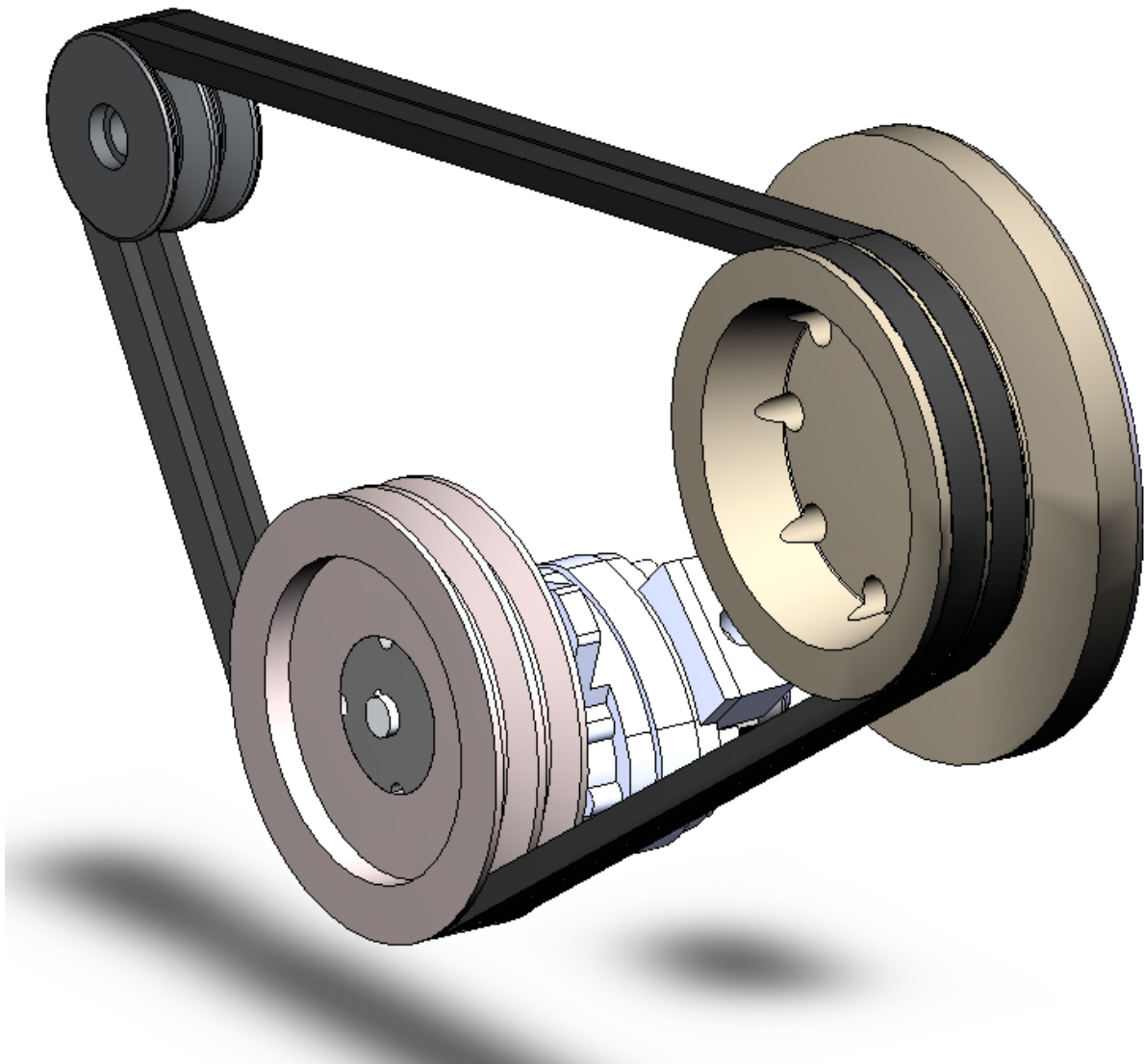


Рисунок 5.5

ТЕМА 6

ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

- 6.1. Призначення, будова, переваги та недоліки пасових передач
- 6.2. Класифікація пасових передач
- 6.3. Матеріали для виготовлення пасових передач
- 6.4. Критерії роботоздатності пасових передач.
Напруження в пасі. Довговічність паса
- 6.5. Розрахунок пасових передач



6.1. Призначення, будова, переваги та недоліки пасових передач, матеріали для виготовлення

Пасові передачі – це передачі приводів гнучкою ланкою, призначені для передавання потужності від одного вала на другий – при значних міжосьових відстанях.

Пасова передача (рис. 6.1) включає: 1 – шків ведучий; 2 – шків ведений; 3 – пас.

Параметри передачі: a – міжосьова відстань; α_1 , α_2 – кути охоплення шківів пасом; D_1 , D_2 – діаметри шківів.

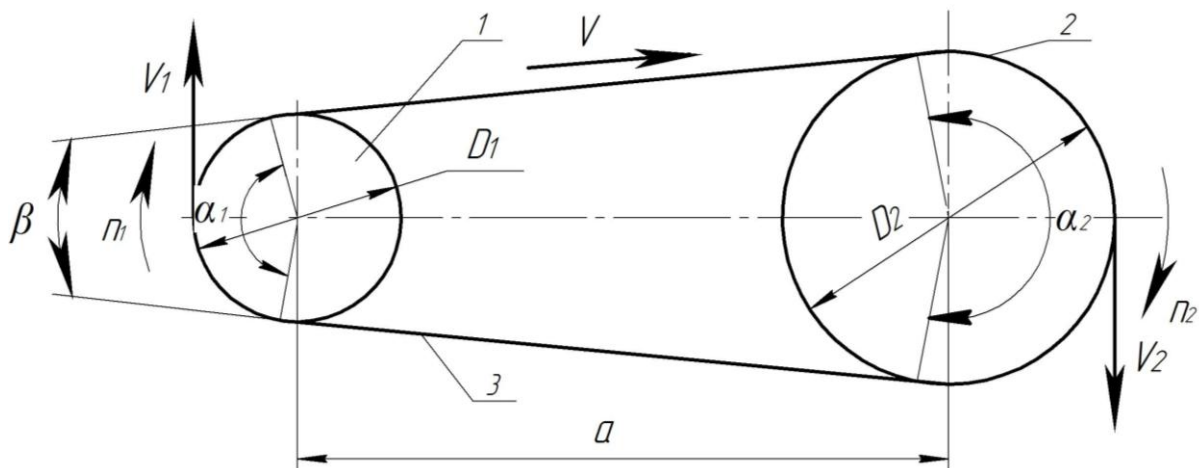


Рисунок 6.1

Пасові передачі застосовуються в усіх галузях машинобудування, можуть передавати потужність до 50кВт.

Переваги пасових передач порівняно із зубчастими:

- можливість передачі потужності на значну відстань (до 15м);
- простота конструкції та експлуатації, легкість ходу і невелика вартість;
- плавність і безшумність роботи;
- можливість без поломок та аварій витримувати значні перевантаження.

Недоліки пасових передач:

- непостійність передаточного числа u ;
- великий тиск на вали і опори від натягу пасів (у 2...3 рази більше, ніж у зубчастих);
- порівняно великі габарити;
- низька довговічність паса при порушенні умов роботи;
- менший ККД ($\eta=0,96...0,97$).

6.2. Класифікація пасових передач

Пасові передачі класифікують за такими ознаками.

За типом пасів:

- плоскопасова передача (рис. 6.2а,б);
- клинопасова передача (рис. 6.2в);
- круглопасова передача (рис. 6.2г);
- зубчастопасова передача (рис. 6.2е);
- поліклинова передача (рис. 6.2д).

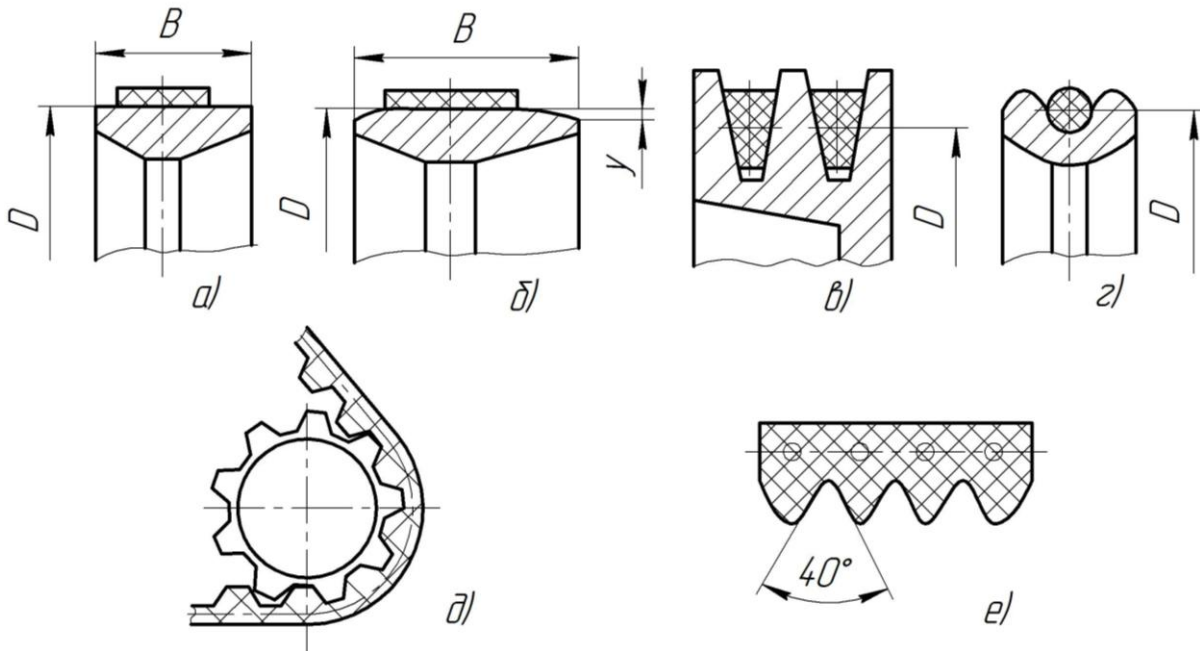


Рисунок 6.2

За розміщенням осі передач в її площині (рис. 6.3):

- вертикальні, $\beta=0,5\pi$;
- похилені, $0<\beta<0,5\pi$;
- горизонтальні, $\beta=0$.

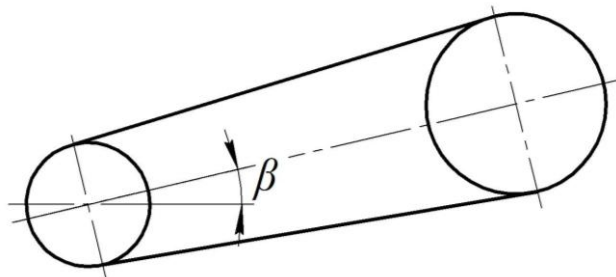


Рисунок 6.3

За схемою передачі:

- відкрита (рис. 6.4а);
- перехресна (рис. 6.4б), застосовуються для тихохідних малопотужних передач;
- напівперехресна (рис. 6.4в);

- кутова (рис. 6.4з);
- із ступінчастими шківками (рис. 6.4д);
- із натяжним (відтяжним) роликком для збільшення u до 10...15 (рис. 6.4е);
- багатошківні передачі.

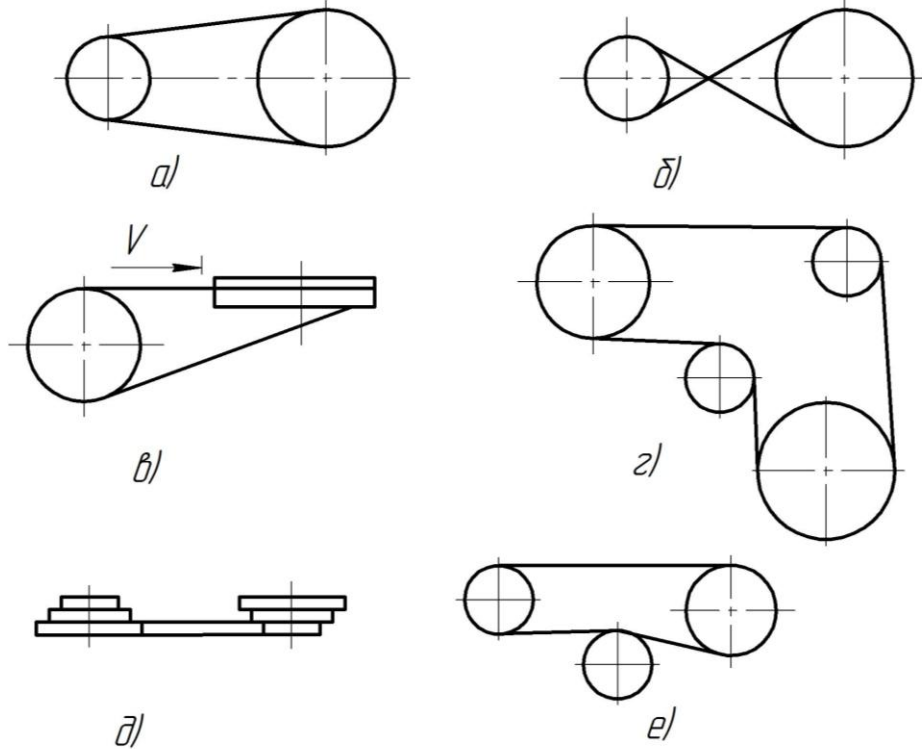


Рисунок 6.4

За передаточним числом:

- передачі з $u = const$ (схеми рис. 6.4а, б, в, г, е);
- передачі з $u = var$, тобто із ступінчастим регулюванням швидкості (рис. 6.4д) або з плавним (безступінчастим) регулюванням швидкості (рис. 6.5).

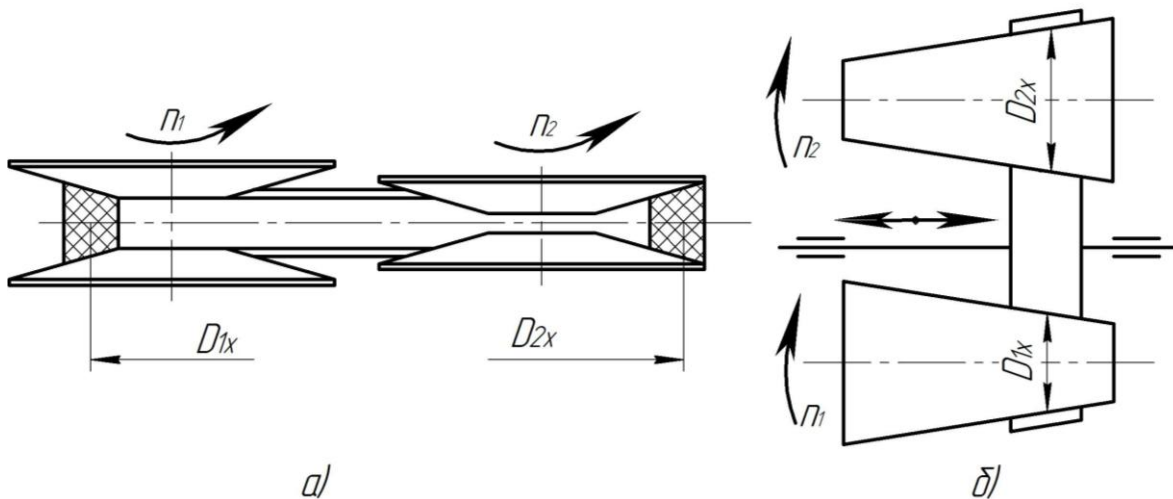


Рисунок 6.5

6.3. Матеріали для виготовлення пасових передач

Приводні плоскі паси (рис. 6.6а) стандартизовані за шириною і товщиною. Стандартом передбачені такі матеріали для їх виготовлення:

Шкіра. Достатньо міцні ($\sigma_{\text{мнц}}=25\text{Н/мм}^2$), зносостійкі, однорідні за структурою, мало реагують на вологу, однак дорогі.

Прогумована тканина. Міцні ($\sigma_{\text{мнц}}=40\text{Н/мм}^2$), відносно дешеві, але важкі та неоднорідні за структурою.

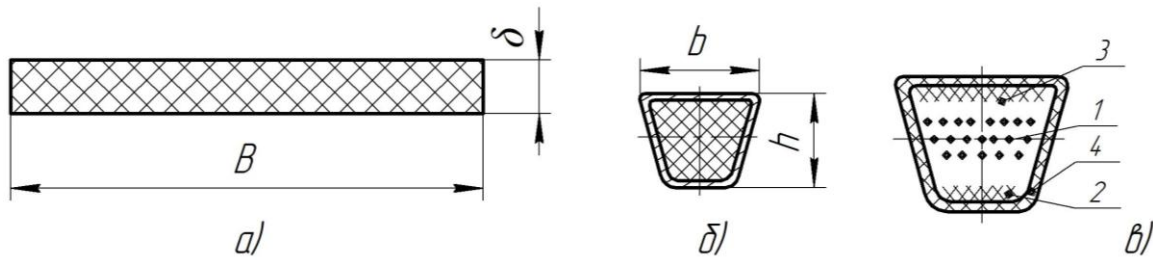


Рисунок 6.6

Бавовняні матеріали. Можуть бути цільнотканинні та шиті, одно- і багатошарові. Границя міцності $\sigma_{\text{мнц}}$ до 30Н/мм^2 . Легкі, гнучкі, однорідні.

Шерстяні тканини. Границя міцності $\sigma_{\text{мнц}}=50\text{Н/мм}^2$, витримують перевантаження, придатні для роботи в агресивному середовищі, мало реагують на зміну температури навколишнього середовища.

Шовкові тканини. Границя міцності $\sigma_{\text{мнц}}=100\text{Н/мм}^2$. Легкі, застосовують для швидкісних передач малої потужності.

Пластмаси. Виготовляють паси із поліамідної смоли. Дуже міцні (міцність окремих ниток досягає 800Н/мм^2 , а стрічки $200\dots300\text{Н/мм}^2$). Працюють без проковзування, безшумно, мають мізерне спрацювання. Для кращого прилягання до шків покривають пас оболонкою із бавовняної тканини або шаром хромової шкіри.

Виготовляють комбіновані паси, що складаються із міцного сердечника (нейлона) і прогумованої тканини. Такі паси можуть передавати потужність до 3000кВт з коловою швидкістю до 50м/с при температурах від -30° до $+70^\circ\text{C}$.

Зубчасті паси, поєднують переваги плоскострижневих передач і зубчастого зачеплення. Виготовляють із неопрену, армованого сталевими тросами. Такі передачі безшумні, забезпечують постійне передаточне число і не потребують змащування.

З'єднання кінців плоских пасів

Довжина плоских пасів стандартом не регламентована. Її визначають розрахунком. Вільні кінці стрічки для виготовлення паса з'єднують одним із таких способів: склеювання (шкіряні, пластмасові);

зшивання сирою шкірою (шкіряних); з'єднання заклепками, болтами за допомогою металічних осі і скріпок (для інших матеріалів)

Клиновидні паси (рис. 6.6б) застосовують для збільшення тягової здатності передачі за рахунок підвищення тертя між пасом і шківом. Відбувається це завдяки нахилу робочих бічних (ділянок) поверхонь шківа. Це дозволяє застосовувати їх при малих міжосьових відстанях і великих передаточних числах.

Стандартом передбачено виготовлення таких клиновидних пасів.

Кордотканинні паси перетинів О, А, Б, В, Г, Д, Е. Відрізняються величиною перетину, що зростає із збільшенням порядкового номеру перетину.

Пас (рис. 6.6в) складається із кордтканини 1, розміщеної в зоні нейтральних волокон, гуми 2, прогумованої тканини 3 і обгорткової прогумованої тканини 4.

Кордшнурові паси перетинів 1, 2, 3, 4, 5. Найбільший перетин має пас 5. Найменший – 1.

Паси, виготовлені із шнуром із аніду, капрону, нітрону, мають термін служби у 3...4 рази і розривне зусилля у 1,5...2 рази більше, ніж звичайні клиновидні паси.

Клиновидні паси мають стандартні розміри довжин пасів у вигляді безмежної стрічки довжиною від 500 до 14000мм.

Матеріали для виготовлення шківів

Шківи пасових передач можуть бути: чавунними, сталевими литими, сталевими зварними, дерев'яними тощо. За формою ободу розрізняють шківи (див. рис. 6.2) для плоских пасів з циліндричним або опуклим ободами, шківи для клинових пасів, шківи для круглих пасів, поліклинових і зубчастих.

За конструкцією шківи бувають зі шпичками і дискові.

6.4. Критерії роботоздатності пасових передач.

Напруження в пасі. Довговічність паса

Основні критерії роботоздатності пасових передач:

- тягова здатність або міцність зчеплення паса зі шківом (за рахунок сил тертя між шківом і пасом);
- довговічність паса, яка у нормальних умовах експлуатації обмежується руйнуванням паса від втоми.

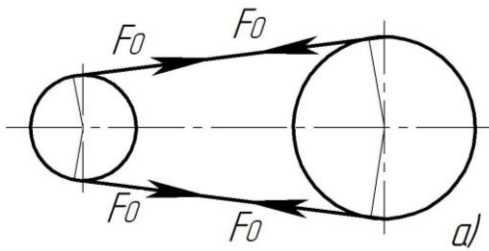
Попередній натяг віток паса

У пасових передачах корисне навантаження передається силами тертя між пасом і шківом, які створюються попереднім натягом F_0 віток

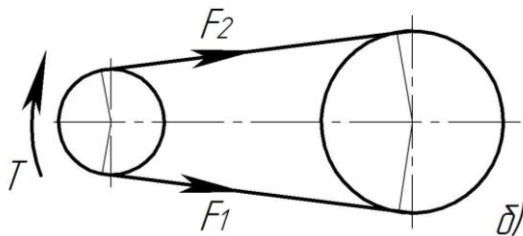
передачі (рис. 6.7а). При холостому ході і в стані спокою натяг в обох вітках передачі однаковий і дорівнює F_0 . Однак сили F_0 дають на опори валів додатковий тиск, що є одним з недоліків пасових передач.

Напруження у пасі від початкового натягу $\sigma_0 = F_0/A$, де A – площа перетину паса.

Оптимальні значення σ_0 , які забезпечують нормальну роботу передачі:



Натяг віток до прикладання T



Натяг віток після прикладання T

$\sigma_0 = 1,6 \dots 1,8 \text{ Н/мм}^2$ для плоскопасової передачі;

$\sigma_0 = 1,2 \dots 1,5 \text{ Н/мм}^2$ для клинопасової передачі.

Після прикладання крутного моменту T_1 до ведучого шківів пройде перерозподіл зусиль у вітках. Ведуча буде натягнута з силою F_1 , а ведена – відповідно з силою F_2 (рис. 6.7б).

З достатньою для практики точністю припускають, що

$$F_1 + F_2 = 2F_0.$$

Різниця натягів чисельно дорівнює коловій силі

$$F_t = F_1 - F_2.$$

Рисунок 6.7

Напруження у пасі

Максимальне напруження у пасі буде у місці набігання ведучої вітки на менший шків (рис. 6.8), тобто $\sigma_a > \sigma_d > \sigma_b > \sigma_c$.

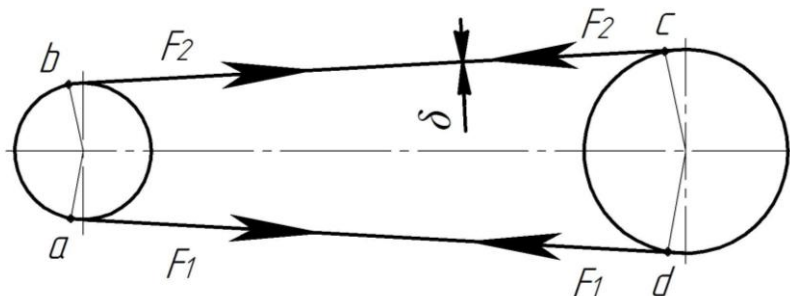


Рисунок 6.8

Отже,

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{3\Gamma} + \sigma_V \leq [\sigma],$$

де σ_1 – напруження у перетині паса, викликане силою F_1 , $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$;

σ_{32} – напруження від згину, виникають у тій частині паса, що
огинає шків, $\sigma_{32} = \frac{\delta}{D_1} \cdot E$;

σ_V – напруження від відцентрових сил, $\sigma_V = \frac{\rho \cdot V^2}{g}$;

δ – товщина паса;

D_1 – діаметр ведучого шківа;

ρ – питома вага паса;

V – швидкість паса;

g – прискорення сили тяжіння;

E – модуль пружності паса, приймають $E=200\text{Н/мм}^2$ (переважно
 $E=100\dots350\text{Н/мм}^2$);

$[\sigma]$ – допустиме напруження на розрив для матеріалу паса,
визначають за формулою

$$[\sigma] = \frac{\sigma_0}{S} \cdot C_0 \cdot C_V \cdot C_\alpha \cdot C_p,$$

де C_0 – коефіцієнт, що враховує схему передачі, спосіб натягу віток;

C_V – коефіцієнт, що враховує фактичну швидкість паса;

C_α – коефіцієнт, що враховує фактичний кут охоплення на меншому
шківі;

C_p – коефіцієнт режиму роботи (умов роботи);

S – запас тягової здатності, $S=1,2\dots1,4$.

Довговічність пасів

Довговічність паса як і тягова здатність є найважливішими показниками. У нормальних умовах експлуатації пас виходить з ладу через стирання волокон, що піддаються змінним напруженням. Цей процес поглиблюється тепловим нагріванням волокон теплом, що виникає при згинах пасу на шківах передачі.

Загальне рівняння довговічності паса

$$\sigma_{\max}^m \cdot N_E = \sigma_{em}^m \cdot N_\delta,$$

де N_δ – базове число циклів $N_\delta=10^7$;

m – показник степеня, для плоских пасів – 5, для клинових – 8;

σ_{em} – границя витривалості, для прогумованих пасів $\sigma_{em}=6\text{Н/мм}^2$,
для клиновидних $\sigma_{em}=9\text{Н/мм}^2$;

N_E – кількість циклів навантаження паса з максимальним напруженням, $N_E = 3600z \cdot \lambda_0 \cdot H_h$;

z – кількість шківів у передачі, шт;

λ – кількість перебігів паса в секунду, $\lambda = V/L$;

V – швидкість паса, м/с;

L – довжина паса, м;

H_h – загальний час роботи паса у годинах, визначають за формулою

$$H_h = \frac{1}{3600z \cdot \lambda} \left(\frac{\sigma_{\text{ст}}}{\sigma_{\text{max}}} \right)^m N_{\delta}.$$

6.5. Розрахунок пасових передач

Розрахунок плоскопасової передачі

Існує два методи розрахунку: за максимальним напруженням у пасі і за тяговою здатністю паса (за кривими ковзання).

Розрахунок за максимальним напруженням у пасі

Максимальне напруження у пасі буде у місці набігання ведучої вітки на менший шків

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{3\Gamma} + \sigma_V \leq [\sigma]_P,$$

де $[\sigma]_P$ – допустиме напруження паса на розрив, наближено можна прийняти: $[\sigma]_P = 1 \text{ Н/мм}^2$ для гумових пасів; $[\sigma]_P = 2 \dots 3 \text{ Н/мм}^2$ – для пасів із прогумованої тканини; $[\sigma]_P = 4 \dots 5 \text{ Н/мм}^2$ – для шовкових пасів.

Даний метод розрахунку пасової передачі потребує визначення коефіцієнта тертя f між пасом та шківом, а це складно, оскільки він залежить від швидкості руху паса.

У загальному машинобудуванні цей метод розрахунку практично не застосовується. Його використовують при розрахунку малопотужних пасових передач приладобудування.

Розрахунок за тяговою здатністю паса. При розрахунку пасової передачі робоче навантаження вибирають таке, щоб коефіцієнт тяги φ знаходився у зоні точки φ_0 перегину кривої ковзання. Тоді колове зусилля $F_t = F_{\text{ном}}$, кут ковзання $\alpha_k \rightarrow \alpha_1$. Порядок розрахунку передачі такий.

1. Вибирають матеріал паса, враховуючи умови роботи передачі, передавану потужність, швидкість, характеристику пасів та їх вартість.

2. Визначають діаметри шківів за формулами

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}; \quad D_2 = \frac{D_1 \cdot u}{1 + \varepsilon},$$

де P_1 – потужність на валу ведучого шківа,

n_1 – частота обертання ведучого шківа;

ε – коефіцієнт пружного ковзання, $\varepsilon = 0,005 \dots 0,02$;

та округлюють їх до найближчих стандартних значень.

3. Визначають корисне допустиме напруження в пасі $[\sigma]$, попередньо вибравши необхідні коефіцієнти.

4. Визначають міжосьову відстань з умови мінімальних габаритів передачі, $a_0 \geq 2(D_1 + D_2)$.

5. Визначають кут охоплення меншого шківа пасом

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a_0} \cdot 60^\circ.$$

6. Обчислюють площу поперечного перетину паса і погоджують його з табличними значеннями, тобто

$$A = b\delta = \frac{SF_t}{[\sigma]_0 C_0 C_\alpha C_V C_p} = \frac{1000P_1 S}{[\sigma]_0 C_0 C_\alpha C_V C_p V} \leq b_{\text{табл}} \cdot \delta_{\text{табл}}.$$

7. Визначають розрахункову довжину паса

$$L_p = 2a_0 + 1,57(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)}{4a_0};$$

та загальну $L = L_p + L_{\text{зш}}$, враховуючи додаткову довжину на зшивання.

8. За отриманою L_p проводять перевірку паса на нагрівання, припускаючи, що при швидкостях $V \leq 30 \text{ м/с}$ число його перебігів за секунду не повинне бути більше п'яти, а для швидкісних передач ($V > 30 \text{ м/с}$) не більше 10.

9. Визначають навантаження, що діють на вали

$$F = (F_1 + F_2) \cos \gamma = 2F_0 \cos \gamma.$$

10. Визначають максимальне напруження у пасі та довговічність.

11. Проектують шків передачі.

Розрахунок клинопасової передачі (з кордтканинними пасами)

При розрахунку вважають, що колове зусилля, яке передається передачею, пропорційне числу пасів і площі їх перетинів. Порядок розрахунку такий.

1. За заданою потужністю P_1 і частотою обертів n_1 шківів (вала) з таблиць (графіків) вибирають відповідний перетин (О, А, Б, В, Г, Д, Е) паса. Часто у таблицях для вказаних умов рекомендують декілька перетинів. Тоді розрахунок виконують для кожного із рекомендованих перетинів паралельно для вибору оптимального варіанту.

2. За вибраним перетином визначають рекомендоване стандартом значення мінімального діаметра шківів D_1 і визначають $D_2 = \frac{D_1 \cdot u}{1 + \varepsilon}$.

3. Обчислюють величини кута охоплення і швидкості паса

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \frac{D_2 - D_1}{a_0}; \quad V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4}.$$

4. Визначають коефіцієнти C_0, C_V, C_α, C_p . Коефіцієнт C_0 приймають таким, що дорівнює одиниці (для клиновидних пасів схема передачі не впливає на її роботу.)

5. Визначають корисне допустиме напруження в пасі $[\sigma]$.

6. Визначають мінімальне число пасів

$$z = \frac{1000 P_1}{[\sigma]_o \cdot C_\alpha \cdot C_V \cdot C_p \cdot V \cdot A_1} \leq 8(12),$$

де A_1 – площа перетину паса, величина стандартна задана в таблицях.

7. Перевіряють пас на умовний нагрів, що виникає через перегинання при пробіганні на шківів $L \geq V/10$, тут число 10 – допустиме значення числа перебігів пасу в секунду.

8. Визначають розрахункову довжину паса і вибирають стандартну довжину паса L .

9. Уточнюють міжосьову відстань відповідно до прийнятої стандартної довжини паса

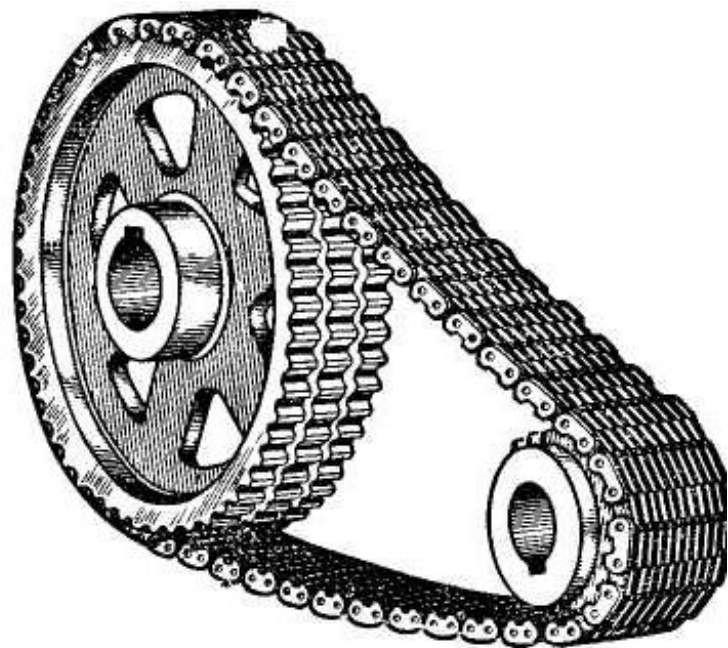
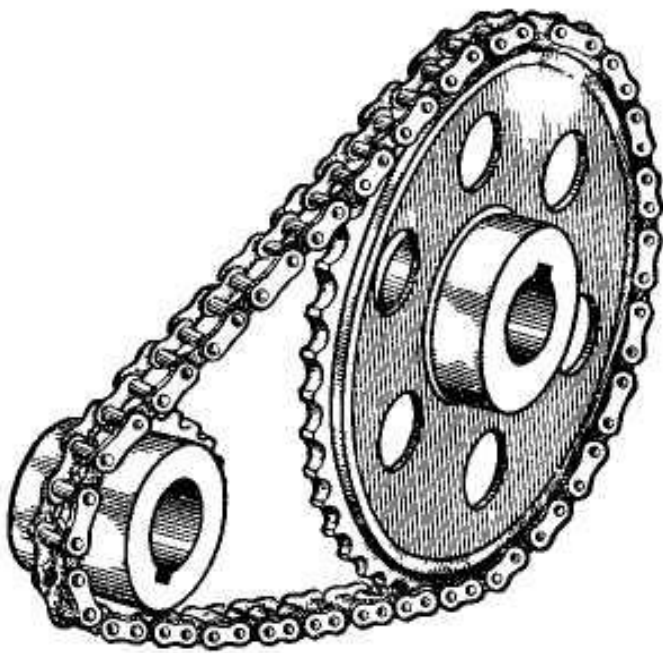
$$\alpha = 0,25[L - 1,57(D_1 + D_2)] + \sqrt{\{0,25[[L - 1,57(D_1 + D_2)]]^2 - 0,125(D_1 + D_2)^2}$$

10. Визначають діючі на вали навантаження і проектують шківів передачі.

ТЕМА 7

ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

- 7.1. Призначення та деталі ланцюгових передач, матеріали для виготовлення
- 7.2. Класифікація ланцюгових передач
- 7.3. Параметри ланцюгових передач
- 7.4. Критерії роботоздатності і розрахунку ланцюгових передач



7.1. Призначення та деталі ланцюгових передач, матеріали для виготовлення

Ланцюгові передачі – це передачі зачепленням з гнучким зв'язком (ланцюгом). Така передача складається із ведучої та веденої зірочок (рис. 7.1), розміщених на відповідних валах, і ланцюга, що знаходиться у зачепленні із зірочками.

Швидкість ланцюга і частоти обертання зірочок обмежуються спрацюванням ланцюгів і ударною стійкістю роликів і не перевищують 15м/с. Частоти обертання n залежать від кроку ланцюга $n=3000$

(6000)...800 (1200)об/хв. Такі передачі можуть передавати потужність до 100кВт.

Передаточне число обмежується допустимими габаритами передачі, кутами охоплення і числами зубців,

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \leq 7 \dots 8(10).$$

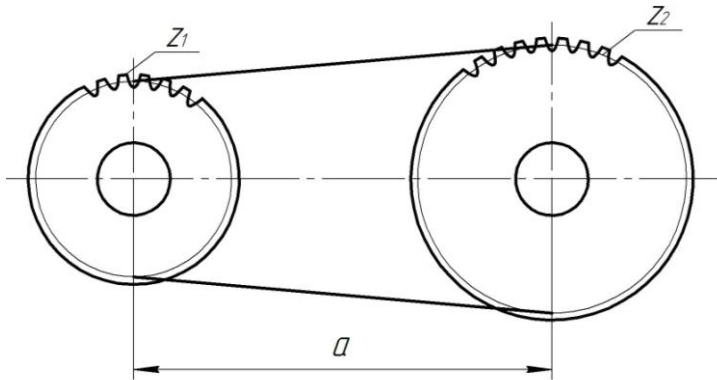


Рисунок 7.1

Ланцюгові передачі широко використовуються у транспортному машинобудуванні (мотоцикли, велосипеди, автомобілі, транспортери), у сільськогосподарському машинобудуванні, нафтобурових установках.

Переваги ланцюгових передач:

- відсутність проковзування гнучкої ланки;
- високий ККД (096...098);
- менші, ніж у пасових передачах, габарити;
- сталість середнього передаточного відношення;
- можливість передавання обертового руху одним ланцюгом кільком валам;
- можливість передачі обертового моменту валам зі значною міжосьовою відстанню;
- менші сили, що діють на вали (порівняно з пасовими), так як немає необхідності у великому початковому натязі;
- можливість легкої заміни зношених деталей.

