

*Міністерство аграрної політики та продовольства  
України*

*Миколаївський національний аграрний університет  
Інженерно-енергетичний факультет*

***“ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА”***

***Курс лекцій***

Галузь знань 1001 “Техніка та енергетика аграрного виробництва”  
Освітньо–кваліфікаційний рівень «Бакалавр»

за напрямом підготовки

6.100101 „Енергетика та електротехнічні системи в агропромисловому комплексі”  
(денна форма навчання)

# ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА

## МОДУЛЬ 4 . ДЕТАЛІ МАШИН І ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ.

## МОДУЛЬ 5 . ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ ТА ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ

Курс “Інженерна механіка” вивчається протягом 4-го семестра і складається:

Модулі	Лекції	Лабораторні заняття	Самостійна робота	Разом	РГР
4	19	19	7	45	2
5	19	19	7	45	4
Разом	38	38	17	90	

Семестр завершується іспитом

*Лекція 1. Предмет і завдання курсу «Деталі машин і основи конструювання»*

*План: 1. Класифікація деталей машин.*

*2. Загальні положення.*

*Лекція 1. Предмет і завдання курсу «Деталі машин і основи конструювання»*

*План: 1. Класифікація деталей машин.*

*2. Загальні положення.*

Дисципліна *деталі машин і основи конструювання* – вивчає теорію роботи, методи розрахунку та конструювання типових деталей, методу конструювання.

*Мета дисципліни* – надання майбутнім фахівцям знань та практичних навичок вирішувати питання щодо конструювання та розрахунків деталей машин та їх з'єднань, механічних передач, складаних одиниць і механізмів сільськогосподарської техніки.

У результаті вивчення дисципліни студент повинен:

*Знати:* основи теорії та розрахунку деталей і складаних одиниць машин; типові конструкції деталей і складаних одиниць машин, їх властивості та галузь застосування;

основи автоматизації розрахунків та конструювання деталей і складаних одиниць машин, елементів машинної графіки й оптимізації проектування.

*Вміти:* самостійно конструювати складанні одиниці машин загального призначення по заданим вихідним параметрам;

самостійно підбирати довідникову літературу, стандарти, а також прототипи конструкцій при проектуванні;

враховувати при конструюванні вимоги технологічності, економічності, ремонтоздатності, стандартизації, промислової естетики, уніфікації машин, охорони праці, екології;

вибирати найбільш відповідні матеріали для деталей машин і раціонально їх використовувати;

виконувати розрахунки деталей і складаних одиниць машин, користуючись довідковою літературою і стандартами;

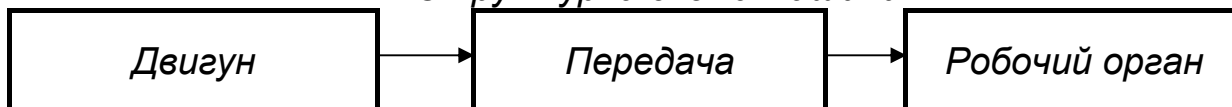
оформлювати графічну і текстову конструкторську документацію згідно вимог систем стандартів ЕСКД і ЕСПД.

## 1. Класифікація деталей машин

Деталі машин складова частина загальної науки машинознавства.

Машинобудування основна технічного прогресу. Конструктор вносить основний творчий вклад у створення матеріальних цінностей.

### Структурна схема машини



**Машина** – пристрій для перетворення енергії, матеріалів, інформації.

**Двигун** – пристрій для перетворення будь-якого виду енергії в механічний рух (двигуни внутрішнього згорання, турбіни, парові машини, електродвигуни, гідروпневматичні двигуни).

**Передача** – призначена для передачі механічного руху від одної частини машини до іншої з перетворенням законів руху, швидкостей, крутних моментів.

**Робочий орган** – здійснює корисну роботу для якої призначена машина.

Різновидність машин: **транспортні, технологічні, обчислювальні, контрольно-обчислювальні.**

**Транспортні машини** призначені для транспортування вантажів, сільськогосподарської продукції та інше.

**Технологічні машини** призначені для перетворення матеріалів (верстати, преси, сільськогосподарські машини та інше).

**Обчислювальні машини** – ПЕОМ.

**Контрольно-обчислювальні машини** – ракети.

Відмінності **машини** – наявність механічного руху, виконання корисної роботи.

**Прилади** мають аналогічну структуру, призначені для реєстрації фізичних процесів і технічних вимірів.

**Механічні пристрої** – призначені для перетворення сил (домкрат).

Кожна машина складається з деталей, які поділяються на:

- деталі загального призначення (типові);
- деталі спеціального призначення.

**Деталі загального призначення:**

1. **З'єднання:**

- а) нероз'ємні: заклепкові, зварні, пайові, клейові.
- б) роз'ємні: різьбові, шпонкові, клинові, профільні, з натягом.

2. **Передачі:**

- а) тертям: фрикційні, пасові.
- б) зачепленням: зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинт – гайка.

3. **Деталі для забезпечення руху** (поступального і обертального):

вали і осі, підшипники кочення, підшипники ковзання, муфти.

4. **Деталі для підтримки всіх частин:** корпусні деталі, пружини.

## 2. Загальні положення

**Механічними передачами** називаються механізми, які передають енергію від двигуна до робочих органів машини, як правило, з перетворенням руху (зміни швидкості, напрямку або закону зміни руху), зміни сил і моментів.

За допомогою механічних передач можна вирішити три основні задачі:

- отримання великих передаточних чисел (зменшення частоти обертання);
- регулювання частоти обертання веденого вала;
- забезпечення потрібної компоновки машини.

Механізми, призначені для збільшення крутного моменту за рахунок зменшення частоти обертання, називаються *силовими передачами* або *трансмісією*.

## 2.1. Класифікація і основні характеристики передач

В самому загальному вигляді передачі можна класифікувати за способом передачі руху:

- передачі зачепленням (вони, в свою чергу, поділяються на передачі з безпосереднім контактом ланок – зубчасті, черв'ячні, гвинт – гайка і передачі гнучким зв'язком – ланцюгові);
- передачі тертям (з безпосереднім контактом – фрикційні і передачі гнучким зв'язком – пасові).

Якщо передача має постійне передаточне число і розташована в закритому корпусі, вона називається *редуктором* (при зменшенні кутової швидкості обертання) або *мультиплікатором* (при збільшенні кутової швидкості).

Передачі із змінним передаточним числом поділяються на *коробки зміни швидкостей* (коробки передач), якщо частота обертання веденого вала змінюється ступінчасто, і *варіатори* – при плавній зміні передаточного числа.

Основними характеристиками передач є: передаточне число, потужність, яка передається; коефіцієнт корисної дії.

*Передаточним числом передачі  $U$*  називається відношення більшої кутової швидкості до меншої. Передаточне число не може бути менше одиниці.

Механічні передачі можуть бути одноступінчастими і багатоступінчастими. Передаточне число послідовно з'єднаних передач дорівнює добутку передаточних чисел цих передач:

$$U_{ЗАГ} = U_1 U_2 \dots U_n.$$

Як відомо з курсу теоретичної механіки, потужність, яка передається обертальним рухом, дорівнює:

$$P = T\omega,$$

де  $T$  – крутний момент;  $\omega$  – кутова швидкість.

Відношення потужності  $P_2$  на веденому валу передачі до потужності  $P_1$  на ведучому валу називається коефіцієнтом корисної дії (ККД):

$$\eta = P_2 / P_1.$$

Загальний ККД багатоступінчастої передачі визначається як добуток

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_i \dots \eta_n.$$

## *Лекція 2. Загальні принципи конструювання машин і механізмів.*

*План: 1. Загальні відомості.*

### *2. Загальні принципи конструювання машин і механізмів.*

#### *1. Загальні відомості*

*Метою курсу є вивчення основ розрахунку і конструювання деталей і складаних одиниць загального призначення.*

*Вимоги до машин і деталей.* Відповідно до сучасних тенденцій до більшості машин, що проектуються пред'являють наступні загальні вимоги:

- висока продуктивність;
- економічність;
- надійність і довговічність;
- зручність і безпека обслуговування;
- транспортабельність.

При розрахунках, конструюванні і виготовленні машин повинні строго дотримуватися стандарти: державні (ДСТУ, ГОСТ), галузеві, підприємств (СТП).

Стандарти в максимально можливому ступені наближені до стандартів Міжнародної організації по стандартизації (ISO).

Застосування в машині стандартних деталей і складаних одиниць зменшує кількість типорозмірів, забезпечує взаємозамінність, що дозволяє швидко і дешево виготовляти нові машини, а в період експлуатації полегшує їх ремонт.

### *2. Загальні принципи конструювання машин і механізмів*

#### *2.1. Шляхи підвищення якості машин при конструюванні*

Конструйована машина – елемент існуючої системи і визначення її експлуатаційних показників здійснюється у взаємозв'язку з навколишнім середовищем і всього технологічного процесу. Значення того або іншого критерію для даної деталі залежить від її функціонального призначення і умов роботи.

Основними критеріями якості машин є наступні показники:

**продуктивність** – об'єм корисної роботи за одиницю часу. Для робочих машин (машин – знарядь) таким показником є продуктивність;

**надійність** – вона забезпечується перш за все за рахунок приведення конструктивних рішень у відповідність з навантаженнями, характером взаємодії ланок, можливостями матеріалів. Елементи конструкції повинні бути розраховані на однаковий ресурс;

**технологічність** виготовлення, збірки і ремонту при мінімальних витратах на виготовлення і ремонт. Це повинно досягатися шляхом максимального використання прогресивних технологій. Забезпечення доступу і можливість застосування механізованого інструменту при збірці та ремонті;

**стандартизація та уніфікація** дозволяють оцінити ступінь використання стандартизованих виробів і від попередніх моделей, що добре зарекомендували себе в роботі. Рівень уніфікації показує частоту використання деталей, що мають однакову форму і розміри;

**естетичні** показники відображають відповідність машини вимогам і тенденціям технічної естетики.

До них відносяться: зовнішнє оформлення, обробка, забарвлення, компоновка, композиція, пластика форм, відповідність середовищу, стилю та ін. При створенні машин повинна бути витримано єдність технічного і художнього задуму;

**патентно-правові** показники дозволяють оцінити ступінь оновлення технічних рішень, використаних в конкретній машині, їх патентну чистоту і патентний захист;

**ергономічні** показники відображають відповідність параметрів органів керування психофізичним і антропометричним даним оператора, зручність обслуговування, рівень вібрацій і звукової потужності;

**металоємність** характеризує застосування профільного прокату, заміна чорних і кольорових металів на пластмаси і композитні матеріали;

**рентабельність машини** – це оптова ціна, повна собівартість, тобто швидке відшкодування всіх витрат на виготовлення, експлуатацію і принесення прибутку;

**екологічність машини** характеризує систему людина-машина-середовище з погляду рівня шкідливих дій експлуатованих машин на природу;

**безпека** характеризує особливості конструкції машини, забезпечуючи безпечні умови експлуатації для обслуговуючого персоналу.

## 2.2. Структура машин

Будь-яку машину (автомобіль, верстат, корабель та ін.) можна представити як технічну систему, що складається з ряду неподільних при даному розгляді технічних об'єктів. Основними технічними об'єктами машин є: двигун, передача, робочий орган, корпус і система керування (рис. 2.1).



Рис. 2.1. Схема структури машини

В якості двигуна можуть застосовуватися: електродвигуни, двигуни внутрішнього згорання, парові або газові турбіни.

Найширше застосування знайшли електродвигуни. В порівнянні з іншими двигунами вони володіють поряд переваг: меншою масою і габаритами, високий коефіцієнт корисної дії (0,96...0,98), високий ступінь їх стандартизації, зручність компоновки, екологічна чистота при роботі, вони випускаються в широкому діапазоні потужностей і частот обертання, прості в обслуговуванні.

До недоліків можна віднести незручність підведення енергії: потрібні кабелі або дроти.

Двигуни внутрішнього згорання можуть працювати на бензині, дизельному паливі, газі. Вони можуть працювати автономно, тому знайшли широке застосування на транспорті, а також в місцях де відсутня електроенергія. В порівнянні з електродвигунами вони мають серйозні недоліки: більш низький ККД

(менше 0,5), мають складнішу конструкцію і систему керування, забруднюють навколишнє середовище вихлопними газами.