Недоліки ланцюгових передач:

- збільшення довжини ланцюга через спрацювання шарнірів;
- нерівномірність руху (шум, підвищені динамічні навантаження);
- потреба в додаткових пристроях для регулювання натягу;
- вимагають точної установки, змащування; дорожча за пасову.

Деталі ланцюгових передач

Ланцюги. У машинах застосовують *тягові* ланцюги – для переміщення вантажів у транспортуючих машинах; *вантажні* – для підвішування вантажів; *приводні* – для використання у ланцюгових передачах. Найбільш поширені типи приводних ланцюгів: роликові, втулкові та зубчасті.

Роликові ланцюги (рис. 7.2) складаються із зовнішніх та внутрішніх ланок, з'єднаних між собою шарніром. Пластини внутрішньої ланки напресовані на втулки, пластини зовнішньої ланки напресовані на валики, які розвальцьовують на торцях. Кожен валик входить у втулку і утворює шарнір. Ролик вільно обертається при входженні у зачеплення із зубцями зірочки.

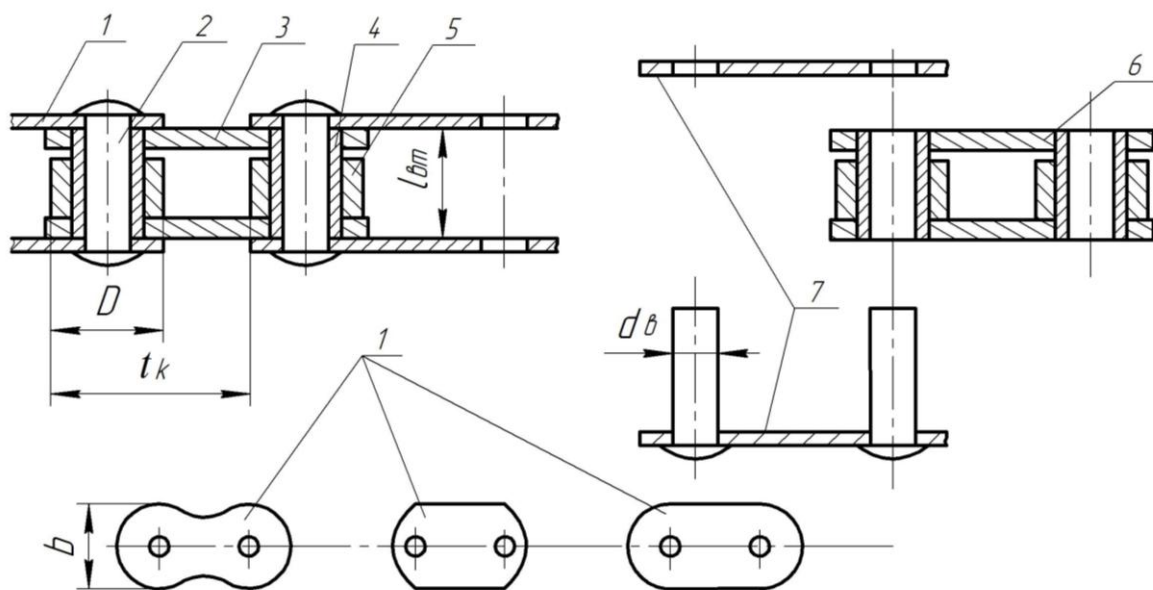


Рисунок 7.2

1 – пластина зовнішньої ланки; 2 – валик (вісь, палець); 3 – пластина внутрішньої ланки; 4 – втулка; 5 – ролик; 6 – внутрішня ланка (блок); 7 – зовнішня ланка (блок).

Умовне позначення стандартних приводних роликових ланцюгів: букви ПР, цифри перед буквами позначають кількість рядів (однорядні не позначаються), числа після букв позначають крок ланцюга в мм і руйнівне навантаження. Наприклад: ПР-25,4-5670 – однорядний приводний роликовий ланцюг, крок 25,4мм, руйнівне навантаження 56700Н; 2ПР-19,05-7200 – дворядний приводний роликовий ланцюг, крок 19,05мм, руйнівне навантаження 72000Н.

Конструкція втулкових ланцюгів відрізняється від конструкції роликових тільки відсутністю ролика. Маса і вартість втулкового ланцюга менші, ніж роликового, але менша і його зносостійкість.

Пластини ланцюгів виготовляють із вуглецевих і легованих сталей (сталі 40, 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A) із гартуванням до твердості $H=(32...44)HRC$, валики, втулки і ролики – із цементованих сталей (сталі 10, 15, 20, 12XH3A, 20XH3A, 40XH) з термообробкою до твердості $H=(45...65)HRC$.

Для нормального з'єднання ланцюгового контуру передачі необхідно, щоб число його ланок було парним.

Зірочки. Профіль та розміри зубців зірочки залежать від конструкції і розмірів ланцюга. Ділильне коло зірочки проходить через центри шарнірів ланцюга (рис. 7.3), його діаметр

$$d_d = \frac{t_{\text{л}}}{\sin(180^\circ/z)},$$

де $t_{\text{л}}$ – крок ланцюга; z – число зубців зірочки.

Всі інші розміри профілю зубців зірочки визначаються стандартом.

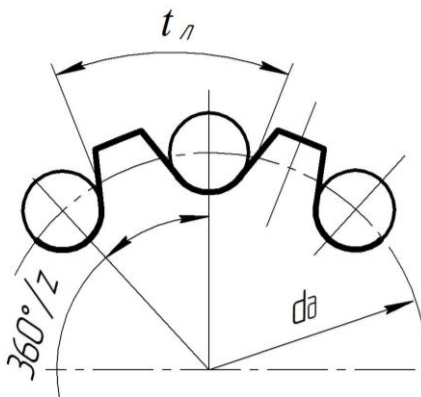


Рисунок 7.3

Зірочки виготовляють із середньовуглецевих або легованих сталей 45, 40X, 40XH, 35XГСА із поверхневим або об'ємним гартуванням до твердості $H=(45...55)HRC$, або цементованих сталей 15, 20X, 12XH3A з термообробкою до твердості $H=(55...60)HRC$.

Для зірочок тихохідних передач ($V < 3\text{ м/с}$) використовують чавуни.

Кількість зубців зірочок z_1 і z_2 призначають залежно від умов роботи і вимог, що ставлять до передач. Вони обмежуються спрацюванням шарнірів, динамічними навантаженнями (кінетичною нерівномірністю руху веденої системи), шумом передачі. Необхідно щоб $z_1 \geq z_{\text{min}}$, а $z_2 \leq z_{\text{max}}$, де $z_{\text{min}}=10...12$ – мінімальне число зубців, необхідне для забезпечення нормального входу і виходу із зачеплення шарнірів ланцюгом, $z_{\text{max}}=120$ – максимальне число веденої зірочки, що призначається для збільшення строку служби ланцюга. Бажано, щоб z_1 і z_2 були числа прості непарні.

Відстань між осями зірочок рекомендують брати оптимальною з діапазону

$$a=(30...50)t_{\text{л}}; \quad a_{\text{max}}=80t_{\text{л}}.$$

Тут $t_{\text{л}}$ – крок ланцюга. Це, у поєднанні з непарним числом зірочок, сприяє рівномірному спрацюванню ланцюга і зубців.

7.2. Класифікація ланцюгових передач

Ланцюгові передачі класифікують за такими ознаками.

За типом приводного ланцюга:

- передачі втулковими ланцюгами (однорядні, багаторядні, їх лінійна швидкість $V < 2 \dots 3 \text{ м/с}$ з питомим тиском у шарнірах $p < 10 \text{ Н/мм}^2$);
- передачі роликівими ланцюгами (однорядні і багаторядні з прямими та вигнутими пластинами кроком $t = 8 \dots 100 \text{ мм}$);
- передачі зубчастими ланцюгами. Застосовують їх при великих швидкостях (завдяки малому шуму), нестандартизовані; їх випуск не перевищує 5%;
- передачі гачковими ланцюгами.

За схемою передачі:

- двозіркова горизонтальна передача (рис. 7.4а) з регульованою міжосьовою відстанню a ;
- передача з натяжною (відтяжною) зірочкою (рис. 7.4б) з нерегульованою міжосьовою відстанню;
- багатозірчкові передачі (рис. 7.4в), число зірок може бути $m \geq 3 \dots 6$.

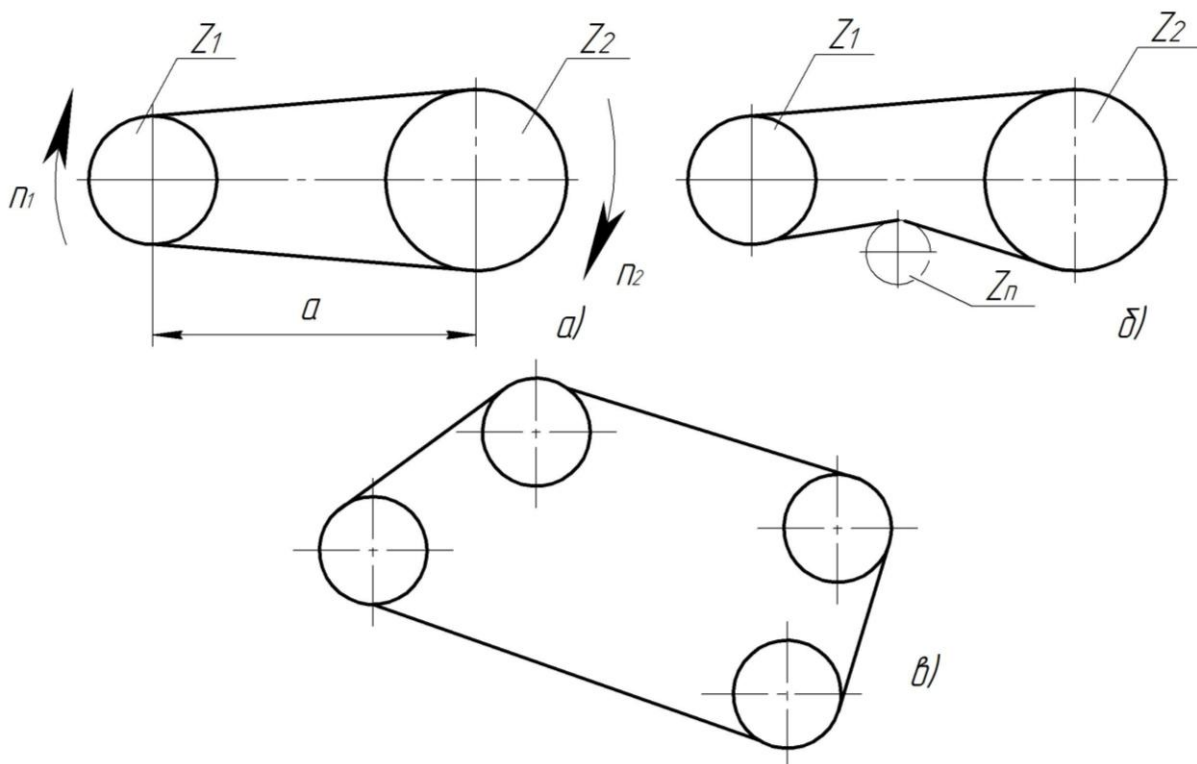


Рисунок 7.4

За передаточним числом:

- $u > 1$ – сповільнені передачі;
- $u < 1$ – прискорені передачі.

За способом натягу віток:

- з регульованою a ;
- з нерегульованою a .

За конструктивним оформленням:

- передачі відкриті;
- передачі закриті.

7.3. Параметри ланцюгових передач

Геометричні параметри

Крок ланцюга t_l є основним параметром, визначає розміри ланцюга і зірочок. Номінальний крок: 8; 9,525; 12,70; 15,875; 19,05; 25,40; 31,75; 38,10; 44,45; 50,80...мм.

Число зубців зірочок. При малому числі зубців зірочок збільшується спрацювання шарнірів і динамічні навантаження, при великій кількості зубців зірочки навіть невелике збільшення кроку ланцюга при зношенні чи витягуванні спричинює значне зміщення ланцюга на профілях зубців. Рекомендують приймати:

- для ведучої зірочки $z_1 = 31 - 2 \cdot u$;

- для веденої зірочки $z_2 = z_1 u$; де u – передаточне число передачі; причому $z_2 < 100 \dots 120$ – для передач з роликівими ланцюгами і $z_2 < 120 \dots 140$ – для зубчастих.

Рекомендують вибирати непарне число зубців зірочок, що у поєднанні з парним числом ланок ланцюга сприяє рівномірному спрацюванню зубців зірочок.

Діаметри ділільних кіл зірочок:

$$\text{ведучої } d_1 = t_l / \sin(180^\circ / z_1);$$

$$\text{веденої } d_2 = t_l / \sin(180^\circ / z_2).$$

Інші розміри зірочок визначають за стандартом залежно від вибраного профілю зубців.

Міжосьова відстань. Вибирають за компоновкою передачі.

Мінімальне значення визначається з умови, що кут охоплення ланцюгом меншої зірочки повинен бути не меншим 120°

$$a_{\min} = (d_{a1} + d_{a2}) / 2 + (30 \dots 50) \text{мм},$$

де d_{a1} , d_{a2} – діаметри вершин зубців ведучої та веденої зірочок відповідно.

Оптимальне значення $a_{opt} = (30 \dots 50) t_l$.

Довжина ланцюга в кроках (кількість ланок ланцюга)

$$L_{\text{л}} = \frac{2a}{t_{\text{л}}} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t_{\text{л}}}{a}.$$

Округляють до цілого числа, бажано парного.

Кінематичні параметри

Передаточне число (відношення)

$$u = i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Швидкість ланцюга (в середньому $V < 15$ м/с) визначають так

$$V = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot t_{\text{л}}}{60}.$$

Частоту обертання зірочок обмежують, щоб зменшити удар шарнірів ланцюга об зубці.

Сили у ланцюговій передачі

Натяг ведучої вітки ланцюга

$$F_1 = F_t + F_V + F_f,$$

де F_t – колова сила (корисне навантаження),

$$F_t = P_1 / V;$$

F_V – натяг від відцентрової сили,

$$F_V = q \cdot V^2;$$

F_f – натяг від власної ваги ланцюга,

$$F_f = K_f \cdot a \cdot q \cdot g;$$

де P_1 – потужність передачі;

V – швидкість ланцюга;

q – маса 1 м ланцюга;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с²;

K_f – коефіцієнт провисання ланцюга: для горизонтальної передачі

$K_f = 6$; для вертикальної $K_f = 1$; для нахиленої під кутом до 40°

до горизонту $K_f = 4$; для нахиленої під кутом більшим від 40°

$K_f = 2$.

Натяг веденої вітки ланцюга

$$F_2 = F_V + F_f.$$

При швидкостях ланцюга до 10 м/с сила натягу веденої вітки незначна і при розрахунках нею нехтують.

Сила, що діє на вали ланцюгової передачі

$$F_B = (1,05 \dots 1,15) F_t = F_t + 2F_f.$$

7.4. Критерії роботоздатності і розрахунок ланцюгових передач

Причини виходу із ладу ланцюгових передач:

- зношування шарнірів, що спричиняє порушення зачеплення ланцюга із зірочками через збільшення кроку;
- втомне руйнування пластин та роликів ланцюга;
- руйнування ланцюга при дії значних короткочасних перевантажень;
- зношування зубців зірочок.

На основі вказаних причин визначають **критерії роботоздатності**:

- стійкість проти спрацювання шарнірів ланцюга та зубців зірочок (зносостійкість),
- статична міцність ланцюга;
- стійкість проти втомного руйнування пластин та роликів;
- ударна стійкість роликів;
- безрезонансний режим роботи (вібростійкість).

Розрахунок ланцюгових передач полягає у підборі ланцюга за стандартом. При проектуванні ланцюгової передачі відомі: потужність P_1 , частота обертання вала ведучої зірочки n_1 , орієнтовна міжосьова відстань a_0 , умови роботи.

Найбільш вивченим та прогнозованим є зношування шарнірів ланцюга, тому розрахунок на забезпечення їх стійкості є основним.

Порядок розрахунку ланцюгової передачі на **зносостійкість** такий:

- за допомогою графіків призначають z_1 , визначають $z_2 = z_1 \cdot u$, бажано, щоб z_1 і z_2 були числа прості непарні;
- визначають крок ланцюга (проектний розрахунок) $t_{\min} \geq 12,7 \text{ мм}$

$$t_{\text{л}} = 28 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_1 \cdot k_E}{z_1 \cdot K_m \cdot [p]}}$$

де T_1 – крутний момент на валу ведучої зірочки;

K_m – коефіцієнт, що враховує число рядів ланцюга (для однорядних $K_m = 1$, дворядних $K_m = 1,7$);

$[p]$ – допустимий тиск у шарнірах ланцюга із умови стійкості його проти зношування, залежить від частоти обертання ведучої зірочки та кроку, тому приймають його орієнтовно з довідкової літератури;

k_E – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації передачі

$$k_E = k_a \cdot k_H \cdot k_{\text{дин}} \cdot k_{\text{рег}} \cdot k_{\text{зн}} \cdot k_p \leq 2,$$

де k_a – коефіцієнт, що враховує величину міжосьової відстані;
 k_H – коефіцієнт, що враховує кут нахилу передачі;
 $k_{дин}$ – динамічний коефіцієнт;
 $k_{рег}$ – коефіцієнт, що враховує спосіб регулювання натягу віток;
 $k_{зм}$ – коефіцієнт, що враховує спосіб змашування ланцюга;
 k_p – коефіцієнт режиму роботи;

- за розрахованим значенням t_l і прийнятим m вибирають ланцюг із стандартним кроком (носить варіантний характер);
- визначають швидкість ланцюга;
- визначають колову силу;
- перевіряють тиск у шарнірах

$$p = F_t \cdot k_E / A_{on} < [p],$$

де A_{on} – опорна поверхня шарніру, величина стандартна; тобто виконують **перевірний розрахунок**;

- уточнюють допустимий тиск у шарнірах

$$[p] = 22[1 + 0,01(z_1 - 17)];$$

- визначають число ланок ланцюга

$$L_t = 2a_t + 0,5z_\Sigma + \frac{\Delta^2}{a_t},$$

де $a_t = a/t = 40t/t = 40$; $z_\Sigma = z_1 + z_2$; $\Delta = (z_1 - z_2)/2\pi$;
округляють до цілого парного числа;

- уточнюють міжосьову відстань

$$a = 0,25t_l \left[L_t - 0,5z_\Sigma + \sqrt{(L_t - 0,5z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2} \right];$$

- визначають діаметри ділительних кіл зірочок

$$d_{Д1} = \frac{t_l}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}; \quad d_{Д2} = \frac{t_l}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}};$$

- визначають діаметри зовнішніх кіл зірочок

$$D_{E1} = t_l \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_1} + 0,7 \right) - 0,31d_1; \quad D_{E2} = t_l \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_2} + 0,7 \right) - 0,31d_1,$$

де d_1 – діаметр ролика;

- визначають сили, що діють на ланцюг F_V , F_f і вали F_B ;

- призначають спосіб змащування ланцюга, залежить він від швидкості ланцюга. При $V < 4 \text{ м/с}$ застосовують періодичне консистентне внутрішарнірне змащування (через кожні 120...180 годин роботи). Для цього мастило нагрівають до температури, що забезпечує її зрідження. При $4 \text{ м/с} < V < 10 \text{ м/с}$ змащування забезпечують зануренням ланцюга в масляну ванну на глибину до ширини пластини. При великих швидкостях ($V > 12 \text{ м/с}$) використовують циркуляційне струменеве змащування від насоса чи циркуляційне відцентрове з подачею масла через канали у валах і зірочках. Залежно від навантаження для змащування ланцюгових передач застосовують масла індустріальні 30, 50, а при малих навантаженнях – індустріальне 20.

Розрахунок ланцюга на статичну міцність (перевірний) при дії максимальних короточасних перевантажень виконують за умови, що розрахунковий запас міцності не менший від допустимого

$$S = \frac{Q_{руйн}}{\left(\frac{T_{max}}{T_{ном}}\right) F_t + F_t + F_f} \geq [S],$$

де $Q_{руйн}$ – руйнівне навантаження, вказане у стандарті на ланцюг;

$T_{max}/T_{ном}$ – коефіцієнт перевантаження;

$[S]$ – допустимий нормативний запас міцності, $[S] = 5 \dots 10$.

Розрахунок ланцюга на ударну стійкість роликів (перевірний). З умови обмеження кінетичної енергії співудару шарніра об зуб зірочки визначають

$$w_1 \leq w_{max} = 1370 \frac{D}{t_n \cdot \xi} \sqrt{\frac{B_p}{9,8q \cdot t_n}} \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

де B_p – довжина роликів;

q – вага погонного метра ланцюга;

t_n – номінальний крок ланцюга;

θ – кут тиску шарніру на зубі зірочки (вибирають з таблиць залежно від z_1), $\xi = \sin \theta$.

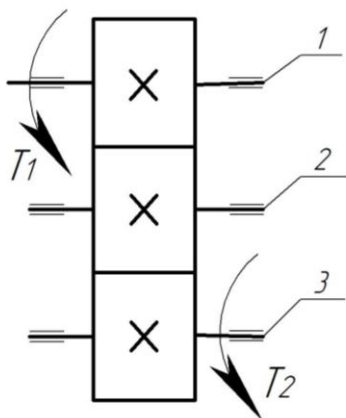
ТЕМА 8

ВАЛИ ТА ОСІ. ОПОРИ ТЕРТЯ КОВЗАННЯ

- 8.1. Вали та осі, їх призначення, класифікація
- 8.2. Розрахунок валів та осей на міцність
- 8.3. Опори валів (підшипники), їх призначення, класифікація
- 8.4. Опори тертя ковзання, їх переваги та недоліки, конструктивні особливості
- 8.5. Матеріали для виготовлення підшипників ковзання, змащувальні матеріали, види тертя
- 8.6. Розрахунок підшипників тертя ковзання



8.1. Вали та осі, їх призначення, класифікація



Вали та осі призначені для розміщення на них деталей, що обертаються (зубчастих коліс, шківів, барабанів і т.п.). Вал обертається і передає крутний момент. Вісь крутного моменту не передає, може обертатися або бути нерухомою.

На рис. 8.1 деталі: 1, 3 – вали, 2 – вісь.

Рисунок 8.1.

Вали класифікують:

- за формою геометричної осі: прямі, колінчасті, гнучкі;
- за формою нормального до осі перетину: суцільні, порожнинні;
- за конструктивним оформленням: гладкі (рис. 8.2а), фасонні (рис. 8.2б).

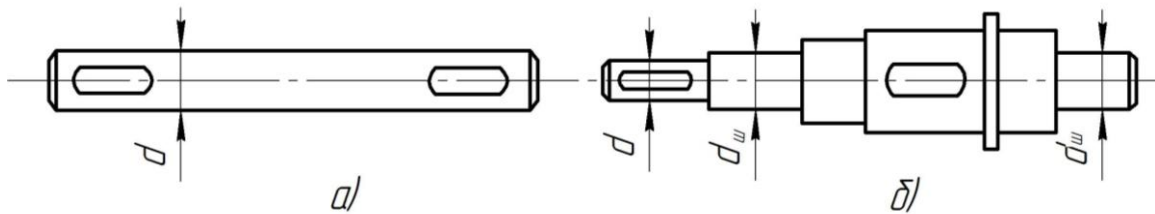


Рисунок 8.2

Вали та осі опираються на підшипники тертя кочення або тертя ковзання циліндричні, конічні, сферичні (рис. 8.3).

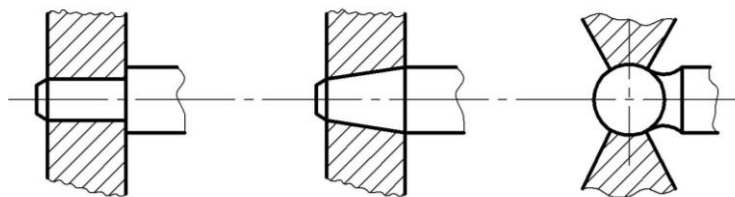


Рисунок 8.3

Матеріали для виготовлення валів – вуглецеві та легovanі сталі: сталь Ст.5 – для валів без термообробки; сталь 45 або 40Х – для валів з термообробкою (покращення); сталь 20 або 20Х – для швидкохідних валів на підшипниках ковзання. Іноді використовують спеціальні чавуни (ковкі або модифіковані).

8.2. Розрахунок валів та осей на міцність

Розрізняють **орієнтовний, попередній і перевірочний розрахунок валів** (осей).

Орієнтовний (проектний) розрахунок вала виконують, коли про вал нічого не відомо, а його довжина визначається розмірами розміщених на ньому деталей, тобто загальною компоновкою вала. Діаметр вхідного (вихідного) кінця вала визначають із умови міцності на кручення

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_к}}$$

де T – крутний момент, що передається валом;

$[\tau]_к$ – понижене допустиме значення напруження кручення, приймають рівним $10...50\text{Н/мм}^2$ (залежно від призначення вала).

Якщо відомий діаметр вала, з яким розрахунковий вал повинен з'єднуватися (наприклад, вал електродвигуна), то діаметр останнього приймають таким, що дорівнює діаметру відомого вала. При відомій довжині вала між опорами орієнтовний розрахунок не виконують.

Попередній розрахунок вала виконують для визначення величини діючих на вал згинальних і крутних моментів і встановлення небезпечних перетинів. При розрахунку вал зображають як балку, закріплену на двох опорах-підшипниках, відстань між опорами визначають за лінійними розмірами маточини колеса, підшипників, ущільнень і т.ін. До вала прикладають всі сили, що діють на насаджені деталі (шестерні, шківни, зірочки, черв'яки тощо) та інерційні сили. Зовнішні сили та опорні реакції вважають зосередженими і прикладеними: для маточини зубчастих коліс – всередині маточини; для підшипників – всередині підшипників. Для отриманої розрахункової схеми вала будують епюри згинальних та крутних моментів.

Крутні моменти, що передаються з допомогою шпонки, коротким шліцьовим з'єднанням, вважають прикладеними зосередженими всередині маточини. (При довгих шліцах момент потрібно вважати таким, що збільшується по довжині шліців за прямолінійним законом).

Вал з боку більшості муфт внаслідок неспіввісності осей несе додаткові навантаження силою $F_r = (0,2...0,5)F_t$, де F_t – колове зусилля муфти.

Основний вид руйнування валів – це **втомне руйнування**.

Статичне руйнування спостерігається значно рідше і можливе лише під дією випадкових короткочасних перевантажень. Тому розрахунок на статичну міцність є перевірним.

При розрахунку вала вважають, що нормальні напруження в ньому змінюються за симетричним циклом. Дотичні напруження приймають змінними за пульсуючим циклом, а при частому реверсі – за симетричним знакозмінним.

Використовуючи третю теорію міцності, сумарний згинальний момент $M_{3Г}$ і крутний момент T зводять до розрахункового (еквівалентного) моменту M_p

$$M_p = \sqrt{M_{3Г}^2 + 0,75T^2}.$$

За зведеним (розрахунковим) моментом M_p визначають мінімальний розмір перетину вала із умови його міцності згину

$$d_B = 3 \sqrt[3]{\frac{M_p}{0,1[\sigma]}}.$$

Допустимі напруження $[\sigma]$ вибирають залежно від режиму навантаження, передачі та матеріалу вала (осі).

Перевірочний розрахунок вала проводять для визначення запасів міцності за границею втомленості і границею текучості. Його виконують в окремих перетинах, небезпечних для міцнісного розрахунку.

Для виконання перевірного розрахунку потрібне креслення вала зі всіма його розмірами, технічними умовами на виготовлення, значення згинальних і крутних моментів у небезпечних перетинах, тощо.

Загальний запас міцності за границею витривалості визначають як

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{S_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{S_\tau}\right)^2}} \geq 1,5 \dots 2,5;$$

де

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\psi_\sigma \sigma_m + \sigma_a \frac{\kappa_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_0}} - \text{диференціальний запас міцності за нормальними напруженнями;}$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\psi_\tau \tau_m + \tau_a \frac{\kappa_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_0}} - \text{диференціальний запас міцності за дотичними напруженнями;}$$

σ_{-1}, τ_{-1} – границі витривалості за нормальними і дотичними напруженнями для симетричного циклу зміни напружень.

σ_m, τ_m – середні значення циклів зміни напружень;

σ_a, τ_a	– амплітудні напруження циклів;
$\kappa_\sigma, \kappa_\tau$	– ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині і крученні;
$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$	} коефіцієнти, що враховують чутливість матеріалів валів до асиметрії циклів зміни напружень;
$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$	
$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$	– масштабні фактори;
β_0	– коефіцієнти якості поверхні вала;
σ_0, τ_0	– границі витривалості при випробуванні зразка на втомну міцність за пульсуючим циклом зміни напружень;

Для вала з симетричним циклом зміни нормальних напружень

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \frac{M_p}{W_0}.$$

При пульсуючому циклі зміни дотичних напружень

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{T}{2W_p}.$$

Запас міцності за границею текучості

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sqrt{\sigma_{\max}^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \tau_{\max}^2}} \geq [S]_T,$$

де $\sigma_{\max}, \tau_{\max}$ – максимальні нормальні і дотичні напруження, що виникають при можливому короткочасному перевантаженні.

При використанні теорії міцності максимальних дотичних напружень приймають

$$\frac{\sigma_T}{\tau_T} = 2.$$

Для вуглецевих сталей допустиме значення запасу міцності $[S]_T$ приймають $[S]_{T \min} = 1,2 \dots 1,4$.

При потребі вали розраховують на жорсткість і коливання.

Основні збуджуючі сили, що викликають коливання, – це сили від незрівноваженості встановлених на них деталей. Розрізняють поперечні і крутні коливання.

8.3. Опори валів (підшипники), їх призначення, класифікація

Опори валів (підшипники) – це пристрої, які служать для забезпечення напрямку обертання валів та осей, а також сприймають осьові навантаження, що діють на них. За видом тертя їх поділяють на:

- опори тертя ковзання;
- опори тертя кочення.

Схема встановлення вала в опорах на цапфах показана на рис. 8.4.

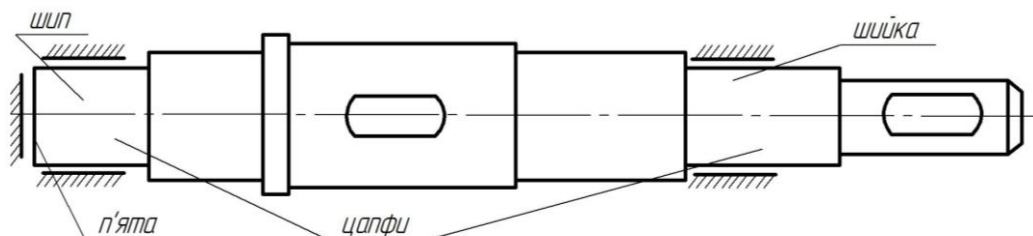


Рисунок 8.4

8.4. Опори тертя ковзання, їх переваги та недоліки, конструктивні особливості

Переваги опор тертя ковзання порівняно з опорами тертя кочення:

- при рідинному режимі змащування при збільшенні частоти обертання вала зростає довговічність підшипників;
- масляний шар у підшипнику поглинає поштовхи, вібрації тощо;
- можна встановити в такому місці, де не можливо встановити підшипники кочення (конструкція потребує роз'єму, вали дуже великого діаметру, відстань між валами незначна).

Недоліки підшипників ковзання:

- потребують складних змащувальних пристроїв;
- великий розхід мастила для змащування;
- значне зношення цапф.

Конструктивні особливості підшипників ковзання

Підшипник ковзання складається з корпусу, робочих елементів (вкладишів), змащувальних і захисних пристроїв (рис. 8.5).

Корпус підшипника може бути цільним (як окрема деталь або заодно ціле з другою нерухомою деталлю) або роз'ємним. Цільний корпус використовують для малих діаметрів цапф, щоб уникнути труднощів осьового монтажу.

При литві вкладиша товщина $\delta = 0,01d$, при прокатці $\delta = 0,2...0,3$ мм. Вкладиші в гніздо підшипника встановлюють з натягом. Від провертання їх штопорять установочними штифтами.

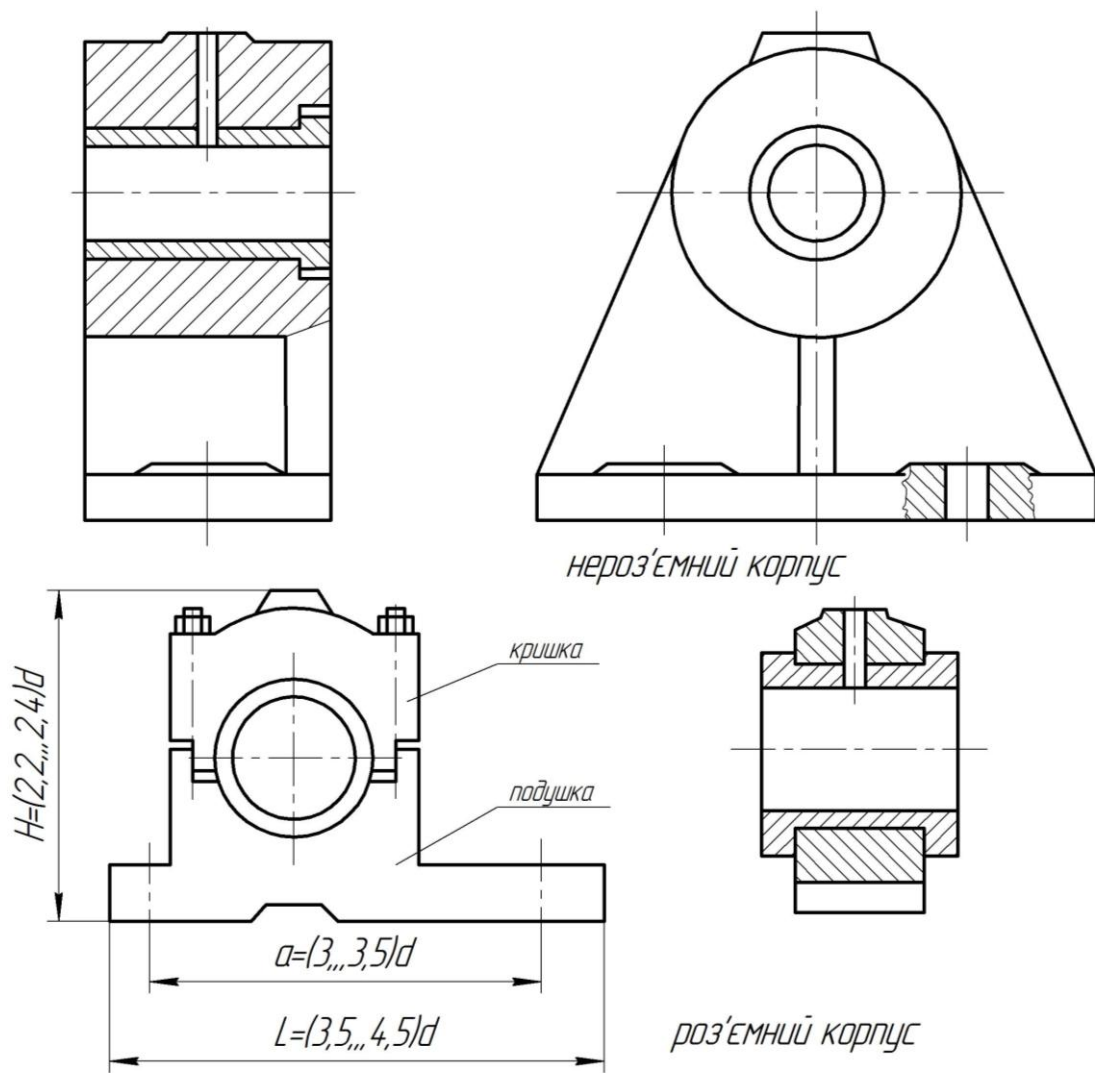


Рисунок 8.5

Робочі елементи підшипників ковзання (рис. 8.6):

- для нероз'ємного корпусу (втулка);
- для роз'ємного корпусу (вкладиш);

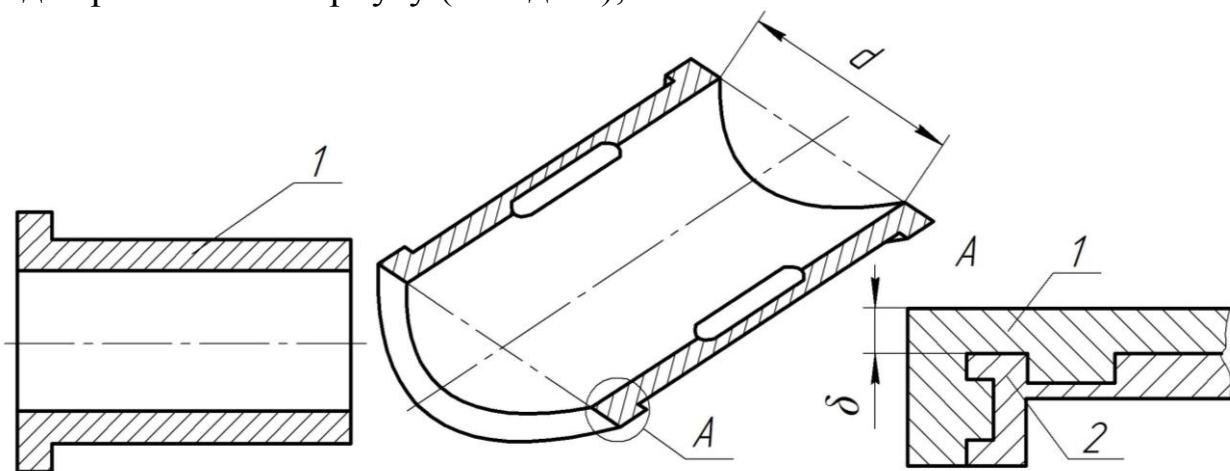


Рисунок 8.6

1 – антифрикційний матеріал, 2 – стальна стрічка.

8.5. Матеріали для виготовлення підшипників ковзання, змащувальні матеріали, види тертя

Основні вимоги до підшипникових матеріалів: антифрикційність, зносостійкість, втомленісна міцність.

Матеріали для виготовлення корпусів підшипників: сірий чавун, сталь. Матеріали робочих елементів підшипників можна розділити на три групи: метали, неметали, металокераміка.

Метали – це бабіти; бронзи; чавуни спеціальні антифрикційні; сплави на цинковій та алюмінієвій основі.

Неметали: гума, дерево (дуб, пресована деревина), камені, пластмаси, графітні матеріали.

Металокерамічні матеріали. Виготовляють їх з металевого порошку під тиском з наступним спіканням. Використовують для малозмащуваних підшипників (важкодоступних).

Змащувальні матеріали вибирають залежно від матеріалів підшипників. Мастило використовують для зменшення тертя, відводу тепла, захисту від корозії. Бабіти і бронзи змащують рідкими маслами (мінеральними, тваринними і рослинними). Чавуни змащують густими маслами УС-1, УС-2, УС-3 (солідоли), як загусник використовують мило, графіт. Гуму і дерево змащують водою, каміння гасом або спеціальними маслами. Пластмаси найчастіше працюють без мастила. Для підшипників, що працюють у вакуумі, застосовують тверді мастила: графіт і двохсірчаний молібден.

Види тертя у підшипниках. Залежно від кількості мастила між поверхнями, що труться, розрізняють:

- сухе тертя (відсутні навіть сліди масла, води, гасу), можливе лише у лабораторних умовах, $f \geq 1$;
- напівсухе тертя, коли на поверхнях є залишки масла, $f > 0,3$;
- граничне тертя, між поверхнями, що труться, знаходиться дуже тонкий шар мастила, $f = 0,1 \dots 0,3$;
- рідинне тертя, поверхні повністю розділені мастилом і тертя проходить тільки між шарами масла, $f = 0,0015 \dots 0,003$.

8.6. Розрахунок підшипників тертя ковзання

Критерії роботоздатності і розрахунку підшипників ковзання: міцність шипа, стійкість проти спрацювання, опір матеріалу проти втомленості. Розрахунок підшипників ведуть за максимально навантаженим підшипником, приймаючи, що діаметр шийки завжди дорівнює діаметру шипа. Розрахунок підшипників, які працюють в умовах граничного тертя, включає:

- розрахунок пари шип-підшипник за питомим тиском (на стійкість проти спрацювання);

- розрахунок шипа на міцність;
- розрахунок пари шип-підшипник на не заїдання.

Розрахунок підшипників, які працюють в умовах рідинного тертя, включає:

- розрахунок на міцність шипа;
- гідродинамічний розрахунок, визначають зазори, розхід і температуру мастила.

Розрахунок шипа на міцність (рис. 8.7).

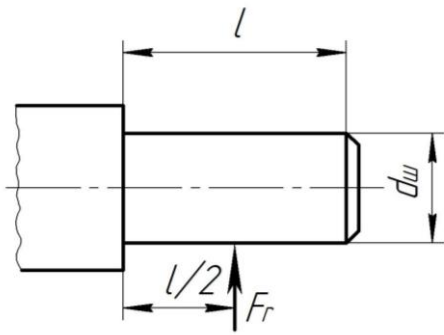


Рисунок 8.7

$$\sigma = \frac{M}{W_o} = \frac{16F_r \cdot l}{\pi \cdot d_{ш}^3} \leq [\sigma]_{3Г},$$

де F_r – радіальна сила; $d_{ш}$ – діаметр шипа, відомий з конструкції вала, тому визначають його довжину l . Відношення

$\frac{l}{d_{ш}} = \varphi$ – це коефіцієнт геометрії шипа,

приймають $\varphi = 0,6...1,0$; для самовстановлюючих підшипників $\varphi \leq 1,2...1,5$.

Розрахунок за питомим тиском (рис. 8.8).

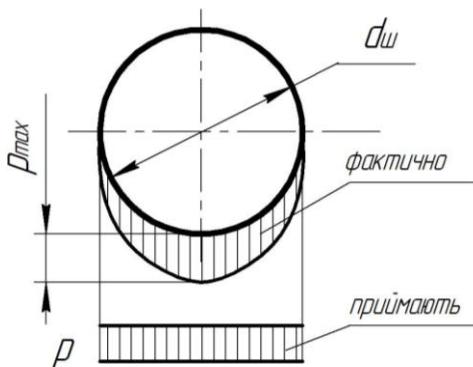


Рисунок 8.8

Максимальний питомий тиск залежить від зазорів, його важко визначити. Тому приймають, що навантаження розподіляється рівномірно, тобто

$$p = \frac{F_r}{d_{ш} \cdot l} \leq [p].$$

Звідки

$$l \geq \frac{F_r}{d_{ш}} [p].$$

Розрахунок пари шип-підшипник на не заїдання.

Умовно приймають, що не заїдання відбудеться, якщо

$$p \cdot V \leq [p \cdot V];$$

де $p = \frac{F_r}{d \cdot l}$ – питомий тиск, Н/мм²; $V = \frac{\pi \cdot d_{ш} \cdot n}{6 \cdot 10^3}$ – колова швидкість, м/с;

$[pV]$ – допустиме значення добутку питомого тиску і швидкості, що визначається практикою.

Тоді
$$l \geq \frac{F_r \cdot n}{1910l} \leq [p \cdot V].$$

Як кінцевий розмір шипа беруть найбільший із цих трьох розрахунків.

ТЕМА 9

ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

- 9.1. Підшипники кочення, їх призначення, переваги і недоліки, класифікація
- 9.2. Конструкція підшипників кочення, їх маркування, матеріали для виготовлення
- 9.3. Види руйнування і критерії розрахунку підшипників кочення
- 9.4. П'яти, конструктивні особливості, порядок розрахунку



9.1. Підшипники кочення, їх призначення, переваги і недоліки, класифікація, маркування

Підшипники кочення – це основний вид опор у машинобудуванні.

Переваги порівняно із підшипниками ковзання: велика номенклатура, повна взаємозамінність, малі втрати при обертанні (в 5...10 раз менші у момент пуску, ніж у підшипниках ковзання), неспрацювання цапф валів, простота в обслуговуванні, малі габарити за довжиною, малий розхід змащувальних матеріалів. Це найбільш широко стандартизовані деталі в міжнародному масштабі.

Недоліки: із зростанням частоти обертання вала їх довговічність падає; більш жорсткі; викликають шум і вібрації; при ударних навантаженнях понижується роботоздатність; нероз'ємні; великі габарити за діаметрами; здатні до перегрівання.

Підшипники кочення класифікують за такими ознаками:

Формою тіла кочення:

- шарикові (рис. 9.1а);
- роликіві. Розрізняють ролики: короткі циліндричні (рис. 9.1б), довгі циліндричні (рис. 9.1в), звиті (рис. 9.1г), конічні (рис. 9.1д), бочкоподібні циліндричні (рис. 9.1е), бочкоподібні конічні (рис. 9.1ж), голкоподібні (рис. 9.1з).

Шарикопідшипники більш швидкохідні, менш жорсткі до співвісності розточок, стопорять (фіксують) в осьовому напрямку вали, здатні сприймати невелике осьове навантаження. Але їх вантажопідйомність на 70...90% менша, ніж роликопідшипників.

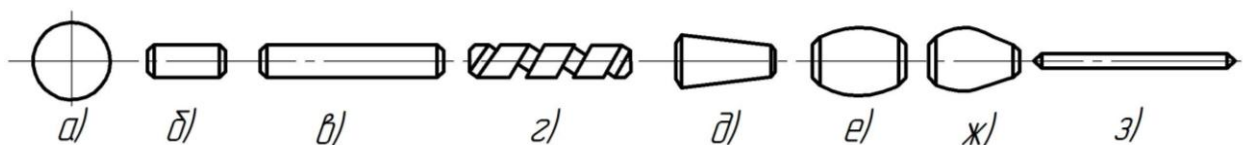


Рисунок 9.1

Видом навантаження, яке сприймають: радіальні, радіально-упорні, упорно-радіальні, упорні.

Ознакою самовстановлення: несамовстановлюючі, самовстановлюючі.

Серіями. Залежно від співвідношення зовнішнього D і внутрішнього d діаметрів розрізняють сім серій (рис. 9.2): а) – надлегкі 2, б) – особливо легкі 2, в) – легка, г) – середня, д) – важка. Ще є 4 серії за шириною підшипника B : вузькі, нормальні, широкі і особливо широкі.

Числом рядів тіл кочення: однорядні, дворядні, багаторядні.

Точністю виготовлення. П'ять класів точності: 0, 6, 5, 4, 2; 0 – нормальний клас, застосовують у загальному машинобудуванні.

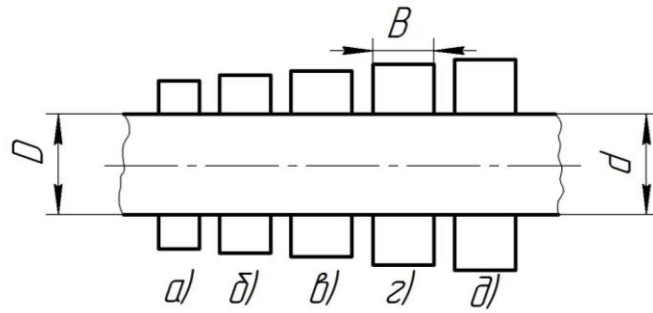


Рисунок 9.2

9.2. Конструкція підшипників кочення, їх маркування, матеріали для виготовлення

Конструктивно кожний підшипник кочення (рис. 9.3) складається із зовнішнього 1 і внутрішнього 4 кілець, тіл кочення 2 і сепараторів 3. Але можуть бути підшипники і без одного або навіть двох кілець.

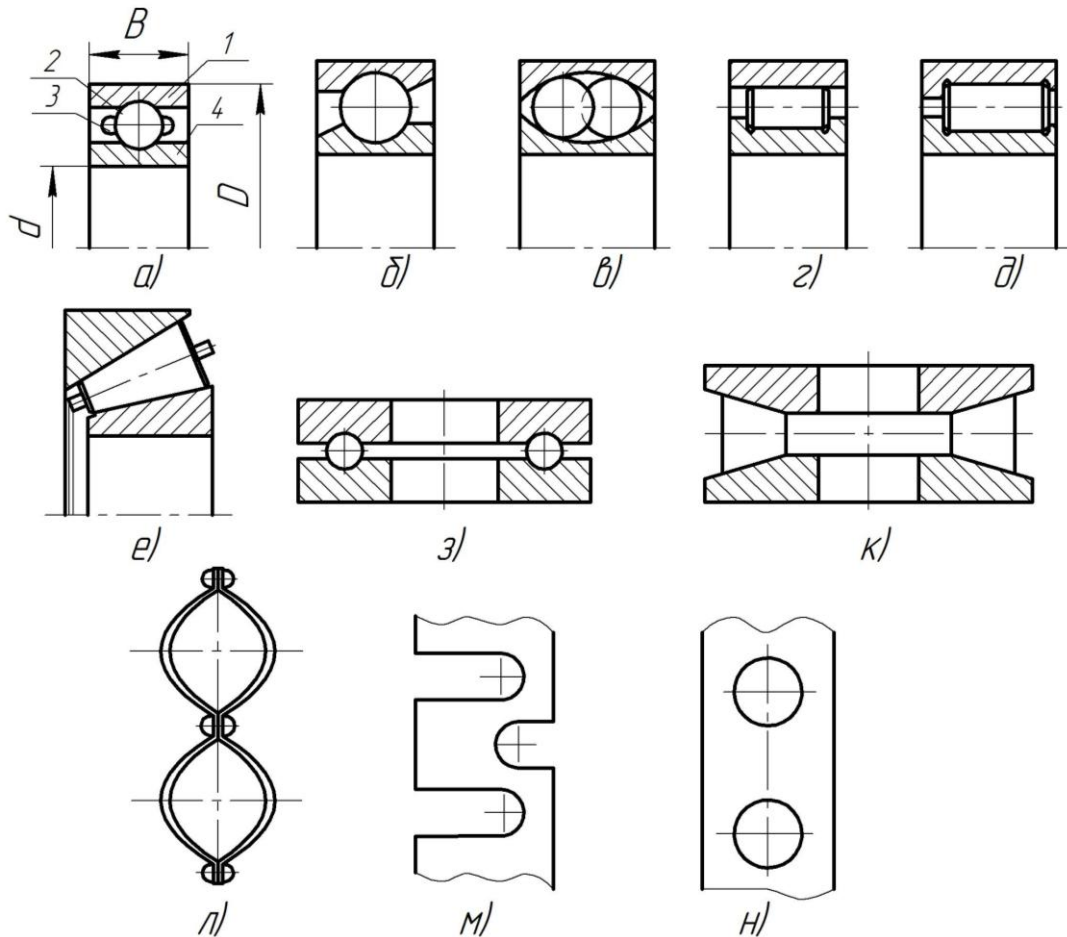


Рисунок 9.3. Найбільш поширені підшипники кочення і типи сепараторів:

а) радіальний шариковий однорядний, б) радіально-упорний шариковий, в) шариковий радіальний дворядний сферичний, г) радіальний з короткими циліндричними роликами; д) радіальний з довгими циліндричними роликами, е) радіально-упорний конічний, з) шариковий упорний, к) роликовий упорний, л) сталевий штампований сепаратор, м) сталевий штампований листовий сепаратор для дворядних підшипників, н) масивний (бронза, пластмаса) сепаратор для швидкохідних підшипників.

Маркування шарико- і роликопідшипників

Виконують за допомогою цифр. Кожна цифра характеризує певну ознаку підшипника за такою схемою.

Для підшипників з внутрішнім діаметром від 20мм до 495мм дві останні цифри позначають номінальний внутрішній діаметр підшипника (номінальний діаметр вала у місці посадки підшипника) в мм, поділений на п'ять. Для всіх підшипників із внутрішнім діаметром від 10 до 17мм маркування проводять так:

Внутрішній діаметр підшипника	10	12	15	17
Позначення (дві останні цифри)	00	01	02	03

Третя цифра справа позначає серію підшипника.

3-тя цифра справа	1	2	3	4	5	6
назва серій	особливо легка (основна)	легка	середня	важка	легка широка	середня широка

Четверта цифра справа позначає тип підшипника. Типи позначаються такими цифрами:

- радіальний шариковий однорядний – 0;
- радіальний шариковий дворядний сферичний – 1;
- радіальний з короткими циліндричними роликами – 2;
- радіальний роликовий дворядний сферичний – 3;
- роликовий з довгими циліндричними роликами або голками – 4;
- роликовий з витими роликами – 5;
- радіально-упорний шариковий – 6;
- роликовий конічний – 7;
- упорний шариковий – 8;
- упорний роликовий – 9.

П'ята або п'ята і шоста цифри справа, які вводяться не для всіх підшипників, позначають конструктивні особливості (кут контакту, наявність ущільнення тощо). При цьому цифри ставлять так:

- 1 – для роликових циліндричних з одним буртом зовнішнього кільця;
- 2 – для конічних роликових з великим кутом;
- 3 – для радіально-упорних шарикових з $\beta = 12^\circ$;
- 4 – для радіально-упорних шарикових з $\beta = 26^\circ$;
- 5 – для підшипників з виточкою на зовнішньому кільці під стопорне кільце;
- 6 – для конічних підшипників з буртиком зовнішнього кільця.

Цифри 6, 5, 4, 2, які ставлять через дефіс перед умовним позначенням, позначають клас точності. Нормальний клас – 0, не ставиться.

Наприклад,
210, 310, 410 - шарикові радіальні однорядні з $d=50$ мм, відповідно легкої, середньої і важкої серій нормального класу точності;
2216, 2361, 2416 - роликові підшипники з $d=80$ мм відповідно легкої, середньої і важкої серії;
7516 - конічний легкої широкої серії.

Матеріали, які застосовують для виготовлення деталей підшипників кочення: зовнішні, внутрішні кільця і тіла кочення виготовляють із високовуглецевих сталей ШХ15, ШХ150Г, цементованих легованих сталей 16ХГТ і 20Х2Н4А; для роботи в умовах високих температур застосовують теплостійкі сталі 35Х18 та ін; при ударних навантаженнях тіло кочення виготовляють із пластмаси.

Твердість кілець і роликів *HRC* 60...66, шариків – *HRC* 62...66.

Сепаратори виготовляють із м'якої сталі методом штампування. Для високошвидкісних підшипників – із антифрикційних матеріалів (бронза, анодований дюралюміній, металокераміка, текстоліт, пластифікована деревина або пластмаса з металевим каркасом).

9.3. Види руйнування і критерії розрахунку підшипників кочення

Основними видами руйнування підшипників кочення є:

- втомне викришування робочих поверхонь (у більшості підшипників біжучої доріжки внутрішнього кільця, у сферичних – на зовнішніх). Це є характерним для навантажених підшипників, працюючих у маслі без забруднення; причини викришування – контактні напруження;
- руйнування кілець і тіл кочення (сколювання буртів, роздавлювання кілець або шариків; роздавлювання – явище ненормальне;
- зношення кілець і тіл кочення (робота у абразиві, незадовільні захисні пристрої);
- утворення вм'ятин на робочих поверхнях (брінелювання) при динамічних навантаженнях і великих статичних (місцеві пластичні деформації);
- руйнування сепараторів (характерне для швидкохідних підшипників).

Підшипники розраховують за критеріями витривалості (розрахунок на довговічність) і статичної вантажопідйомності (на відсутність вм'ятин).

Розрахунок підшипників на довговічність (за критеріями витривалості)

Розрахунок на довговічність виконують відповідно зі стандартом. Спочатку, виходячи із умов експлуатації і конструкції підшипникового вузла, величини діючих на підшипник сил, режиму навантаження, діаметра підшипник і частоти обертання вала, призначають тип підшипника. Для підшипників з частотою обертання $n \geq 10$ об/хв експериментально встановлено залежність для визначення ресурсу

$$\left(\frac{C}{F_{екв}} \right)^\alpha = L,$$

де C – динамічна вантажопідйомність, тобто постійне навантаження, яке може витримати підшипник протягом 10^6 обертів;

$F_{екв}$ – еквівалентне (зведене, розрахункове) навантаження;

L – ресурс, тобто сумарне число мільйонів обертів до появи ознак втомленості;

α – показник степеня, для шарикопідшипників $\alpha=3$, для роликотпідшипників $\alpha=3,33$.

При частоті обертання $n = 1 \dots 10$ об/хв приймають $n = 10$ об/хв.

Для радіальних шарикових і радіально-упорних шарико- і роликотпідшипників еквівалентне навантаження визначають як

$$F_{екв} = (XK_k F_r + YF_o) K_\delta K_t;$$

для підшипників з короткими циліндричними роликами

$$F_{екв} = F_r K_k K_\delta K_t;$$

для упорних підшипників

$$F_{екв} = F_o K_\delta K_t;$$

для упорно-радіальних підшипників

$$F_{екв} = (XF_r + YF_o) K_\delta K_t,$$

де F_r – радіальне навантаження, Н; F_o – осьове навантаження, Н;

X, Y – коефіцієнти радіального і осьового навантаження (наводяться

у таблицях залежно від відношення $\frac{F_o}{K_k F_r} = e$);

K_k – коефіцієнт кільця (враховує, яке кільце обертається). При обертанні внутрішнього кільця $K_k=1$;

K_δ – коефіцієнт безпеки, враховує динамічне навантаження;

K_t – температурний коефіцієнт; при $t \leq 100^\circ\text{C}$ $K_t=1$.

Оскільки

$$L = 60n \cdot L_h / 10^6,$$

то для обчисленої $F_{екв}$ потрібна динамічна вантажопідйомність

$$C = L^{\frac{1}{\alpha}} \cdot F_{екв} = \left(\frac{60n \cdot L_h}{10^6} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \cdot F_{екв} \leq C_{табл},$$

де n – частота обертання вала, об/хв;

L_h – довговічність (число годин роботи).

Переважно середнє значення $L_h = 2500 \dots 10000$ годин. Знаючи C і d (діаметр шипа або шийки, а вони відомі після конструювання валів), за допомогою каталогу підбирають підшипник.

Якщо підшипники підібрані конструктивно, то перевіряють їх ресурс

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^{\alpha} \text{ годин.}$$

При розрахунку радіально-упорних підшипників потрібно враховувати виникнення осьової сили у підшипниках завдяки куту β нахилу біжучої доріжки до площини підшипника. Цю силу приймають:

- для шарикопідшипників

$$F_o = eF_r;$$

- для роликотпідшипників

$$F_o = 0,83eF_r,$$

де 0,83 – коефіцієнт, пов'язаний з іншим законом розподілу навантаження між тілами кочення.

При цьому e вибирають із таблиць або графіків залежно від кута контакту β .

Розрахунок підшипників на статичну міцність

При частоті обертання $n \leq 10$ об/хв і коливному русі підшипники вибирають за статичною вантажопідйомністю, яку для радіальних шарикових, радіально-упорних, шарико- і роликотпідшипників визначають як більшу із розрахункових

$$F_{екв} = X_o F_r + Y_o F_o \quad \text{та} \quad F_{екв} = F_r,$$

де X_o і Y_o – коефіцієнти з таблиць.

При цьому

$$F_{екв} \leq C_0,$$

де C_0 – статична вантажопідйомність підшипника, приведена у каталогах.

9.4. П'яти, конструктивні особливості, порядок розрахунку

П'яти (рис. 9.4) призначені для передачі осьової сили вала на підп'ятник. За конструкцією бувають:

- суцільна п'ята (рис. 9.4а). Спрацювання п'яти нерівномірне, тому що різні швидкості по радіусу. Основний недолік – у припрацьованій п'яті $r_{\max} \gg r$. Подати мастило в центр такої п'яти неможливо, тому їх майже не застосовують;

- гребінчаста п'ята (рис. 9.4б). Застосовується тоді, коли кільцева п'ята не витримує навантажень;

- кільцева п'ята (рис. 9.4в). Найбільш розповсюджена конструкція.

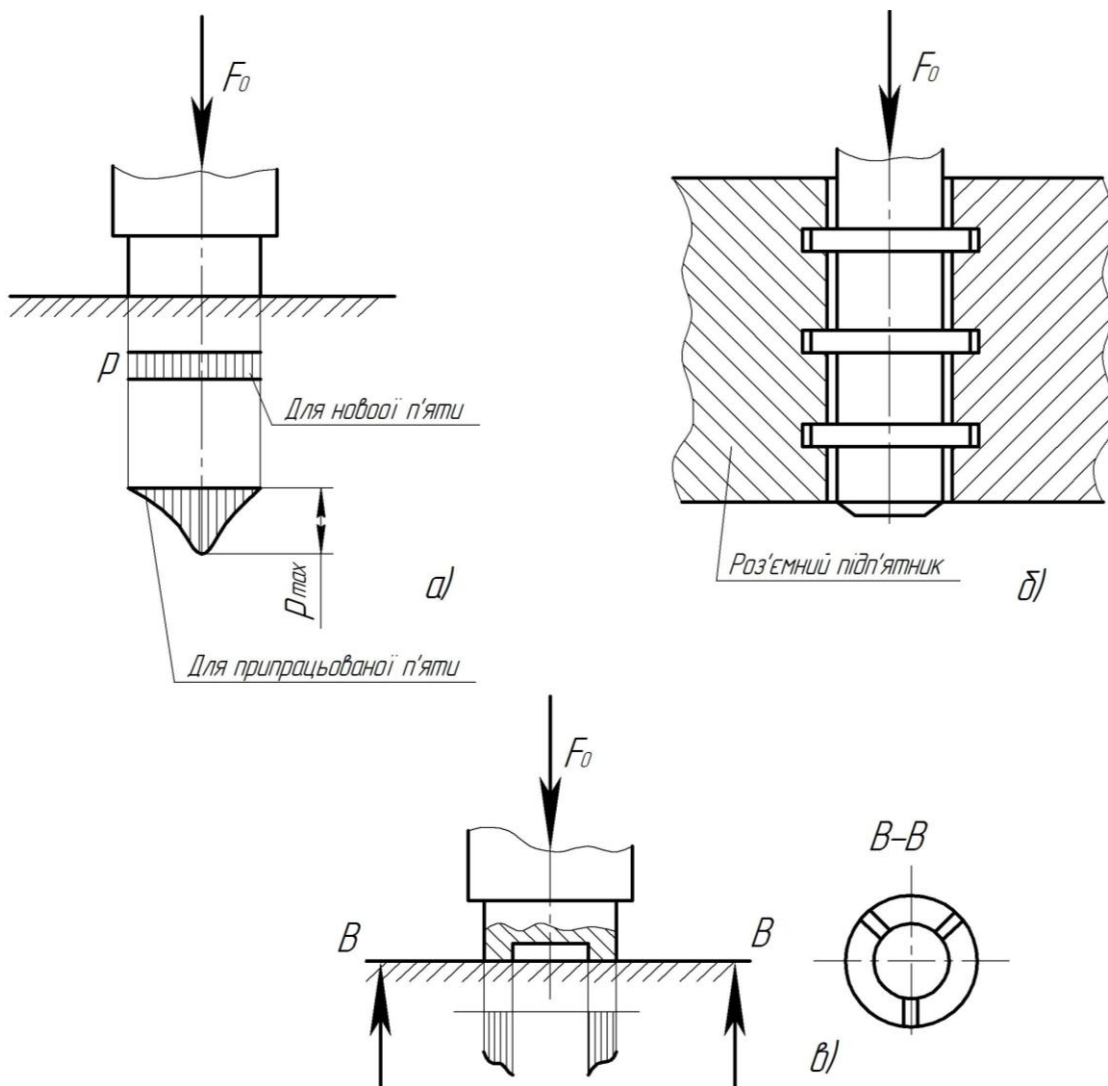
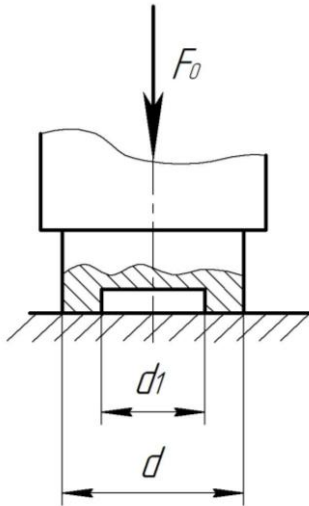


Рисунок 9.4

Розрахунок кільцевої п'яти



Розрахунок пари п'ята-підп'ятник (рис. 9.5) виконують за питомим тиском і на незаїдання.

Розрахунок за питомим тиском.

$$p = \frac{4F_0}{\pi(d^2 - d_1^2) \cdot \psi} \leq [p],$$

де $\psi = 0,9 \dots 0,95$ – коефіцієнт, який враховує не використані площадки контакту (радіальні канавки);

$$\beta_0 = \frac{d_1}{d} = 0,4 \dots 0,5.$$

Тоді

Рисунок 9.5

$$d \geq \sqrt{\frac{4F_0}{\pi(1 - \beta_0^2) \cdot \psi \cdot [p]}}.$$

Розрахунок на незаїдання.

З умови

$$p \cdot V_{cp} \leq [p \cdot V_{cp}],$$

де p – питомий тиск, Н/мм², визначають його за формулою

$$p = \frac{4F_0}{\pi \cdot d^2 (1 - \beta_0^2) \psi};$$

V_{cp} – середня швидкість, м/с, яку визначають так

$$V_{cp} = \frac{\pi \cdot d_{cp} \cdot n}{6 \cdot 10^3} = \frac{\pi(d_1 + d)n}{2 \cdot 60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot d(1 + \beta_0)n}{2 \cdot 60 \cdot 1000}.$$

Після підстановки, отримують

$$p \cdot V_{cp} = \frac{4F_0}{\pi \cdot d^2 (1 - \beta_0^2) \psi} \cdot \frac{\pi \cdot d(1 + \beta_0)n}{2 \cdot 60 \cdot 1000} = \frac{F_0 \cdot n}{3000d(1 - \beta_0)\psi} \leq [p \cdot V_{cp}];$$

звідки визначають

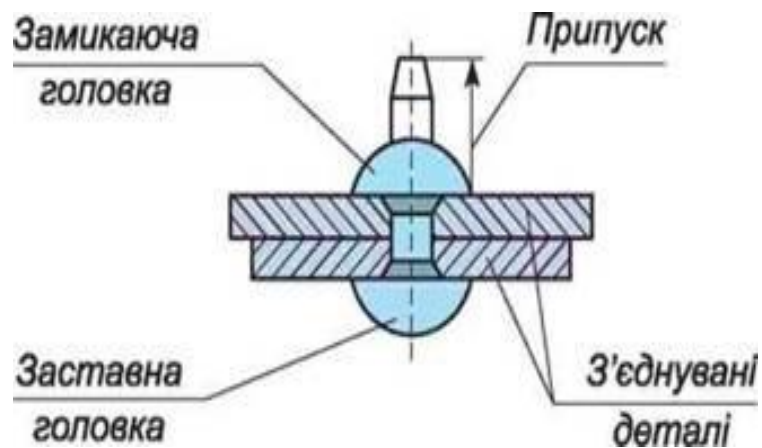
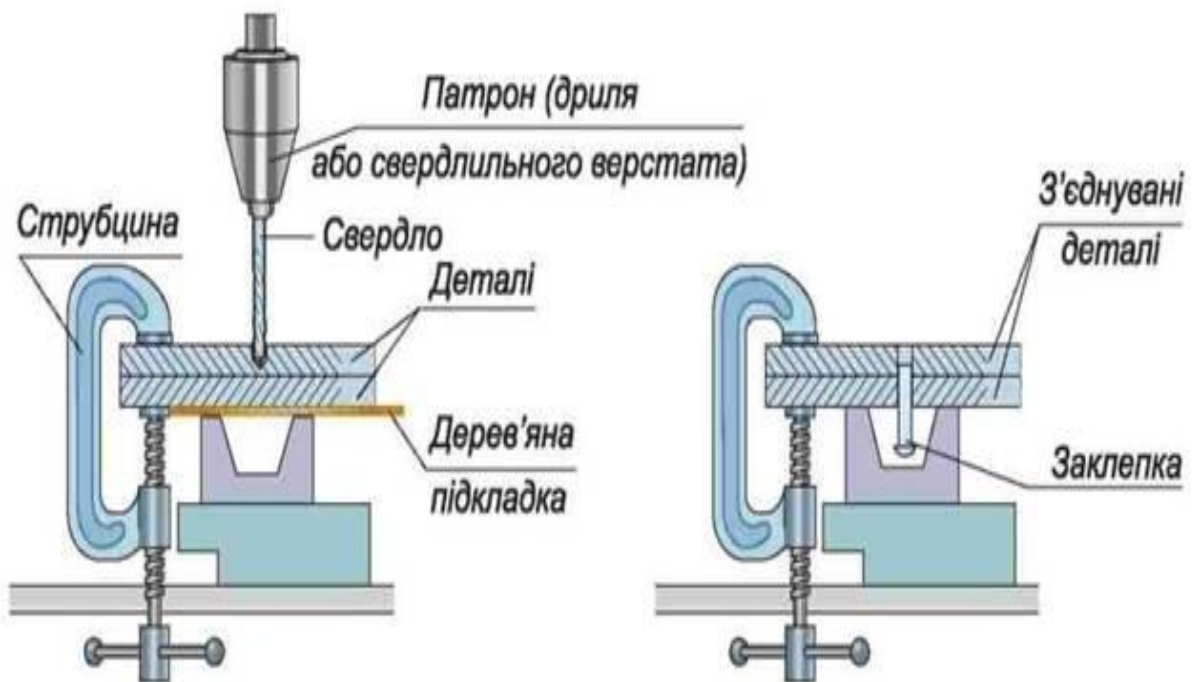
$$d \geq \frac{F_0 \cdot n}{3000(1 - \beta_0) \cdot \psi [p \cdot V_{cp}]}.$$

Із отриманих розрахунків кінцево приймають більший розмір.

ТЕМА 10

НЕРОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ

- 10.1. Класифікація з'єднань
- 10.2. Класифікація і розрахунок заклепкових з'єднань
- 10.3. Класифікація і розрахунок зварних з'єднань
- 10.4. З'єднання посадками з гарантованим натягом (пресові з'єднання)



10.1. Класифікація з'єднань

Деталі і вузли у машинах з'єднані між собою. Ці зв'язки бувають рухомі і нерухомі. Рухомі зв'язки обумовлюються кінематикою взаємного руху з'єднаних деталей. Нерухомі – викликані необхідністю роз'єднання машин на вузли і деталі. Властиво, нерухомі зв'язки будемо називати з'єднаннями.

За ознакою роз'ємності з'єднання поділяють на дві основні групи: **нероз'ємні** (розбирання яких неможливе без руйнування з'єднуючих елементів) і **роз'ємні** (з'єднання, які можна неодноразово розібрати і знову збирати без руйнування або суттєвих пошкоджень з'єднуючих елементів).

Нероз'ємні з'єднання – це заклепкові, зварні, клеєві; роз'ємні – це різьбові, шпонкові, зубчасті (шліцьові), профільні, клинові, штифтові.

Проміжне положення між роз'ємними та нероз'ємними з'єднаннями займають з'єднання з гарантованим натягом по циліндричних і конічних поверхнях.

10.2. Класифікація і розрахунок заклепкових з'єднань

Заклепкові з'єднання до недавнього часу були основним видом нероз'ємного з'єднання. Зараз область їх використання різко звузилась у зв'язку з доступністю зварювання. Такі з'єднання використовують там, де є вібрації (літакобудування, кораблебудування), тому що надійність зварних з'єднань у таких випадках різко падає. Заклепками також з'єднують деталі виготовлені з матеріалів, що важко зварюються.

Технологія виготовлення заклепкового з'єднання зображена на рис. 10.1.

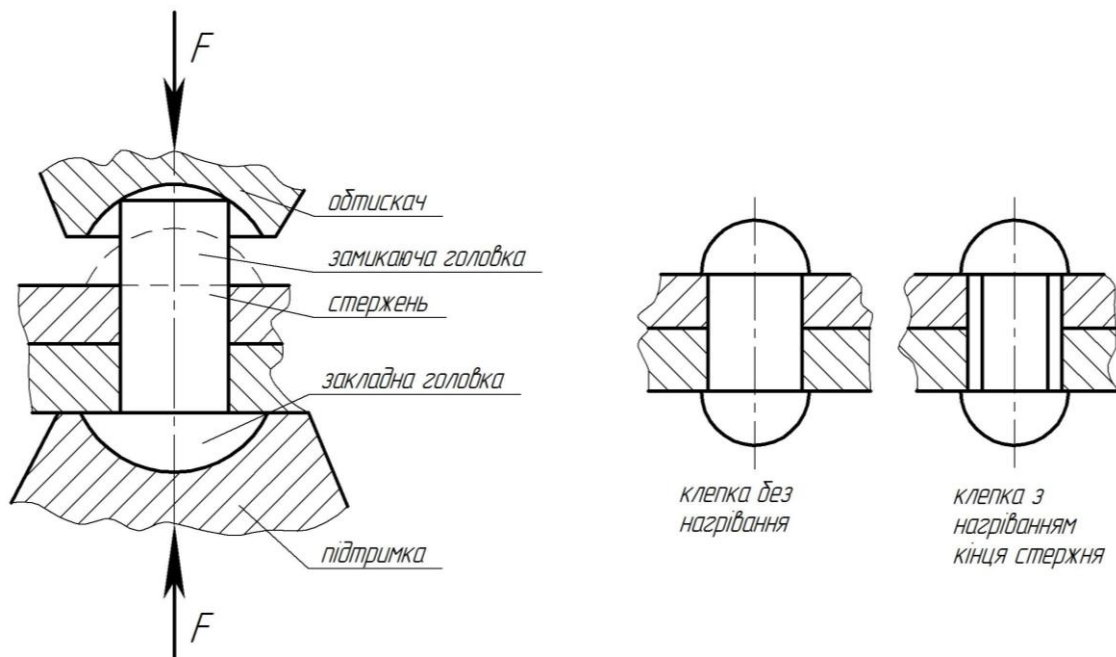


Рисунок 10.1

Класифікація заклепкових з'єднань наведена на рис. 10.2.