Парові і газові турбіни застосовуються в енергетиці, авіації, на морських і річних судах. Вони виготовляються з великою потужністю і з високою частотою обертання вала. В порівнянні з іншими двигунами вони складні в керуванні та експлуатації, мають найнижчий ККД (менше 0,2).

Переважає більшість двигунів проектується для роботи на постійній частоті обертання вала, оскільки в цьому випадку вони мають максимальний ККД, мінімальну витрату палива або енергії. Для виконавчого механізму більшості машин потрібні різні частоти обертання, величини крутного моменту, закони руху (коливальний, поворотно-поступальний), передача обертання від одного двигуна декільком робочим органам та ін.

Для отримання потрібного режиму роботи робочого органу між ним і двигуном встановлюють передачу. В машинобудуванні широке застосування знайшли механічні передачі: зубчасті (циліндричні, конічні), черв'ячні, ланцюгові, пасові, фрикційні. Вони застосовуються у вигляді передач з постійними параметрами руху (редуктори) або з тими, що змінюються (коробки швидкостей, варіатори).

Робочі органи можуть бути різноманітні залежно від функціонального призначення машини. Це може бути барабан стрічкового транспортера, колеса автомобіля або трактора та ін. Конструкція і розрахунок робочих органів розглядається в спеціальних курсах.

Всі елементи машини розміщуються в корпусі. Конструкція корпусу і вимоги, що пред'являються до нього, залежать від призначення машини. Корпус верстата (станина) служить тільки для розміщення складових елементів машини, а корпуси автомобілів, морських і річних суднів для розміщення елементів машини, пасажирів і вантажу. Конструкція і розрахунок корпусних деталей машин вивчаються в спеціальних дисциплінах. Окремий корпус мають двигуни і передачі, які конструюються і розраховуються одночасно з проектуванням двигунів і передач.

### ***2.3. Основні принципи конструювання машин***

Відомо, що створення нової машини є інженерним мистецтвом.

Кожна конструкторська думка має множество рішень і задача заключається в тому, щоб знайти найбільш правильне рішення зі всіх точок зору.

При цьому економічний ефект повинен мати місце в будь-якому конструкторському рішенні.

Таким чином, основні принципи конструювання, про які повинен пам'ятати конструктор, створюючи нову машину, такі.

#### ***2.3.1. Вибір раціональної кінематичної схеми***

Частіше забувають, що дивовижні відкриття вчених в більшості випадків можуть бути реалізовані лише за допомогою конструктора.

При виборі кінематичної схеми конструктору представляється великий простір для творчості сумісно з використанням накопиченого досвіду.

Однак, вибір раціональної кінематичної схеми проводиться з обов'язковим виконанням наступних умов:

- а) кінематичний ланцюг повинен бути, по можливості, мінімальних розмірів;
- б) число ланок кінематичного ланцюга повинно бути мінімальним;
- в) кінематичний ланцюг не повинен мати надлишкових (избыточных) зв'язків.

Як відомо, механізми можуть бути статично визначеними, тобто без надлишкових зв'язків і статично невизначеними з присутністю надлишкових зв'язків.

Так, наприклад, вал на трьох опорах - статично визначена система з одним надлишковим (зайвим) зв'язком.

Відсутність надлишкових зв'язків говорить о раціональній конструкції механізма і такі механізми дозволяють розширити допуски на виготовлення, зменшити трудомісткість монтажу, здешевити виробництво і підвищити надійність машин.

В окремих випадках спрощується конструкція і підвищується міцність.

Особливо важливо те, що робота статично визначених механізмів не порушується при зміні розмірів ланок в процесі експлуатації. Ланки мають підвищену навантажувальну здібність. В них менше сили тертя.

У механізмах з надлишковими зв'язками зусилля, що передаються, залежать від деформації ланок. Допустими величини деформації дуже малі.

З технологічної точки зору особливо важко виконати точно розміри ланок, коли ланки складаються із декількох деталей і при їх з'єднанні допуски можуть складатися.

Тому важливо вибрати схему механізма так, щоб умови до точності ланок були невеличкі.

Ось декілько прикладів раціональних механізмів:

1. Шліцьове з'єднання, яке дає можливість осьового зміщення.
2. Підшипники кочення самовстановлюючи, що допускають ізлом валів.
3. Шестерні шевронної передачі повинні мати можливість осьової гри.
4. Вал в осьовому напрямку слід фіксувати тільки на одному підшипнику.
5. Довгі вали слід виконувати розрізними, з'єднуючи їх частини за допомогою подвійних карданів.
6. Підшипники при малих навантаженнях і коротких вкладишах можна розглядати як кінематичні пари III класу.

Ітак, раціонально спроектований механізм, це механізм без надлишкових зв'язків, повинен збиратися без натягів, даже коли в розмірах ланок є відхил від номінала, тобто коли деяку ланку розрізати, то кінематика раціонального механізма забезпечує можливість з'єднання його знову без натягів.

### ***2.3.2. Визначення оптимального строку служби машини***

Визначення оптимального строку служби машини може бути проведено, орієнтуючись на собівартість одиниці продукції або якусь умовну роботу машини протягом строку служби до повної амортизації.

Собівартість одиниці продукції на будь-якому циклі експлуатації повинна бути не вище собівартості експлуатації нової машини.

Тільки у цьому випадку експлуатація машини не буде збитковою.



Аналіз собівартості продукції на різних стадіях експлуатації дозволяє визначити строки і кількість капітальних ремонтів.

Для правильного призначення строков служби окремих деталей необхідно всі деталі розподіляти на ті, що *зношуються*, і на ті, що *не зношуються*. Перші – на ті, що відновлюються, і на ті, що замінюються.

Деталі, що зношуються, необхідно розподіляти на групи з приблизно однаковими строками служби, що кратні найменшому.

Наприклад, загальний строк служби визначений і призначений у 100 тис. годин, а із досвіду експлуатації або розрахунком визначений найменший технологічно можливий строк служби деталі в 20 тис. годин. Тоді всі деталі розбиваємо на 5 груп зі строками 20, 40, 60, 80 і 100 тис. годин і зупиняти машину для ремонту потребується через кожні 20 тис. годин. Відсіля можна зробити висновок о строках проведення середнього і капітального ремонтів.

### **2.3.3. Мінімальна вага**

Зниження ваги особливо важливе для транспортних машин, і, з точки зору ваги, кожна конструкція є компромісом між бажанням створити машину довговічну і в той же час легку і дешеву. Зниження ваги веде к зменшенню динамічних зусиль.

Існує декілько шляхів зменшення ваги:

1.Змінення кінематичної схеми конструкції або форми деталі.

Наприклад, навісні сільськогосподарські орудія знижують металемність в 1,5 рази. Порожнисті вали дають знижку ваги до 40 %.

2.Зменшення товщини стінок, корпусів станин і т.п. за рахунок ребер і кращої технології виготовлення

3.Перехід від металів до пластичних мас (пирокерман, фторопласт, капрон і т.п.).

4.Встановлення різного роду запобіжників. Це головний резерв зниження ваги машин.

### **2.3.4. Складанна компоновка**

Згідно цьому принципу машини повинні відповідати умовам ремонтної технології: легкості доступу до будь-якої складаної одиниці, вільному витягненні деталей і заміні їх, можливості паралельної збірки.

Вся конструкція машин повинна состоять із окремих блоків і складаних одиниць. Це дає можливість до широкої кооперації при виготовленні і модернізації машини.

### **2.3.5. Вибір матеріалу (принцип місцевої якості)**

Принцип місцевої якості є одним із основних керуючих принципів при виборі матеріалів для деталей, призначення термічної обробки і при конструктивному оформленні.

До різних поверхонь і об'ємів деталей машин пред'являються різні умови: зносостійкість, контактна або об'ємна міцність, жорсткість або **податливість**, опір корозії.

В тій час, коли умови роботи деталей не були такими напруженими, вдавалося обмежитися компромісним рішенням, тобто використовували матеріал, який задовільняв не всім умовам. Зараз такі половинчасті рішення є неприємними.

Наприклад, до матеріалу лопатей гідротурбін пред'являються умови міцності і корозійної стійкості. Тобто, лопаті необхідно виготовляти із нержавіючої сталі, однак це **невигодно**. Рішення – лопаті виготовляють із вуглецевої сталі, **облицовивая** листами із нержавіючої сталі.

Відомо, що (7-10) % всього металу, що виробляється в державі, теряється внаслідок корозії, а тонкошарові пластмасові покриття, що наносяться на метал, дають можливість значно підвищити довговічність виробів із металу і снизити корозію.

Таким чином, вибір матеріалу можливий тільки на основі ретельного аналізу роботи деталі і среди, в якій експлуатується машина.

Найбільш неблагоприятні для обробки в'язкі аустенітні сталі. Сталі мартенситної структури оброблюються добре.

Перспективні вимоги до матеріалів:

1. Загальне підвищення міцності металічних матеріалів.
2. Підвищення опору **распространению** трещин утомності.
3. Створення особливо міцних матеріалів.
4. Застосування композитних матеріалів як средства зниження чутності до концентрації напружень.
5. Внедріння армованих деталей.

### **2.3.6. Висока технологічність**

Для оцінки якості знов сконструйованої машини введено поняття технологічності, яке є одним з основних показників якості конструювання.

**Технологічність** – поняття комплексне, оскільки повинне враховувати вимоги виготовлення, ремонту і експлуатації.

В правильно сконструйованій машині деталі повинні бути виконані з точністю, що забезпечує збірку і надійність роботи при комплектації будь-якими деталями, що поступають зі складу готової продукції.

Якість збірки залежить від кваліфікації персоналу: чим гірше сконструйована машина, тим вища повинна бути кваліфікація складальника і, навпаки, при грамотно сконструйованій машині кваліфікація складальника може бути низькою.

При збірці для визначення правильності положення деталей можуть застосовуватися контрольні штифти, які повинні розташовуватися не симетрично, інакше можна деталь поставити в переверненому вигляді. Застосування принципу байдужої збірки виключає можливість помилки і підвищує продуктивність складальних операцій, звільняючи складальника від витрати часу на вибір правильного положення деталі.

Необхідно уникати установки декількох деталей з натягом по одному діаметру. Необхідність проходження декілька деталей через посадочну поверхню ускладнює монтаж і демонтаж і викликає небезпеку пошкодження поверхонь.

Якщо збірка деталей автоматична, то доцільно застосовувати ступінчасті вали, оскільки збірка ведеться з одного боку вала.

Якщо збірка ручна, то її можна вести з двох сторін. В цьому випадку обробка вала і маточин (ступиц) спрощується, число номінальних розмірів, номенклатура ріжучого і вимірювального інструменту зменшується, а кожна деталь йде на своє посадочне місце без пошкодження сусідніх поверхонь.

Необхідно забезпечити зручне підведення монтажного інструменту і можливість застосування механізованого інструменту до кріпильних деталей. Головки болтів повинні бути зафіксовані від прокручування і випадання їх в осьовому напрямі. Найраціональнішим є застосування шпильок.

Система збірки має великий вплив на конструкцію машини та її технологічні і експлуатаційні характеристики. В машинах з поздовжньою і поперечною осями симетрії можливі дві основні системи збірки:

*осьова*, при якій деталі збираються в осьовому напрямі,

і *радіальна*, при якій деталі збираються в поперечному (радіальному) напрямі. При виборі системи збірки слід враховувати зручність огляду, перевірки і регулювання складаних одиниць.

При осьовій збірці порожнини стику (роз'єм) перпендикулярні до поздовжньої осі. В цьому випадку відливання корпусу просте, механічна обробка зручна, оскільки оброблювані поверхні мають циліндричну форму. Внутрішні порожнини добре ущільнюються. Вал входить в корпус в осьовому напрямі.

Осьову збірку доцільно застосовувати в тих випадках, коли для створення міцної і легкої конструкції (транспортні машини) можна піти на деякі експлуатаційні незручності.

Недоліки осьової збірки: збірка агрегатів складна, перевірка і регулювання осьових зазорів скрутна, утруднений огляд внутрішніх частин машини.

При радіальній збірці корпус складається з двох частин: корпусу (нижньої частини) і кришки (верхньої частини). Збірка і розбирання машини дуже зручна: можна відрегулювати осьові зазори, зручний огляд внутрішніх порожнин.

Проте ущільнення стику корпусу і кришки пов'язано з деякими утрудненнями.

Пружні прокладки застосовувати не можна, щоб не порушити циліндричність посадочних гнізд підшипників, тому необхідне притирання поверхонь стику і застосування герметизуючих сумішів. Для огляду внутрішніх частин машини в корпусі необхідно передбачити оглядові лючки.

Стандартизація, нормалізація та уніфікація також відносяться до основних вимог технологічності деталей машин.

### **2.3.7. Покращення внутрішніх умов роботи деталей (методи зниження навантажень)**

При конструюванні слід враховувати такі фактори, як сили інерції, сили тертя, нерівномірність розподілу навантажень, форми деталей. В останньому випадку мається на увазі концентрація місцевих напружень і способи їх зниження.

Вкажімо на деякі моменти, які слід мати на увазі при проектуванні:

а) динамічні навантаження можна знизити зменшенням зовнішнього возмущення, удосконаленням схеми машини, застосуванням запобіжних пружних елементів і т.п.;

б) при розрахунку з'єднань з натягом необхідно перевіряти міцність маточин для даних посадок;

в) при різких інерційних навантаженнях особливо ефективно введення інерційних мас;

г) пружні муфти значно знижують динамічні впливи в машині, зменшую амплітуду коливання в декілько разів. Крім того, пружні муфти виконують функції демпфірування коливань, при цьому енергія удару розсіюється за рахунок внутрішнього тертя в пружних елементах і тертя між окремими пружними елементами;

д) застосування активної і пасивної віброізоляції машин. Активна віброізоляція – ізоляція обладнання, яке є джерелом возмущення.

Пасивна віброізоляція – ізоляція через основу;

е) зменшення концентрації навантаження, яка з'являється у результаті пружних деформацій, похибки виготовлення, тертя, нерівномірності зносу.

Наприклад, для зниження концентрації навантаження в нарізних (різьбових) з'єднаннях рекомендується корекція кроку. Крок гвинта виконується зменшеним на 1,25 %, що веде до рівномірного розподілу навантаження і збільшенню ресурсу у 6 разів;

ж) прогини валів визивають значні концентрації навантаження в підшипниках кочення і ковзання, зубчастих колесах.

Так, у підшипниках ковзання епюра тиску мастила різко змінюється. Кромочні тиски є однією із найбільш небезпечних причин виходу підшипників із ладу.

В зубчастих колесах змінюється характер розподілення навантаження по ширині зубчастого вінця.

Для зменшення концентрації навантаження в підшипниках ковзання застосовують вузькі підшипники з малим відношення  $l/d = 0,4 - 0,5$ .

Таким чином, в цілях покращення внутрішніх умов роботи деталей необхідно ізолювати складанні одиниці і деталі від сил інерції шляхом введення запобіжних пружних елементів або муфт, избегати пасивних зв'язків; переносити динамічні зусилля, що діють в механізмах, на менш відповідальні деталі та елементи, що легко замінюються; проектувати складанні одиниці рівнопрочними по зносу; форма деталей повинна бути такою, щоб звести до мінімуму концентрацію місцевих напружень.

### **2.3.8. Красивий зовнішній вигляд і зручність в експлуатації**

Красота повинна бути во всем – це входить в основні принципи конструювання.

Колір робить речі або “важкими” або “легкими”, “холодними” або “теплыми”. Він здатний підвищувати або знижувати роботоздатність.

Коли припустити, що погляд верстатника тільки один раз за хвилину переходить з блискучої поверхні деталі на темний фон верстата, то при тривалості пристосування до нових умов протягом 5 секунд, витрата робочого часу складе за зміну 35 хвилин.

Так, практична сіра (шаровая) окраска краде від 10 до 30 % електроенергії, що витрачається на освітління.

Долівки (особливо в складальних цехах) повинні бути світлими.

Машини, що конструюються, повинні відповідати умовам організації праці при їх обслуговуванні.

Умови роботи на машинах повинні бути благоприємними.

Конструктивні форми машини повинні відповідати зручності роботи.

Розміщення органів управління повинно бути раціональним – це умова диктується економією трудових рухів; фізичні зусилля, що прикладаються до робочих рукояток, педалям, повинні бути невеликими.

Напрямок руху рукоятки повинен відповідати напрямку руху елементів машин і т.п.

### *Лекція 3. Основи розрахунку деталей машин. Механічні передачі. Кінематичний розрахунок.*

*План: 1. Види розрахунку деталей машин.*

*2. Машинобудівні матеріали.*

*3. Критерії працездатності і розрахунку деталей машин.*

*4. Механічні передачі. Кінематичний розрахунок.*

#### *1. Види розрахунку деталей машин*

Машина або її складові елементи (двигун, передача, робочий орган, корпус, система керування) як такі не розраховуються на міцність, а розглядаються як складанні з окремих деталей, які можуть розраховуватися на міцність, жорсткість, зносостійкість та за іншими критеріями.

В машинобудуванні існує два методи розрахунку: *проектний* і *перевірочний*. Основу складає *проектний розрахунок*, оскільки конструктору в першу чергу необхідно знати розміри деталей, які витримали б діючі навантаження і забезпечили необхідну жорсткість.

Послідовність проектного розрахунку наступна:

- визначаються навантаження, які діють в конструйованому елементі машини;
- вибирається матеріал для виготовлення деталі з урахуванням основного критерію працездатності і, якщо необхідно, зміцнюючі технології;
- визначаються допустимі напруження або запаси міцності;
- призначається основний конструктивний розмір, на підставі якого будуть, визначені всі розміри деталі;
- іноді в розрахунковий вираз може входити декілька конструктивних параметрів, тоді вони можуть бути виражені через безрозмірні коефіцієнти і основний параметр;
- розраховується основний розмір, і визначаються інші конструктивні розміри деталі або складанної одиниці, і приводяться до стандартних розмірів.

Після розробки конструкції повинен бути проведений *перевірочний розрахунок*, оскільки при конструюванні можуть відбутися зміни розмірів, форми деталі та ін.

Порядок *перевірочного розрахунку* приблизно наступний:

- реальна конструкція замінюється розрахунковою схемою;
- визначаються місця навантажень, якщо необхідно, розподілені навантаження замінюються зосередженими, які приводяться до певних точок;

- намічаються небезпечні перетини, тобто перетини, в яких може відбутися поломка;
- визначається розрахункове значення напружень або коефіцієнта запасу втомної міцності та їх значення порівнюються з допустимими.

## 2. Машинобудівні матеріали

Конструювання будь-якого елемента машини починається з вибору матеріалу оскільки він багато в чому визначає надійність, термін служби і економічні показники машини.

Слід мати на увазі, що вартість матеріалів складає значну частину вартості машини (у верстатах вартість матеріалів складає (65...70)%, у вантажопідійомних машинах – (70...75)%).

Металосемність вітчизняних машин і устаткування вище зарубіжного на (30...200)%. На одиницю продукції машинобудування в середньому витрачається матеріальних ресурсів в 1,5 разів більше, ніж в провідних капіталістичних країнах. В деяких випадках на підприємствах до 40% металу йде в стружку. При виготовленні деталей необхідно прагнути малої металосемності, для чого застосовувати профільний прокат, штамповані або зварні заготовки, щоб до мінімуму звести операції різанням.

Зменшення маси машин означає зниження витрат металу і вартості виготовлення. Це особливо важливо при масовому виробництві.

Але зменшення маси конструкції не повинне стати самоціллю – не повинні знижуватися міцність, жорсткість і надійність машини. Порівняльні вагові якості машин однакового призначення прийнято оцінювати показником *питомої ваги*, що є відношенням маси машини до основного параметра. Цей показник враховує ступінь конструктивної досконалості машини, ступінь застосування легких сплавів і неметалічних матеріалів.

Основними машинобудівними матеріалами є *сталі, чавуни, сплави кольорових металів, пластмаси, композитні матеріали*.

За змістом вуглецю сталі діляться на:

низьковуглецеві, що містять вуглеця до 0,25%;

середньовуглецеві – (0,25...0,6)%, високовуглецеві – (0,6...2)%.

Леговані сталі розрізняють за змістом легуючих присадок на низьколеговані до (2...2,5)%, середньолеговані із змістом присадок (2,5...10)% і високолеговані із змістом присадок більше 10%.

Присадки додають особливі властивості: жароміцність, корозійну стійкість та ін.

## 3. Критерії працездатності і розрахунку деталей машин

Працездатність деталей машин оцінюють за одним або декількома критеріями, вибір яких обумовлений умовами роботи і характером можливого руйнування.

Такими критеріями є: міцність, жорсткість, зносостійкість, теплостійкість, вібростійкість.

**Міцність.** Найважливішим критерієм працездатності всіх деталей є міцність, тобто здатність деталі чинити опір руйнуванню або виникненню пластичних деформацій під дією навантажень, прикладених до неї.

Методи розрахунків на міцність Ви вивчали в курсі механіка матеріалів і конструкцій.

У розрахунках на міцність велике значення має правильне визначення розрахункових навантажень і напружень, що допускаються. Підвищити міцність можна шляхом вибору раціональної форми поперечного перетину деталі, усунення концентраторів напружень, введення поверхневого зміцнення.

**Жорсткість.** Жорсткістю називають здатність деталі чинити опір зміні форми і розмірів під навантаженням.

**Зносостійкість.** Зносостійкістю називають властивості матеріалу чинити опір зношуванню. Під зношуванням розуміють процес руйнування і відокремлення матеріалу з поверхні твердого тіла при терті, що виявляється в поступовій зміні розмірів або форми.

Знос (результат зношування) знижує міцність деталей, змінює характер сполучення, збільшує зазори в рухомих з'єднаннях, викликає шум.

**Теплостійкість.** Теплостійкістю називають здатність конструкції працювати в межах заданих температур протягом встановленого терміну служби. Перегрів деталей під час роботи – явище шкідливе і небезпечне, так як при цьому знижується їх міцність, погіршуються властивість змащувального матеріалу, а зменшення зазорів в рухливих з'єднаннях приводить до заклинювання і поломки.

Для забезпечення нормального теплового режиму роботи проводять теплові розрахунки (розрахунки черв'ячних і хвильових передач, підшипників ковзання).

**Вібростійкість.** Вібрації знижують якість роботи машин, збільшують шум, викликають додаткові напруження в деталях. Особливо небезпечні резонансні коливання.

#### **4. Механічні передачі. Кінематичний розрахунок.**

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

В більшості випадків механічні передачі перетворюють параметри обертового руху, змінюючи модуль або напрям швидкості, а інколи і характер руху (обертовий рух перетворюють у поступальний).

Параметрами руху при обертальному русі є крутний момент  $T$  і кутова швидкість  $\omega$  або частота обертання  $n$ , при поступальному русі – сила  $F$  і лінійна швидкість  $v$ .

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

Усі механічні передачі поділяються на дві основні групи:

- передачі, що базуються на використанні сил тертя (пасові, фрикційні);
- передачі, що базуються на зачепленні (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинтові).

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

Більш детальна класифікація механічних передач буде розглянута нижче щодо вивчення конкретних видів передач.

**Основні характеристики передач:** потужність  $P_1$  на вході і  $P_2$  на виході, Вт; швидкохідність, яка виражається частотою обертання  $n_1$  на вході і  $n_2$  на виході, об/хв. або кутовими швидкостями  $\omega_1$  і  $\omega_2$ , рад/с.

Коефіцієнт корисної дії (ККД)

$$\eta = P_2 / P_1 \quad \text{або} \quad \eta = 1 - P_r / P_1, \quad (3.1)$$

де  $P_r$  – втрати потужності в передачі.

Передаточне відношення

$$i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2. \quad (3.2)$$

При  $i > 1$ , тобто,  $n_1 > n_2$  – передача знижуюча і називається *редуктор*. При  $i < 1$ , тобто,  $n_1 < n_2$  – передача підвищуюча або *мультиплікатор*.

Передачі виконують з постійним або змінним передаточним відношенням. Регулювання, тобто зміна передаточного відношення може бути ступінчасте і безступінчасте. Ступінчасте регулювання виконують за допомогою коробок швидкостей із зубчастими колесами, пасових передач з ступінчастими шківками та ін.; безступінчасте регулювання – за допомогою фрикційних або ланцюгових варіаторів.

Механічні передачі ступінчастого регулювання мають високу працездатність і тому знаходять широке застосування.

Механічні передачі безступінчастого регулювання мають менше навантаження та мають менше розповсюдження. Їх застосовують в основному для малих потужностей (до 10...15) кВт.

У розрахунках механічних передач зустрічають такі параметри, як *колова швидкість* та *колова сила*.