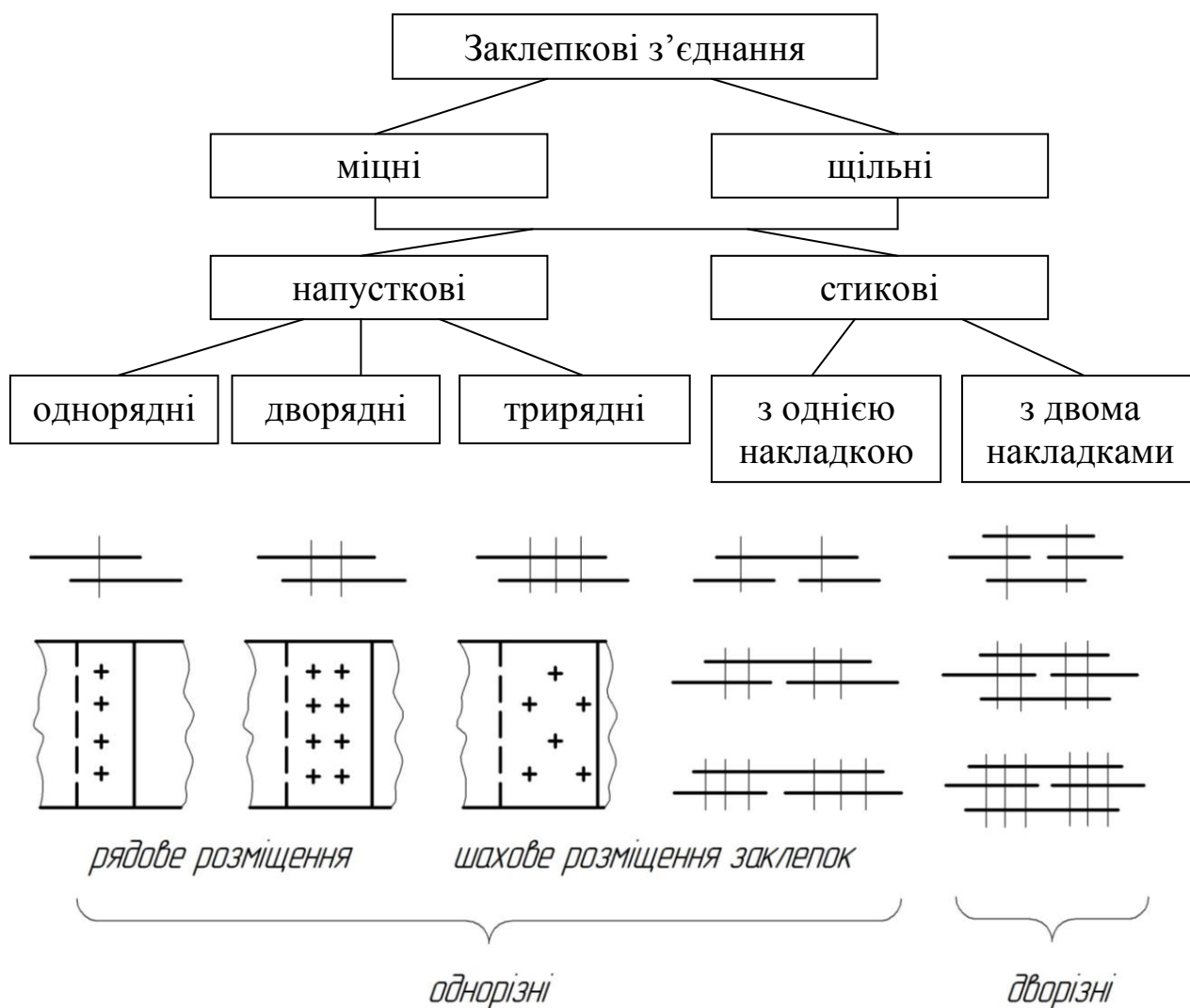


Рисунок 10.2

Отвори під заклепки виготовляють свердлінням, або продавлюванням (пробиванням). Від способу виготовлення отвору залежить міцність з'єднання. Перший спосіб продуктивніший. Процес утворення замикаючої головки називають клепкою. Він може здійснюватися або вручну, або на спеціальних клепальних машинах.

Основний критерій роботоздатності та розрахунку заклепкових з'єднань – це міцність (статична або втомленість), так як руйнування відбувається у місці з'єднань деталей та вузлів.

Основні типи заклепок нормальної точності регламентовані стандартом. Матеріал для виготовлення заклепок – це маловуглецева сталь марок Ст.2, Ст.3, 10кп, 20кп; легована сталь 09Г2 або легована нержавіюча сталь Х18Н9Т. У спеціальних випадках використовують заклепки з кольорових сплавів, переважно із сплавів марок Л62, М3, АД1,

Д18П. Бажано, щоб матеріал заклепки відповідав основному матеріалу, в іншому випадку при наявності вологи виникає гальванічна пара, яка призводить до швидкого руйнування з'єднання.

Найпоширеніші форми головок заклепок показані на рис. 10.3.

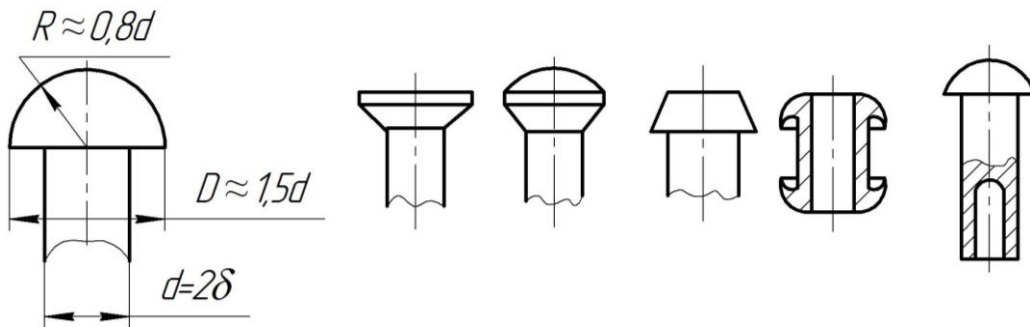


Рисунок 10.3

Проведемо розрахунок заклепкового з'єднання показаного на рис. 10.4. Робимо такі припущення:

- навантаження розподіляється рівномірно між усіма заклепками;
- сили тертя між з'єднуючими елементами відсутні.

Порядок розрахунку.

1. Матеріал листа працює на розтяг та зріз:

а) *розтяг листа*
$$\sigma_P = \frac{F}{A_{p.\min}} \leq [\sigma]_P,$$

де $A_{p.\min}$ – мінімальна площа листа, визначають за формулою

$$A_{p.\min} = (b \cdot \delta_{\min} - d \cdot \delta_{\min} \cdot n) = \delta_{\min} (b - d \cdot n),$$

де n – кількість заклепок; d – діаметр заклепки;

δ_{\min} – мінімальна товщина листа δ_1 або δ_2 ;

б) *зріз листа*
$$\tau_{зр.л} = \frac{F}{A_{зр.л}} \leq [\tau]_{зр},$$

де $A_{зр.л}$ – мінімальна площа зрізу листа, визначають за формулою

$$A_{зр.л} = 2t \cdot \delta_{\min} \cdot n.$$

2. Матеріал заклепки працює на зріз і зминання:

а) *зріз заклепки*
$$\tau_{зр.з} = \frac{F}{A_{зр.з}} \leq [\tau]_{зр},$$

де $A_{зр.з}$ – площа зрізу заклепки,

$$A_{зр.з} = \left(\pi \cdot d^2 / 4\right) n;$$

б) змінання заклепки

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм.\min}} \leq [\sigma]_{зм},$$

де $A_{зм.\min}$ – площа змінання заклепки, $A_{зм.\min} = d \cdot \delta_{\min} \cdot n$.

Допустимі напруження для матеріалу заклепки сталь Ст.3.
 $[\sigma]_P = 160 \text{ МПа}$; $[\tau]_{зр} = 100 \dots 140 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{зм} = 280 \dots 320 \text{ МПа}$.

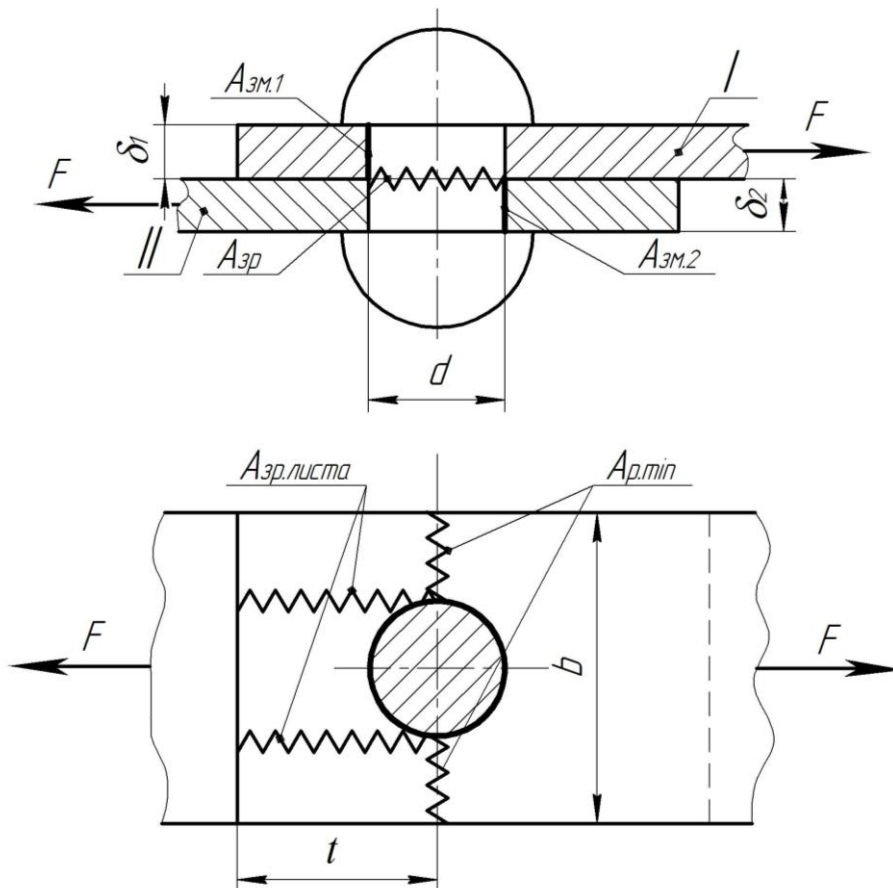


Рисунок 10.4

10.3. Класифікація і розрахунок зварних з'єднань

Зварні з'єднання – це нероз'ємні з'єднання, основою їх є використання сил молекулярного зчеплення матеріалу з'єднуваних деталей. Виконують їх місцевим нагріванням з'єднуваних деталей.

Переваги. Зварні з'єднання є найбільш досконалими нероз'ємними з'єднаннями; дозволяють виготовляти деталі необмежених розмірів; міцність при статичних і ударних навантаженнях доведена до міцності основного металу; освоєне зварювання всіх конструкційних сталей, високі економічні показники.

Застосування зварних конструкцій забезпечує суттєву економію металу порівняно з клепаними (15...20%), литими (30% для сталюого литва і 50% для чавунного литва).

Недолік зварки – це нестабільність якості шва, що залежить від кваліфікації зварювальника.

Зварні з'єднання поділяють на стикові і напускові.

Стикові (рис. 10.5, 10.6)

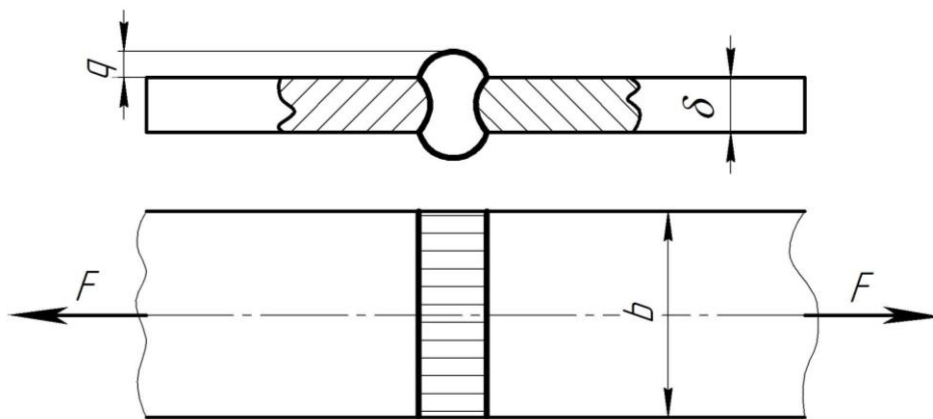


Рисунок 10.5

Матеріал такого з'єднання працює на розтяг. Умова міцності

$$\sigma_P = \frac{F}{A_P} \leq [\sigma]'_P,$$

де A_P – площа розтягу, $A_P = b \cdot \delta$;

$[\sigma]'_P$ – допустиме напруження матеріалу зварного шва, $[\sigma]'_P = 0,9[\sigma]_P$;

$[\sigma]_P$ – допустиме напруження основного з'єднувального матеріалу.

Для випадку показаного на рис. 10.6 матеріал з'єднання працює на розтяг та згин.

Сумарні максимальні напруження у матеріалі

$$\sigma_{\text{сум max}} = \sigma_P + \sigma_{3\Gamma} = \frac{F}{b \cdot \delta} + \frac{6M}{\delta \cdot b^2} \leq [\sigma]'_P,$$

де σ_P – напруження від розтягу,

$$\sigma_P = \frac{F}{b \cdot \delta};$$

$\sigma_{3\Gamma}$ – максимальні напруження від згину,

$$\sigma_{3\Gamma} = \frac{6M}{\delta \cdot b^2}.$$

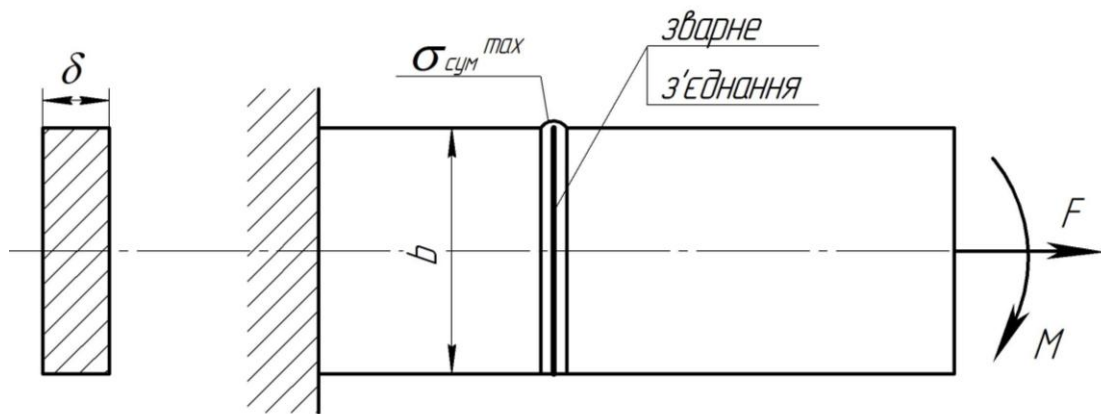


Рисунок 10.6

Напускові (рис. 10.7). Матеріал зварного шва працює на зріз.

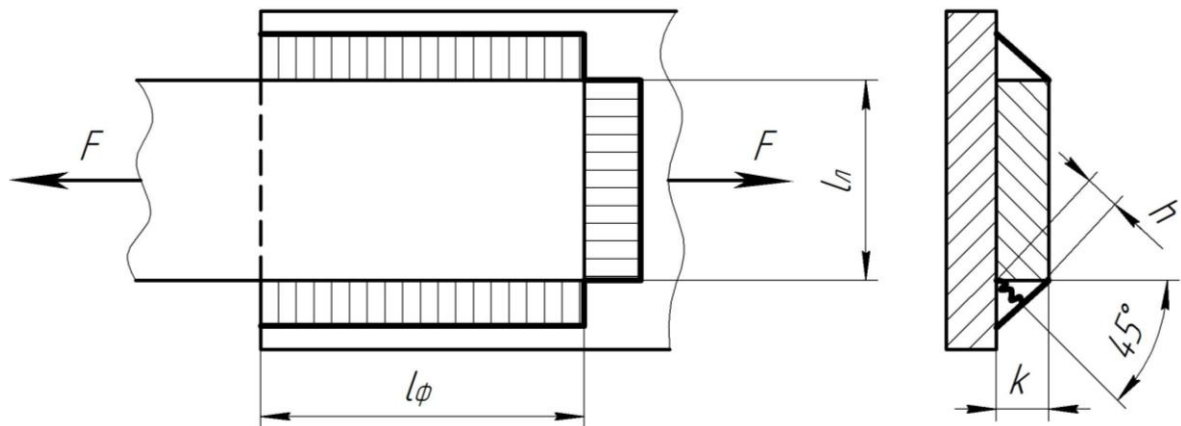


Рисунок 10.7

Дотичні напруження у матеріалі зварного шва

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} \leq [\tau]',$$

де $A_{зр}$ – площа зрізу,

$$A_{зр} = (2l_{\phi} + l_{л})h = (2l_{\phi} + l_{л})k \sin 45^{\circ} \approx 0,7k(2l_{\phi} + l_{л}),$$

де l_{ϕ} – довжина флангового шва; $l_{л}$ – довжина лобового шва;

k – товщина листа, (катет зварного шва);

$[\tau]'$ – допустимі дотичні напруження, $[\tau]' \approx 0,6[\sigma]_p$.

10.4. З'єднання посадками з гарантованим натягом (пресові з'єднання)

З'єднання деталей з натягом виконують за рахунок сил пружності від їхньої попередньої деформації, що виникають при різниці посадочних розмірів. Для цього достатньо при виготовленні деталі забезпечити визначений тип відхилення з натягом, а при складанні запресувати одну деталь в іншу. Внаслідок пружних і пластичних деформацій діаметр посадочних поверхонь стане загальним і дорівнюватиме d (рис. 10.8). При цьому на поверхнях з'єднання виникає питомий тиск p і відповідні йому сили тертя. Ці сили забезпечують нерухомість з'єднання і дозволяють сприймати як крутні, так і осьові навантаження.

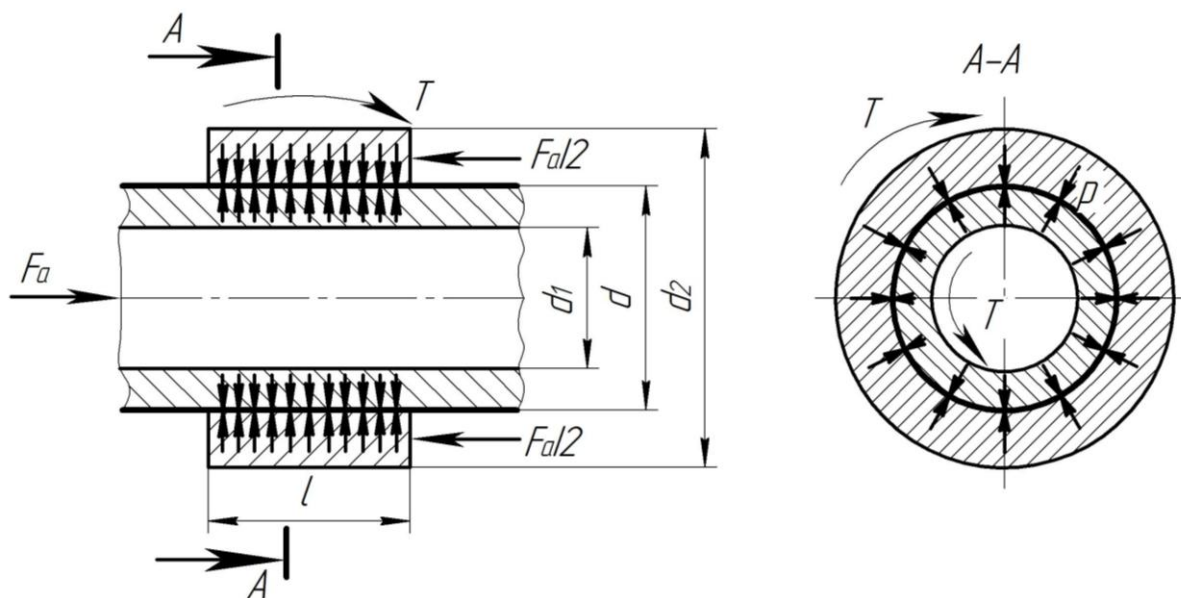


Рисунок 10.8

З'єднання з гарантованим натягом займають проміжне положення між роз'ємними і нероз'ємними, бо при невеликих натягах їх можна розбирати без пошкодження деталей, хоча їх повторне складання не забезпечує первинної надійності з'єднання. При великих натягах розбирання з'єднань можливі значні пошкодження поверхонь контакту і навіть руйнування деталей.

Застосовують поєднання з'єднання з натягом зі шпонковим, при цьому з'єднання з натягом може бути основним або допоміжним. У першому випадку ним сприймається більша доля навантаження, а шпонка тільки гарантує міцність з'єднання, у другому випадку з'єднання з натягом частково розвантажує шпонку і центрує деталь. Оскільки при розрахунках таких з'єднань важко точно визначити частку навантаження, яку передає кожне із з'єднань, то приймають, що все навантаження сприймається основним з'єднанням – пресовим чи шпонковим.

Складання з'єднання з натягом може виконуватись: *запресовуванням* на гідравлічних, гвинтових і важільних пресах; *нагріванням* охоплюючої деталі (втулки); *охолодженням* охоплюваної деталі (вала); *гідрозапресуванням* – нагнітанням в зону контакту мастила, що значно зменшує зусилля для запресовування або випресовування.

Для з'єднань з натягом рекомендуються такі посадки: $H7/p6$; $H7/r6$; $H7/s6$; $H7/s7$; $H7/t6$; $H7/u7$.

Переваги з'єднань з натягом: простота і технологічність; порівняно низька вартість і можливість застосування в масовому виробництві; відсутність кріпильних деталей; добре центрування деталей; можливість передачі значних навантажень, в тому числі вібраційних і ударних.

Недоліки: складність складання і особливо розбирання; розсіювання навантажувальної здатності з'єднання, пов'язане з коливаннями дійсних посадочних розмірів у межах допусків і коефіцієнтів тертя; створення високих напружень у з'єднаних деталях і їх концентрація біля країв отворів.

З'єднання з гарантованим натягом поступово витісняють шпонкові та інші типи з'єднань. З допомогою пресованих посадок з валом з'єднують зубчасті колеса, маховики, підшипники кочення, ротори електродвигунів, диски турбін тощо. Пресові посадки використовують при виготовленні збірних колінчастих валів, черв'ячних коліс, ланок ланцюгових передач і т.п.

Розрахунок з'єднань з натягом.

Міцність зчеплення в з'єднанні залежить від величини натягу між з'єднуваними деталями, тому його основний розрахунок полягає у визначенні натягу і відповідної йому посадки. На деталі з'єднання діють додаткові напруження, тому при проектуванні слід забезпечити умови їх міцності.

Значення натягу в з'єднанні визначають залежно від необхідного тиску на поверхнях контакту: він повинен бути таким, щоб сили тертя, що виникають на цих поверхнях, виявилися більшими за зовнішні зсуваючі сили.

Тиск на поверхнях контакту по довжині деталей розподіляється нерівномірно, деяке його підвищення біля країв отвору викликане витісненням стиснутого металу від середини отвору в обидві сторони. При розрахунках з'єднання приймають, що тиск розподіляється рівномірно по поверхні контакту, тоді розрахунок зводиться до рішення задачі Ляме про спряження двох циліндрів (товстостінних труб).

Пресове з'єднання може бути навантаженим осьювою силою F_a , крутним моментом T або осьювою силою і крутним моментом одночасно (див. рис. 10.8).

Умова міцності (нерухомості) з'єднання при навантаженні осьюовою силою

$$F_a \leq \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f / S;$$

звідки необхідний тиск на поверхнях контакту

$$p \geq S \cdot F_a / (\pi \cdot d \cdot l \cdot f),$$

де f – коефіцієнт тертя (зчеплення); d – діаметр посадочної поверхні;
 l – довжина посадочної поверхні; S – коефіцієнт запасу зчеплення.

Умова міцності з'єднання при навантаженні крутним моментом

$$T \leq (\pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f \cdot d / 2) / S;$$

звідки

$$p \geq 2S \cdot T / (\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f).$$

Умова міцності з'єднання при навантаженні одночасно осьюовою силою F_a і крутним моментом T

$$\sqrt{F_a^2 + (2T/d)^2} \geq \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f / S;$$

звідки

$$p \geq \sqrt{F_a^2 + (2T/d)^2} / (\pi \cdot d \cdot l \cdot f / S).$$

Приведений у формулах коефіцієнт запасу зчеплення $S = 2 \dots 3$ враховує вплив на величину коефіцієнта тертя f різних факторів: змінність напружень згину вала, нерівномірність розподілу навантаження за довжиною, шорсткість поверхні, тип змащування поверхні при запресовці деталей, швидкості запресування, фретінг-корозію та ін. При наближених розрахунках приймають: $f = 0,08 \dots 0,10$ – при складанні запресовуванням; $f = 0,12 \dots 0,15$ – при складанні з нагріванням або охолодженням однієї з деталей.

Із теорії розрахунку товстостінних циліндрів відомо, що питомий тиск на поверхні контакту зв'язаний з натягом залежністю

$$p = \frac{\delta_p}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)},$$

де δ_p – розрахунковий натяг; d – посадочний діаметр;

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2,$$

де d_1 – діаметр отвору охоплюваної деталі (вала);

d_2 – зовнішній діаметр охоплюючої, тобто більш напруженої деталі (маточини);

E_1, E_2, μ_1, μ_2 – модулі пружності і коефіцієнти Пуассона матеріалів вала і втулки; для сталі $E \approx (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,25 \dots 0,3$.

При розрахунку міцності з'єднання натяг δ_p прийнято визначати за найменшим табличним натягом посадки δ_{\min} з коректуванням на зрізання і згладжування шорсткості поверхні при пресуванні (якщо складання виконують нагріванням або охолодженням $u = 0$);

$$\delta_p = \delta_{\min} - u; \quad u = 1,2(Rz_1 + Rz_2),$$

де Rz_1, Rz_2 – висоти шорсткостей спряжених поверхонь.

Найбільш розповсюджені значення Rz для поверхонь пресових з'єднань: 10; 6,3; 3,2; 1,6 мкм.

Для уникнення структурних змін у матеріалі охоплюючої деталі температура її нагрівання не повинна перевищувати температуру низького відпускання: для сталей $230 \dots 240^\circ\text{C}$, для бронз $150 \dots 200^\circ\text{C}$.

Конічні з'єднання з натягом вважаються перспективними і їх використання розширюється. Переваги таких з'єднань порівняно з циліндричними – це можливість точнішого контролю натягу (за осьовим натягом), порівняна легкість монтажу і демонтажу без використання спеціального обладнання, що дозволяє багато разів складати і розбирати з'єднання.

Якщо з'єднання виконується без шпонок, то конусність деталей приймається 1:50 (рідше 1:100). З'єднання зі шпонками зручні для складання – розбирання і виконуються з конусністю 1:10 і затяжкою з допомогою різьби (кінці валів електродвигунів і редукторів).

Рекомендації при конструюванні

1. Для полегшення центрування та запобігання утворенню задирів поверхонь з'єднувані деталі повинні мати фаски з розмірами: ширина 2...3 мм, кути при вершинах конічної поверхні фаски вала $10 \dots 15^\circ$, фаски маточини $60 \dots 90^\circ$. Інколи на валу при наявності вільного місця виконується центруючий поясок за однією із посадок із гарантованим зазором.

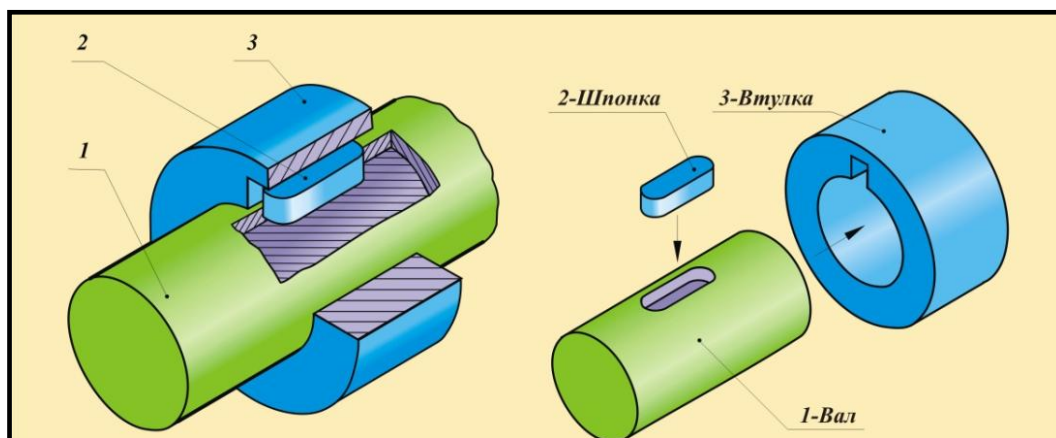
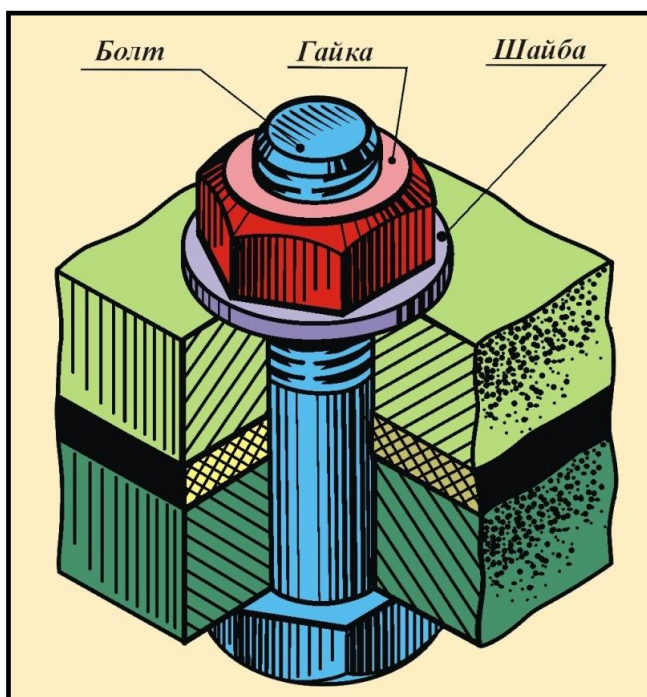
2. Для зменшення концентрації напружень не рекомендується обмежувати відносну довжину з'єднання $l/d \leq 1,2$.

3. Для зниження концентрації напружень і підвищення опору втомленості можна використати розвантажуючі виточки на валу або в маточині. Маточину бажано поступово потовщувати від краю.

ТЕМА 11

РОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ

- 11.1. Види різьбових з'єднань
- 11.2. Основні параметри різьби
- 11.3. Класифікація різьб, умовне позначення різьбових деталей
- 11.4. Силкові співвідношення у гвинтовій парі
- 11.5. ККД гвинтової пари. Самогальмування гвинтової пари
- 11.6. Розрахунок різьбових з'єднань
- 11.7. Класифікація і розрахунок шпонкових з'єднань
- 11.8. Шліцьові з'єднання. Профільні з'єднання



11.1. Види різьбових з'єднань. Основні параметри різьби

Різьба – це поверхня, яка утворюється при гвинтовому русі плоского контуру (профілю) по циліндричній або конічній поверхні.

Різьбові з'єднання – це з'єднання, виконані за допомогою кріпильних деталей з різьбою (рис. 11.1): болтів, гвинтів, шпильок, гайок, шайб та інших стопорних пристроїв.

Основні **переваги різьбових з'єднань**:

- висока навантажувальна здатність і надійність;
- можливість створення значних осьових сил у з'єднанні шляхом прикладення порівняно невеликих зовнішніх зусиль;
- зручність з'єднання і роз'єднання деталей;
- низька вартість завдяки стандартизації і високотехнологічним процесам масового виробництва.

Основний **недолік** – порівняно низька витривалість різьбових деталей при змінних навантаженнях.

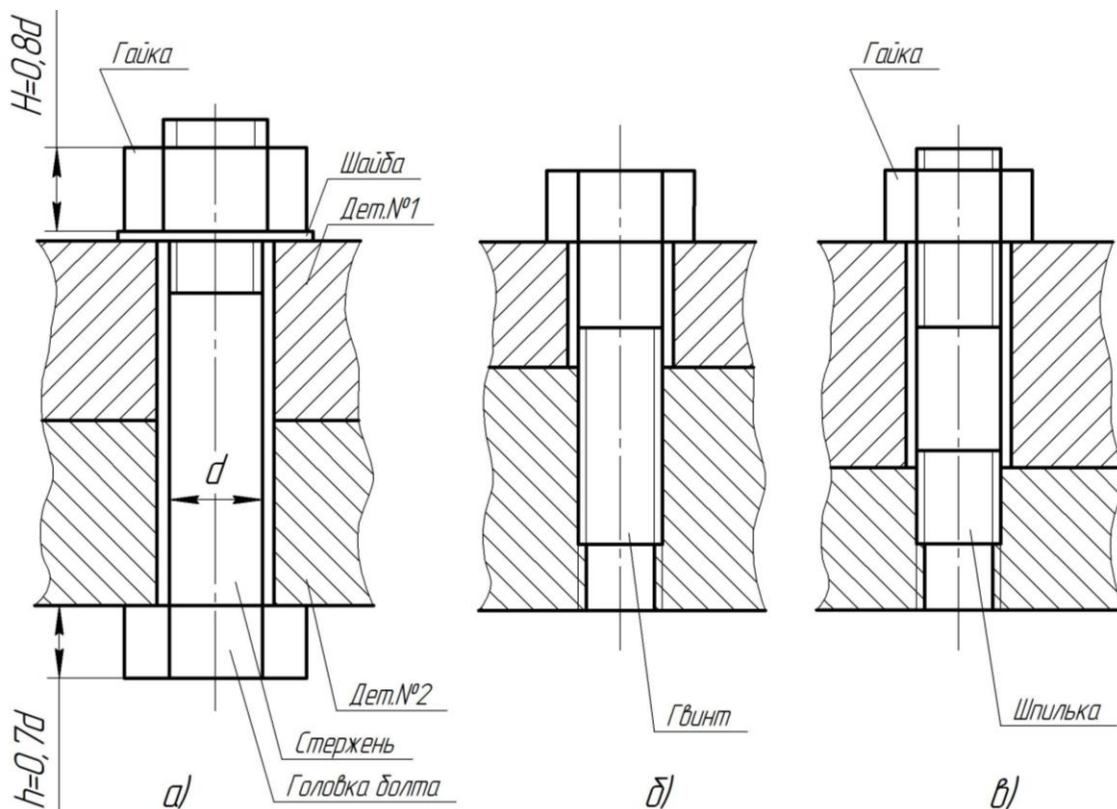


Рисунок 11.1

Болтові з'єднання (рис. 11.1а) найбільш прості та дешеві, бо не потребують нарізання різьби в деталях, що з'єднуються. Недолік болтового з'єднання – те, що обидві деталі повинні мати місце для розміщення гайки і головки болта, причому з доступом для утримування ключем при загвинчуванні та розгвинчуванні.

У з'єднанні гвинтами (рис. 11.1б) гайка відсутня, гвинт загвинчується в різьбовий отвір в деталі.

У з'єднанні шпильками (рис. 11.1в) сама шпилька загвинчується нарізаним кінцем у різьбовий отвір однієї деталі, на другий нарізаний кінець шпильки, який із зазором розміщується в гладкому отворі іншої деталі, нагвинчується гайка.

При частому загвинчуванні і відгвинчуванні з'єднання слід надавати перевагу шпилькам.

Часто в різьбових з'єднаннях під гайки чи головку гвинта ставлять шайбу. Це викликається необхідністю: захисту чистих поверхонь деталей від подряпин при загвинчуванні; зменшення зминання гайкою, якщо деталь виготовлена із менш міцного матеріалу (сплави, пластмаси, дерева та ін.); перекриття великого зазору отвору; стопоріння з'єднання.

Стандарти передбачають багато типів кріпильних деталей різноманітних геометричних форм і розмірів.

Залежно від призначення розрізняють болти і гвинти загального і спеціального призначення: установчі, фундаментні, конусні, вантажні.

Болти і гвинти загального призначення розрізняють за формою головки: з шестигранною, квадратною, напівкруглою, циліндричною, потайною та іншими головками.

Залежно від висоти шестигранні гайки поділяють на нормальні (висота $H \approx 0,8d$), високі ($H \approx 1,2d$) і низькі ($H \approx 0,5d$).

Шайби підкладні найчастіше мають круглу форму, можуть бути точеними або штампованими. Використовуються також сферичні (з однією сферичною поверхнею), конічні (з внутрішнім конусом) і косі шайби, які рекомендується ставити тоді, коли опорні поверхні гайки чи головки болта і з'єднуваної деталі не паралельні.

Для виготовлення кріпильних різьбових деталей використовують сталі: вуглецеві звичайної якості, якісні конструкційні та леговані конструкційні. Вибір матеріалу пов'язаний з навантаженням з'єднань, умовами їх роботи, вимогами до габаритів і маси з'єднання.

11.2. Основні параметри різьби

Зовнішній діаметр різьби d (рис. 11.2) – діаметр уявного циліндра, описаного навколо вершин зовнішньої різьби або впадин внутрішньої.

Внутрішній діаметр різьби d_1 – діаметр уявного циліндра, вписаного у впадини зовнішньої різьби або у вершини внутрішньої.

Середній діаметр різьби d_2 – діаметр уявного співвісного з різьбою циліндра, твірна якого перетинає профіль різьби в точці, де ширина канавки дорівнює ширині виступу.

Для конічної різьби вказані діаметри визначають в розрахунковому перетині, розміщеному на заданій відстані від бази конуса.

Робоча висота профілю h – висота стикання сторін профілю зовнішньої і внутрішньої різьби в напрямі, перпендикулярному до осі різьби. Вона дещо менша від теоретичної висоти H профілю за рахунок зрізів і закруглень.