Колова швидкість  $v$  – це лінійна швидкість точок оберткової ланки передачі, розміщених на відстані  $d_1 / 2$  або  $d_2 / 2$  від осі обертання:

$$v = v_1 = \omega_1 d_1 / 2; \quad v = v_2 = \omega_2 d_2 / 2. \quad (3.3)$$

Колова сила  $F_t$  – це сила, що діє на ланку передачі, спричинюючи її обертання або створюючи опір обертанню, і спрямована по дотичній до траєкторії (кола) руху точки її прикладання:

$$F_t = F_{t1} = 2T_1 / d_1; \quad F_t = F_{t2} = 2T_2 / d_2. \quad (3.4)$$

При розрахунку передач часто використовують наступні залежності між параметрами:

потужність через колову силу і колову швидкість колеса, шківки, барабана та ін.:

$$P = F_t v / 10^3, \quad (3.5)$$

де  $P$  – потужність, Вт;  $F_t$  – колова сила, Н;  $v$  – швидкість, м/с; обертаючого моменту через потужність і кутову швидкість:



$$T = P / \omega . \quad (3.6)$$

Тут  $T$  – обертаючий момент, Нм;  $P$  – потужність, Вт;  $\omega$  – кутова швидкість, рад/с,  
 $\omega = \pi n / 30$ .

зв'язок між обертаючими моментами на ведучому  $T_1$  і веденому  $T_2$  валах через передаточне відношення  $i$  і ККД  $\eta$  в лінії передачі між цими валами у напрямі потоку потужності:

$$T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta , \quad (3.7)$$

У приводах машин можуть застосовуватись кілька послідовно розміщених механічних передач 1 – 4 (рис. 3.1).

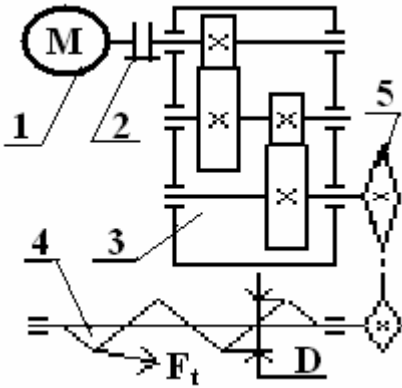


Рис. 3.1

У цьому разі загальне передаточне число  $i$  привода та його ККД визначаються за наведеними нижче формулами:

$$\omega_2 = \omega_1 / i_1; \quad \omega_3 = \omega_2 / i_2 = \omega_1 / (i_1 \cdot i_2);$$

$$\omega_4 = \omega_3 / i_3 = \omega_1 / (i_1 \cdot i_2 \cdot i_3)$$

Загальне передаточне число привода

$$i = \omega_1 / \omega_4 = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 . \quad (3.8)$$

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

складових передач.

Зв'язок між потужностями на окремих валах привода (рис. 3.1) запишемо у вигляді

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1; \quad P_3 = P_2 \cdot \eta_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2; \quad P_4 = P_3 \cdot \eta_3 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 .$$

Відповідно ККД всього приводного механізму

$$\eta = P_4 / P_1 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 . \quad (3.9)$$

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

#### Лекція 4. Зубчасті передачі.

План: 1. Загальні відомості та класифікація.

2. Геометричні та кінематичні параметри.

3. Точність виготовлення коліс та її вплив на якість передачі.

Види руйнування зубів (самостійне вивчення).

1. Загальні відомості та класифікація.

Принцип дії зубчастої передачі заснований на зачепленні пари зубчастих коліс (рис. 4.1).

За розташуванням осей валів розрізняють: передачі із паралельними осями, які виконують із циліндричними колесами зовнішнього або внутрішнього зачеплення (рис. 4.1, а, б), передачі із валами, осі яких перетинаються, – конічні (рис. 4.1, в), передачі із валами, осі яких перехрещуються: черв'ячні (рис. 4.1, г),

циліндричні гвинтові (рис. 4.1, *д*). Крім того, застосовують передачі між зубчастим колесом і рейкою (рис. 4.1, *е*).

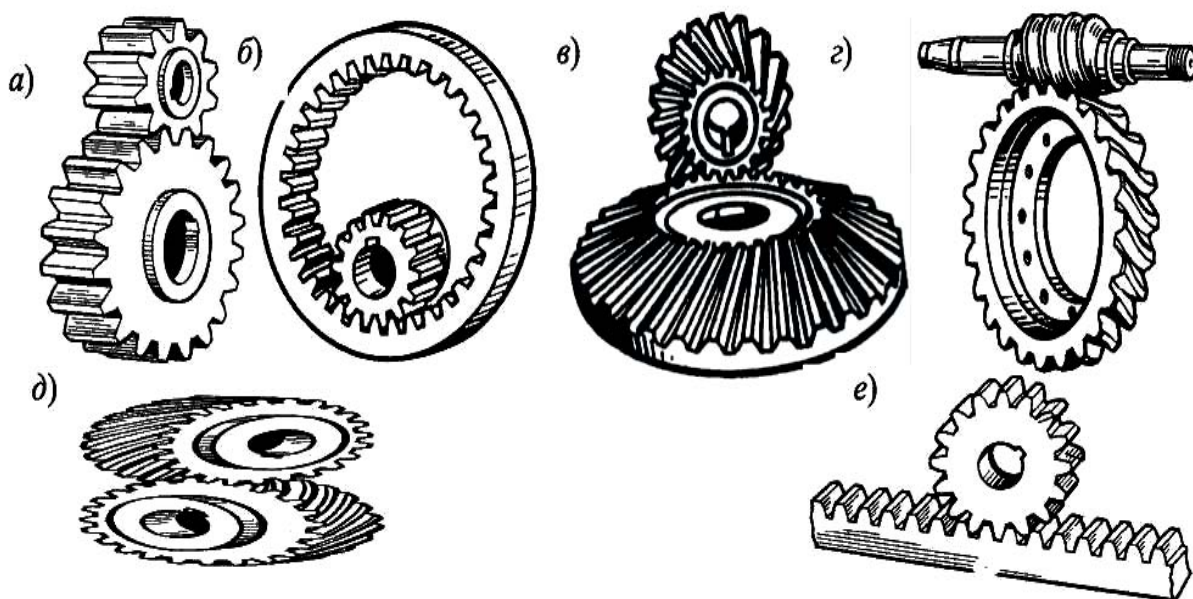


Рис. 4.1. Зубчасті передачі

По розташуванню зубів на колесах розрізняють передачі: *прямозубі* та *косозубі*.

За формою профілю зуба розрізняють: *евольвентні* та із *круговими зубами*. Найбільш поширений евольвентний профіль зуба, запропонований Ейлером в 1760 році. Він має ряд технологічних та експлуатаційних переваг. Круговий профіль запропонований М.Л. Новиковим в 1954 році. Цей профіль має підвищену здатність навантаження, проте дуже вимогливий до мастила.

*Оцінка та застосування.* Основні переваги зубчастих передач: висока здатність навантаження і, як наслідок, малі габарити; велика довговічність та надійність роботи (до 30000 годин); високий ККД – до 0,97...0,98 в одному ступені; постійність передаточного відношення (відсутність проковзування); можливість застосування в широкому діапазоні швидкостей (до 150 м/с), потужностей (до десятків тисяч кВт) і передаточних відношень (до декількох сотень і навіть тисяч).

До недоліків зубчастих передач можна віднести: підвищені вимоги до точності виготовлення; шум при великих швидкостях; високу жорсткість, що не дозволяє компенсувати динамічні навантаження.

Проте наведені недоліки не знижують істотної переваги зубчастих передач перед іншими. Внаслідок цього зубчасті передачі знайшли найширше розповсюдження у всіх галузях техніки.

Зі всіх перерахованих різновидів зубчастих передач найбільш розповсюджені передачі із циліндричними колесами, як найпростіші у виготовленні та експлуатації, надійні і малогабаритні. Конічні, гвинтові та черв'ячні передачі застосовують лише в тих випадках, коли це необхідно за умов компоновки машини.

## 2. Геометричні та кінематичні параметри

Менше із пари зубчастих коліс називають *шестернею*, а більше – *колесом*. Термін «зубчасте колесо» є загальним. Параметрам шестерні приписують індекс 1, а параметрам колеса – 2 (рис. 4.2) Крім того, розрізняють індекси, що відносяться: *w* – до початкової поверхні або кола; *b* – до основної поверхні або кола; *a* – до поверхні або кола вершин і головок зубів; *f* – до поверхні або кола западин і ніжок зубів. Параметрам, що відносяться до ділильної поверхні або кола, додаткового індексу не приписують.

Загальні поняття про параметри пари зубчастих коліс та їх взаємозв'язок простіше всього з'ясувати, розглядаючи прямозубі колеса. При цьому особливості косозубих коліс розглядають окремо. Число зубів шестерні і колеса відповідно:  $z_1$  і  $z_2$ . Передаточне число  $u = z_2/z_1$  – відношення більшого числа зубів до меншого, тобто  $u$  завжди більше 1, цей параметр зручний при розрахунках зубчастих пар по контактним напруженням (не плутати з передаточним відношенням  $i$ ).

Ділильний коловий крок зубів –  $p$  (рівний кроку початкової зубчастої рейки);

$p_b = p \cos \alpha$  – основний коловий крок зубів;

$\alpha$  – кут профілю ділильний, рівний куту профілю початкового контуру, стандартне значення  $\alpha = 20^\circ$ ;

$\alpha_w$  – кут зачеплення або кут профілю початковий, визначається виразом

$$\cos \alpha_w = (a \cdot \cos \alpha) / a_w .$$

Основна характеристика розмірів зубів, коловий модуль зубів, визначається як  $m = p/\pi$ .

Значення модулів стандартизовані в діапазоні 0,05...100 мм.

Основними геометричними параметрами зубчастих коліс є (рис. 4.2):

– ділильний діаметр (діаметр кола, по якому обкачується інструмент при нарізуванні)  $d = pz / \pi = mz$ ;

– основний діаметр (діаметр кола, розгорткою якої є евольвенти зубів)  $d_b = d \cos \alpha$ ;

– початкові діаметри  $d_{w1}$  і  $d_{w2}$  (діаметри кіл, по яких пари зубчастих коліс обкачуються в процесі обертання):

$$d_{w1} = 2a_w / (i + 1); \quad d_{w2} = 2a_w - d_{w1} .$$

У передачах без зсуву і при сумарному зсуві  $\chi_\Sigma = 0$  початкові і ділильні кола співпадають, тобто:

$$d_{w1} = d_1 = mz; \quad d_{w2} = d_2 = mz .$$

Для коліс без зсуву:

$$h = 2,25m, \quad d_a = d + 2m, \quad d_f = d - 2,5m;$$

$A_1A_2$  – лінія зачеплення (загальна дотична до основних кіл);

$g_a$  – довжина активної лінії зачеплення (що відсікається колами вершин зубів);

$\Pi$  – полюс зачеплення (точки дотику початкових кіл і одночасно точки перетину лінії центрів коліс  $O_1O_2$  із лінією зачеплення).

Коефіцієнта торцевого перекриття

$$\epsilon_a = g_a / p_b .$$

За умов безперервності зачеплення і плавності ходу передачі повинно бути  $\epsilon_a > 1$ .

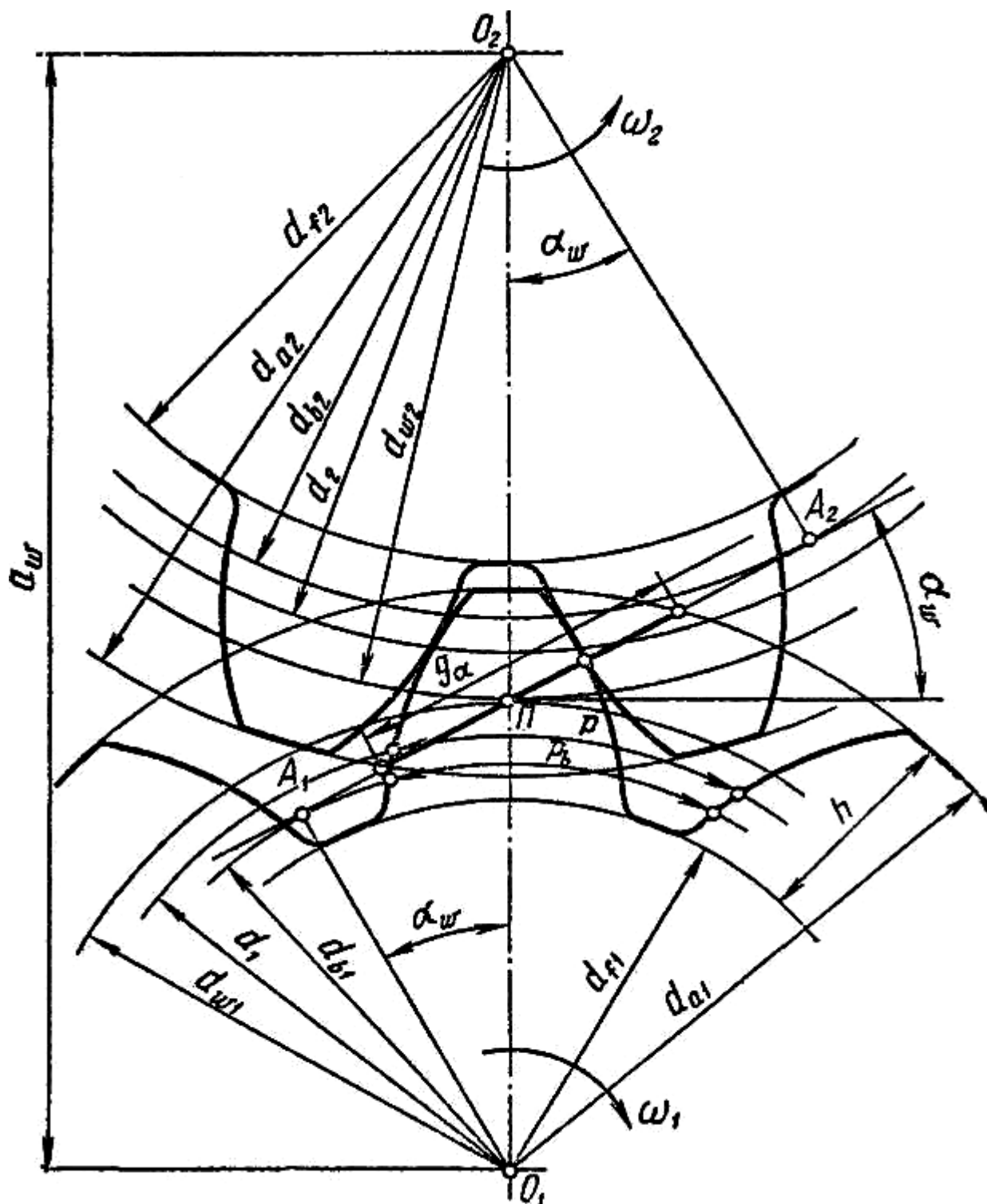


Рис. 4.2. Зачеплення зубчастих коліс

### 3. Точність виготовлення коліс та її вплив на якість передачі (самостійне вивчення)

Основними помилками виготовлення зубчастих коліс є: помилка кроку і форми профілю зубів, помилка у напрямі зубів щодо утворюючої ділительного циліндра.

**Помилка кроку і профілю** порушує кінематичну точність і плавність роботи передачі. В передачі зберігається постійним тільки середнє значення передаточного відношення  $i$ . Миттєві значення  $i$  в процесі обертання змінюються.

Коливання передаточного відношення особливо небажані в кінематичних ланцюгах, що виконують стежачі, ділильні і вимірювальні функції. В силових швидкохідних передачах з помилками кроку і профілю пов'язані додаткові динамічні навантаження, удари і шум в зачепленні.

**Помилки у напрямі зубів** в поєднанні з перекосом валів викликають нерівномірний розподіл навантаження по довжині зуба.

Точність виготовлення зубчастих передач регламентується державним стандартом (ГОСТ 1643-89), який передбачає 12 ступенів точності. Кожний ступінь точності характеризується трьома показниками: 1) **нормою кінематичної точності**, що регламентує найбільшу погрішність передаточного відношення або повну погрішність кута повороту зубчастого колеса в межах одного обороту (в зачепленні із еталонним колесом); 2) **нормою плавності роботи**, що регламентує циклічні помилки передаточного відношення або кута повороту, що багато разів повторюються, в межах одного обороту; 3) **нормою контакту зубів**, регламентуючої помилки виготовлення зубів і збірки передачі, впливаючи на розміри плями контакту в зачепленні (розподіл навантаження по довжині зуба).

Ступінь точності вибирають залежно від призначення і умов роботи передачі, в першу чергу залежно від коллоїд швидкості. Найбільше розповсюдження мають 6, 7, 8 і 9 ступені точності.

Щоб уникнути заклинювання зубів в зачепленні повинен бути боковий зазор. Розмір зазору регламентується видом сполучення зубчастих коліс. Згідно ГОСТ 1643-81 встановлюється шість видів сполучень, що позначаються А, В, С, D, Е, Н, при яких реалізуються по величині гарантовані зазори, і вісім допусків на боковий зазор:  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ ,  $h$ . Позначення дані в порядку убавання величини гарантованого зазору і допуску на зазор. Тут  $x$ ,  $y$ ,  $z$  – додаткові допуски.

Оскільки величина бокового зазору залежить від зміни міжосьової відстані, ГОСТ 1643-81 встановлює шість класів відхилень міжосьової відстані, що позначаються в порядку убавання точності цифрами від I до VI. Наприклад, для сполучень Н і Е відповідає II клас точності міжосьової відстані.

Умовне позначення точності зубчастого колеса включає групу цифр – ступені точності і групу букв – види сполучень і допуски на них. Наприклад: 7-6-7-Вх ГОСТ 1643-81, означає: 7 – ступінь точності за нормами кінематичної точності; 6 – за нормами плавності; 7 – за нормами контакту; В – вид сполучення, х- вид допуску на сполученні.

**Види руйнування зубів.** При передачі крутного моменту в зачепленні окрім нормальної сили  $F_n$  виникає сила тертя  $F_{тр} = F_n f$ , дія якої виявляється при ковзанні профілів. Під дією цих сил матеріал зуба знаходиться в складному напруженому стані. На робочих поверхнях виникають періодичні контактні напруження  $\sigma_H$ , в перетинах зуба – періодичні нормальні напруження згину  $\sigma_F$ . Для кожного зуба ці напруження не є постійно діючими. Вони змінюються в часі по деякому перевчистому віднульовому циклу.

Час дії  $\sigma_F$  за один оборот колеса  $t_1$  дорівнює тривалості зачеплення одного зуба  $t_2$ . Напруження  $\sigma_H$  діє ще менше часу. Цей час дорівнює тривалості перебування в зачепленні даної точки поверхні зуба з урахуванням зони розповсюдження контактних напружень.

Змінність напружень є причиною втомного руйнування зубів: поломки зубів від напруження згину та викришування поверхні від контактних напружень.

Розрізняють два види поломки зубів: *поломка від великих перевантажень* ударної або статичної дії; *втомна поломка*, що походить від дії змінних напружень протягом порівняно тривалого терміну служби. Для попередження втомних поломок особливе значення мають заходи по усуненню концентраторів напружень (рисок від обробки, раковин, тріщин та ін.).

*Загальні заходи попередження поломки зубів* – збільшення модуля, позитивний зсув при нарізуванні зубів, термообробка, наклеп, зменшення концентрації навантаження по краях (жорсткі вали, зуби із зрізуючими кутами).

*Пошкодження поверхні зубів.* Всі види пошкодження поверхні зубів (рис. 4.3) пов'язані з контактними напруженнями і тертям.

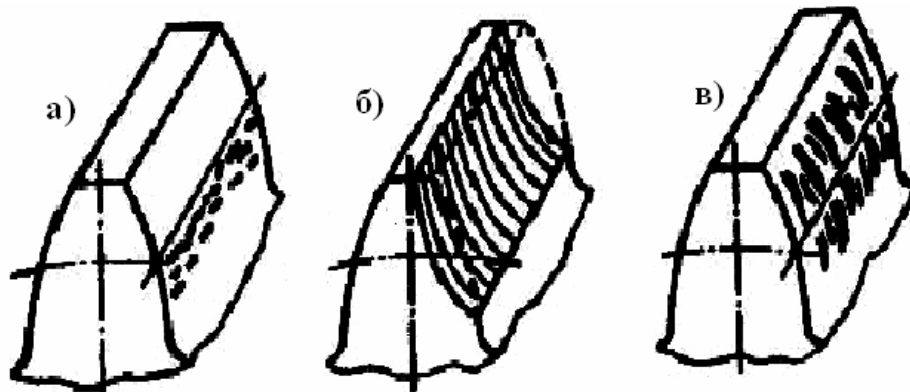


Рис. 4.3. Види пошкодження поверхні зубів

*Втомне викришування* від контактних напружень (рис. 4.3,а) є основним видом руйнування поверхонь зубів закритих передач, із доброю змазкою.

*Викришування* (спочатку утворюються оспини, потім раковини) починається поблизу полюсної лінії на ніжках зубів, там, де навантаження передається однією парою зубів, а ковзання і перекочування зубів направлено так, що масло запресовується в тріщини і сприяє викришуванню матеріалу.

Основні заходи попередження викришування: підвищення твердості матеріалу шляхом термообробки; підвищення ступеня точності, особливо по нормі контакту зубів.

*Абразивний знос* (рис. 4.3, б) є основною причиною виходу з ладу передач при поганій змазці. Це, як правило, відкриті передачі або погано захищені від пилу закриті передачі. Основні заходи попередження зносу – підвищення твердості поверхні зубів, захист від забруднення, застосування спеціальних мастил.

*Заїдання* (рис. 4.3, в) спостерігається переважно у високонавантажених і високошвидкісних передачах. В місцях стикання зубів цих передач розвивається висока температура, сприяюча розриву масляної плівки і утворенню металевих контактів. Тут відбувається як би зварювання частинок металу з подальшим відривом їх від менш міцної поверхні. Нарости, що утворилися, задирають робочі поверхні зубів у напрямі ковзання. Заходи попередження заїдання – ті ж, що і проти зносу. Бажано фланкування зубів (зріз верхніх кромки зуба) та інтенсивне охолодження мастила.

Із всіх видів руйнування поверхні зубів найбільш поширено і вивчено викришування. Це дозволило виробити норми допустимих контактних напружень, що знімають викришування протягом заданого терміну служби. Розрахунки по контактних напруженнях, що застерігають викришування, отримали застосування в практиці конструювання.

В сучасній методиці розрахунків з двох напружень  $\sigma_H$  і  $\sigma_F$  в якості основних в більшості випадків прийняті контактні напруження, оскільки в межах заданих габаритів коліс  $\sigma_H$  залишаються постійними, а  $\sigma_F$  можна зменшити шляхом збільшення модуля.

### Лекція 5. Зубчасті передачі.

**План:** 1. Цикли навантаження і розрахунок на міцність по допустимим напруженням.

2. Сили в зачепленні прямозубої циліндричної передачі.

1. Цикли навантаження і розрахунок на міцність по допустимим напруженням

Після того, як конструкція машини і механізма обрана, матеріал призначений, встає питання о розрахунку деталей на міцність.

Найбільш розповсюдженим в даний час методом оцінки міцності деталей машин є порівняння діючих максимальних напружень в деталях з безпечними, тобто допустимими  $[\sigma]$ ,  $[\tau]$  і умова міцності запишеться у такому вигляді:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma], \tau \leq [\tau].$$

Розглянемо цикли роботи деталей машин.

В деталях машин під навантаженням виникають змінні за часом і постійні пруження.

**Постійний цикл.** Постійні напруження можна надати графіком (рис. 5.1).

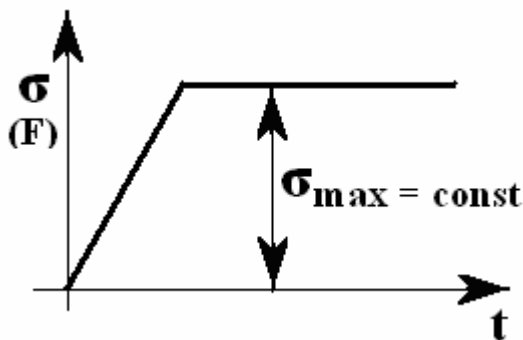


Рис. 5.1. Графік постійного циклу

По постійному циклу розраховуються інженерні конструкції (будинки, споруди і т.п.) і деталі машин, у яких число змін напружень не більше ніж  $10^3$  циклів за вісь строк служби (болти, вали турбін і т.п.).