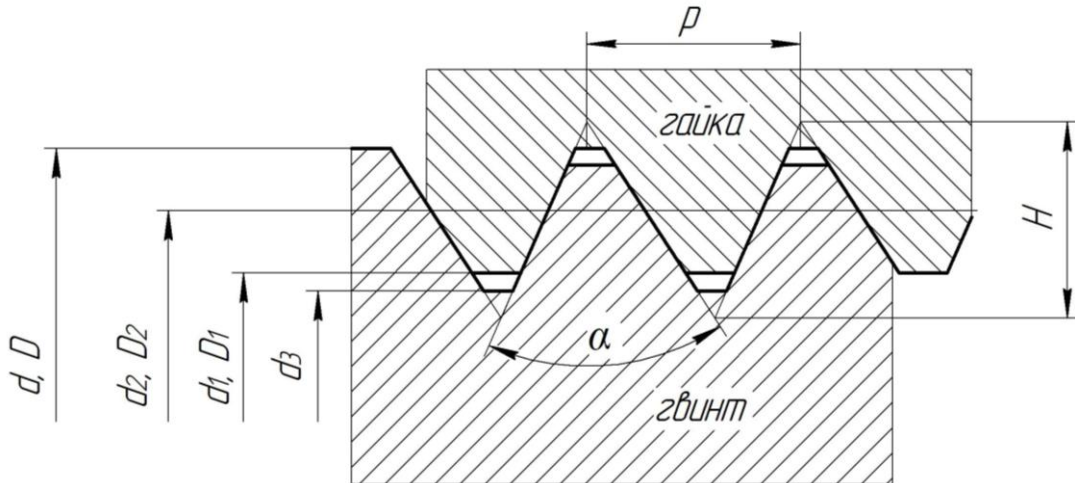


Рисунок 11.2

Крок різьби p – відстань між сусідніми однойменними боковими сторонами профілю в напрямі паралельному осі різьби.

Хід різьби p_z – величина відносного переміщення гвинта (гайки) за один оберт. Для однозахідної різьби $p_z = p$, для багатозахідної $p_z = z \cdot p$, де z – число заходів.

Кут профілю α – кут між боковими сторонами профілю.

Кут підйому різьби γ – кут утворений дотичною до гвинтової лінії в точці, яка лежить на середньому діаметрі різьби, і площиною перпендикулярною до осі різьби. Він визначається із такої залежності

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_z}{\pi d_2} = \frac{z \cdot p}{\pi d_2}.$$

11.3. Класифікація різьб, умовне позначення різьбових деталей

За призначенням різьби поділяють на **кріпильні** і **ходові**. Кріпильні різьби призначені для різьбових з'єднань, а ходові – для гвинтових механізмів. Найпоширеніша серед кріпильних різьб – метрична, може використовуватися у гвинтових механізмах вимірювальних приладів.

За **формою поверхні**, на якій виконується різьба, розрізняють **циліндричні** і **конічні** різьби. Поширеніша циліндрична різьба, конічна використовується для щільних з'єднань, наприклад труб.

За профілем (контуром) розрізняють *трикутні, прямокутні, трапецеїдальні, круглі* та інші різьби.

За напрямом гвинтової лінії різьба може бути *правою* або *лівою*. У правої різьби гвинтова лінія йде зліва направо і вверх, у лівої – справа наліво і вверх. Поширеніша права різьба, ліва використовується тільки в спеціальних випадках, наприклад, коли напрям обертання деталі співпадає з напрямом відгвинчування.

Залежно від числа заходів різьби поділяють на *однозахідні* і *багатозахідні* (не більше трьох). У багатозахідних різьб по гвинтових лініях переміщуються два або три поряд розміщені профілі. Число заходів можна визначити з торця гвинта за кількістю збігаючих витків. Найбільш поширена однозахідна різьба. Кріпильні різьби, як правило, однозахідні. Багатозахідні різьби частіше використовують у гвинтових механізмах.

Різьба, утворена на зовнішній циліндричній або конічній поверхні, називається *зовнішньою* різьбою (болт, гвинт та ін.). Різьба, утворена на внутрішній циліндричній або конічній поверхні, називається *внутрішньою* різьбою (гайка, різьбове гніздо та ін.).

Всі різьби (крім прямокутної) стандартизовані (терміни, основні параметри, позначення, розміри, допуски і посадки).

За геометричною формою різі поділяють на:

- кріпильну метричну різь, стандартизовану, з трикутним профілем нарізання з кутом при вершині $\alpha = 60^\circ$;
- дюймову $\alpha = 55^\circ$, всі параметри вимірюються в дюймах (1 дюйм = 25,4 мм);
- прямокутну, нестандартну (рис. 11.3а);
- трапецеїдальну, стандартизовану (рис. 11.3б);
- упорну, стандартизовану (рис. 11.3в);
- круглу, стандартизовану (рис. 11.3г).

Метрична різьба є найбільш поширеною трикутною кріпильною різьбою, виготовляють її з нормальним і малим кроком. При зменшенні кроку зменшується висота різьби і кут підйому різьби, а внутрішній діаметр збільшується.

Кріпильну метричну різьбу частіше виконують з нормальним кроком, оскільки вона менш чутлива до зношування і неточностей виготовлення. Різьби з малим кроком менше ослаблюють стержень гвинта і характеризуються підвищеним самогальмуванням, тому і використовуються в різьбових з'єднаннях, що зазнають дії змінних навантажень, а також в порожнистих тонкостінних деталях.

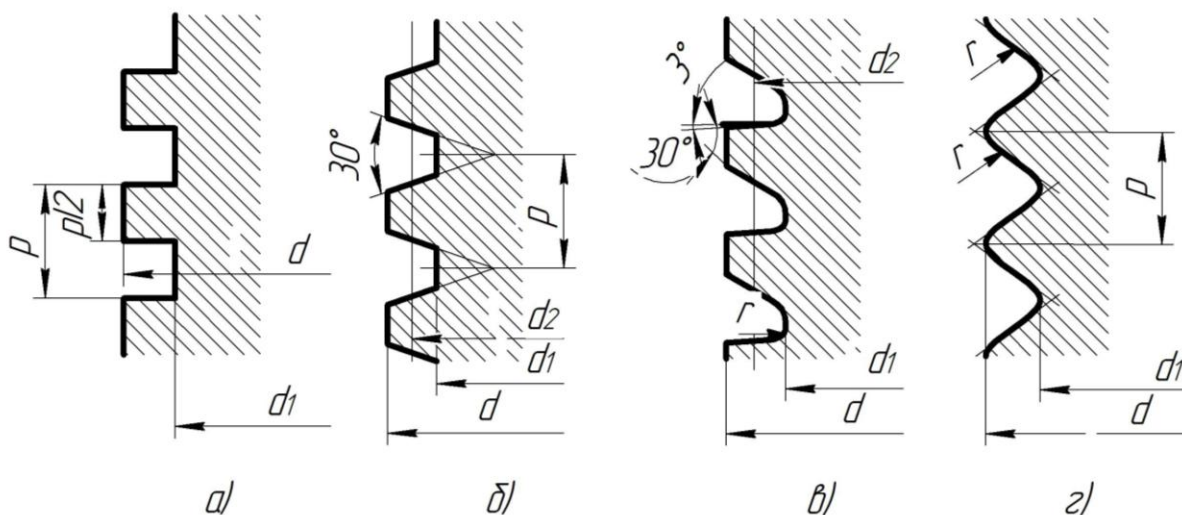


Рисунок 11.3

Метрична різьба з нормальним кроком позначається буквою M і числом, що дорівнює зовнішньому діаметру різьби в міліметрах, наприклад $M12$, а для метричної різьби з малим кроком додатково вказується величина цього кроку в міліметрах, наприклад $M12 \times 1,25$.

Трубну циліндричну різьбу використовують для герметичного з'єднання труб і запірної арматури. Це трикутна різьба з малим кроком, кутом профілю 55° , вершини і впадини витків закруглені. У позначенні трубної різьби за номінальний діаметр умовно приймають внутрішній діаметр труби в дюймах, наприклад: Труб.2" кл. А – трубна різьба, що виконана на трубі з внутрішнім діаметром $2" = 50,8\text{мм}$ за класом точності А.

Кругла різьба зручна для виготовлення литтям на чавунних, скляних, пластмасових та інших виробках, а також накатуванням і видавлюванням на тонкостінних металічних і пластмасових деталях. Профіль різьби складається із дуг, спряжених короткими прямими лініями, кут профілю $\alpha = 30^\circ$. Використовують таку різьбу для гвинтів, що сприймають великі динамічні навантаження (вагонні стяжки) або працюють в забрудненому середовищі з частим загвинчуванням (пожежна і гідравлічна арматура), а також в тонкостінних виробках (цоколі і патрони електричних ламп і т. ін.).

Приклад умовного позначення: $\text{Кр.}12 \times 2,54$ – кругла різьба із зовнішнім діаметром 12мм і кроком 2,54мм.

Умовне позначення стандартних кріпильних різьбових деталей. Болти, гвинти і шпильки умовно позначають так.

Назва деталі – номінальний діаметр різьби – крок різьби (нормальні кроки не проставляють) – довжина деталі – клас міцності – номер стандарту. Наприклад: Болт $M16 \times 80.4.6$ ГОСТ 7805-70 позначає болт з

шестигранною головкою нормальної висоти з метричною різьбою номінального діаметра 16мм, з нормальним кроком 2мм, довжина болта 80мм, клас міцності 4.6.

В умовному позначенні шпильок крім загальної довжини деталі вказують також довжини різьбових кінців. Приклад умовного позначення шпильки з діаметром різьби 16мм, нормальним кроком, загальною довжиною 120мм, довжинами різьбових кінців 38мм і 20мм, класу міцності 5.8: шпилька М16х120х $\frac{20}{38}$ 58 ГОСТ 22034–76.

Умовне позначення гайок: назва деталі – номінальний діаметр різьби – крок різьби – клас міцності – номер стандарту. Приклад: ГайкаМ10х1,25.5 ГОСТ 5927-70 позначає шестигранну гайку нормальної висоти з номінальним діаметром різьби 10мм, малим кроком 1,25мм і класом міцності 5.

У спеціальних конструкціях, до яких ставлять жорсткі вимоги по масі, корозійній і тепловій стійкості, використовують кріпильні деталі із пластмас, титанових і берилієвих сплавів, а також із корозійностійких, жаростійких і жароміцних сталей. Для захисту кріпильних деталей із вуглецевих сталей від корозії на них наносять оксидні плівки або гальванічні покриття (цинкове, кадмієве, фосфатне, мідне та ін.) товщиною 6...12мкм.

11.4. Силіві співвідношення у гвинтовій парі

Для забезпечення нормальної роботоздатності різьбові з'єднання, як правило, затягують загвинчуванням гайки. При цьому на гвинт діє осьова сила F_a . Знайдемо співвідношення між зовнішнім моментом, прикладеним до гайки (моментом загвинчування) і осьовою силою, яка при цьому виникає.

Розглянемо сили, що виникають в різьбі (рис. 11.4). Для цього виток різьби розгорнемо за середнім діаметром d_2 в похилу площину, а гайку замінимо повзуном, що навантажений осьовою силою F_a і рівномірно переміщується вгору під дією колової сили F_t створюваної моментом загвинчування $M_{загв}$.

Сила тертя для прямокутної різьби

$$F_f = N \cdot f = F_a \cdot f;$$

сила тертя для трикутної різьби

$$F'_f = N \cdot f = \frac{F_a \cdot f}{\cos \alpha'} = F_a \cdot f',$$

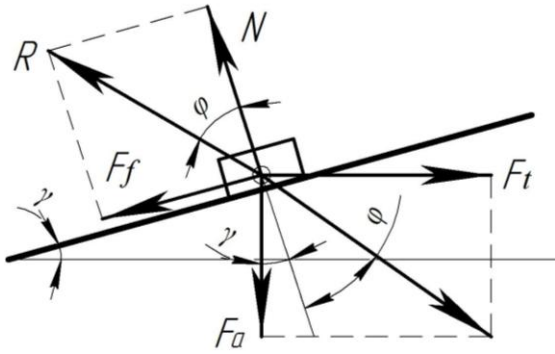


Рисунок 11.4

де f – коефіцієнт тертя; α' – кут нахилу робочої грані витка (кут профілю різьби $\alpha/2$), для метричної $\alpha' = 30^\circ$, для трапецевидної $\alpha' = 15^\circ$, для упорної $\alpha' = 3^\circ$; f' – приведений коефіцієнт тертя $f' = f / \cos \alpha'$. Тобто тертя у трикутній різьбі більше ніж у прямокутній.

Тертя відхиляє повну реакцію від нормалі на кут тертя $\varphi = \arctan f$, тому колова сила у різьбі прямокутного профілю

$$F_t = F_a \cdot \tan(\gamma + \varphi).$$

Для різьби будь-якого іншого профілю колова сила буде

$$F_t = F_a \cdot \tan(\gamma + \varphi'),$$

де φ' – приведений кут тертя, $\varphi' = \varphi / \cos \alpha'$.

При загвинчуванні гайки робітник силою F_p створює на ключі довжиною L **момент загвинчування** $M_{загв} = F_p \cdot l$. Цей прикладений зовнішній момент повинен подолати **момент опору затяжці**, який створюється в різьбі і **момент тертя на опорній поверхні гайки** або головки болта (рис. 11.5)

$$M_{загв} = F_p \cdot l = M_p + M_T,$$

де F_p – сила прикладена на кінці ключа; l – розрахункова довжина ключа; M_p – момент сил тертя в різьбі; M_T – момент сил тертя на опорному торці гайки.

Вважаючи силу F_t зосередженою і прикладеною до середнього радіусу різьби $d_2/2$, знайдемо момент в різьбі

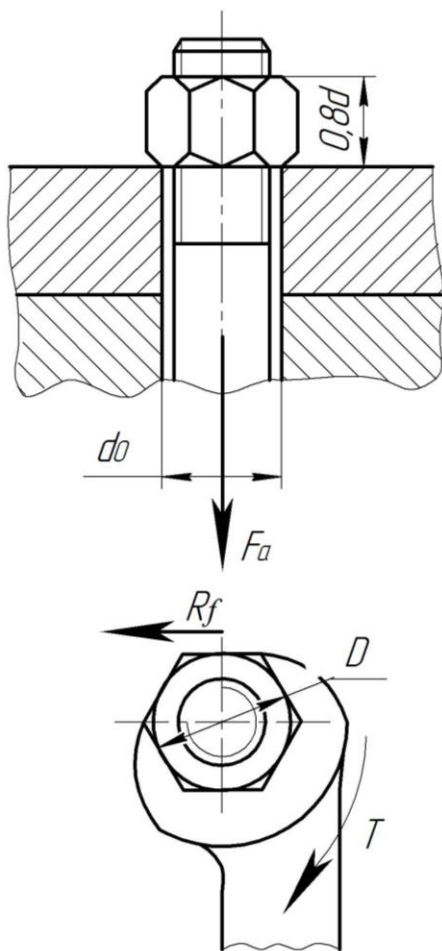
$$M_p = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi').$$

Момент тертя на опорній поверхні гайки (торці гайки) або головки болта визначають з умови, що рівнодійна сил тертя F_f між торцем гайки і з'єднувальною деталлю прикладена на середньому діаметрі опорної поверхні d_{cp}

$$M_T = F_f \cdot \frac{d_{cp}}{2} = F_a \cdot f \cdot \frac{(D + d_{on})}{4},$$

де D – зовнішній діаметр опорної поверхні гайки, приймають таким, що дорівнює розміру під ключ; d_{on} – внутрішній діаметр опорної поверхні, дорівнює діаметру отвору під болт (гвинт) у деталі, $d_{on} = d + (1 \dots 1,5)$ мм.

Отже, залежність моменту загвинчування (моменту на ключі) від осової сили і параметрів різьби



$$M_{загв} = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + f \left(\frac{D + d_{on}}{2d_2} \right) \right]$$

Проаналізуємо це співвідношення для середніх параметрів метричної різьби: $\gamma \approx 2^\circ 30'$; $d_2 \approx 0,9d$; $(D + d_0)/4 \approx 0,7d$; $f' = 0,15$.

Тоді $M_{загв} \approx 0,2F_a \cdot d$ і при розрахунковій довжині ключа $l \approx 14d$ співвідношення між осовою силою F_a і силою на ключі F_p

$$F_a \approx 70F_p.$$

Отже, сила затяжки F_a або Q у 70-100 разів більше сили, прикладеної до ключа (золоте правило механіки – в кріпильних різьбах можна отримати вигреш в силі біля 70 разів). Для розрахунків приймають $F_p = 100 \dots 200$ Н.

Рисунок 11.5

11.5. ККД гвинтової пари. Самогальмування гвинтової пари

Коефіцієнт корисної дії (ККД) гвинтової пари визначають як відношення корисної роботи на гвинті до затраченої роботи на ключі. За один оберт гвинта, що відповідає його підйому на один хід різьби, корисна робота $A_{кор} = F_a \cdot p_z = F_a \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \gamma$, а затрачена робота дорівнює добутку моменту сил тертя в різьбі на кут повороту в радіанах:

$$A_{зат} = T_p \cdot 2\pi = F_a \cdot \pi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi').$$

Тоді ККД гвинтової пари

$$\eta = \frac{A_{кор.}}{A_{зам.}} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi')}$$

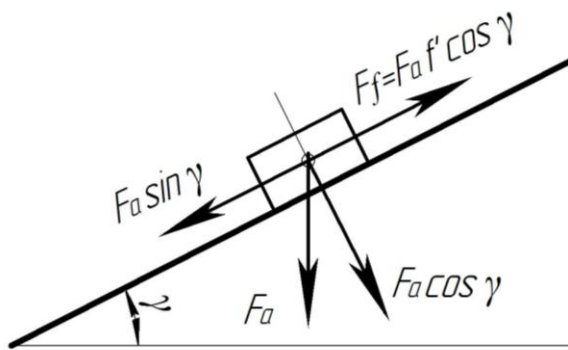
Для середніх параметрів метричної різьби $\gamma \approx 2^{\circ}30'$; $f = 0,15$; $\varphi' \approx 8^{\circ}30'$; $\eta \approx 0,22$.

Самогальмування гвинтової пари

Для відгвинчування гайки (рис. 11.6) потрібно змінити напрям сили

$$F_t = F_{відг}$$

$$F_t = F_a \cdot tg(\varphi' - \gamma).$$



Різьба вважається самогальмівною, якщо для відгвинчування гайки, на яку діє осьова сила, необхідно прикласти деякий **момент відгвинчування**

Рисунок 11.6

$$M_{відг} = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\varphi' - \gamma) > 0.$$

Ця умова виконується, якщо $tg(\varphi' - \gamma) > 0$ і $\varphi' - \gamma > 0$. Таким чином, умова самогальмування гвинтової пари $\varphi' > \gamma$, тобто кут підйому різьби повинен бути меншим кута тертя. Для метричних різьб: кут підйому $\gamma \approx 2^{\circ}30'$, приведений кут тертя $\varphi' = 9^{\circ}50'$, тобто метрична різьба є самогальмівною. Слід зазначити, що такий висновок дійсний тільки при дії статичних навантажень. При змінних навантаженнях і вібрації коефіцієнт тертя суттєво знижується, умова самогальмування порушується і відбувається самовідгвинчування.

11.6. Розрахунок різьбових з'єднань

При розрахунку різьбових з'єднань визначають діаметр стержня болта або гвинта з умови міцності на розрив, а різьбу перевіряють на зріз і зминання.

Перевірку міцності різьби виконують за умовними напруженнями, які порівнюють з допустимими, при цьому вважають, що всі витки різьби навантажені рівномірно.

Умова міцності різьби на зминання

$$\sigma_{zm} = \frac{Q}{A_{zm}} \leq [\sigma_{zm}],$$

де A_{zm} – проекція площі зминання витків на площину, перпендикулярну осі, $A_{zm} = \pi d_2 h z_B$; Q – осьова сила; z_B – число витків різьби в гайці висотою H , $z_B = H/p$, p – крок різьби; h – висота (робоча) профілю різьби; πd_2 – довжина одного витка по середньому діаметру.

Умова міцності різьби на зріз

$$\tau_{zp} = \frac{Q}{A_{zp}} \leq [\tau_{zp}],$$

де A_{zp} – площа зрізу витків нарізки, для гвинта $A_{zp} = \pi \cdot d_1 \cdot k \cdot H$, для гайки $A_{zp} = \pi \cdot d \cdot k \cdot H$, тут k – коефіцієнт, що враховує тип різьби і залежить від ширини основи витків нарізки, для метричної різьби для гвинта $k \approx 0,75$, для гайки $k \approx 0,88$, для трапецеїдальної різьби $k \approx 0,65$, для прямокутної $k \approx 0,5$.

У стандартних виробках висота гайок $H = (0,7...0,8)d$. При такій висоті міцність з'єднання визначається не різьбою, а міцністю стержня болта при його розтягу. Тому перевірку різьби на зминання і зріз виконують лише для спеціальних виробів.

11.7. Класифікація і розрахунок шпонкових з'єднань

Серед роз'ємних з'єднань найбільш поширені шпонкові з'єднання. Це з'єднання, що забезпечують передачу крутного моменту від вала на насаджену на нього маточину (зубчатого колеса, шків, маховика, котка тощо) або навпаки.

Шпонкові з'єднання поділяють на дві групи:

- напружені, які здійснюються клиновими шпонками;
- ненапружені, в яких застосовують призматичні або сегментні шпонки.

Проміжне положення займають з'єднання циліндричними і шестигранними шпонками. Розміри шпонок всіх основних типів вибирають за стандартом, залежно від величини діаметра вала у перетині під шпонку. Матеріал для виготовлення шпонок – конструкційні вуглецеві сталі 45, 50, Ст.5, Ст.6 тощо.

Перевага з'єднань клиновими шпонками – відсутність зазорів, тому добре сприймають ударні навантаження.

Сегменті шпонки мають стійке положення на валу, що виключає її перекошування, однак вал зазнає значного послаблення пазом.

Розглянемо конструкцію та розрахунок призматичної шпонки, рис. 11.7.

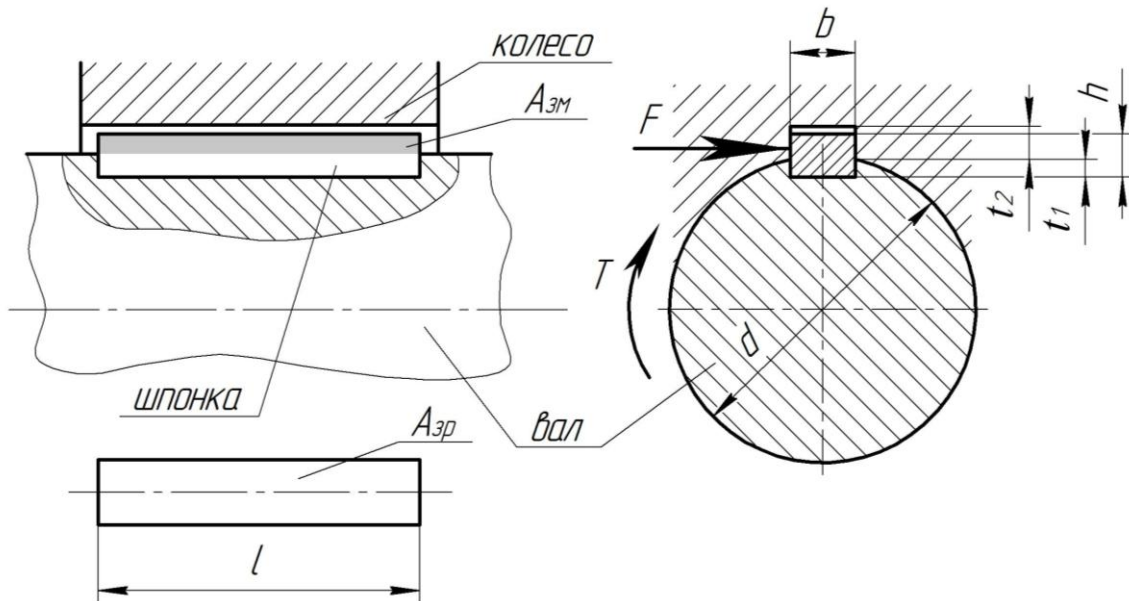


Рисунок 11.7

Матеріал шпонки працює на зріз і зминання.

Умова міцності на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} \leq [\sigma]_{зм},$$

де F – зминаюча (колова) сила, $F = 2T/d$;

T – крутний момент, що діє в передачі;

$A_{зм}$ – площа зминання, $A_{зм} = t_2 \cdot l$;

l – довжина шпонки; t_2 – глибина паза під шпонку;

$[\sigma]_{зм}$ – допустимі напруження зминання для матеріалу маточини,

$[\sigma]_{зм} = 90 \dots 150 \text{ МПа}$ – для сталі;

$[\sigma]_{зм} = 60 \dots 80 \text{ МПа}$ – для чавуну.

Умова міцності на зріз

$$\tau_{зр} = \frac{A}{A_{зр}} \leq [\tau]_{зр},$$

де $A_{зр}$ – площа зрізу, $A_{зр} = b \cdot l$;

b – ширина шпонки;

$[\tau]_{зр}$ – допустимі дотичні напруження зрізу, $[\tau]_{зр} \approx (0,2 \dots 0,3)\sigma_m$.

Рекомендують такі посадки (для реверсивних передач): для циліндричних прямозубих коліс $H7/p6$ ($H7/r6$); для циліндричних

косозубих і черв'ячних коліс $H7/r6$ ($H7/s7$); для конічних коліс $H7/s7$ ($H7/t6$); для коліс коробок передач $H7/k6$ ($H7/m6$).

Умовне позначення шпонки *Шпонка* 20×12×90 ГОСТ 23360-79, тут $b \times h \times l$. Довжина шпонок величина стандартна. Розміри шпонки приймають за діаметром вала, відповідно ГОСТ.

11.8. Шліцьові і профільні з'єднання

Шліцьові (зубчасті) з'єднання – це з'єднання, які можна представити як багатошпонкові, у яких шпонки виготовлені як одне ціле з валом (рис. 11.8).

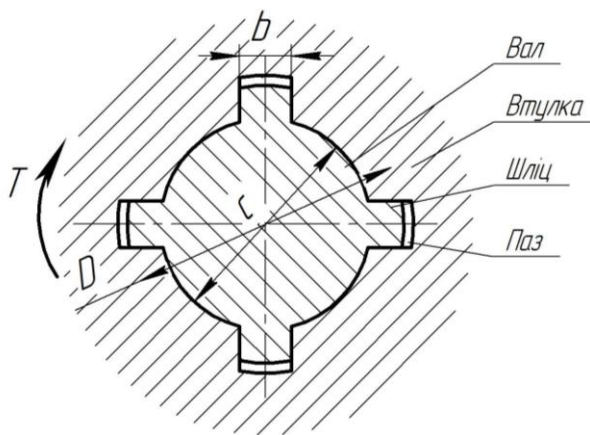


Рисунок 11.8

Переваги порівняно із шпонковими з'єднаннями: велика несуча здатність, велика втомленісна міцність вала, краще центрування. Розміри шліців D, b, d, z – стандартизовані. Число шліців $z = 4, 6 \dots 10 \dots 20$. Найчастіше використовують $z = 4 \dots 10$.

Колова силу, прикладену до кожного шліця, при передачі крутного моменту T , визначають за формулою

$$F_t = \frac{T}{z \cdot r_{cp}},$$

де r_{cp} – середній радіус шліців, $r_{cp} = (D + d)/4$;

Профілі шліців можуть бути:

- прямобічні (рухомі і нерухомі);
- евольвентні (рухомі і нерухомі);
- трикутні (нерухомі).

Шліци перевіряють на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{T}{r_{cp} \cdot z \cdot A_{зм} \cdot k} \leq [\sigma]_{зм},$$

де $A_{зм}$ – проекція бокової опорної поверхні шліців на вісь симетрії;

k – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення колової сили між шліцами.

Допустиме напруження на зминання $[\sigma]_{зм}$ призначають з врахуванням рухомості (або нерухомості) з'єднання, термообробки шліців і втулок, і приймають у межах від 5 до 200 МПа.

Профільні (фасоннопрофільні або безшпонкові) з'єднання – це з'єднання з поверхнею контакту, що має плавний некруглий профіль (рис. 11.9) без шпонок і замінюючих їх зубів.

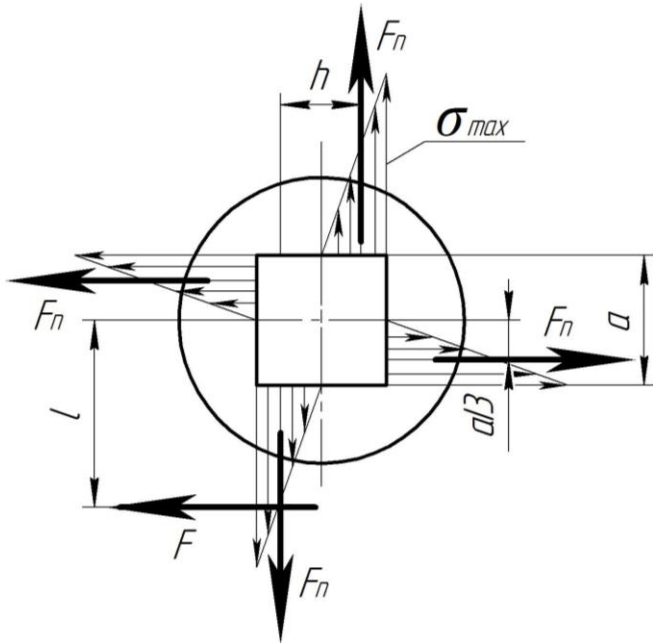


Рисунок 11.9

Переваги: відсутність джерел концентрації напружень, самоцентрування.

Недоліки: великі розпірні зусилля, непридатність в умовах переміщень під навантаженням, необхідність у спеціальному обладнанні, труднощі в заміні при ремонті.

До безшпонкових з'єднань відносять також трьох-, чотирьохкутні, які широко застосовуються для кінцевих ділянок валів і під ключ.

Профільне з'єднання розраховують за напруженнями зминання його робочих поверхонь. Приймаючи, що у передачі моменту $T = F \cdot l$ задіяна тільки половина бічної грані (у зв'язку з можливістю зазору в з'єднанні), запишемо

$$\sigma_{\max} = 2\sigma_{\text{зм}} = 2 \frac{F_n}{(a/2)b} = \frac{4F_n}{a \cdot b} \leq [\sigma]_{\text{зм}};$$

враховуючи, що $T = F_n \cdot h = 2 \cdot 2/3 \cdot a/2 \cdot F_n = 2/3 \cdot aF_n$;

отримаємо $F_n = \frac{3T}{2a}$; тоді $\sigma_{\max} = \frac{6T}{a^2 \cdot b} \leq [\sigma]_{\text{зм}}$.

При проектуванні з'єднань слід дотримуватися таких рекомендацій.

1. У відповідних шліцьових з'єднаннях зубчастих коліс з валами бажано шліцьову ділянку маточини розміщувати симетрично відносно вінців коліс для того, щоб уникнути нерівномірного зношування зубців з'єднання і перекосу зубців колеса.

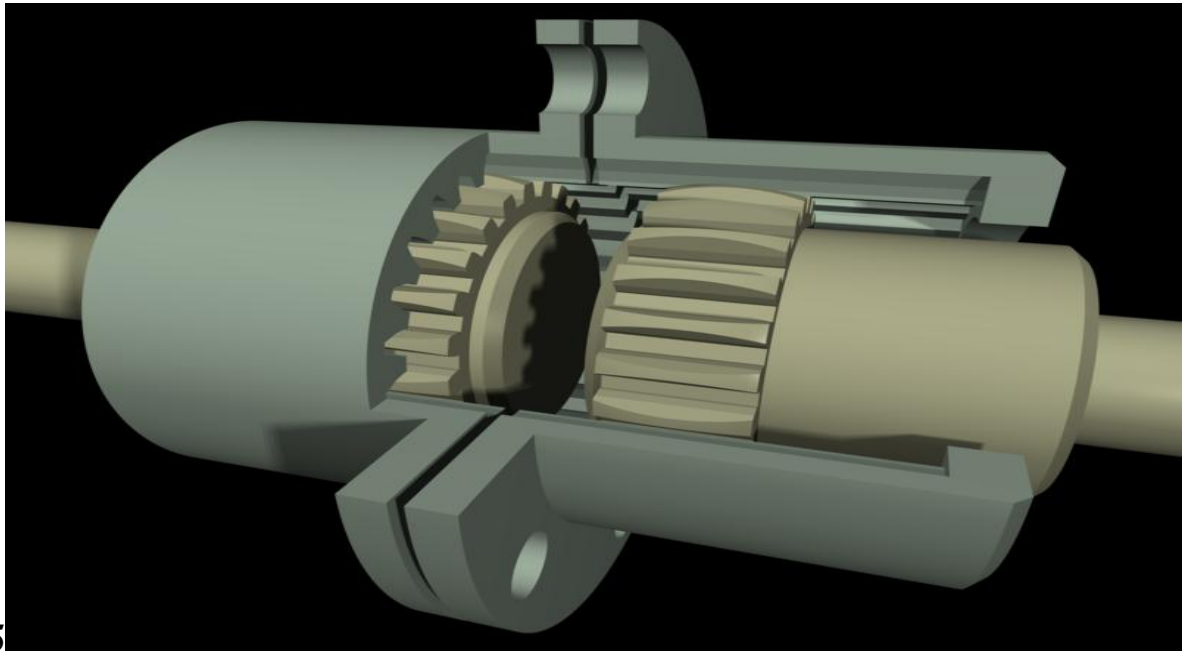
2. Залежність зменшення зношування робочих поверхонь при збільшенні твердості матеріалу майже квадратна, тому їх доцільно зміцнювати, у відповідальних з'єднаннях використовують поверхневе загартування, цементацію або азотування.

ТЕМА 12

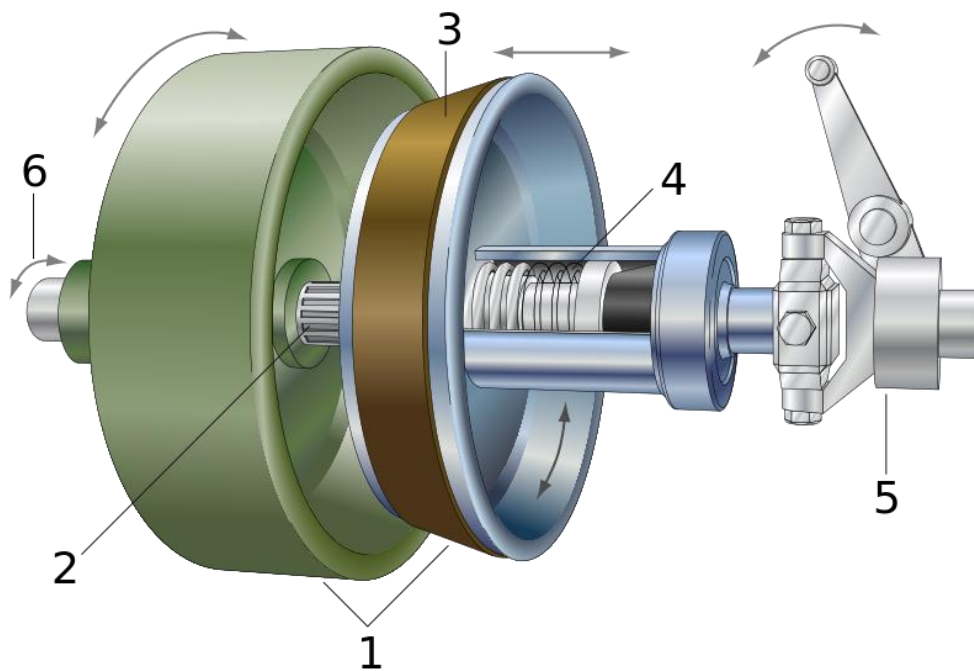
МУФТИ

12.1. Муфти, їх призначення і класифікація

12.2. Типи муфт, область їх застосування, критерії підбору



5



12.1. Муфти, їх призначення і класифікація

Призначення приводних муфт – передача крутного моменту між валами (рис. 12.1), що є продовженням один одного, або між валом і встановленими на ньому деталями: зубчастими колесами, шківками, зірочками тощо.

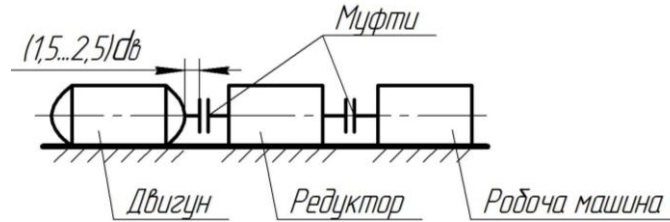


Рисунок 12.1

Крім передачі моменту, муфти окремих видів виконують інші функції (для включення і виключення виконавчого механізму при безперервно працюючому двигуні, для запобігання машин від перевантаження, для компенсації шкідливого впливу неспіввісності валів, для зменшення динамічних навантажень тощо).

У машинобудуванні застосовують різні муфти: гідравлічні, механічні, пневматичні, електромагнітні, їх комбінації тощо. Найбільш простими і тому найчастіше застосовуваними є механічні, які і будемо розглядати.

Механічні муфти поділяють на типи: постійно діючі (компенсуючі, глухі, пружні); керовані або зчепні (кулачкові, зубчасті, фрикційні); самокеровані або автоматичні (самокеровані за величиною крутного моменту – запобіжні, самокеровані за швидкістю обертання – відцентрові, самокеровані за напрямком обертання – муфти вільного ходу).

При з'єднанні валів можливі три види відхилення від правильного взаємного їх розміщення (рис. 12.2):

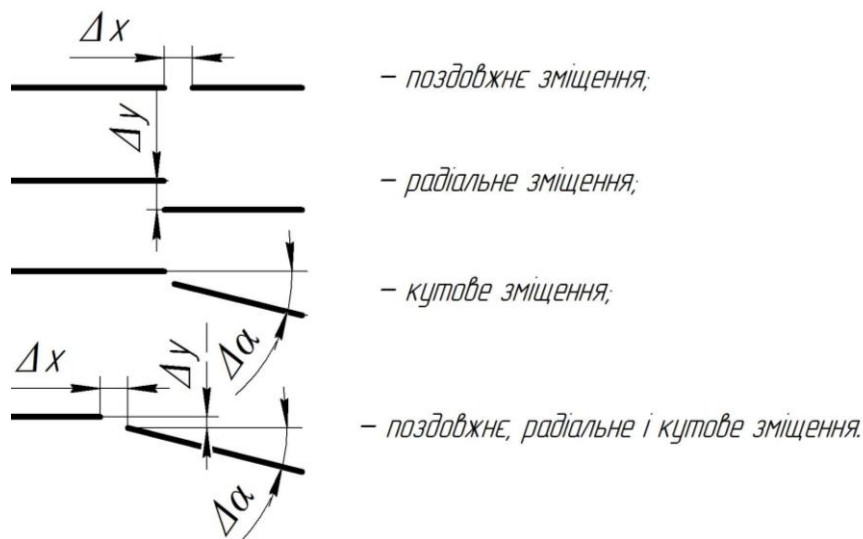


Рисунок 12.2

12.2. Типи муфт, область їх застосування, критерії підбору

Муфти поділяють на такі типи: постійно діючі, керовані (зчепні), самокеровані (автоматичні).

МУФТИ ПОСТІЙНО ДІЮЧІ

Муфти глухі. Глухі муфти утворюють жорстке і нерухоме з'єднання валів ($\Delta x \rightarrow 0$; $\Delta y \rightarrow 0$; $\Delta \alpha \rightarrow 0$).

Муфта втулкова (рис. 12.3). Використовують при діаметрах валів не більше 60...70мм. Конструктивно приймають: $D = (1,5...1,6)d$; $l = (2,5...4)d$.

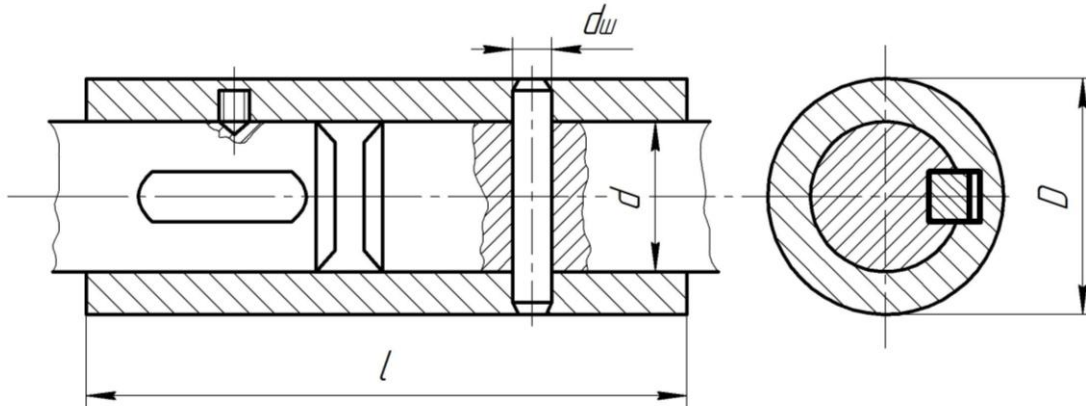


Рисунок 12.3

Муфту перевіряють на міцність крученню, тобто

$$\tau_k = \frac{T \cdot K_\partial}{0,2D^3(1 - \beta_0^4)K'} \leq [\tau]_k,$$

де β_0 – конструктивний коефіцієнт, $\beta_0 = d/D$;

K' – коефіцієнт, який враховує зменшення міцності муфти в зв'язку з наявністю шпонкового пазу, $K' \approx 0,9$;

K_∂ – динамічний коефіцієнт.

Муфта фланцева (рис. 12.4). Простота конструкції і відносно невеликі габарити сприяють широкому використанню фланцевих муфт в машинобудуванні. Ними з'єднують вали діаметром до 200мм.

Можливі два варіанти конструктивного оформлення муфти: болти ставлять з зазором (з нормальним стержнем) і без зазору (з потовщеним стержнем), $D_1 = (3...4,5)d$.

У першому варіанті крутний момент передається за рахунок сил тертя, що виникають в стику півмуфт від затягування болтів (болти з нормальним стержнем розраховують на розтяг); в другому варіанті – безпосередньо болтами, які працюють на зріз і зминання. Розрахунку піддають також шпонкові (шліцьові) з'єднання.

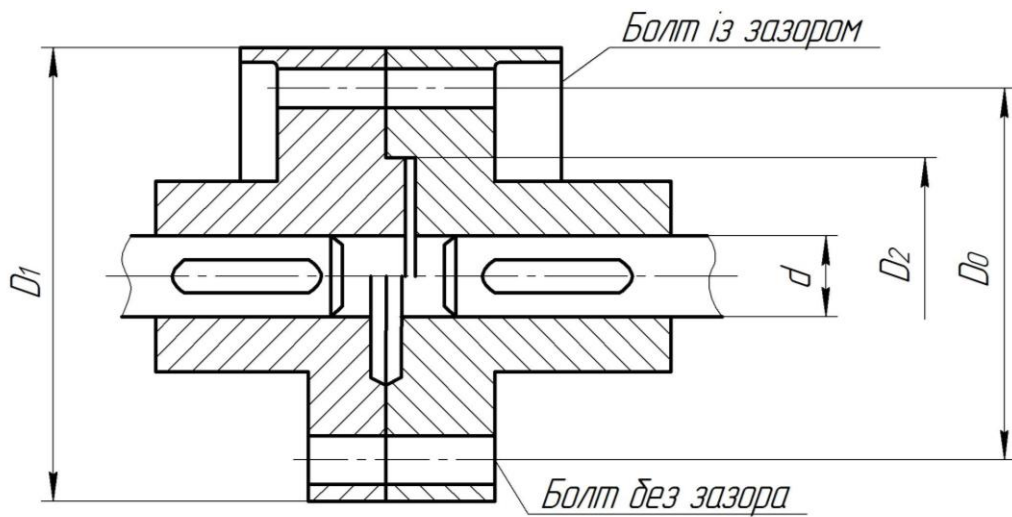


Рисунок 12.4

Муфти компенсуючі. Ці муфти призначені для компенсації неточності монтажу:

муфта шліцьова ($\Delta x > 0$), (рис. 12.5а);

муфта шарнірна ($\Delta \alpha > 0$), (рис. 12.5б);

муфта зубчаста ($\Delta x \rightarrow 0$; $\Delta y \rightarrow 0$; $\Delta \alpha \rightarrow 0$), універсальна, (рис. 12.5в).

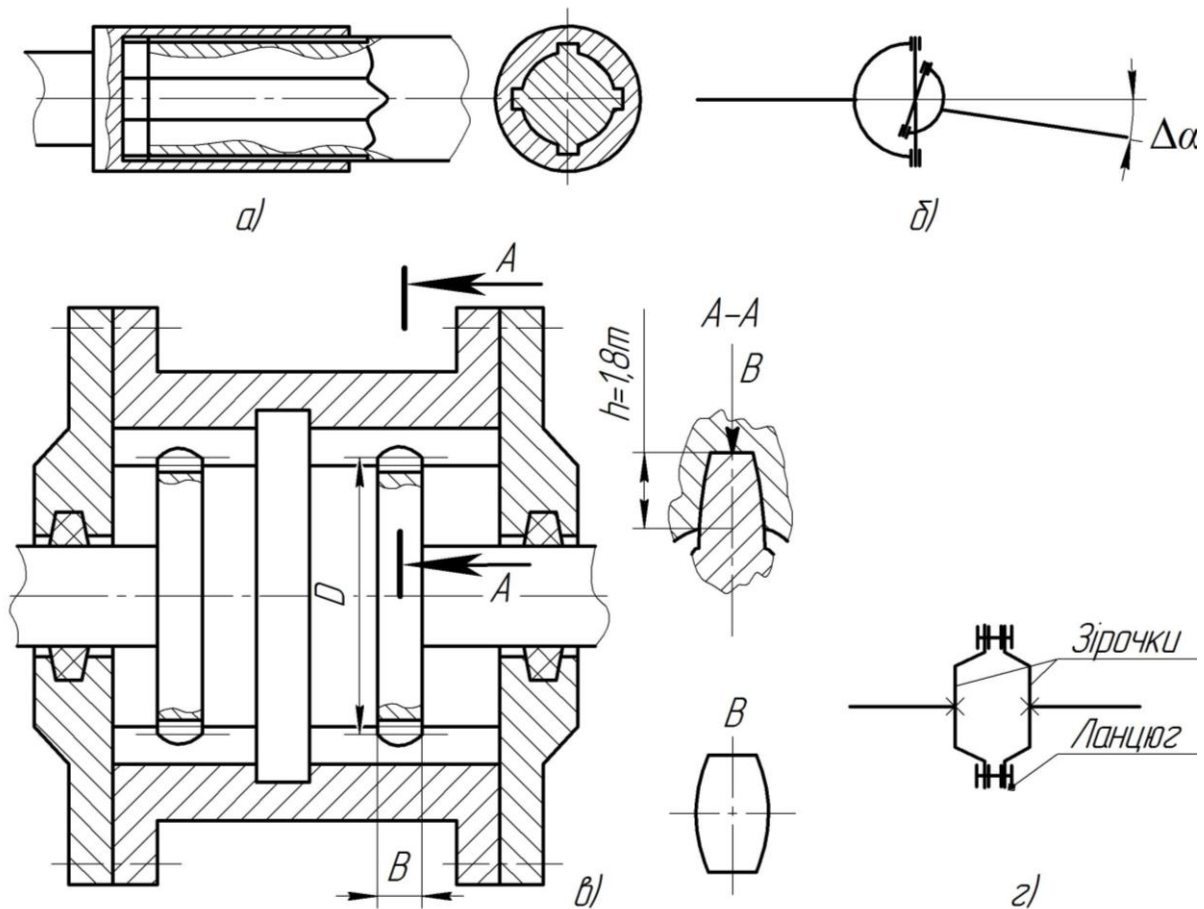


Рисунок 12.5

Як правило, приймають число зубів муфти $z = 30 \dots 80$, модуль зачеплення $m = 2,5 \dots 4$ мм; зуби прямі із заокругленнями, їх ширина невелика. Зуби перевіряють за напруженнями згину

$$\sigma_{zm} = \frac{2 \cdot T \cdot K_\delta}{D \cdot b \cdot h \cdot z} \leq [\sigma]_{zm}.$$

Муфта ланцюгова (рис. 12.5z). Аналогічно зубчастій муфті є універсальною (у невеликих інтервалах значень Δx , Δy , $\Delta \alpha$ компенсує всі три види неточності монтажу).

Муфти пружні. Такі муфти крім з'єднання валів пом'якшують ударні навантаження, захищають механізм від резонансних коливань. Це досягається використанням пружних елементів з нелінійною характеристикою $\left(C_\varphi = \frac{dT}{d\varphi} \neq 0 \right)$.

Пружні елементи показані на рис. 12.6.

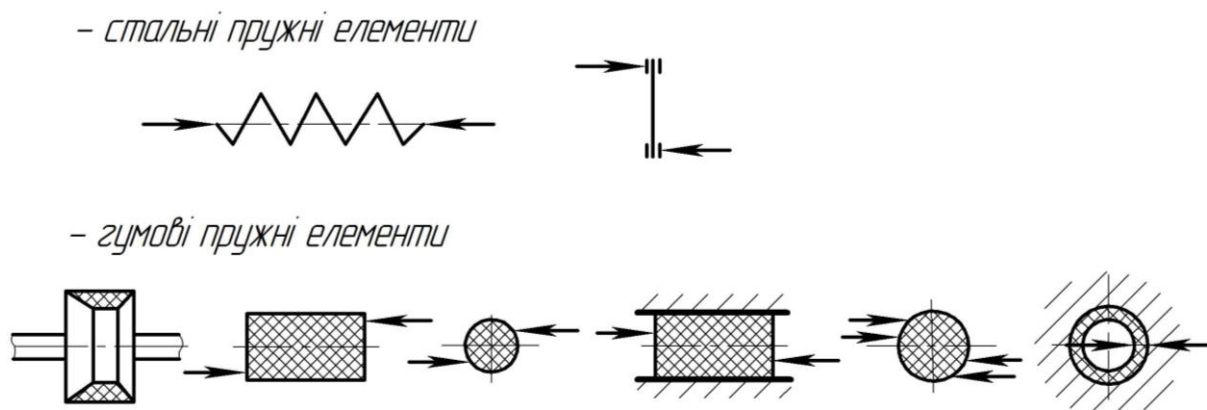


Рисунок 12.6

Бажано, щоб гумовий пружний елемент працював на зсув, так як в цьому випадку його енергоємність стає більшою.

Муфта пружна втулково-пальцева (рис. 12.7). Використовують у приводах від електродвигуна з малими та середніми крутними моментами.

Пружними елементами є гофровані гумові втулки або кільця трапецеподібного перетину, кількість пальців $z = 4, 6, 8, 10, 12$.

Пальці перевіряють на згин

$$\sigma_{z2} = \frac{2 \cdot T \cdot K_\delta \cdot l_n}{D_0 \cdot z \cdot 0,1 \cdot d_n^3} \leq [\sigma]_z;$$

втулку – на питомий тиск (зминання)

$$p = \frac{F_{1t}}{z_1 \cdot b \cdot d_n} = \frac{2 \cdot T \cdot K_\delta}{D_0 \cdot z \cdot z_1 \cdot b \cdot d_n} \leq [p];$$

тут z_1 – кількість гумових кілець з шириною b .

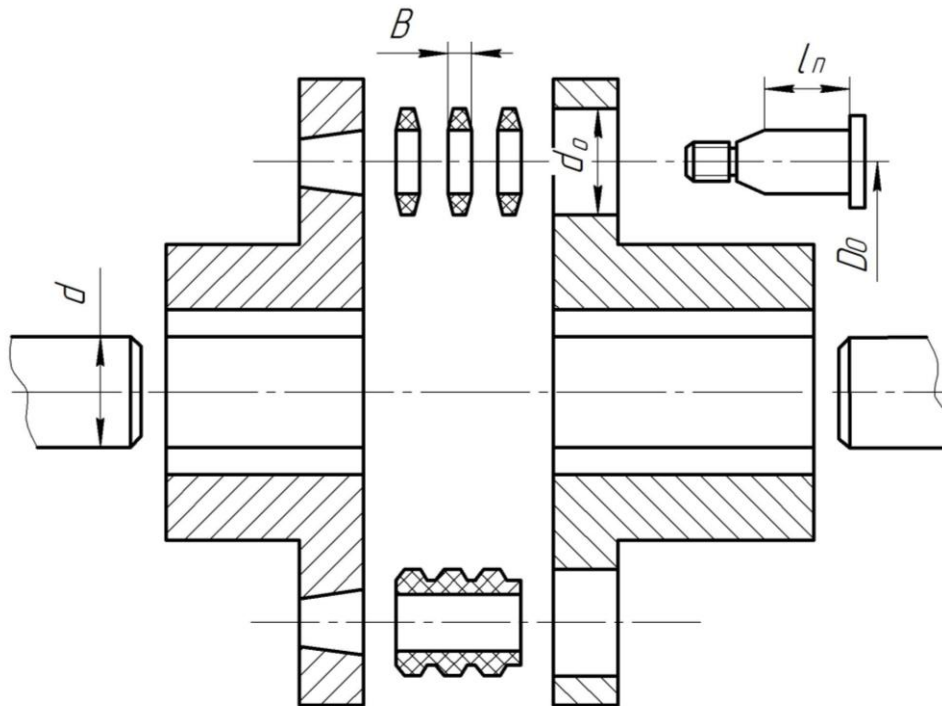


Рисунок 12.7

МУФТИ КЕРОВАНІ (ЗЧЕПНІ)

Керовані муфти дозволяють з'єднувати і роз'єднувати вали за допомогою механізму керування муфтою без розбирання останньої.

Муфти кулачкові (рис. 12.8а)

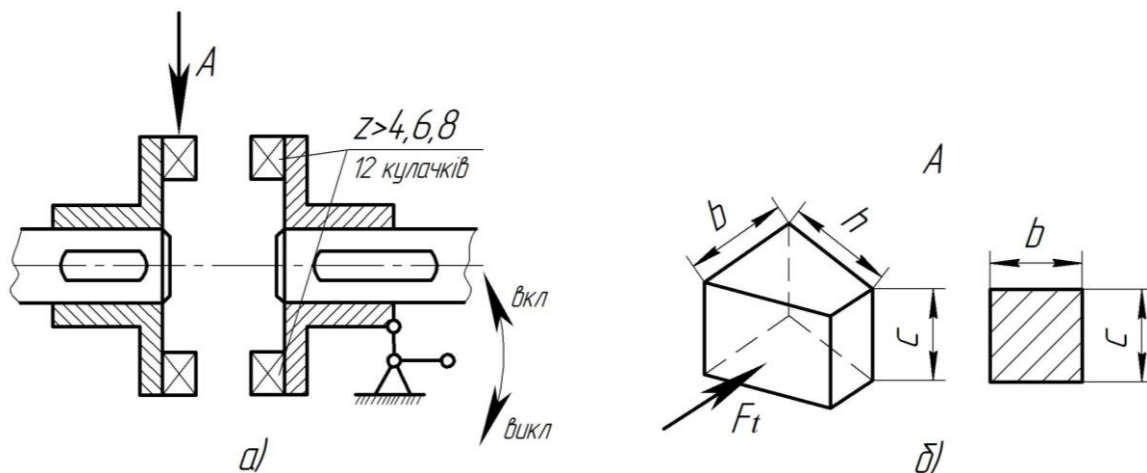


Рисунок 12.8

Ліву півмуфту встановлюють на валу жорстко, праву – рухомо.

Розрахунок кулачків виконують на зминання і згин. Колову силу, що припадає на один кулачок, визначають за формулою

$$F_{t1} = \frac{2T \cdot K_{\partial}}{D_0 \cdot z}; \text{ тоді } \sigma_{зм} = \frac{M}{W_0} = \frac{F_{t1} \cdot \frac{h}{2}}{c \cdot b^2} \leq [\sigma]_{зм}; \quad \sigma_{зм} = \frac{F_{t1}}{h \cdot c} \leq [\sigma]_{зм},$$

де $[\sigma]_{зм} = 120 \dots 35 \text{ Н/мм}^2$ – напруження зминання залежно від швидкості включення і термообробки кулачків.

Муфти фрикційні. За конструктивним оформленням бувають (рис. 12.9)



Рисунок 12.9

Дискві муфти (рис. 12.10) перевіряють на питомий тиск на поверхнях, що труться, тобто

$$p = \frac{4F_n}{\pi (D_1^2 - D_2^2)} \leq [p].$$

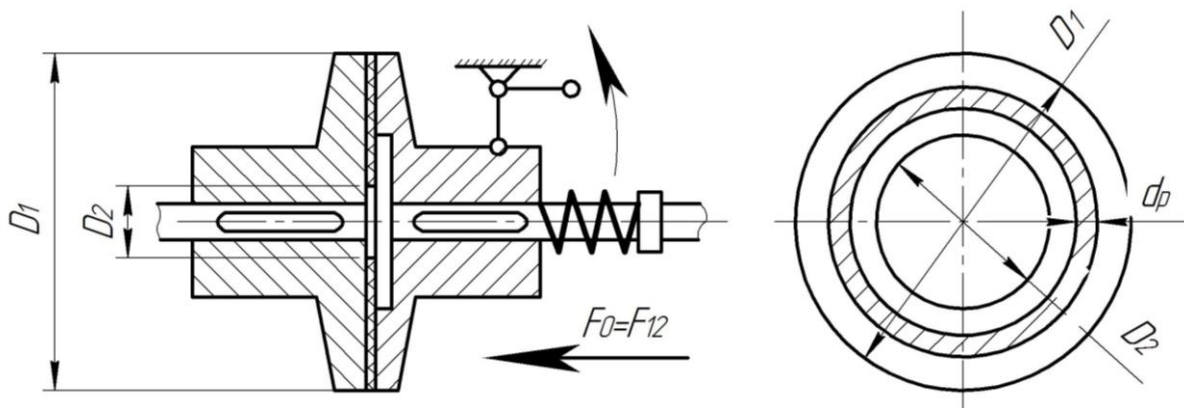


Рисунок 12.10

Залежно від механізму керування розрізняють муфти з електромагнітним, гідравлічним, пневматичним та механічним керуванням.

Конічні муфти (рис. 12.11) також дозволяють зменшити силу притискання півмуфт у зв'язку їх розклинюючої дії.

Щоб не було заклинювання, повинна виконуватися умова

$$\alpha > \varphi = \text{arctg } f.$$

Муфти конічні перевіряють на питомий тиск

$$p = \frac{F_n}{\pi \cdot D_{cp} \cdot b} \leq [p], \quad D_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{2}.$$

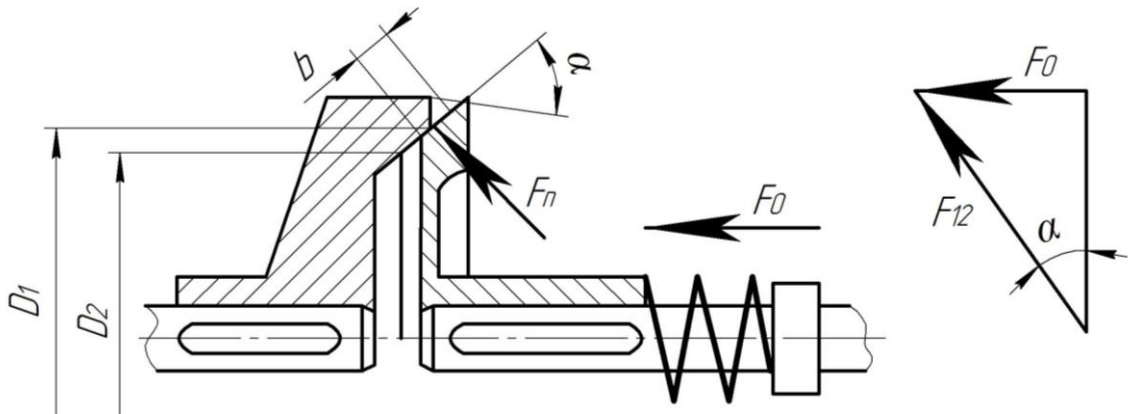


Рисунок 12.11

МУФТИ САМОКЕРОВАНІ (АВТОМАТИЧНІ)

Такі муфти призначені для автоматичного роз'єднання валів у тих випадках, коли параметри роботи машини стають непридатними через ті чи інші показники.

Муфти запобіжні. *Муфта зі зрізним штифтом* (рис. 12.12) призначена для захисту машини від перевантажень. Муфти розраховують на передачу граничного моменту, тобто при досягненні останнього вона автоматично повинна роз'єднати вали (штифт повинен зрізатися). Переважно приймають $z = 1(2)$. Діаметр штифта визначають за формулою

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4F_t \max}{\pi \cdot \tau_{тим}}} = \sqrt{\frac{8T_{\max}}{\pi \cdot D_0 \cdot z \cdot \tau_{тим}}},$$

де $\tau_{тим}$ – тимчасовий опір зрізу матеріалу штифтів.

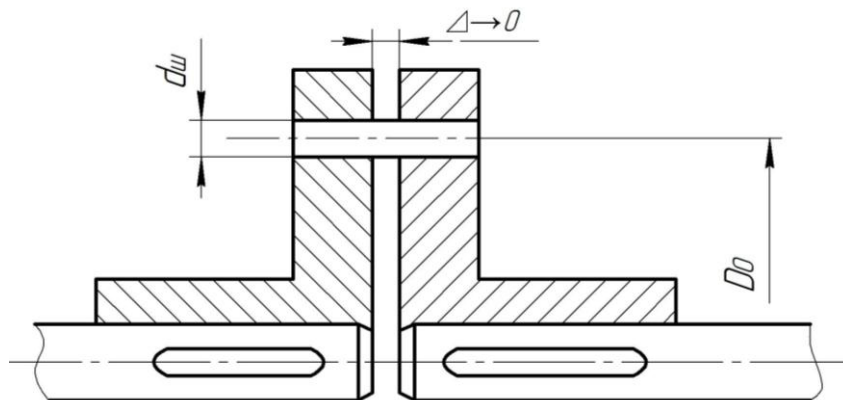


Рисунок 12.12

Як запобіжну муфту можна використати *довільну фрикційну, кулачкову з трапецевидним профілем кулачків або шарикову*. Такі муфти виконані за схемами, показаними на рис. 12.13.

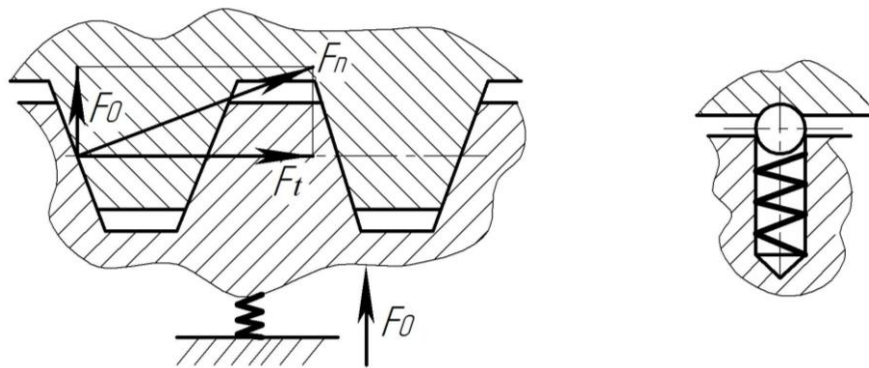


Рисунок 12.13

Муфти відцентрові. Ці муфти автоматично з'єднують (роз'єднують) вали лише тоді, коли колова швидкість перевищує деяку задану величину. Їх використовують для автоматичного включення чи виключення виконавчого механізму, для розгону машини з великими маховими моментами, при двигуні з малим пусковим моментом T_n , для підвищення плавності пуску.

Муфти вільного ходу. Ці муфти передають крутний момент лише в одному напрямку. Їх застосовують у верстатах, автомобілях, мотоциклах, велосипедах тощо. Найпростішою схемою муфти є пристрій з храповим механізмом (рис. 12.14).

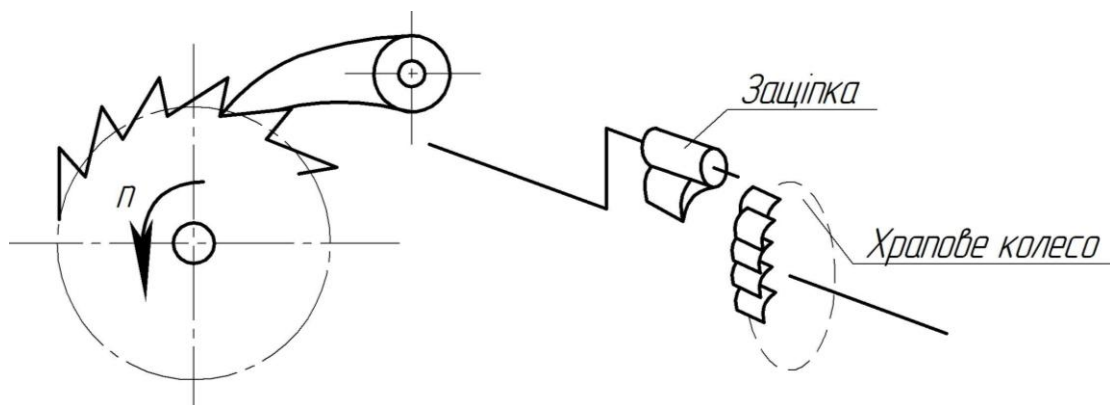


Рисунок 12.14

Внаслідок шуму на холостому ході і різкого ударного включення муфти з храповиком застосовують рідко і лише при низьких швидкостях.

Безшумну роботу забезпечують роликові або шарикові муфти.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Баласанян Р.А. Атлас деталей машин / Р.А. Баласанян. – Харьков, 1996.
2. Боков В.Н. Детали машин: атлас конструкций / В.Н. Боков, Д.В. Чернилевский, П.П. Будько. – М.: Машиностроение, 1983. – 575с.
3. Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М.: Высшая школа, 1986. – 360с.
4. Детали машин: атлас конструкций; под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1979. – 367с.
5. Дунаев П.Ф. Детали машин: курсовое проектирование / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высшая школа, 1990. – 400с.
6. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика / Г.Б. Иосилевич и др. – М.: Высшая школа, 1989.
7. Ицкович Г.М. Сопrotивление материалов / Г.М. Ицкович. – М.: Высшая школа, 1986. – 352с.
8. Заблонский К.И. Прикладная механика / К.И. Заблонский и др. – М.: Высшая школа, 1989.
9. Зубченко І.І. Деталі машин: конспект лекцій / І.І. Зубченко. – Тернопіль, 2000. – 212с.
10. Мазоренко Д.І. Деталі машин і основи конструювання: методичний посібник до курсового проекту. Частина І / Д.І. Мазоренко, А.В. Міняйло. – Харків: ХДТУСГ, 1999. – 30с.
11. Мазоренко Д.І. Деталі машин і основи конструювання: методичний посібник до курсового проекту. Частина ІІ / Д.І. Мазоренко, А.В. Міняйло. – Харків: ХДТУСГ, 2000. – 30с.
12. Розрахунок передач привода: методичні вказівки до виконання курсового проекту по деталях машин / Д.І. Мазоренко, А.В. Міняйло, Б.З. Овчаров, Л.М. Тіщенко. – Харків: ХДТУСГ, 2004. – 132с.
13. Розрахунки і проектування деталей машин. Частина 1. Механічні передачі: навчальний посібник / Б.З. Овчаров, А.В. Міняйло, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тіщенко. – Харків: ХНТУСГ, 2006. – 366с.
14. Розрахунки і проектування деталей машин. Частина 2. Вали і опори: навчальний посібник / Б.З. Овчаров, А.В. Міняйло, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тіщенко. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – 315с.
15. Павлице В.Г. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В.Г. Павлице. – Львів: в-во Львівського університету, 1993. – 555с.

16. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Высшая школа, 1989.
17. Семчишин, С.Г. Інженерна механіка: навчально-методичний посібник / С.Г. Семчишин, І.І. Зубченко. – Тернопіль: вид-во ТДТУ імені Івана Пулюя, 2004. – 115с.
18. Технічна механіка / О.О. Ердеді, І.В. Аникін, Ю.О. Медведєв, О.С. Чуйков. – К.: Вища школа, 1983. – 368с.
19. Техническая механика / А.А. Эрдеди, И.В. Аникин, Ю.А. Медведєв, А.С. Чуйков. – М.: Высшая школа, 1980. – 446с.
20. Хомик Н.І. Технічна механіка: курс лекцій / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш. – Тернопіль, 2011. – 208с.
21. Цехнович Л.И. Атлас конструкцій редукторів / Л.И. Цехнович, И.П. Петриченко. – К.: Вища школа, 1979. – 128с.
22. Курсовое проектирование деталей машин / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. – М.: Машиностроение, 1987. – 416с.
23. Чернавский С.А. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов. – М.: Машиностроение, 1984. – 608с.

ТЕРМІНОЛОГІЧНИЙ СЛОВНИК

А

Абразив – (фр. abrasif від лат. abrasio зішкрябування) – абразивний матеріал – речовина високої твердості, яку використовують для обробки поверхонь виробів із металу, скла, пластмаси та ін.

Абразивне спрацювання зубців – основна причина виходу з ладу зубчастих передач із недостатнім змащуванням зубців. Суть його полягає в стиранні активних поверхонь зубців, яке залежить від тиску, швидкості ковзання зубців, можливості попадання в зону зачеплення абразивних частинок та ін. Спрацювання зубців може бути у відкритих передачах та недостатньо захищених від забруднення закритих передачах гірничого обладнання, сільськогосподарських машинах та ін. У передачах із спрацьованими зубцями збільшуються зазори у зачепленні, виникає шум, зростають динамічні навантаження. Одночасно міцність спрацьованого зубця зменшується внаслідок зміни його поперечного перерізу. Розрахунку зубців із умови запобігання спрацюванню в даний час не існує, бо закономірності спрацювання дуже складні і залежать від багатьох випадкових факторів. Однак можна перелічити основні заходи, що сприяють підвищенню стійкості зубців проти спрацювання: збільшення твердості активних поверхонь, надійний захист передачі від попадання твердих абразивних частинок, використання мастил із відповідними властивостями.

Автоколивання (“шіммі”) – коливання фізичної системи, в яку енергія поступає від джерела, яке не коливається. А. виникають через самозбудження.

Агрегат – (від лат. aggregatus з’єднаний, складений) – декілька різнотипних машин, пристроїв і т.д., які з’єднані в одне ціле для сумісної роботи, а також частина складної машини, що є закінченим цілим.

Агресивні середовища (корозійні середовища) – середовища, які викликають корозію матеріалів. Вплив А. с. на матеріал пов’язаний з біологічними, фізичними, хімічними та електричними взаємодіями. Розрізняють рідкі А. с. (вода, розчини кислот, лугів та ін.) і газоподібні (сухі гази). Від властивостей і складу А. с. в основному залежать корозійна стійкість і роботоздатність матеріалів. Особливу небезпеку мають одночасний вплив агресивних середовищ і температури чи навантаження.

Агресивність навколишнього середовища – пов’язана з підвищеною корозійною активністю повітря, яка властива деяким набережним морським районам. Такі умови викликають інтенсивну корозію деталей машин, збільшуючи трудомісткість технічного обслуговування і поточного ремонту і потребу в запасних частинах близько 10%.

Адгезія (прилипання) – виникнення молекулярного зв’язку між поверхневими шарами різнорідних тіл (твердих, рідких), які доторкаються. Окремий випадок А. – когезія, зчеплення виникає при доторканні однакових тіл (напр., зварювання тертям), і відбувається з’єднання з найбільшою міцністю. При відносному переміщенні тіл (терті), сили А. можуть різко збільшитися, що призведе до появи заїдання і схоплювання (адгезійного спрацювання).

Азотування – також забезпечує високу твердість поверхневого шару зубців (H=60...65 HRC). Мала товщина твердого шару близько 0,1...0,6 мм робить зубці чутливими до перевантажень та непридатними для роботи в умовах абразивного спрацювання. Ступінь викривлення зубців після азотування невеликий. Тому цей вид хіміко-термічної обробки доцільно використовувати у тих випадках, коли важко шліфувати зубці (наприклад, у колесах із внутрішніми зубцями). Азотуванню піддають зубчасті колеса із середньовуглецевих сталей, до складу яких входить алюміній (38ХМЮА, 42Х2Н2МФЮА та ін.). Заготовки зубчастих коліс, призначених для азотування, треба попередньо гартувати та зробити відпуск (поліпшення) для підвищення міцності серцевини.

Акумулятор – (від лат. accumulator – збирач, накопичувач) – пристрій для накопичення енергії з метою наступного її використання.

Амортизація – (від фр. amortir послаблювати) – пом’якшувати дію поштовхів, ударів в (машинах, апаратах і ін.) за допомогою особливих пристроїв – амортизаторів.

Амплітуда коливань – найбільше відхилення величини, яка коливається, від її середнього значення.

Аналіз – (від гр. analysis розкладення) – метод наукового дослідження шляхом роз'єднання об'єкта на складові частини і вивчення їх властивостей.

Аналізатор – 1. Прилад, який визначає наявність будь-якої речовини в суміші речовин. 2. В радіо- і електротехніці – прилад для дослідження різних процесів.

Б

Базова динамічна вантажність – це постійне радіальне навантаження (а для упорних і упорно-радіальних підшипників осьове навантаження), яке підшипник може сприймати протягом одного мільйона обертів при безвідмовній роботі 90%.

Базова статична вантажність – це таке статичне навантаження на підшипник (радіальне – для радіальних і радіально-упорних підшипників, центральне осьове – для упорних і упорно-радіальних підшипників), якому відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення і кілець у найбільш навантаженій точці їхнього контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

Безвідмовність – властивість обладнання (виробу, системи) безупинно зберігати працездатний стан у заданих умовах експлуатації протягом деякого проміжку часу або аж до виконання певного обсягу роботи, без вимушених перерв. Безвідмовність характеризує надійність виробу і визначається набором показників, що обираються з врахуванням виду виробу та умов його експлуатації.

Показники безвідмовності:

Імовірність безвідмовної роботи – імовірність того, що протягом заданого наробітку (кількості відпрацьованих годин) відмова об'єкта не виникне.

Інтенсивність відмов – умовна густина імовірності виникнення відмови об'єкта, яка визначається за умови, що до цього моменту відмова не виникла.

Середній наробіток до відмови – математичне сподівання наробітку об'єкта до першої відмови.

Середній наробіток між відмовами – відношення сумарного наробітку відновлюваного об'єкта до математичного сподівання числа його відмов протягом цього наробітку.

Параметр потоку відмов – відношення математичного сподівання кількості відмов відновлюваного об'єкта за досить малий його наробіток до значення цього наробітку.

В

В'язкість (внутрішнє тертя) – об'ємна властивість рідких, напіврідких або напівтвердих речовин чинити опір переміщенню їх шарів. В. зменшується при підвищенні температури. Розрізняють динамічну, кінематичну, питому і умовну в'язкість. З в'язкістю мастильних матеріалів пов'язані такі експлуатаційні властивості, як несуча здатність, коефіцієнт тертя, зносостійкість, легкість запуску двигуна при холодній погоді, а також витрата палива і оливи.

Вал – деталь машини (переважно циліндричної форми), яка обертається в опорах і призначена для передачі крутного моменту. За кількістю опор розрізняють двох- і багатоопорні В.; за умовами роботи – корінні, передавальні, трансмісійні, контрприводні; за конструкцією – гладкі, фасонні, фланцеві, суцільні, пустотілі, гнучкі.