**Симетричний цикл.** Навантаження або напруження змінюються від  $\sigma_{\max}$  до  $\sigma_{\min}$  причому  $|\sigma_{\max}| = |\sigma_{\min}|$  (рис. 5.2).

Середнє напруження цикла

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 = 0.$$

Амплітуда цикла

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 = \sigma_{\max}.$$

Крім того, цикли характеризуються коефіцієнтом асиметрії

$$r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}.$$

Для асиметричного цикла  $r = |-\sigma_{\min}| / |+\sigma_{\max}| = -1$ .

За таким циклом працюють вали і осі від нормальних напружень, реверсивні зубчасті передачі.

**Пульсуючий цикл.** Напруження або навантаження змінюється від нуля до  $F_{\max}$  (рис. 5.3).

$$\text{Середнє напруження цикла } \sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 = \sigma_{\max} / 2.$$

Амплітуда циклу

$$\sigma_0 = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 = \sigma_{\max}/2.$$

Коефіцієнт асиметрії циклу

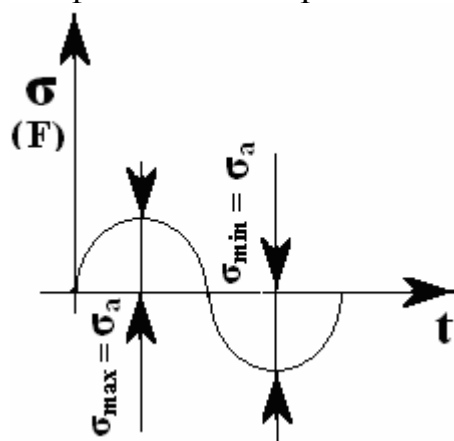


Рис. 5.2. Графік симетричного циклу

$$r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = 0 / \sigma_{\max} = 0.$$

По пульсуючому циклу працюють нереверсивні зубчасті передачі, крюки вантажопідійомних машин і всі деталі поліспаств.

#### Асиметричний цикл

Напруження змінюється від  $+\sigma_{\max}$  до  $-\sigma_{\max}$  причому за абсолютною величиною вони не рівні (рис. 5.4).

Тут коефіцієнт асиметрії дорівнює величині, що відрізняється від нуля і  $\pm 1$ .

За асиметричним циклом роботають більшість деталей машин,

наприклад, пальці поршнів ДВЗ і компресорів і т.п.

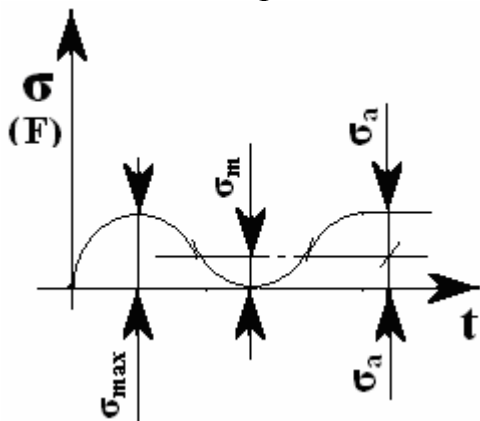


Рис. 5.3. Графік пульсуючого циклу

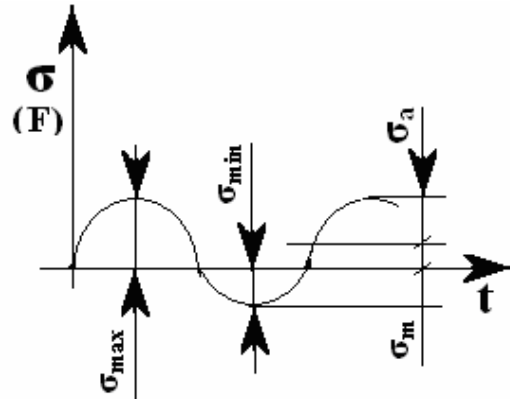


Рис. 5.4. Графік асиметричного циклу

## 4.2. Допустими напруження

Допустиме напруження  $\epsilon$

$$[\sigma] = \sigma_{\text{гран}}/K; [\tau] = \tau_{\text{гран}}/K,$$

де  $K$  – коефіцієнт зменшення граничного напруження.

Тут необхідно дати відповідь на запитання, що брати за  $\sigma_{\text{гран}}$  і  $\tau_{\text{гран}}$  і в яких межах призначати коефіцієнт  $K$  залежно від тих чи інших умов?

При роботі деталей, що мають постійне навантаження, руйнування наступає при досягненні *границі текучості*  $\sigma_T$  (для пластичних матеріалів) або *границі міцності*  $\sigma_B$  (для хрупких матеріалів). Тобто, у першому випадку ми будемо брати за  $\sigma_{\text{гран}}$  границю текучості, то у другому - границю міцності.

Коли деталі роботають по якимось змінним циклам, то руйнування наступає після того, як деталь зробила велике число циклів. Характер руйнування зв'язаний з **образованим** і розвитком трещин.

О такому руйнуванні говорять, що наступає *границя втоми*. В такому випадку за граничне напруження слід брати *границю втоми*.

Що таке втома і границя втоми?



**Втома** є видом руйнування матеріала, яке відбувається протягом довготривалого часу під дією циклічно змінних навантажень пари рівні напружень, які не приводять до руйнування при статичному навантаженні. Загальний механізм руйнування від втоми ще повністю не встановлений, хоча відомо, що при циклічній дії напружень в металі діються необратимі фізичні процеси, що приводять вже з перших циклів навантаження до послаблення зв'язків кристалічної решітки. Це підтверджується зниженням модуля пружності  $E$  на різних стадіях деформації.

Руйнування від дії циклічно змінюючихся навантажень (втоми) було відмічено на початку 19 століття.

Явищем руйнування металів від циклічних навантажень розпочинають займатися з середини 19 століття. Так, французький інженер А. Велер з 1852 року протягом 17 років займався явищем втоми. Він займався дослідженням роботи вагоних осей в лабораторних умовах у зв'язку з їх частими виходами із ладу на Баварської залізниці.

В результаті систематичних досліджень А. Велер отримав залежність напруження згину при симетричному навантаженні вагоних осей від числа циклів  $N$ , причому, зменшую напруження, він встановив, що осі витримували  $6 \cdot 10^6$  циклів і подальше збільшення їх числа не визивало руйнування деталі.

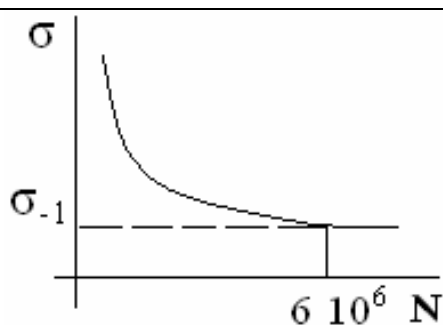


Рис. 5.5. До поняття границі втоми

Напруження, при якому деталь витримує, не руйнуясь, приблизно  $10^7$  циклів, називається подовженою **межою втоми** (рис. 5.5) або просто **границею втоми**.

Межу втоми прийнято позначати  $\sigma_{-1}$ , так як Велер досліджував руйнування при симетричному циклі.

Втомне руйнування зв'язане з утворенням трещин і розрихлення кристалічної решітки.

Таким чином, повертаєсь до граничних напружень, в якості граничного напруження симетричного циклу приймаємо **границю втоми**  $\sigma_{-1}$ .

Для пульсуючого циклу **границя втоми** позначається  $\sigma_0$ . Тут  $0$  вказує, що коефіцієнт асиметрії цього циклу  $r = 0$  і **границя втоми** визначається за експериментально встановленої залежності

$$\sigma_0 = (1,4 - 1,7) \sigma_{-1}.$$

Границя втоми асиметричного циклу  $\sigma_r$  визначається для конкретного матеріалу і встановлюється із будови діаграми граничних напружень Сміта.

Теперь, коли ми встановили, що брати (яку механічну характеристику матеріала) за  $\sigma_{\text{гран}}$ , подивимось, як визначити величину коефіцієнта зменшення граничного напруження  $K$ , що включає в собі цей коефіцієнт.

Коефіцієнт  $K$  враховує конкретні умови роботи деталі і включає в себе ряд факторів, що впливають на величину допустимого напруження, а саме:

1. Фактор, що враховує стан поверхні деталі – коефіцієнт  $\beta$  :

для полірованих деталей  $\beta = 1,0$ ; для деталі, **грубо** обробленої різцом

$\beta = 0,95$ ; для цементованої поверхні або обкатаної роликками  $\beta = 1,2 - 1,3$ .

2.Фактор, що враховує розміри деталі – масштабний фактор  $\varepsilon_\sigma$  і  $\varepsilon_\tau$ .

Опитним шляхом встановлено, що зі збільшенням абсолютних розмірів деталі межа втоми знижується.

Ця обставина була встановлена ще у 1920 році. Однак, на сьогоднішній час повністю причина збільшення напружень при збільшенні розмірів деталі ще не з'ясована.

3.Фактор точності розрахунку  $s_1$ , тобто наскільки точно визначені діючі сили, і наскільки вірні розрахункові залежності.

Значення коефіцієнта  $s_1$  коливається в межах від 1,0 до 1,5.

4.Фактор, що враховує якість матеріалу і, в частоті, його пластичність  $s_2$ :  $s_2 = 1,4$  при  $\sigma_m/\sigma_e = 0,5$ ;  $s_2 = 1,8$  при  $\sigma_m/\sigma_e = 0,9$ .

5.Фактор, що враховує форму деталі – ефективний коефіцієнт концентрації місцевих напружень  $K_\sigma$  і  $K_\tau$ .

У місцях різкого змінення перерізу (форми деталі) розподілення напружень по перерізу приймає своєобразний характер, причому з'являються нові додаткові напруження. Внаслідок чого звичайні розрахункові формули становляться невірними.

Для розрахунку  $K_\sigma$  і  $K_\tau$  використовують емпіричні залежності.

Найвища концентрація місцевих напружень спостерігається в болтових з'єднаннях.

Наприклад, для болта з  $\sigma_a = 1000$  МПа  $K_\sigma = 6,2$ ;

при  $\sigma_a = 800$  МПа  $K_\sigma = 4,8$ ; при  $\sigma_a = 400$  МПа  $K_\sigma = 3,0$ .

Машинобудівники накопичили відовий досвід боротьби з концентрацією місцевих напружень. Так, подовження (удлинение) перехідної кривої зменшує  $K_\sigma$  і  $K_\tau$ . Галтель потрібно очерчивать не дугою кола, а по еліпсу. Поверхневий шар слід упрочняти, робити розвантажувальні **надрізи** і т.п.

6.Відповідальність деталі враховується коефіцієнтом безпеки, котрий призначається в межах  $s_3 = 1,0 - 1,5$ .

Тепер ми можемо скласти розрахункові формули.

*Постійне навантаження*

$$[\sigma] = \sigma_m / (s K_\sigma); \quad [\tau] = \sigma_e / (s K_\sigma),$$

де  $s = s_1 s_2 s_3$ .

*Симетричне навантаження*

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta}{s \cdot K_\sigma}; \quad [\tau_{-1}] = \frac{\tau_{-1} \cdot \varepsilon_\tau \cdot \beta}{s \cdot K_\tau}.$$

*Пульсуюче навантаження*

$$[\sigma_0] = \frac{\sigma_0 \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta}{s \cdot K_\sigma}; \quad [\tau_0] = \frac{\tau_0 \cdot \varepsilon_\tau \cdot \beta}{s \cdot K_\tau}.$$

*Асиметричне навантаження*

$$[\sigma_r] = \frac{\sigma_r \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta}{s \cdot K_\sigma}; \quad [\tau_r] = \frac{\tau_r \cdot \varepsilon_\tau \cdot \beta}{s \cdot K_\tau}.$$

### Коефіцієнт запасу міцності

При розрахунку деталей машин на міцність дуже важливо знати запас міцності во всіх характерних перерізах вала, осі, тяги і т.п.