Вал (у техніці) – деталь, що обертається навколо своєї осі, призначена для передачі руху зв'язаним з нею частинам машини чи механізму, складовою яких вона є. При цьому вал передає крутний момент вздовж своєї осі та забезпечує підтримання обертових деталей машин, котрі на ньому розміщені. Крутні моменти передаються за допомогою сил, що діють на вали з боку механічних передач (наприклад, у зачепленні зубчастих або черв'ячних передач, натягу приводних пасів тощо). Тому на вали діють також згинальні моменти і осьові навантаження.

За призначенням вали поділяють на вали передач та корінні вали машин. На валах передач установлюють зубчасті колеса, шківни, муфти та інші деталі передач, на корінних валах – не тільки деталі передач, але й маховики, затискні патрони, кривошипи тощо.

За формою геометричної осі вали бувають:

- прямі;
- ексцентрикові (колінчасті, кулачкові);
- гнучкі;
- карданні.

За конструктивним виконанням вали поділяють на:

- гладкі;
- ступінчасті;
- порожнисті.

Найпоширенішими є прямі вали. Їх застосовують у редукторах, металорізальних верстатах, підйомно-транспортних машинах, машинах легкої промисловості тощо.

Вальниця (заст. підшипник) – технічний пристрій, призначений для підтримання вала, закріплення на осі чи іншої конструкції у зафіксованому розташуванні, що забезпечує обертання, хитання чи гойдання або лінійне переміщення з найменшим опором, а також для сприйняття й передавання навантаження на інші частини конструкції.

Взаємозамінність комплектуючих виробів (деталей) означає, що із множини однойменних виробів (деталей) можна без вибору взяти будь-яку і без підготовки (допускається застосування технологічних компенсаторів) встановити на машині. Залежно від підгоночних робіт встановлюють відповідну міру взаємозамінності (чим більша міра взаємозамінності, тим менший об'єм підгоночних робіт). Взаємозамінність відіграє велику роль в скороченні затрат праці, матеріалів і простою машин при ТО і ремонті.

Визначальний розмір – розмір редуктора, який визначає його конструктивні й експлуатаційні особливості, числове значення цього розміру не залежить від конструкції, технології виготовлення та інших виробничих факторів. За визначальний розмір одноступінчастих редукторів циліндричних і черв'ячних приймають міжосьову відстань; планетарних – дільний діаметр центрального колеса з внутрішніми зубцями або радіус розміщення осей сателітів; хвильових – внутрішній діаметр гнучкого колеса в недеформованому стані; конічних – дільний зовнішній діаметр зубчастого колеса.

Випробування на надійність – випробування, які виконують для визначення чи контролю показників надійності в заданих умовах. Випробування на надійність виконують для того, щоб на ранніх стадіях життєвого циклу виробу виявити потенційні проблеми, забезпечити впевненість, що система буде відповідати поставленим вимогам. Складні системи можуть випробовувати як у цілому, так і на рівні компонент, пристроїв, підсистем. Наприклад, випробування окремих компонент виробу на вплив зовнішніх факторів може виявити проблеми до того, як вони будуть виявлені на вищому рівні інтеграції. Недоліками таких випробувань є значні затрати часу і коштів. Для здешевлення і скорочення у часі випробувань можуть проводити прискорені випробування та застосовувати методи планування експерименту та моделювання. Все частіше застосовують так звані прискорені випробування у динамічно змінному середовищі у тому числі і структурно-складних систем з урахуванням їх старіння, втоми, зносу та деградації в ході їх експлуатації. Для цього в статистиці прискорених випробувань розроблені спеціальні моделі прискорення життя, котрі добре адаптовані для статистичного аналізу даних про відмови, що спостерігаються як при змінних у часі стресових навантаженнях, так і за наявності процесів деградації, які у свою чергу можуть залежати від цих стресових навантажень.

Виріб – поняття, яке може мати низку значень, в тому числі і як технічні об'єкти різної складності, створені людиною для задоволення якоїсь потреби. Згідно зі стандартом **виріб** – довільний предмет або сукупність предметів, які виготовляють на підприємстві. Це поняття стосується будь-якого об'єкта матеріального виробництва та їхніх складових частин від ручних знарядь праці до розмаїття машин, апаратів, приладів та ін. Стандартом встановлені такі види виробів: деталі, *складальні одиниці, комплекси і комплекти*.

Вібрація – механічні коливання, як правило, з відносно малою амплітудою і не надто низькою, не менше 17...25 Гц, частотою.

Вібростійкість – здатність конструкцій працювати в потрібному діапазоні режимів без недопустимих коливань. Оскільки існує тенденція зростання швидкостей машин, то

явища коливань стають все небезпечнішими, відтак розрахунки на вібростійкість все актуальнішими.

Відмова – повна або часткова втрата робоздатності машини. Вона може виникнути внаслідок руйнування, деформації або спрацювання деталей, порушення регулювання механізмів і систем, припинення подачі палива і оливи, зміни робочих характеристик (втрата потужності, збільшення гальмівного шляху), коли вони виходять за межі допустимих за технічними умовами норм. Причинами В. можуть бути дефекти, порушення правил і норм експлуатації, різні види пошкоджень, а також природні процеси спрацювання і старіння.

Відмова (у техніці) – подія, яка полягає у втраті об'єктом здатності виконувати потрібну функцію, тобто у порушенні працездатного стану об'єкта, що настає при досягненні граничного стану, тобто в досягненні границі області працездатних станів.

1. За типом відмови поділяють:

- відмови функціонування (виконання основних функцій об'єктом припиняється, наприклад, поломка зубів шестерні);
- відмови параметричні (певні параметри об'єкту змінюються в недопустимих межах, наприклад, втрата точності верстату).

2. За своєю природою відмови можуть бути:

- випадкові, обумовлені непередбаченими перевантаженнями, дефектами матеріалу, помилками персоналу або збоями системи керування тощо;
- систематичні, обумовлені закономірними і неминучими явищами, що викликають поступове накопичення ушкоджень: втома матеріалу, зношування, старіння, корозія тощо

Оскільки час настання відмови у техніці – це величина випадкова, то ймовірність відмови $Q(t)$ – ймовірність того, що випадкова величина T набуде значення, меншого або рівного t , де t – час, за який визначають показник надійності, тобто ймовірністю відмови (англ. probability of refuse) називають ймовірність того, що за певних умов експлуатації в заданому інтервалі часу виникне хоча б одна відмова: $Q(t) = P(T \leq t)$.

За характером появи відмови бувають:

- раптові – відмова, яку неможливо передбачити попередніми дослідженнями чи технічним оглядом (помилки проектування, брак, дефект, неправильна експлуатація);
- поступові – відмова, спричинена поступовими змінами значень одного чи декількох параметрів об'єкта (наприклад, в результаті незворотних фізико-хімічних процесів у матеріалі – корозія, втома, повзучість, зношування).

За причинами:

- конструкційна відмова – відмова, спричинена недосконалістю чи порушенням встановлених правил і (чи) норм проектування та конструювання об'єкта;
- виробнича відмова – відмова, спричинена невідповідністю виготовлення об'єкта до його проекту чи до норм виробничого процесу;
- експлуатаційна відмова – відмова, викликана порушенням правил експлуатації (відмова через неправильне поводження, відмова через перевантаження).

За наслідками:

- критична відмова – відмова, що за оцінками може призвести до травмування людей, значних матеріальних збитків чи до інших неприйнятних наслідків.

Відшаровування поверхневих шарів зубців – спостерігається у тих випадках, коли під зміцненим поверхневим шаром зубців зведені контактні напруження достатньо великі. Через періодичну дію глибинних напружень під зміцненим шаром матеріалу можуть виникати втомні тріщини, розвиток яких спричинює відшаровування окремих ділянок поверхневого зміцненого шару. Цей вид руйнування найнебезпечніший для коліс, зубці яких мають поверхнєве зміцнення (цементацию, азотування, поверхнєве гартування). Відшаровуванню сприяє дія підвищених навантажень на зубці. Щоб запобігти відшаровуванню поверхневих шарів зубців, треба забезпечити відповідну товщину зміцненого шару та достатню міцність серцевини зубця.

Вісь – лінія в просторі, з якою асоціюється обертання. Також деталь механізмів, яка призначена для фіксації обертання в просторі. Вживають термін – вісь симетрії – лінія, при

повороті навколо якої тіло суміщається саме з собою. Інший тип осі симетрії – лінія на площині, при дзеркальному відображенні відносно якої тіло суміщається саме з собою.

В техніці вісь – деталь (обертова або нерухома) переважно циліндричної форми, що забезпечує обертовий рух без передачі крутного моменту (наприклад, підтримання неприводних коліс). Для зменшення тертя при обертанні використовують підшипники.

Вісь – стержень з деталями, встановлений на опорах і не призначений для передачі крутного моменту. Розрізняють нерухомі В., коли стержень нерухомий відносно опор, а деталі, які насаджені на нього, обертаються, і обертові, коли і стержень, і пов'язані з ним деталі обертаються відносно опор. Основна відмінність В. від вала полягає в тому, що В. не передає крутного моменту.

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

Властивості – кількісні або якісні характеристики об'єктів або явищ, характерні для них і проявляються при певних умовах взаємодії цих об'єктів або явищ.

Внутрішнє тертя – явище опору відносному переміщенню частин одного і того ж тіла. В. т. пов'язане з двома групами явищ – непружністю і пластичною деформацією. Непружність – відхилення від властивостей пружності при деформації практично відсутні.

Водневе спрацювання – процес руйнування металевго елемента пари тертя внаслідок поглинання металом водню, який виділяється при деструкції мастильного матеріалу і пластмаси, наявності вологи. Розрізняють В. с. руйнуванням і В. с. диспергуванням (ВСР і ВСД). ВСР при досягненні температури десорбції проявляється в намазуванні металу на спряжений метал (напр., перенесення сталі з поверхні колінчастого вала двигуна на бабітовий підшипник). ВСД збільшує спрацювання. В металах з ендотермічним процесом поглинання водню (чавун, сталь) водень, який виділяється в контактній зоні, дифундує в глибину металу, в зону максимальних температур (термічний клин), де проявляється підвищення крихкості матеріалу. В металах з екзотермічним процесом поглинання водню (напр., в титані) водень насичує холодні ділянки поверхні.

Вплив – дія або система дій, спрямованих на кого- або що-небудь.

Втомлення (втома) – явище руйнування матеріалу під дією змінних напружень, які не перевищують границі міцності. Робоче середовище може мати вплив на втомлювальну міцність матеріалів. Окислення поверхні тертя збільшує її опір спрацювання і покращує припрацювання, але зменшує число циклів до руйнування у випадку повторно-знакозмінних навантажень і напружень вище границі втомлення. Методи і режими механічної обробки матеріалів суттєво впливають на міцність при повторно-знакозмінних навантаженнях. Руйнування пов'язане з виникненням втомлювальних тріщин, розвиток яких пропорційний кількості циклів навантажень. Втомлювальною міцністю в основному визначають довговічність рам, ресор, картерів.

Втомлювальна міцність – здатність матеріалу сприймати, не руйнуючись, циклічні навантаження. Опір матеріалу втомленню характеризують кривою втомлення (втоми). Одна із кількісних характеристик В. м. матеріалу – границя витривалості.

Втомлювальна тріщина – тріщина, яка виникає в результаті дії на матеріал знакозмінних або пульсуючих навантажень. Поява тріщин можлива також в результаті термічного втомлення, які проявляються при періодичних нагріваннях і охолодженнях матеріалу. Поява В. т. є причиною втомлювального спрацювання деталей.

Втомлювальне спрацювання – спрацювання поверхні тертя або її частин в результаті повторного деформування мікрооб'ємів матеріалу, що призводить до появи тріщин і відокремлення частинок матеріалу. В. с. відбувається як при коченні, так і при ковзанні.

Втомне викришування активних поверхонь зубців – пов'язане з дією циклічно змінних контактних напружень. Ці напруження спричинюють виникнення втомних тріщин у поверхневих шарах матеріалу зубців, подальший розвиток яких призводить до викришування частинок металу. Поява слідів викришування не завжди є ознакою небезпечного руйнування активних поверхонь зубців. У початковий період припрацювання зубчастих коліс через неточності виготовлення та монтажу, податливість

валів та їхніх опор може бути значна нерівномірність розподілу навантаження на довжині зубців. На деяких ділянках поверхонь зубців контактні напруження можуть досягати великих значень і бути причиною появи локального викришування. Подальше припрацьовування збільшує контакт зубців і контактні напруження зменшуються. Під час подальшої довготривалої роботи передачі кількість раковин викришування не збільшується. Сліди викришування, що появились у початковий період роботи передачі, з часом можуть частково або повністю завальцюватись, зробитись непомітними і навіть зовсім зникнути. Таке явище називають обмеженим викришуванням. Воно допустиме при роботі передач і особливо характерне для зубчастих коліс із твердістю робочих поверхонь зубців $H \leq 350$ НВ. Якщо число раковин викришування та їхні розміри збільшуються, то викришування називається прогресуючим. Спотворення профілів зубців внаслідок викришування їх призводить до порушень правильності зачеплення і до появи додаткових навантажень на зубці.

Втомне викришування робочих поверхонь відбувається в результаті дії циклічно змінних контактних напружень на бігових доріжках кілець і спостерігається у довгочасно працюючих у нормальних умовах підшипників. Здебільшого викришування починається на доріжках кочення найбільш напружених кілець: у більшості підшипників – на внутрішніх, а у сферичних – на зовнішніх кільцях.

Г

Гамма-відсотковий наробіток на відмову – наробіток, протягом якого відмова об'єкта не виникне з ймовірністю, вираженою у відсотках. Показники безвідмовності визначаються за результатами експлуатації (або випробувань) із застосуванням методів математичної статистики та імітаційного моделювання.

Генезис – (від гр. genesis) – походження, виникнення, процес утворення.

Генератор – (від лат. generator – виробник) – пристрій, апарат або машина, яка продукує який-небудь продукт, виробляє електричну енергію або перетворює один вид енергії в інший.

Гіпоїдна передача (скор. від гіперболоїдна) – вид зубчастого передавача гвинтового типу, що реалізується конічними колесами з косими або криволінійними зубами із мимобіжними осями, що перехрещуються (зазвичай під 90°). Гіпоїдна передача має зміщення осі великого і малого зубчастих коліс. Передавальне число більшості гіпоїдних передач не перевищує 10, проте в деяких випадках досягає 30 і більше. Цей тип передавача характеризується підвищеною навантажувальною здатністю, плавністю ходу і безшумністю роботи. Навантажувальна здатність зростає завдяки забезпеченню лінійного контакту зубів і збільшенню числа пар зубів, що знаходяться в зачепленні.

У гіпоїдних передавачах забезпечується краще притирання контактних поверхонь, чим і пояснюється плавна і безшумна їх робота. Часто використовується як головна передача в приводах ведучих коліс автомобілів, сільськогосподарській техніці, локомотивах, а також у приводах верстатів та інших промислових машинах для забезпечення високої точності при великих передавальних числах.

До недоліків гіпоїдних передач слід віднести підвищену небезпеку заїдання, обумовлену ковзанням уздовж ліній контакту зубів. Це явище супроводжується зниженням несучої здатності масляного клину. Небезпека заїдання усувається використанням протизадирних (гіпоїдних) олив та хіміко-термічною обробкою зубів (азотуванням), що забезпечує високу твердість та зносостійкість їх робочих поверхонь.

Границя витривалості – (англ. fatigue limit) – максимальне за абсолютним значенням механічне напруження циклу, за якого ще не відбувається руйнування матеріалу від втоми протягом заданої кількості циклів навантажування.

Границя витривалості – найбільше напруження циклу з деякою асиметрією, яка відповідає заданій довговічності, тобто числу циклів до руйнування зразка.

Границя міцності – відношення найбільшого навантаження F_{\max} , яке передувало руйнуванню зразка, до площі поперечного перетину до випробування: $\sigma_B = F_{\max} / A$. Г. м. характеризує механічні властивості матеріалів при розтягу, стиску, згині, зрізанні.

Границя текучості – напруження, при якому залишкова деформація дорівнює 0,002, або залишкове видовження зразка складає 0,2% його початкової розрахункової довжини l_0 .

Граничний стан – (англ. limit state, ultimate state) – стан об'єкта, за яким його подальша експлуатація неприпустима чи недоцільна. Граничний стан технічного об'єкта може оцінюватись за двома принциповими критеріями: – граничний стан за несучою здатністю (здатністю об'єкта зберігати під час навантажування стан, що відповідає його функціональному призначенню); – граничний стан за експлуатацією. Досягнення граничного стану об'єкта визначають з врахуванням його схемно-конструктивних особливостей, режиму експлуатації та сфери використання.

Граничний стан – стан виробу, коли його подальше застосування за призначенням недопустиме чи недоцільне або відновлення його справного чи роботоздатного стану неможливе чи недоцільне. Граничний стан машини (автомобіля) визначається неможливістю його подальшої експлуатації через зниження ефективності, рентабельності, підвищених спрацювань або за вимогами безпеки руху.

Граничний стан за експлуатацією – (англ. serviceability limit state; SLS) – стан об'єкта, за яким його подальша експлуатація неприпустима чи недоцільна, або відновлення його працездатного стану неможливе чи недоцільне. Перехід об'єкта в граничний стан тягне за собою тимчасове або остаточне припинення експлуатації об'єкта. При досягненні граничного стану об'єкт повинен бути знятий з експлуатації, направлений на середній або капітальний ремонт, списаний, знищений або переданий для застосування не за призначенням. Якщо критерій граничного стану встановлений з міркувань безпеки зберігання та (або) транспортування об'єкта, то при настанні граничного стану зберігання та (або) транспортування об'єкта має бути припинене. В інших випадках при настанні граничного стану має бути припинене застосування об'єкта за призначенням.

Граничний стан за несучою здатністю – (англ. ultimate limit state; ULS) – механічний стан об'єкта, що характеризується певними значеннями напружень та деформацій, за якого подальша зміна навантаження та (чи) інших чинників призводить до руйнування, втрати несучої здатності чи стійкості, розвитку надмірних деформацій, появи чи розкриття тріщин.

За ГОСТ 27751-88(2003) граничні стани поділяють на дві групи:

Перша група включає граничні стани, які ведуть до повної непридатності до експлуатації конструкцій, основ (будівель або споруд в цілому) або до повної (часткової) втрати несучої здатності будівель і споруд в цілому.

Граничні стани цієї групи характеризуються:

- руйнуванням будь-якого характеру (наприклад, пластичним, крихким, втомним);
- втратою стійкості форми, що призводить до повної непридатності до експлуатації;
- втратою стійкості розташування;
- переходом у змінювану систему;
- якісною зміною конфігурації;
- іншими явищами, при яких виникає необхідність припинення експлуатації (наприклад, надмірними деформаціями в результаті повзучості, пластичності, зсуву у з'єднаннях, розкриття тріщин, а також утворенням тріщин).

Друга група включає граничні стани, що погіршують нормальну експлуатацію конструкцій (основ) або зменшують довговічність будівель (споруд) порівняно з передбаченим терміном служби.

Граничні стани другої групи характеризуються:

- досягненням граничних деформацій конструкцій (наприклад, граничних прогинів, поворотів) або граничних деформацій основи;
- досягненням граничних рівнів коливань конструкцій чи основ;
- утворенням тріщин;
- досягненням граничних розкриття або довжин тріщин;
- втратою стійкості форми, що призводить до погіршення нормальної експлуатації;

– іншими явищами, при яких виникає необхідність тимчасового обмеження експлуатації будівлі або споруди через неприйнятне зниження їх терміну служби (наприклад, корозійні пошкодження).

Розрахунки за граничними станами широко застосовуються при проектуванні будівельних конструкцій і споруд. Все більшого поширення методи цих розрахунків набувають і в машинобудуванні, причому й тут позначається їх прогресивна роль: вони дозволяють розкрити резерви міцності, що не використовуються при розрахунках за допустимими напруженнями. Розрахунок за граничними станами дає можливість зменшити масу конструкцій.

Граничний стан неремонтованих об'єктів – для багатьох виробів (наприклад, освітлювальних ламп, електронних компонентів, вузлів побутових електроприладів тощо), які не ремонтуються, граничний стан збігається з відмовою. У інших випадках граничний стан визначається досягненням періоду підвищеної інтенсивності відмов. Таким методом визначається граничний стан для функційно важливих компонент автоматичних пристроїв. Використання цього методу обумовлене зниженням ефективності експлуатації виробів, компоненти яких мають підвищену інтенсивність відмов, а також порушенням вимог безпеки. Період експлуатації неремонтованих виробів до граничного стану встановлюється за результатами спеціальних випробувань і вноситься до технічної документації на вироби. Якщо не можна заздалегідь отримати інформацію про зміну інтенсивності відмов, граничний стан виробу визначається безпосереднім обстеженням його стану в процесі експлуатації.

Граничний стан ремонтпридатних виробів – визначається неефективністю їх подальшої експлуатації через зростання частоти відмов, що призводить до збільшення витрат на ремонт. В деяких випадках критерієм граничного стану ремонтваних виробів може бути порушення вимог безпеки, наприклад на транспорті. Граничний стан може також визначатися ступенем морального старіння.

Гума – терморективний структурно-об'ємний сітчастий полімер з поперечними хімічними зв'язками між макромолекулами каучуку. Г. є незамінним матеріалом більшості ущільнень і багатьох технічних деталей. Природа механічних властивостей Г. пояснюється будовою молекул і характером хімічних і фізичних міжмолекулярних зв'язків.

Д

Демпфер – (від нім. Dämpfer – глушник) – пристосування для усунення або зменшення коливань (демпфування) в механічних чи електричних системах.

Десорбція – процес, зворотній адсорбції – це виділення із адсорбента речовин після поглинання. При нагріванні адсорбента рухомість адсорбованих молекул зростає, і при досягненні деякої критичної температури їх кінетична енергія перевищує енергію адсорбційного зв'язку. В результаті цього відбувається дезорієнтація і Д., тобто порушується зв'язок.

Деструкція – порушення або руйнування нормальної структури речовини. Наприклад, молекули мастильного матеріалу ланцюгового виду розкладаються на більш короткі частини внаслідок дії високої температури, механічних напружень («перетирання» при терті) та ін. В результаті цього утворюються вторинні низькомолекулярні продукти, які змінюють мастильні властивості вихідної оливи.

Деталь – виріб, виготовлений з однорідного матеріалу без складальних операцій.

Дефект – (від лат. defectus) структури матеріалів – порушення суцільності і (або) регулярності структури матеріалів. Д. виникають як при виготовленні, так і при експлуатації матеріалів і суттєво впливають на їх властивості. Д. класифікують за генетичними (механічні, радіаційні, термічні і ін.), морфологічними (зовнішні, внутрішні та ін.) і структурними (включення, пори, тріщини та ін.) ознаками.

Деформація – (від лат. deformatio) – зміна форми або розмірів тіла (або його частини) без зміни його маси. Залежно від умов тертя супроводжується пластичними або пружними Д., які можуть викликатися як механічним, так і температурним навантаженням тіла. При терті проявляються обидва види навантажень.

Динамічне навантаження – навантаження, зміна значення, напрямок або прикладання якого відбувається дуже швидко, в зв'язку з чим в елементах конструкції виникають значні інерційні сили.

Диспергування (при терті) – тонке подрібнення твердих або рідких тіл, напр., мастильних матеріалів у процесі тертя. Міра роздробленості речовини оцінюється дисперсністю. Існує багато роздроблених або дисперсних систем. Напр., у відпрацьованій оливі в роздробленому стані знаходяться вуглеводні, металеві частинки (більш грубі дисперсні системи), смоли (диспергуються до молекул).

Диференціал – (від лат. differentia) – механізм, який дозволяє передавати рух від одного вала до двох інших, щоби вони оберталися з різною швидкістю.

Дифузія – самовільний процес перенесення речовини, який призводить до встановлення рівноважного розподілу концентрацій в результаті безладного теплового руху молекул, атомів, іонів і колоїдних частинок у газах, рідинах або твердих тілах. Швидкість Д. залежить від густини і в'язкості середовища, від температури, природи дифундуючих частинок, впливу зовнішніх сил та ін.

Дія – 1) вияв якоїсь діяльності; 2) робота, функціонування якої-небудь машини, підприємства та ін.

Довговічність – властивість об'єкта зберігати працездатний стан або виконувати потрібні функції до настання граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування і ремонту. Стандартом передбачені чотири кількісні показники, а також декілька понять, що стосуються тривалості та обсягу наробітку. Усі ці показники та поняття мають, зазвичай, часові вираження. З них, основні показники, що стосуються довговічності наступні: ресурс, термін служби, граничний стан неремонтованих об'єктів, граничний стан ремонтоспридатних виробів.

Дурнестійкість – серед західних інженерів термін застосовується достатньо давно і означає, що машина, механізм, прилад повинен за своєю конструкцією виключати можливість випадкової помилки при роботі з ним некваліфікованим користувачем або виходу з ладу в результаті випадкової помилки. Вони цілком обгрунтовано вважають, що людина, купуючи телевізор (автомобіль), не повинна закінчувати радіотехнічний (автомобільний) ВНЗ, щоби вміти ним користуватися, тому кожен провід повинен вставлятися в тільки для нього призначений роз'єм.

Е

Евольвента (від лат. evolvens – що розгортає) плоскої лінії – це крива, що описується кінцем гнучкої нерозтяжної нитки закріпленої в деякій точці, що змотується з плоскої кривої.

Евольвента кола – це плоска крива, яку описує кожна точка прямої, що котиться по колу без ковзання.

Ж

Жорсткість – властивість матеріалу протистояти деформації, тобто здатність деталей чинити опір зміні форми та розмірів під навантаженням. При простих деформаціях і дотриманні закону Гука жорсткість характеризується добутком модуля пружності (Е або G) на відповідну геометричну характеристику поперечного перетину: ЕА – при стиску (розтягу), де А – площа перетину; ЕJ – при згині, де J – момент інерції поперечного перетину відносно осі; GJ_k – при крученні, де J_k – полярний момент інерції для круглих перетинів.

З

З'єднання деталей – можуть бути виконані без додаткових і за допомогою додаткових деталей. Для виконання певних функцій в машині деталі контактують між собою, утворюючи рухомі та нерухомі з'єднання. З'єднання поділяють на рухомі та нерухомі.

З'єднання кутове – це зварне з'єднання двох деталей, розташованих під будь-яким кутом (найчастіше 90°) і зварених у місці примикання їх країв. Застосовують для виготовлення захисних засобів, тари та інших виробів, деталі яких сприймають невеликі навантаження.

З'єднання напукткове – це зварне з'єднання, у якому з'єднувані деталі розташовані паралельно і частково перекривають одна одну.

З'єднання нероз'ємні – (зварні, паяні, клепані та ін.) не дають змоги виконувати розбирання з'єднаних деталей без пошкодження елементів.

З'єднання нерухомі – це з'єднання двох або декількох деталей, які в процесі роботи не виконують відносних рухів. Необхідність у використанні нерухомих з'єднань виникає у зв'язку з вимогою розділення машини на складальні одиниці, а останні – на деталі для забезпечення зручної обробки, збирання, ремонту, транспортування. Нерухоме з'єднання може бути нероз'ємним і роз'ємним.

З'єднання нерухомі можна розділити на: з'єднання загального призначення; з'єднання деталей, які охоплюють одна одну (вал-маточина шківів, вал-внутрішнє кільце вальниці); з'єднання деталей, які розташовані послідовно (колеса та шківів передач, вали двох агрегатів).

З'єднання роз'ємні – (шпонкові, шліцьові, клемові, різьбові та ін.) допускають розбирання з'єднання деталей без пошкодження елементів. Роз'ємні з'єднання загального призначення можуть бути конструктивні, технологічні. За принципом передачі навантаження розрізняють з'єднання зачепленням та фрикційні.

З'єднання рухомі – необхідність цього типу з'єднання визначається кінематикою машини: під час роботи деталі виконують відносні переміщення, передбачені їхнім функціональним призначенням. Заданий характер руху деталей визначає вибір конструкцій з'єднання, наприклад, для встановлення обертової деталі у нерухомій (вала у корпусі) застосовують з'єднання за допомогою вальниць. Рухомі з'єднання – роз'ємні. Рухомі з'єднання можна розділити на пружні, постійні з'єднання деталей, які виконують відносний обертальний або поступальний рух – вальниці та напрямні ковзання та кочення, а також періодичні з'єднання обертових деталей за допомогою керованих та самокерованих муфт. До з'єднань ставлять вимоги: економічності, міцності, цільності, жорсткості та ін.

З'єднання стикове – це зварне з'єднання двох деталей, розташованих в одній площині є найраціональнішим видом зварного з'єднання. Характеризується високою міцністю (при всіх видах навантажень) і практично необмеженою товщиною з'єднувальних деталей виробу.

З'єднання таврове – це зварне з'єднання, в якому до бічної поверхні однієї деталі виробу примикає під кутом і приварена торцем інша деталь. Характеризуються ці з'єднання простотою виконання й економічною витратою матеріалу.

Задирка – пошкодження поверхні тертя у вигляді широких і глибоких борозен у напрямку ковзання. З. є одним із видів катастрофічного спрацювання.

Заїдання – процес появи і розвитку пошкоджень поверхні тертя внаслідок схоплювання і перенесення матеріалу. З. може закінчитися припиненням відносного руху. Спостерігається, наприклад, при відсутності мастильного матеріалу у зоні контакту шарнірів, зубчастих передач та ін.

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

Залишкові деформації на бігових доріжках кілець виникають внаслідок динамічних та ударних навантажень у формі місцевих ямок та вм'ятин. Спостерігаються у важко навантажених тихохідних підшипниках.

Залишкові напруження, внутрішні напруження – напруження, які зберігаються в твердому тілі після зняття зовнішніх впливів. Виникають в тому випадку, коли останні призводять до появи в тілі пластичної деформації. З. н. можуть бути об'ємними і локальними. Часто виникають у результаті механічної обробки матеріалу або дії на нього тертям.

Засіб – прийом, спосіб дії; пристосування для здійснення якої-небудь діяльності.

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

Зварні шви утворюються в результаті кристалізації металу зварювальних деталей. Їх поділяють за такими ознаками: за протяжністю – неперервні і переривчасті; за положенням у просторі – нижні, горизонтальні, вертикальні і стельові; за зовнішньою формою – опуклі, плоскі та угнуті.

Зварювання – технологічний процес утворення нероз'ємного з'єднання деталей і складальних одиниць за допомогою місцевого сплавлення або деформування з метою утворення міцних зв'язків між їхніми атомами та молекулами. Є понад 60 методів зварювання, які поділяють на дві основні групи: зварювання плавленням (газове, аргонно-дугове, високочастотне, дугове та ін.) і зварювання пластичним деформуванням (холодне, газопресове, контактне та ін.). Застосовують й інші види зварювання: електрошлакове, атомно-водневе, дифузне, ультразвукове та ін.

Переваги зварювання.

1. Економія матеріалу (зварні конструкції в середньому, легші від клепаних на 20...25%).
2. Щільність і непроникність з'єднань.
3. Можливість з'єднувати деталі будь-яких криволінійних профілів довільної товщини.
4. Трудомісткість зварювального з'єднання значно менша від заклепкового.
5. Вартість малосерійних зварних конструкцій приблизно в два рази нижча від вартості сталюого литва або поковок.
6. Безшумність технологічного процесу зварювання і можливість автоматизації його.

Недоліки зварювання.

1. Складність перевірки якості шва.
2. Можливість порушення фізико-хімічних властивостей з'єднаних деталей у зоні зварювання.
3. Висока концентрація напружень у зоні зварних швів.
4. Концентрація напружень знижує міцність з'єднання, особливо при ударних і вібраційних навантаженнях.

Змащування – дія мастильного матеріалу на поверхню тертя, в результаті чого зменшуються сила тертя і швидкість спрацювання.

Зміцнення – див. наклеп.

Зовнішнє тертя – явище опору відносному переміщенню, яке виникає між притиснутими один до одного тілами в зонах дотику поверхонь по дотичних до них.

Зубці черв'ячних коліс – найслабкіші елементи у черв'ячних передачах. Значні швидкості ковзання в зачепленні спричинюють спрацювання та заїдання. Ці явища посилюються невідповідними умовами змащування контакту, бо напрям швидкості ковзання утворює малий кут із напрямом лінії контакту витків та зубців.

І

Інженерне проектування і конструювання – складний творчий процес створення об'єктів (предметів, машин, приладів певного призначення) через розумову діяльність інженерно-технічних кадрів. Результатом цього є створення конкретного уявлюваного образу в динаміці перетворень складових частин, як за розміщенням, так і за формою, аж до кінцевого підсумку технічної обґрунтованості остаточних параметрів форми та будови.

К

Коефіцієнт навантаженості підшипника – це параметр, який характеризує несучу здатність підшипника ковзання при певних співвідношеннях його розмірів, кутовій швидкості вала та в'язкості мастила.

Колова сила F_t – сила, що викликає обертання тіл або опір обертанню, і направлена за дотичною до траєкторії точки її прикладання.

Комплекс – це два або більше специфікованих виробу, не з'єднані на підприємстві-виготовнику, але призначені для виконання взаємозв'язаних функцій (наприклад, комплекс машин).

Комплект – два або більше виробу, не з'єднаних на підприємстві-виготовнику, призначені для виконання взаємозв'язаних функцій і мають допоміжний характер. Приклади: комплект інструментів; комплект запасних частин.

Конструювання – створення конструкції об'єкта згідно з проектом. Це творчий процес з властивими йому закономірностями побудови і розвитку. Конструкція – це будова об'єкта, яка передбачає взаємне розміщення його елементів, спосіб з'єднання, взаємодію частин, вибір матеріалів і визначається призначенням його. Особливості процесу конструювання полягають в багатоваріантності рішень, необхідності погодження таких рішень із загальними та специфічними вимогами до конструкцій, а також вимогами стандартів, які регламентують терміни, визначення, умовні позначення, систему вимірювань, методи розрахунків і т.ін. Базою конструювання є результати проектування. Конструювання уточнює всі інженерні рішення, прийняті на стадії проектування.

Корисний термін служби – період часу, протягом якого власнику економічно доцільно використовувати об'єкт основного капіталу; необхідно відрізнити від фізичного терміну служби, часто тривалішого, коли об'єкт основного капіталу може функціонувати далі незважаючи на моральний знос, що виражається в неефективній роботі, високих експлуатаційних витратах чи у випуску застарілої продукції. Амортизаційні відрахування звичайно визначаються на основі корисного терміну служби.

Коробка передач (швидкостей) – це редуктор, що дозволяє ступінчасто змінювати передатне число переспряженням деяких зубчастих коліс (наприклад, у транспортних машинах, металообробних верстатах і т.ін.).

Критерії проектування – (або цільові функції) – математичне вираження результату і мети проектування. Сюди входять: прибуток, витрати на експлуатацію, продуктивність, показник призначення, надійність, довговічність та ін. Результатом проектування є проект створюваного об'єкта. Проект втілюють у технічну документацію через проектування, обговорення, всебічний аналіз, коректування і приймають за основу подальшого опрацювання.

М

Машина (від франц. machine) – виріб, який виконує механічні рухи для перетворення енергії, матеріалів, інформації тощо. Машина складається із деталей, які виготовлені без застосування складальних операцій (гвинт, мутра, болт, ролик і т. ін. як прості; колінчастий вал, корпус редуктора, стовба верстата та ін. як складні деталі). Кількість деталей в складних машинах може досягати десятків, сотень тисяч (в авто не менше 15 тисяч) і мільйонів (літаках, суднах, автоматизованих металообробних комплексах). Деталі (частково або повністю) об'єднують у вузли.

Машина – механічний пристрій, що здійснює рух з метою перетворення енергії, матеріалу або інформації. Залежно від виконуваних функцій розрізняють такі машини: енергетичні, що перетворюють довільний вид енергії в механічну або навпаки; робочі, що призначені для перетворення форми, властивостей, стану і положення матеріалу або оброблюваного предмета; інформаційні, що призначені для отримання, перетворення, зберігання та відтворення інформації. Робочі машини ще поділяють на технологічні та транспортні.

Міцність – здатність деталі чинити опір руйнуванню. Оцінюють за номінальним допустимим напруженням, за коефіцієнтами запасу міцності та ймовірністю безвідмовної роботи (статичними запасами міцності). Міцність є головним критерієм роботоздатності переважної більшості деталей.

Міцність з'єднання оцінюють коефіцієнтом міцності – відношенням граничного навантаження з'єднання до мінімального навантаження одної з деталей.

Мотор-редуктор – механізм, в якому конструктивно об'єднані редуктор та електродвигун. Останній буває лише асинхронним трифазним з короткозамкнутим ротором серії 4А...РЗ.

Мультиплікатор – механізм, який використовують для збільшення кутової швидкості і зменшення обертового моменту.

Муфта (англ. coupling, clutch) – вузол (деталь) приводу механізму (машини), котрий передає обертовий рух та/або крутний момент, з одного валу на інший, котрий зазвичай розташований на одній осі з першим чи під кутом до нього, або з валу на деталь (шків, зубчасте колесо тощо), що вільно розташована на ньому, без зміни крутного моменту за величиною. Крім зазначеного, муфти приводів можуть виконувати інші важливі функції: компенсацію невеликих монтажних відхилень взаємного розташування вузлів і агрегатів, роз'єднання валів, автоматичне керування роботою машини, плавне з'єднання валів при запуску машин, захист машин від поломок в аварійному режимі тощо.