Під коефіцієнтом запасу міцності розуміють відношення граничних напружень до амплітуди цикла:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_0}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_a}; s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a} = \frac{\tau_0}{\tau_a} = \frac{\tau_{\tau}}{\tau_a}.$$

При складном напруженні для пластичних матеріалів краще всього підходить гіпотеза найбільших дотичних (касательних) напружень, тоді

$$\sigma_{-1} = \sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau_a^2}.$$

Для згину і кручення

$$\sigma_{-1} = \sqrt{\sigma_a^2 + \frac{(\sigma_{-1})^2}{(\tau_{-1})^2} \tau_a^2}.$$

Після перетворень маємо

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

Для асиметричного циклу

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D \cdot \sigma_a + \phi_{\sigma} \cdot \sigma_m}.$$

При дії дотичних напружень відповідне рівняння має вигляд:

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D \cdot \tau_a + \phi_{\tau} \cdot \tau_m}.$$

Кожний із запасів міцності співставляється з відповідними мінімально допустимими значеннями, що визначаються на основі практики розрахунків і спостережень за машинами при експлуатації.

Величини необхідних запасов міцності приймаються:

– при підвищеної точності розрахунку, при достатньої однорідності матеріалу і якості технологічних процесов  $s = 1,3 - 1,7$ ;

– для звичайної точності розрахунку і умеренної однорідності матеріалу  $s = 1,7 - 2,0$ ;

– при зниженої точності розрахунку і умеренної однорідності матеріалу, особливо для либих деталей і значних розмірах  $s = 2,0 - 3,0$ .

Значення коефіцієнтів чутності матеріалу  $\phi_{\sigma}$  і  $\phi_{\tau}$  визначають за встановленою залежністю  $\phi_{\sigma} = 0,06 - 0,12$ .

При відсутності точних значень коефіцієнт рекомендується приймати

$$\phi_{\sigma} = \phi_{\tau}.$$

## 2. Сили в зачепленні прямозубої циліндричної передачі

Знання сил в зачепленні необхідне для розрахунку на міцність зубів коліс, валів та їх опор. Сили в зачепленні визначають в полюсі  $\Pi$  в зоні однопарного зачеплення (рис. 5.6), тобто в зоні найбільшого навантаження зубів.

Розподілену уздовж лінії контакту зубів навантаження замінімо результуючим вектором  $F_n$  в нормальній площині до лінії контакту. Даний вектор розкладається по осях координат в прямозубій передачі в коловому  $F_t$  і в радіальному  $F_r$  напрямках (рис. 5.6).

При виводі формул приймають такі спрощення і допущення: зуб розглядають як консольну балку прямо кутного перерізу, що працює на згин і стискання;

все навантаження, що діє в зачепленні, передається однією парою зубів і прикладена до їх вершин;

навантаження рівномірно розподілено по довжини зуба  $b_w$ .

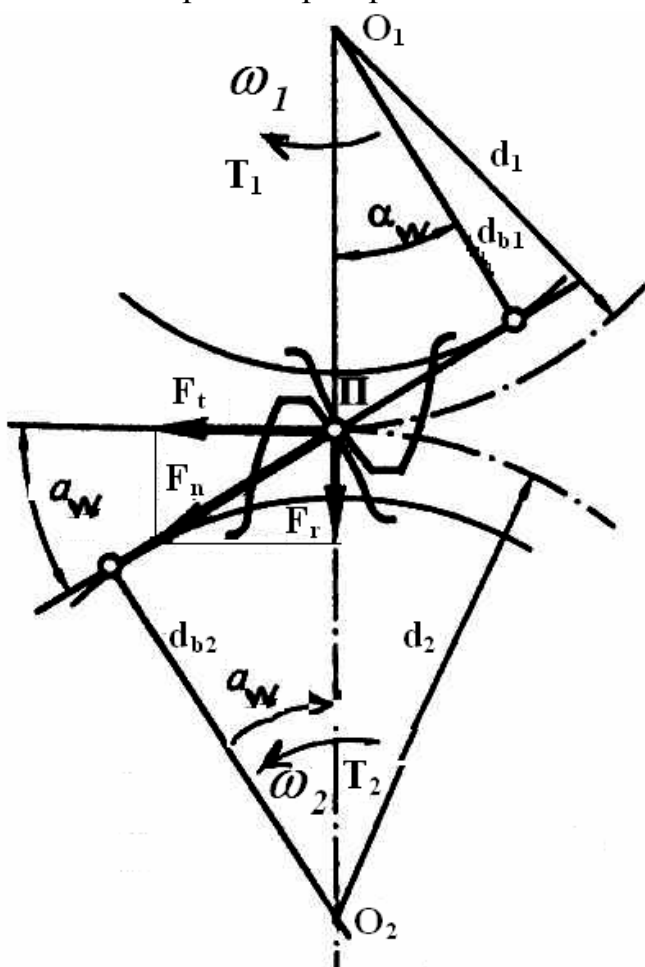


Рис. 5.6. Сили в зачепленні прямозубої циліндричної передачі

При заданому крутному моменті  $T_1$  на шестерні і  $T_2$  на колесі і без урахування сили тертя в зачепленні, матимемо:

колови сила шестерні і колеса відповідно

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{w1}}, \quad F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{w2}};$$

радіальні сила  $F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w$ ,

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

Нормальна сила  $F_n$  може бути виражена через колову силу, тобто

$$F_n = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_w}. \quad (5.1)$$

*Лекція 6. Розрахунок прямозубих циліндричних передач на міцність.*

**План:** 1. Розрахункове навантаження

2. Розрахунок прямозубих коліс на міцність

1. Розрахункове навантаження

При роботі передачі в зубчастому зачепленні виникають додаткові навантаження через помилки виготовлення деталей та їх деформацій або особливих умов експлуатації.

Розрахункове навантаження при визначенні міцності зубів рівне добутку номінального навантаження і коефіцієнта навантаження  $K > 1$ .

*Коефіцієнт навантаження* визначається окремо для контактних напружень  $K_H$  і для напружень згину  $K_F$ , таким чином:

$$\left. \begin{aligned} K_H &= K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha} \\ K_F &= K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha} \end{aligned} \right\}, \quad (6.1)$$

де  $K_\beta (K_{H\beta}, K_{F\beta})$  – коефіцієнти, що враховують нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній (їх значення лежать в межах 1,05... 1,2);

$K_V (K_{HV}, K_{FV})$  – коефіцієнти, що враховують додаткове динамічне навантаження, що виникає внаслідок неточності виготовлення коліс (залежно від ступеня точності приймають значення в діапазоні від 1,05 до 1,5);

$K_\alpha (K_{H\alpha}, K_{F\alpha})$  – коефіцієнти, що враховують розподіл навантаження між зубами (залежності від ступеня точності та коллової швидкості, діапазон зміни від 1,02 до 1,1).

Розкриємо зміст вказаних коефіцієнтів.

*Коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактних ліній* ( $K_{H\beta}, K_{F\beta}$ ). Концентрація виникає внаслідок помилок наряду зубів, пружних деформацій зубів, валів та їх опор. Внаслідок вказаних причин профілі зубів випробовуватимуть різне навантаження по довжині лінії зіткнення. При навантаженні крутними моментами зуби деформуються і контактують по всій довжині. Навантаження розподілиться по довжині контактної лінії нерівномірно, так переміщення перетинів зуба однакові. Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження  $K_\beta$  визначається відношенням  $q_{max} / q_{cp}$  і залежить від кута перекоосу, ширини колеса  $b_w$  (або  $\psi_{b,d} = b_w / d_1$ ) і розташування коліс щодо опор.

При проектувальному розрахунку передачі ГОСТ 21354-87 рекомендує визначати коефіцієнти концентрації навантаження  $K_{H\beta}, K_{F\beta}$  по графіках залежно від відносної ширини колеса, твердості матеріалу і розташування коліс щодо опор.

*Динамічне навантаження в зачепленні* ( $K_{HV}, K_{FV}$ ). На величину додаткового динамічного навантаження роблять вплив помилки основного кроку зубів, регламентовані кінематичною точністю, деформації від згину зубів під навантаженням, змінна жорсткість зубів і опор валу на підшипниках кочення, колова швидкість.

Істотну роль у формуванні додаткового динамічного навантаження грають помилки основного кроку зубів і деформація зубів при згині, які викликають ударні навантаження на вході зубів в зачеплення (рис. 6.1).

Ці навантаження відсутні, якщо контакт зубів відбувається по лінії зачеплення  $A_1A_2$ , а їх основні кроки рівні  $p_{b1} = p_{b2}$ .

Якщо крок зубів шестерні менше кроку зубів колеса, то контакт виникне в точці  $b'$ . Для контакту по лінії зачеплення кроки вирівнюються в результаті деформації, виникає удар і зміна миттєвого передаточного відношення.

Сила удару залежить від величини помилки кроку, жорсткості зубів, колової швидкості та ін. Значення коефіцієнтів в залежності від ступеня точності, твердості зубів і колової швидкості зведені в табличні форми [10, 11].

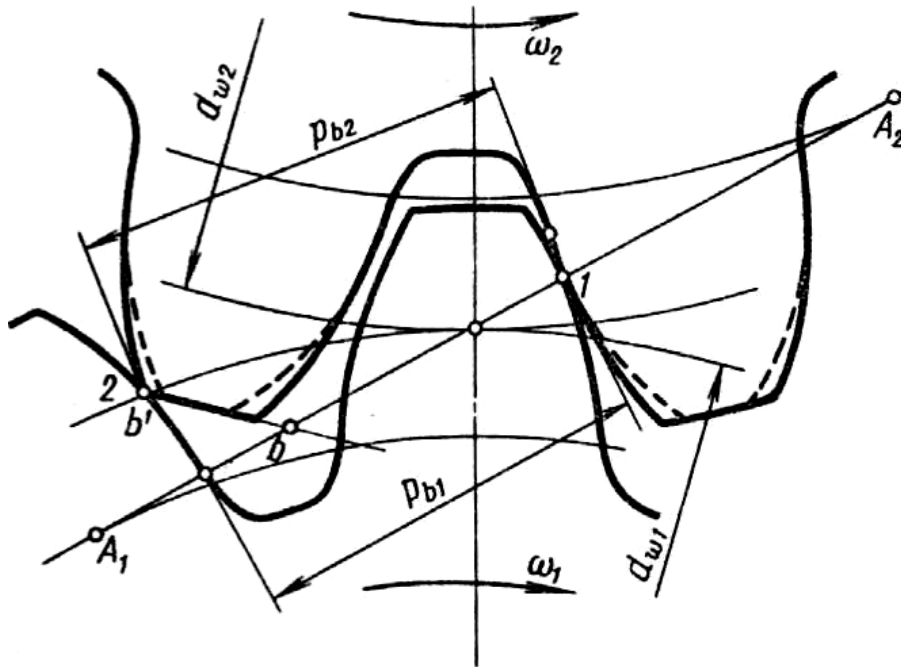


Рис. 6.1. До питання додаткового динамічного навантаження

## 2. Розрахунок прямозубих коліс на міцність

Зубчасті колеса розраховують на контактну і згинальну міцність.

**Розрахунок на контактну міцність.** За розрахункове положення зубів зчепленої пари приймається торкання зубів в полюсі зачеплення  $\Pi$  (рис. 6.2, а), оскільки викришування поверхонь починається у початковій лінії.

Довжина  $l_k$  контактної лінії для прямозубої передачі із коефіцієнтом перекриття  $2 \leq \epsilon_\alpha \leq 1$  змінюється в процесі зачеплення, приймаючи два значення:  $2 b_w$  – в зоні двопарного зачеплення і  $b_w$  – в зоні однопарного зачеплення (рис. 6.2, б).

Торкання двох евольвентних зубів в процесі розрахунку апроксимуємо торканням двох кругових циліндрів, радіуси яких рівні радіусам кривини евольвентних профілів в точці їх контакту  $\rho_1$  і  $\rho_2$ . Далі використовується формула Герца для випадку контакту 2-х циліндрів, що мають погонне навантаження в зоні контакту  $q_H$ . По величині цього навантаження визначаються максимальні контактні напруження і порівнюються з допустимими.

В якості вихідної приймемо формулу Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_H}{\rho_{np}} \cdot \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H]. \quad (6.2)$$

Тут  $q_H$  погонне навантаження в зоні контакту, що визначається за виразом:

$$q_H = \frac{F_n}{l_k} K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (6.3)$$

де  $F_n$  – нормальна сила в зачепленні (за виразом 5.1);  $K_{H\beta}$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по лінії контакту;  $K_{H\nu}$  – коефіцієнт, що

враховує додаткові динамічні навантаження, які є слідством неточності зубчастих коліс;  $l_K$  – довжина контактної лінії в розрахунковому положенні.