Муфта втулкова – найпростіша з глухих муфт, суцільна, її насаджують на кінці валів, які підлягають з'єднанню. З'єднання суцільної втулки з валами може здійснюватись за допомогою штифтів, шпонок або за допомогою шліців. При монтажі або демонтажі муфти виникає потреба у відносному осьовому зміщенні валів. Тому для втулкових муфт не використовують посадки з гарантованим натягом.

Муфта гирлова (рос. муфта устьева; англ. wellhead connector; нім. Mundmuffe f) – муфта для з'єднання підводного гирлового устаткування з гирлом підводної частини свердловини.

Муфта гирлова цангова (рос. муфта устьева цанговая; англ. wellhead collet connector; нім. Zangmundmuffe f) – муфта на блоці превенторів чи водовіддільної колони для стикування їх з гирловою голівкою підводної свердловини.

Муфта глуха (рос. муфта глухая; англ. end cap, fixed coupling, rigid coupling, нім. Endmuffe f, Stopfen m) – пробка, заглушка.

Муфта ексцентрикова (рос. муфта эксцентриковая; англ. eccentric coupling; нім. Exzentermuffe f) – муфта, яка складається з двох універсальних шарнірів, що забезпечує можливість гвинтам свердловинного гвинтового насоса в обіймах здійснювати складне планетарне обертання.

Муфта з пружним елементом у вигляді зірочки – складається з двох півмуфт, які мають торцеві кулачки. Кулачки входять у відповідні впадини розміщеного між півмуфтами пружного елемента – зірочки, виготовленої з гуми. Кожна півмуфта може мати два або, три торцеві кулачки. Взаємодія кулачків двох півмуфт при передаванні обертового моменту здійснюється через пружний елемент. Така муфта досить компактна і надійна в експлуатації, має малу податливість, її роботоздатність різко спадає зі збільшенням неспіввісності валів. Цей тип муфт також стандартизований (ГОСТ 14084-76) для діаметрів валів 6...48 мм і обертових моментів 2,5...400 Нм. Півмуфти переважно виготовляють із сталі Ст.3.

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

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

Муфта зубчаста складається з півмуфт 1 і 2, що мають зубчасті вінці, і роз'ємної обойми 3 з двома внутрішніми зубчастими вінцями.

Муфта кулачково-дискова складається з двох півмуфт, що взаємодіють між собою через проміжний диск. На внутрішніх торцях півмуфт є діаметрально розміщені пази, а проміжний диск має на обох торцях взаємно перпендикулярні виступи, які входять у пази двох півмуфт. Осьовий зазор δ між проміжним диском і півмуфтами дозволяє компенсувати

поздовжні зміщення валів, а взаємно перпендикулярний напрям виступів на торцях проміжного диску забезпечує можливість компенсації похибок Δr і $\Delta \alpha$.

Муфта ланцюгова складається з двох півмуфт, що виконані у формі двох зірочок із однаковим числом зубців, охоплених одно- або дворядним ланцюгом.

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

Муфта пускова (рос. муфта пусковая; англ. start coupling, starting clutch, нім. Inbetriebnahmemeuffe f) – муфта, яка з'єднує вали протектора та свердловинного гвинтового насоса, забезпечує за допомогою висувних кулачків пуск насоса після досягнення ротором електродвигуна частоти обертання, відповідної максимальному крутному моменту, і захищає насос від зворотного обертання.

Муфта фланцева – складається з двох виконаних у вигляді фланців півмуфт, які насаджені на кінці валів і з'єднані між собою болтами. Болти муфти ставлять із зазором (варіант I), або без зазора (варіант II).

Муфти – це пристрої, що з'єднують вали і передають обертовий момент. Інколи муфтами з'єднують вал із розміщеними на ньому деталями – зубчастими колесами, шківками, зірочками тощо. Застосування муфт пов'язане з тим, що більшість машин, у тому числі і їхній привод, компонують із окремих складальних одиниць, що мають вхідні та вихідні вали. Такими складальними одиницями є, наприклад, двигун, редуктор і робочий орган машини. Безпосередній кінематичний і силовий зв'язок між двигуном і редуктором, редуктором і робочим органом здійснюється за допомогою муфт. Потреба у муфтах виникає і в тих випадках, коли довгі вали за умовами технології виготовлення і складання або транспортування слід виготовляти з кількох складових частин. З'єднання валів і передавання обертового моменту є спільним, але не єдиним призначенням муфт. Муфти можуть виконувати й інші функції, такі як компенсування похибок взаємного розміщення валів, захист елементів машини від перевантажень, зменшення динамічних навантажень, з'єднання і роз'єднання робочого органу машини з двигуном без його вимикання.

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

Муфти гідравлічні (гідродинамічні) (рос. муфта гидродинамическая; англ. fluid coupling, hydrodynamic(al) clutch; нім. hydrodynamische Muffe f) – гідродинамічна передача, яка передає потужність, не змінюючи моменту; – незамкнені – з регульованим об'ємом рідини; – замкнені (нерегульовані) – із сталим заповненням; – в'язкісні муфти – муфти, що здатні передавати крутні моменти за посередництвом рідини з високою в'язкістю; – електромагнітні і магнітні.

Муфти глухі призначені для жорсткого з'єднання співвісних валів. Вони бувають втулкові і фланцеві.

Муфти жорсткі (глухі) – забезпечують жорстке з'єднання валів. Вони забезпечують стале особливо точне і надійне з'єднання валів з допустимим зміщенням осей 0,002...0,005 мм: – втулкові (за ДСТУ 3173-95); – фланцеві (за ДСТУ 3172-95); – поздовжньо-скручувальні (за ДСТУ 2123-92).

Муфти жорсткі компенсуючі використовують для з'єднання валів із незначною неспіввісністю, спричиною неточністю виготовлення та монтажу, а також пружними деформаціями валів. Вони підвищують надійність роботи приводів, бо призводять до

незначних додаткових радіальних навантажень на вали. До жорстких компенсуючих муфт належать кулачково-дискові, зубчасті, ланцюгові, шарнірні та ін.

Муфти запобіжні використовують для захисту окремих органів машини від перевантажень. Вони бувають із неруйнівними елементами та з руйнівними елементами.

Муфти запобіжні з неруйнівними елементами поділяють на кулачкові, кулькові та фрикційні. Такі муфти спрацьовують, коли обертовий момент перевищує деяке наперед задане значення.

Муфти зчіпні призначені для з'єднання або роз'єднання валів або валів зі встановленими на них деталями через органи керування, поділяють на: – муфти зачеплення (зубчасті, кулачкові); – фрикційні (муфта зчеплення).

Муфти компенсуючі компенсують радіальні, осьові і кутові зміщення валів: – шарнірні (карданні) муфти – кутове зміщення до 45° (за ДСТУ 3522-97); – зубчасті за ДСТУ 2742-94; – ланцюгові (за ДСТУ 2132-93); – кулачково-дискові (муфта Олдема) за ДСТУ 2131-93.

Муфти кулачкові запобіжні подібні до керованих кулачкових муфт, але вони не мають механізму примусового керування.

Муфти кулькові запобіжні за принципом дії подібні до кулачкових. При перевантаженнях під дією осьових зусиль, обумовлених формою впадин в одній із півмуфт, кульки зміщуються в осьовому напрямі і відбувається розмикання півмуфт. За ГОСТ 15621-77 для діаметрів валів 8...48 мм такі муфти допускають обертові моменти 4...400 Нм.

Муфти обгінні передають обертовий момент тільки в одному напрямі. Якщо кутова швидкість веденого вала більша, ніж ведучого, то відбувається автоматичне розмикання кінематичного ланцюга привода. Такі муфти широко застосовують у різних верстатах, автомобілях, мотоциклах, велосипедах та інших машинах. Обгінні муфти за способом з'єднання півмуфт поділяють на храпові і фрикційні. Переважне використання мають фрикційні обгінні муфти з роликами, оскільки у них майже повністю відсутній вільний хід і вони працюють безшумно.

Муфти пружні компенсують динамічні навантаження (коливання, поштовхи, удари) та невеликі радіальні та кутові зміщення: – муфти з тороподібною оболонкою (за ДСТУ 2124-93); – втулково-пальцеві (за ДСТУ 2128-93); – муфти із зірочкою (за ДСТУ 2129-93).

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

Муфти самокеровані (автоматичні) спрацьовують автоматично при досягненні якоюсь із величин, що характеризує режим роботи муфти певного значення: – обгінні муфти – передача обертання тільки в одному напрямі (ГОСТ 12935-76); – відцентрові – обмеження частоти обертання; – запобіжні муфти – обмеження моменту, що передається (за принципом роботи бувають: з елементом, що руйнується, пружинно-кулачкові за ДСТУ 2130-93, кулькові (пружинно-кулькові) за ДСТУ 2134-93 і фрикційні за ДСТУ 3174-95).

Муфти фрикційні запобіжні відрізняються від фрикційних керованих муфт відсутністю механізму керування. Ці муфти замикаються постійним зусиллям стиснених пружин. Згідно з ГОСТ 15622-77 виготовляють фрикційні запобіжні муфти для діаметрів валів 9...48 мм і обертових моментів 6,3...400 Нм.

Муфти шарнірні застосовують при значних зміщеннях з'єднаних валів. За конструкцією та розмірами вони бувають дуже різноманітні.

Н

Надійність (рос. надежность, англ. reliability, нім. Betriebssicherheit f, Zuverlässigkeit f) – властивість технічних об'єктів зберігати у часі в установлених межах значення всіх параметрів, які характеризують здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах та умовах застосування, технічного обслуговування, зберігання та транспортування. Під

технічними об'єктами розуміють пристрої, прилади, механізми, машини, комплекси обладнання, будівельні конструкції і споруди, технологічні операції і процеси, системи зв'язку, інформаційні системи, автоматизовані системи управління технологічними процесами тощо. Методи теорії і практики дослідження надійності базуються на застосуванні апарату теорії ймовірностей і випадкових процесів, математичної статистики, моделювання.

Напрацювання на відмову – середнє значення напрацювання ремонтovanого виробу між відмовами (порушеннями його працездатності). Якщо напрацювання виражене в одиницях часу, то під H на v розуміється середній час безвідмовної роботи.

Напруження (механічне напруження) – міра інтенсивності внутрішніх сил, розподілених по перетинах, тобто зусилля, що припадають на одиницю площі перетину тіла. Розрізняють два види компонент вектора механічного напруження: нормальне напруження (напруження розтягу-стиску) – зусилля прикладене до одиниці площі перерізу зразка, спрямоване по нормалі до перерізу (позначають σ); дотичне напруження (напруження зсуву) – зусилля прикладене до одиниці площі перерізу зразка, спрямоване у площині перерізу (позначають τ).

О

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

П

П'ята – це цапфа, що передає осьове навантаження. Опорами для п'ят є підп'ятники. П'яти за формою можуть бути суцільними, кільцевими і гребінчастими. Останні з переліку застосовують відносно рідко.

Передатне (передавальне) число (u) визначають як відношення числа зубів колеса до числа зубів шестерні в зубчастій передачі, числа зубів черв'ячного колеса до числа заходів черв'яка в черв'ячній передачі, числа зубів великої зірочки до числа зубів малої в ланцюгової передачі, а також діаметра великого шківа чи барабана до діаметру меншого в пасової або фрикційної передачі. Передатне число використовують при розрахунках геометричних параметрів зубчатих передач.

Передатним відношенням передачі називають відношення кутової швидкості вхідної (ведучої) ланки до кутової швидкості вихідної (веденої) ланки.

Передачі – це механізми (пристрої) для передачі механічної енергії на відстань, як правило, з перетворенням швидкостей та моментів, іноді з перетворенням видів і законів руху. Залежно від принципу дії передачі поділяють на: механічні, електричні, пневматичні, гідравлічні та комбіновані.

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

Перехідні ділянки – між двома суміжними ступенями валів виконують: – з рівцем із закругленням для виходу шліфувального круга при обробці посадкових поверхонь. Ці рівці підвищують концентрацію механічних напружень; – з галтеллю постійного радіуса; – з галтеллю перемінного радіуса, що сприяє зниженню концентрації напружень, а тому, застосовується на суттєво навантажених ділянках валів. Ефективними засобами для зниження концентрації напружень у перехідних ділянках є виконання розвантажувальних

рівців, збільшення радіусів галтелей, виконання ступенів великого діаметра порожнистими. Деформаційне зміцнення (наклеп) галтелей обкочуванням роликками підвищує несучу здатність валів і осей.

Підп'ятник – це упорний підшипник, який сприймає виключно осьові навантаження.

Підшипники ковзання – це елементи опор валів і осей, поверхня цапфи яких взаємодіє через шар мастила з охоплюючою нерухомою поверхнею підшипника. Робота підшипників ковзання без спрацьовування поверхонь цапфи вала і підшипника можлива лише при розділенні цих поверхонь шаром мастила достатньої товщини. Наявність шару мастила між робочими поверхнями може бути забезпечена надлишковим тиском, який буває гідродинамічним, що створюється при обертанні цапфи, або гідростатичним, що виникає внаслідок подачі мастила помпою. Основне практичне застосування мають підшипники з гідродинамічним змащуванням.

Підшипники кочення – це елементи опор осей, валів та інших деталей, що працюють на використанні принципу тертя кочення. Підшипник кочення складається із зовнішнього та внутрішнього кілець, тіл кочення і сепаратора. Внутрішнім кільцем підшипник розміщують на валу або осі, а зовнішнім – у корпусі опори. Відносно обертання внутрішнього кільця відносно зовнішнього забезпечується за рахунок тіл кочення між кільцями. Тіла кочення перекочуються по доріжках кочення (бігових доріжках), які передбачені на зовнішньому та внутрішньому кільцях підшипника. Сепаратор розділяє тіла кочення і утримує їх на однаковій відстані. Підшипники кочення стандартизовані, їх виготовляють на спеціалізованих заводах масовим виробництвом. Підшипники кочення є основними видами опор у машинах. Їх виготовляють близько 20 000 різних типорозмірів у діапазоні зовнішніх діаметрів від 1 мм до 3 м і масою від 0,5 г до 7 т.

Переваги підшипників кочення для опор порівняно з іншими видами опор:

- малі втрати на тертя, що забезпечує високий ККД опор (до 0,99);
- висока несуча здатність;
- малі габаритні розміри в осьовому напрямі;
- незначні витрати мастильних матеріалів;
- невисокі вимоги до матеріалу та якості поверхонь цапф валів і осей, що розміщуються у підшипниках кочення.

Недоліки підшипників кочення:

- значні габаритні розміри, що утруднює застосування їх при малих відстанях між осями валів;
- обмежений строк служби при великих навантаженнях та швидкостях;
- низька здатність демпфувати ударні навантаження;
- підвищений шум при високих швидкостях обертання.

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

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

Полюс зачеплення (Р) – точка перетину загальної нормалі з лінією центрів.

Посадкові поверхні валів – це поверхні під маточини насаджуваних деталей виконують циліндричними або конічними. Діаметр цих поверхонь приймають більшим за

діаметр сусідніх ділянок для зручності монтажу. Діаметри посадкових поверхонь обирають з ряду нормальних лінійних розмірів, а діаметри підвальниці кочення (підшипники) – відповідно до стандартів на них.

Пресове з'єднання (посадка з натягом) – з'єднання деталей за допомогою посадок із гарантованим натягом. Ці з'єднання займають деяке проміжне положення між роз'ємними та нероз'ємними з'єднаннями. При невеликих натягах пресові з'єднання допускають неодноразове складання та розбирання без пошкодження деталей, але при цьому дещо зменшується тримкість з'єднання. При великих натягах під час розбирання з'єднань можливі значні пошкодження, а деколи і руйнування деталей з'єднання. Особливістю пресових з'єднань є те, що вони здійснюються без додаткових деталей. Зазвичай з'єднують деталі з циліндричними або конічними поверхнями, також ці поверхні можуть бути еліптичними, призматичними та ін. Для отримання нерухомого з'єднання необхідний натяг (позитивна різниця діаметрів вала і отвору).

Проектування (від латинського *projectus* – кинутий вперед) – це процес створення проекту, прообразу або прототипу передбачуваного об'єкта або стану; вирішення завдань синтезу, аналізу, оптимізації та розробки технічної документації. У процесі проектування отримують дані про структуру й функціонування розроблюваних систем, підсистем та їхніх елементів, що задовольняють критерії проектування. Проектування є одним з найбільш відповідальних етапів при створенні нових машин. При проектуванні необхідно використовувати досягнення науки і техніки, а також врахувати особливості виробництва та експлуатації машин.

Пружина, як пружний елемент, – деталь, що призначена для поглинання і віддачі механічної енергії шляхом використання сил пружності її деформованого стану. Пружини мають широке розповсюдження в сучасних машинах, верстатах, приладах.

У конструкціях багатьох механізмів можуть бути десятки і сотні пружин, які виконують відповідальні і складні функції, а саме:

- створюють задані постійні сили – початкового стиску або натягу в передачах тертям, гальмах, фрикційних муфтах, клапанах, запобіжних пристроях, вальницях; зрівноважують сили тяжіння та інші сили;

- виконують функції двигуна завдяки попередньому акумулюванню енергії шляхом заводу (пружини приладів точної механіки, наприклад, годинників);

- здійснюють силове замикання кінематичних пар, в основному кулачкових, щоб позбутися впливу люфтів (проміжків) на точність переміщень або спростити конструкцію механізмів;

- служать як віброізолятори чи амортизатори в транспортних машинах – авто, вагонах, приладах, опорах машин;

- сприймають енергію ударів (буферні пружини вагонів, артилерійських гарматах і т. ін); завдяки пружним елементам енергія удару поглинається на великих переміщеннях і сила удару відповідно зменшується; буферні та віброізоляційні пружини на відміну від попередніх акумулюють не корисну, а шкідливу для роботи машини енергію;

- служать для вимірювання сил, температур, переміщень, які спричиняють пружні деформації пружин (у вимірювальних приладах).

За видом навантажень розрізняють пружини розтягу, стиску, кручення та згину, а за формою та конструкцією – гвинтові та іншої форми. Найроповсюдженішими є виті циліндричні гвинтові пружини розтягу і стиску, які виготовляють із дроту круглого перерізу (діаметр дроту умовно до 10 мм). Але коли діаметр заготовки сягає 100 мм і більше, то це вже не дріт, а спеціальний прокат круглого перерізу (пружини-амортизатори ракетних установок).

Пружини кручення – конструктивно виті циліндричні пружини кручення аналогічні витим пружинам розтягу і стиску. Щоб уникнути тертя при навантаженні їх навивають з

невеликим просвітом (в межах 0,5 мм). Вони мають особливі причіпи (кінці) для передачі пружині закручувального моменту. Ці пружини звичайно встановлюють на оправках.

Пружини розтягу – як правило, навивають без просвітів між витками, а у більшості випадків – з початковим натягом (тиском) між витками, який частково компенсує зовнішнє навантаження. Натяг звичайно складає $(0,25...0,3)F_{зр}$, де $F_{зр}$ – граничне зусилля для пружини, при якому повністю вичерпуються пружні властивості матеріалу. У конструкціях пружин розтягу передбачені зачіпки – кінцеві відігнуті витки, якими ці пружини сприймають зовнішнє навантаження (для пружин діаметром до 4 мм). Витки-зачіпки мають високу концентрацію напруження в місцях відгину і зменшений втомний опір. Пружини розтягу діаметром більше 4 мм мають часто зачіпки.

Пружини стиску – навивають з просвітом між витками, який повинен на 10...20% перевищувати осьові пружні переміщення кожного витка при найбільшому зовнішньому навантаженні. Для створення опорних площин кінцеві витки пружин стиску підтискуються до сусідніх і їх зішліфовують перпендикулярно осі. Співвісність пружин зі спряжуваними деталями забезпечується встановленням опорних витків у спеціальні тарілочки, у розточки корпусу, рівці. Так само центрують і концентричні пружини.

Р

Редуктор – це механізм як окремий агрегат, у закритому корпусі якого змонтовані передачі зачепленням, призначений для зміни параметрів обертового руху – зменшення кутової швидкості і відповідно збільшення обертового моменту.

Редуктор загальномашинобудівного застосування – це редуктор, який відповідає технічним вимогам, загальним для більшості випадків застосування.

Резонанс – явище сильного зростання амплітуди вимушеного коливання у разі, коли частота зовнішньої сили збігається з власною частотою коливань. Явище резонансу широко використовується в науці й техніці. На ньому ґрунтується робота багатьох радіотехнічних схем та пристроїв, таких як коливні контури (радіостанції, телевізійні канали). Проте не завжди резонанс корисний. Відомі випадки, коли навісні мости руйнуються через явище резонансу.

Ремонтопридатність (англ. maintainability) – властивість об'єкта бути пристосованим до підтримання та відновлення стану, в якому він здатний виконувати потрібні функції за допомогою технічного обслуговування та ремонту.

Головним показником ремонтності є час відновлення об'єкта після відмови, що містить такі основні складові:

- час виявлення елемента, що відмовив;
- час ремонту або заміни елементів, що відмовили;
- час доставлення необхідних елементів та деталей;
- час налагоджування елемента та контролю після його ремонту або заміни.

Кожна з цих складових залежить від великої кількості різнорідних випадкових факторів. Отже, час відновлення є випадковим. За аналогією до показників безвідмовності, як показники ремонтності об'єктів використовують ймовірнісні характеристики.

Ресурс – сумарний наробіток об'єкта від початку його експлуатації чи поновлення після ремонту до переходу в граничний стан. Це – величина, що потенційно може бути досягнута під час експлуатації. Для деяких об'єктів застосовується ще призначений ресурс, після досягнення якого експлуатацію об'єкта належить припинити незалежно від його стану. Обидва показники визначають у годинах наробітку.

Ресурс призначений – сумарний наробіток, при досягненні якого експлуатацію об'єкта належить припинити незалежно від його технічного стану.

Ресурс середній – математичне сподівання ресурсу.

Різь кругла застосовують для різьбових з'єднань, які несуть великі динамічні навантаження; з'єднань, які працюють у забрудненому середовищі з частим відгвинчуванням та загвинчуванням (пожежна арматура), а також у тонкостінних виробках, що вимагають

герметичності. Цю різь зручно виготовляти способом відливки (з чавуну, скла, пластмас), а також видавлюванням на тонкостінних деталях.

Різь метрична – основна кріпильна різь. Має трикутний профіль з кутом $\alpha=60^\circ$; буває з крупним і дрібним кроком. Метричну різь з крупним кроком ($p=1,6$ мм) застосовують при діаметрах $d=1,68$ мм. Ця різь, в незначній мірі, чутлива до спрацьовування та похибок виготовлення. Метричну різь з дрібним кроком ($p=0,5\dots 1,5$ мм) використовують у з'єднаннях, які працюють при динамічних навантаженнях, схильних до самовідгвинчування, а також для виготовлення тонкостінних різьбових деталей (авіація, точна механіка, радіотехніка).

Різь трапецеподібна виготовляють з симетричним і несиметричним профілями. Симетричну різь використовують для передачі реверсивного руху під навантаженням. Несиметричну – для однобічного під навантаженням.

Різь трубна (дюймова) – характеризується трикутним профілем з кутом $\alpha=55^\circ$. Цю різь виконують без зазорів по виступах та западинах і з заокругленнями профілю. Діаметр різі заміряють у дюймах. Застосовують трубну різь для герметичного з'єднання труб і запірної арматури (маслянки, штуцера). Високу щільність з'єднання дає конічна трубна різь.

Роботоздатність – стан об'єкта (споруди, машини, деталі і т.ін.), при якому він здатний нормально виконувати задані функції з параметрами, установленними нормативно-технічною документацією (стандартами, технічними умовами і т.ін. Основними критеріями роботоздатності деталей машин є міцність, жорсткість, стійкість проти спрацювання, вібростійкість, теплостійкість та ін.

Розрахунки на стійкість проти спрацювання передбачають забезпечення рідинного тертя, а це можливе лише при наявності товщини шару мастила, який більший суми мікронерівностей і відхилень форми контактних поверхонь.

Розрахунок підшипників кочення базують на двох критеріях – за умовою запобігання появи залишкових деформацій (розрахунок на статичну вантажність) і за умовою запобігання появи ознак втомного руйнування робочих поверхонь протягом розрахункового строку служби (розрахунок на динамічну вантажність).

Руйнування кілець підшипника та тіл кочення пов'язане з ударними перевантаженнями, неправильним монтажем опори, який може спричинити перекося кілець і заклинювання підшипника.

Руйнування сепараторів – результат дії відцентрових сил та навантаження сепаратора з боку тіл кочення.

С

Складальна одиниця – виріб із складових частин, які підлягають з'єднанню на підприємстві-виготовнику.

Спіраль Архімеда – це плоска крива, яку описує точка, що рівномірно рухається по радіусу-вектору, який водночас рівномірно обертається навколо нерухомої точки – полюса S спіралі.

Спрацьовування кілець та тіл кочення спостерігається при недостатньому захисті підшипників від впливу зовнішнього абразивного середовища. Спрацьовування підшипників можна зменшити, забезпечивши достатнє змащування та використовуючи надійні конструкції ущільнень.

Сталь чи криця (рос. Сталь; англ. Steel; нім. Stahl) – сплав заліза з вуглецем, який містить до 2,14% вуглецю і домішки (кремній, марганець, сірка, фосфор та газу).

За вмістом вуглецю сталі поділяють на дві групи:

- м'яка сталь, або технічне залізо (містить до 0,3% вуглецю);
- тверда сталь (містить від 0,3 до 2,14% вуглецю).

Стандартизація – діяльність, що полягає в установленні положень для загального та неодноразового використання щодо наявних чи потенційних завдань і спрямована на досягнення оптимального ступеня впорядкованості в певній сфері.

Стандартизація – це діяльність, направлена на розробку і встановлення вимог, норм, правил, характеристик як обов’язкових для виконання, так і таких, що рекомендуються, що забезпечує право споживача на придбання товарів належної якості за прийнятну ціну, а також право на безпеку і комфортність праці. Мета стандартизації – досягнення оптимального ступеня впорядкування в тій або іншій області за допомогою широкого і багатократного використання встановлених положень, вимог, норм для вирішення реально існуючих, планованих або потенційних завдань. Основними результатами діяльності зі стандартизації повинні бути підвищення ступеня відповідності продукту (послуги), процесів їх функціональному призначенню, усунення технічних бар’єрів у міжнародному товарообміні, сприяння науково-технічному прогресу і співпраці в різних областях.

Стійкість проти спрацювання характеризується опором абразивному спрацюванню та заїданню. Абразивне спрацювання може бути при недостатній несучій здатності мастильного шару в підшипнику під час усталеного режиму роботи і особливо під час пуску та зупинки машини під навантаженням. Абразивне спрацювання дуже інтенсивне при попаданні у підшипник разом із мастилом твердих абразивних частинок, співрозмірних із товщиною мастильного шару. Заїдання виникає при втраті мастильною плівкою своєї захисної здатності при високих місцевих тисках і температурах. Воно проявляється особливо активно при незагартованих цапфах валів і при твердих матеріалах вкладишів. Заїданню сприяють підвищений тиск на кромках вкладишів, дефекти поверхонь тертя, температурні деформації валів.

Строк служби – календарна тривалість використання машини від початку експлуатації до граничного стану.

Т

Теорія надійності – наукова дисципліна, у якій вивчаються і розробляються методи забезпечення ефективності роботи об’єктів (виробів, пристроїв, систем тощо) у процесі експлуатації. Вона є основою інженерної практики в галузі надійності технічних об’єктів. Під надійністю технічного об’єкта у широкому розумінні слова мається на увазі здатність технічного пристрою або системи до безвідмовної роботи протягом заданого часу, обумовленого часом виконання поставленого завдання. В теорії надійності вводять параметри надійності об’єктів, обґрунтовують вимоги до надійності з врахуванням економічних та інших факторів, розробляють рекомендації для забезпечення заданих вимог до надійності на етапах проектування, виробництва зберігання та експлуатації.

Теплостійкість – важливий критерій роботоздатності багатьох елементів машин, що полягає у здатності їх не втрачати своїх експлуатаційних показників при змінах температури, оскільки робота багатьох машин супроводжується виділенням теплоти, що пов’язане з робочим процесом у машині та тертям у рухомих спряженнях їхніх деталей. Надмірне тепловиділення знижує роботоздатність деталей машини і погіршує якість їх роботи.

Термін служби – календарна тривалість експлуатації об’єкта від початку чи відновлення після ремонту до переходу в граничний стан. Вимірюється цей показник у календарних роках. Термін служби може бути призначеним, тобто таким, після досягнення якого експлуатація об’єкта припиняється.

Термін служби призначений – календарна тривалість експлуатації, при досягненні якої експлуатацію об’єкта належить припинити незалежно від його технічного стану. До цих термінів обов’язково подаються вказівки щодо початку контролю (відліку часу). Ресурс може бути повним, до першого капітального ремонту та між першим та другим капітальними ремонтами тощо. Критерій настання кінця призначеного ресурсу або терміну служби цілком визначений – досягнення об’єктом граничного стану, але безліч різномірних факторів спричиняє імовірнісний характер наробітку до цього стану. Тому досягнення визначеного наробітку не є безумовним приводом для списання об’єкта з експлуатації. Сам характер визначення його – математичне сподівання – свідчить про те, що ці величини розподілені за якимось законом і можуть бути більшими чи меншими від наведених у технічній

документації. Довговічність визначається двома умовами: технічним і моральним зносом. Технічний знос має місце у тому випадку, коли подальший ремонт і експлуатація елемента або системи є неможливими або стають не вигідними економічно. Моральний знос означає невідповідність параметрів елемента або системи сучасним умовам експлуатації.

Термін служби середній – математичне сподівання терміну служби.

Тип редуктора – класифікаційна категорія редукторів однакового принципу дії, призначення, конструктивного і схемного вирішення, а також однакових за номенклатурою основних параметрів.

Типорозмір – група редукторів конкретного типу, що мають загальний визначальний розмір.

У

Уніфікація (техніка) (від лат. unus – один, лат. facio – роблю; об'єднання) – найпоширеніший та ефективний метод стандартизації, який передбачає приведення об'єктів до однотипності на основі встановлення раціонального числа їх різновидів. Дає можливість знизити собівартість виробництва нових виробів, підвищити серійність та рівень автоматизації виробничих процесів. У. сприяє розвитку спеціалізації виробництва, комплексної механізації та автоматизації. Уніфікація полягає у виборі оптимальної кількості або в раціональному скороченні числа типів, видів, параметрів і розмірів об'єктів однакового чи близького функційного призначення. Уніфікація спрямована на зменшення числа різновидів об'єктів шляхом комбінування двох і більше їх характеристик.

Об'єктами уніфікації можуть бути різні вироби: матеріали, деталі, вузли, схеми, прилади, пристрої, агрегати, машини. Уніфікація виробів супроводжується виявленням оптимальних конструкторсько-технологічних рішень та типізацією шляхом комбінування (поєднанням) найбільш вдалих конструкторсько-технологічних рішень.

Мета уніфікації – усунення невиправданого різноманіття виробів однакового призначення і різнотипності їх складових частин і деталей, приведення до можливої одноманітності способів їх виготовлення, збирання, випробувань, обслуговування тощо. Уніфікація – важливий напрям у розвитку сучасної техніки, комплексний процес, що охоплює питання проектування, технологій, контролю та експлуатації машин, механізмів, апаратів, приладів.

Ф

Фаски – конструктивний елемент у вигляді скошеної частини гострої крайки. Фаски виконують з метою спрощення складання, правильного заходження мітчиків та плашок при нарізанні різі, запобігання пораненням гострою крайкою при складанні чи використанні деталі.

Фрикційна передача – один із різновидів механічної передачі, що призначена для передачі обертового моменту між близько розташованими валами при відсутності жорстких вимог до стабільності передавального відношення.

Розрізняють фрикційні передачі за:

- орієнтацією осей: паралельні, осі перетинаються;
- формою ободу: гладкий, клиновий;
- типом дотикання: внутрішнє, зовнішнє.

Переваги фрикційних передач:

- простота конструкції;
- безшумність;
- рівномірність обертання;
- можливість застосовувати їх при високих швидкостях;
- проковзування (властивість запобігати перевантаженням веденого вала, що унеможливує поломку передачі).

Недоліки фрикційних передач:

- необхідність використовувати спеціальні притисканні пристрої;

- великі навантаження на вали і підшипники;
- проковзування (нестабільність передавального відношення).

Фрикційні передачі використовують не тільки для передавання обертового руху, але широко застосовують для перетворення обертового руху в поступальний – у всіх наземних транспортних машинах (колесо і рейка або дорога), а також у металургійній промисловості (прокатні стани), де передавання руху за рахунок тертя є основою технологічного процесу. Вигідне застосування фрикційних передач у варіаторах – механізмах для безступеневого регулювання кутової швидкості. За допомогою фрикційної передачі можна забезпечити достатньо велике передавальне число, але через обмеження габаритних розмірів передачі рекомендують брати $U \leq 10$. ККД фрикційних передач коливається в межах $\eta = 0,90 \dots 0,95$.

Ц

Цапфа – ділянка вала або осі, що лежать в опорі. Цапфи підрозділяються на шипи, шийки і п'яти. Опорами для шипів і шийок є вальниці (підшипники). Шипи і шийки за формою можуть бути циліндричними, конічними і сферичними. У більшості випадків застосовуються циліндричні цапфи.

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

Циклоїда (від грец. κυκλοειδής – круглий) – плоска трансцендентна крива. Циклоїда визначається кінематично як траєкторія фіксованої точки кола радіуса r , що котиться без ковзання по прямій.

Циліндричні шпонки – це циліндричні штифти, які вставляють в отвори по посадках з натягом. Використовують для закріплення деталі на кінці вала.

Ч

Чавун – сплав заліза з вуглецем (понад 2% вуглецю за масою) та іншими елементами, який характеризується наявністю евтектичного перетворення: нестійкого (цементитного) або стабільного (графітного).

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

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

Ш

Шарнір (фр. charnière, нім. Scharnier) – рухоме з'єднання тіл (наприклад, деталей механізму) чи будівельної конструкції, що допускає взаємні повороти або обертання їх, зазвичай на обмежені кути.

Шарнір рівних кутових швидкостей (синхронний шарнір) дозволяє обертовому валу передавати крутний момент під змінним у часі кутом, з постійною швидкістю обертання й без суттєвих варіацій тертя. До цього типу відносять подвійний карданний шарнір (карданний вал), кульковий шарнір з радіальними ділильними рівцями («Бірфільд», «Рцеппа»), сухариковий шарнір та ін. Шарнір може виконуватися відкритим і закритим. Закритий кожухом шарнір, захищений від пилу і піску, застосовують в машинах, що

працюють в умовах високої забрудненості. Шарніри дуже поширені в техніці, бувають багатьох видів, починаючи від дверних і віконних завіс, і аж до розвідних мостів, які виконані на принципах шарніру. Шарніри використовують не тільки в механізмах машин, але і в будівельних конструкціях (фермах) з метою розвантаження елементів від згинаючих зусиль і зменшення температурних напружень. Шарнір рівних кутових швидкостей використовують у приводах коліс автомобільної техніки.

Шарнір сферичний (кульовий) в теорії машин і механізмів – це сферична кінематична пара; виконана у вигляді кулі, що входить в кульову виточку, або у вигляді сферичного підшипника кочення.

Шарнір універсальний (карданний) – (шарнір нерівних кутових швидкостей або асинхронний шарнір), що складається з двох чи трьох послідовно з'єднаних циліндричних шарнірів, осі обертання котрих перетинаються в одній точці і дозволяють передавати обертання між валами, що перетинаються під змінним кутом до $40...45^\circ$. До цього типу відносяться шарнір Гука, пластинчастий та пружний шарніри.

Шарнір циліндричний в теорії машин і механізмів – це обертова кінематична пара; виконана у вигляді цапфи, що обертається у підшипнику ковзання чи кочення.

Шийка – це цапфа, розташована в середній частині вала або осі.

Шип – це цапфа, розташована на кінці вала або осі і передає переважно радіальне навантаження.

Шліцьове (зубчасте) з'єднання – з'єднання вала (охоплюваної поверхні) та отвору маточини деталі (охоплюючої поверхні) за допомогою паралельних до осі вала (отвору) шліців (зубів) і впадин (пазів) рівномірно розміщених на їх циліндричних поверхнях.

Основні переваги шліцьових з'єднань:

- характеризується більшою навантажувальною здатністю порівняно зі шпонковим з'єднанням при тих же параметрах спряження;
- забезпечує співвісність валу і отвору, з яким вал спрягається;
- дає можливість осьового зміщення та краще напрямлення деталей при переміщенні їх уздовж вала.

Недоліки шліцьових з'єднань:

- складність виготовлення шліцьових валів;
- збільшення концентраторів напружень.

За формою профілю шліців (зубців) розрізняють три типи з'єднань:

- прямокутні;
- евольвентні;
- трикутні.

Шпонка (від пол. szponka та нім. Spon, Span – тріска, клин, підкладка) – це металева або дерев'яна деталь, яку встановлюють у пазах двох дотичних деталей для запобігання відносного обертання чи зміщення цих деталей. Шпонка призначена для передачі обертального моменту в з'єднанні валу зі шківом, зубчастим колесом, маховиком та іншими деталями, що обертаються разом з валом. При роботі шпонка зазнає деформації згину, зсуву і стиснення.

**Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя**

**Кафедра технічної механіки, сільськогосподарських машин
і транспортних технологій**

Хомик Надія Ігорівна

Довбуш Анатолій Дмитрович

Цьонь Олег Петрович

ДЕТАЛІ МАШИН

КУРС ЛЕКЦІЙ

для студентів заочної форми навчання

Комп'ютерний набір: Наталія Рубінець

Графічне оформлення: Назар Олендер

Наклад 100 прим.