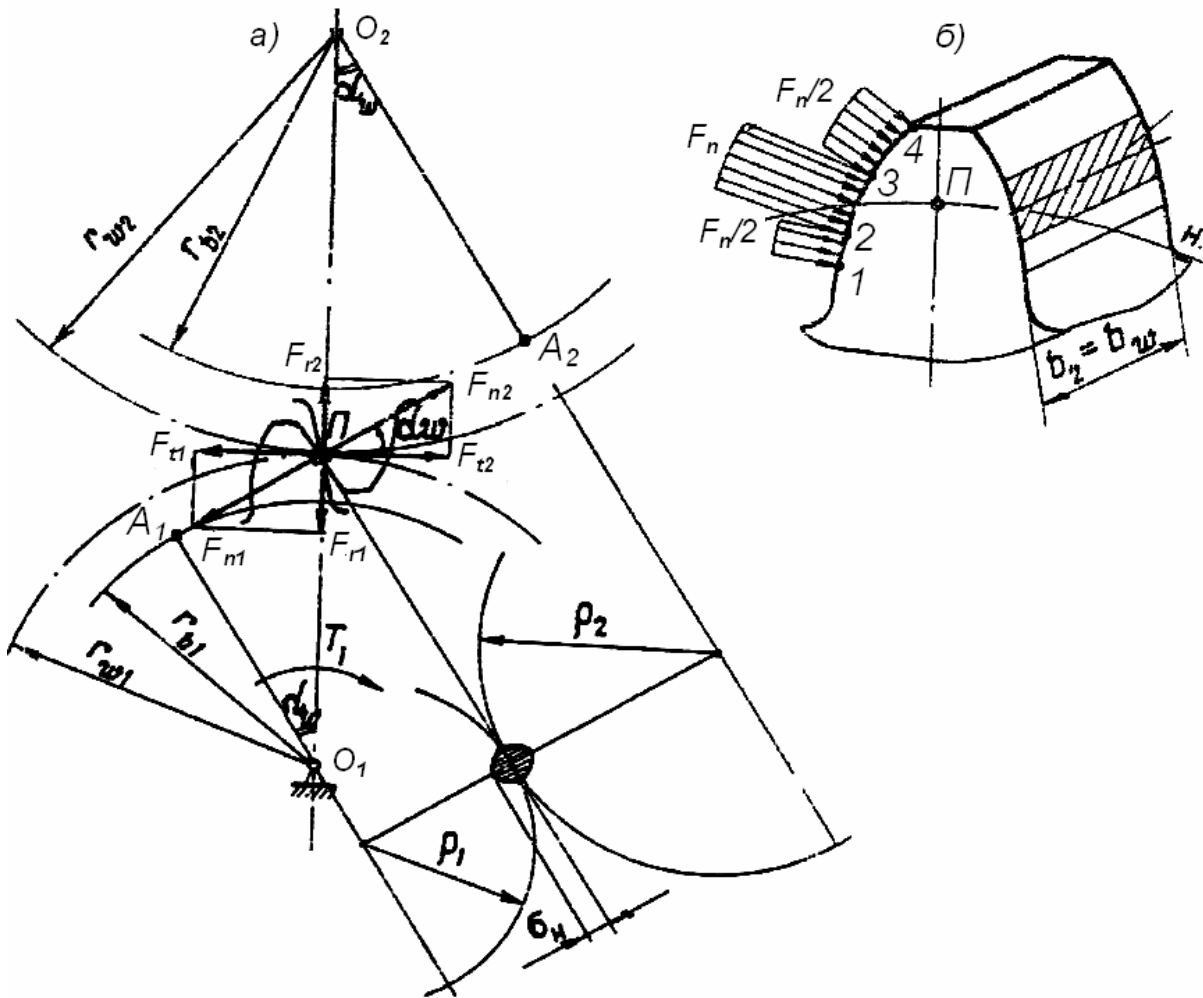


Рис. 6.2. До розрахунків на контактну міцність

Вираз (4.3) після перетворень матиме вид:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_M \sqrt{\frac{w_{Ht} (i \pm 1)}{d_{w1} \cdot i}} \leq [\sigma_H], \quad (6.4)$$

де  $Z_H$  – враховує геометрію зачеплення;

$Z_\varepsilon$  – враховує ефект двопарної зони зачеплення;

$Z_M$  – враховує властивості матеріалу зубчастих коліс.

Формула (6.4) при підстановці параметрів матеріалів (наприклад, для сталевих зубчастих коліс при  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа і  $\mu = 0,3$ , величина  $Z_M = 275$  МПа), придбає наступний вигляд:

$$\sigma_H = K \sqrt{F_t (i + 1) / (d_2 \cdot b_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta})} \leq [\sigma_H]. \quad (6.5)$$

Тут допоміжний коефіцієнт  $K = 436$  – для прямозубих передач;

$K = 376$  – для косозубих передач.

**Розрахунок на згинальну міцність.** У формулі розрахунку  $\sigma_H$  не враховується число зубів коліс  $z$ . Проте, цей параметр вельми важливий і його вплив на міцність розглядається при розрахунку на згинальну міцності.

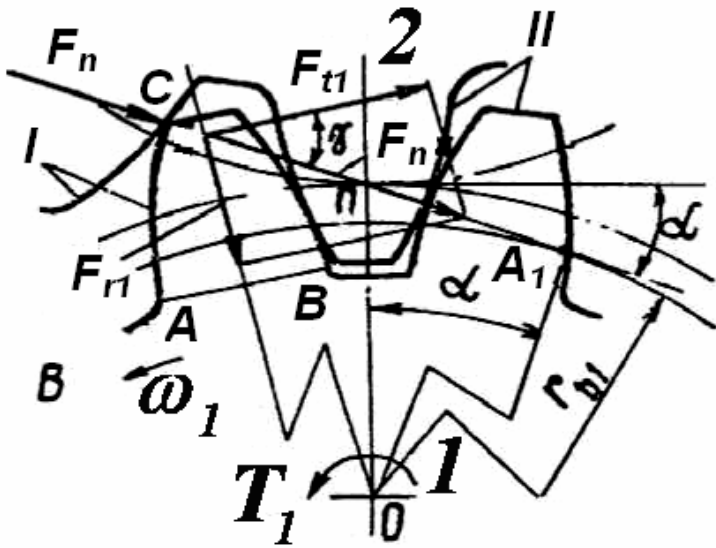


Рис. 6.3. Зачеплення зубів

За розрахункове положення зуба приймають торкання його вершиною (початок або кінець зачеплення), при цьому вважають, що все навантаження сприймається однією парою зубів (рис. 6.3), а зачепленням другої пари нехтують.

До вершини зуба прикладена нормальна сила  $F_n$  (рис. 6.4): профіль балки рівного опору ( $S$  – товщина зуба в небезпечному перерізі;  $l$  – плече згинальної сили;  $b_w$  – довжина зуба;

$F_n$  – нормальна сила, що діє на зуб).

Введемо поняття **розрахункова нормальна сила  $F_{n\text{ роз}}$** , яка рівна

$$F_{n\text{ роз}} = F_n \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{F_t}{\cos \alpha} K_{F\beta} \cdot K_{FV}. \quad (6.6)$$

Перенесемо цю силу по лінії її дії на ось симетрії зуба і розкладемо на складові  $F_{t1}$  і  $F_{r1}$  (рис. 6.4).

Одна складова ( $F_t$ ) згинає зуб, друга ( $F_r$ ) – стискає.

Вважаємо, що зуб є балкою змінного перетину, при цьому максимальні згинальні напруження виникають у підставі зуба. Крім того, у підставі існує концентрація напружень, яка може бути врахована теоретичним коефіцієнтом концентрації  $\alpha_\sigma$ .

Експериментально встановлено, що розвиток втомних тріщин розпочинається на стороні розтягу, хоча тут сумарні напруження від згину і стиску менше ніж на стороні стискання. Тому розрахункова залежність виводиться для напружень розтягу.

Номинальне сумарне напруження складає

$$\sigma_\Sigma = \sigma_{z2} - \sigma_{cm} = \frac{M_{z2}}{W_{z2}} - \frac{F_r'}{A} = \frac{F_t' \cdot l \cdot 6}{b_w \cdot s^2} - \frac{F_r'}{b_w \cdot s}. \quad (6.7)$$

Після ряду перетворень і підстановок можна отримати формулу для визначення максимальних місцевих напружень і записати умову міцності

$$\sigma_F = \sigma_\Sigma = \frac{\omega_{Ft} \cdot Y_F}{m} \leq [\sigma_F], \quad (6.8)$$

де  $m$  – модуль зачеплення;  $\omega_{Ft}$  – питома колова розрахункова сила, віднесена до діаметру ділильного кола;  $Y_F$  – коефіцієнт форми зуба, який визначається залежно від еквівалентного числа зубів коефіцієнта зміщення.



Коефіцієнт  $Y_F$  залежить від числа зубів  $z$  (або для косозубих коліс від еквівалентного числа зубів  $z_v$ ), коефіцієнта зсуву їх початкового контуру і від радіуса викружки у підставі зуба, який визначається формою ріжучої кромки інструменту.

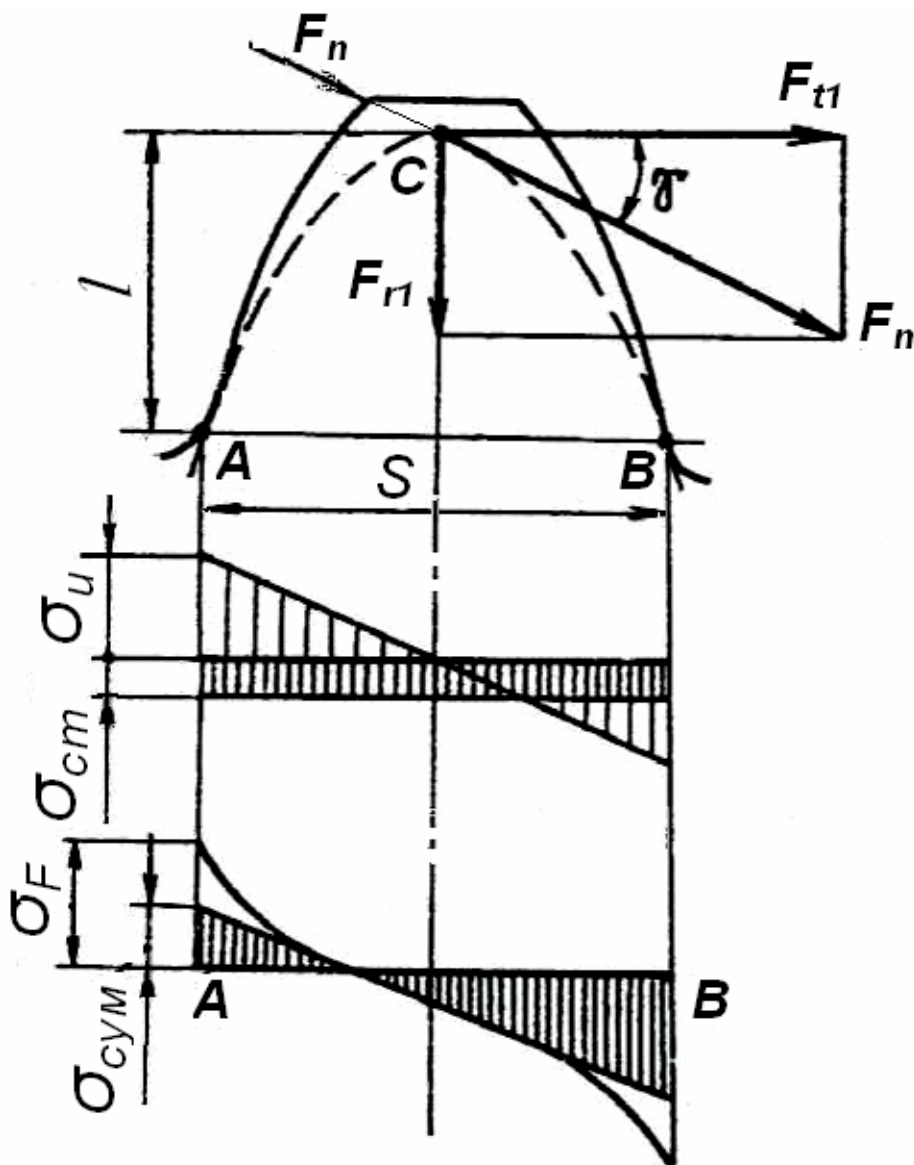


Рис. 6.4. Розрахунок на згинальну міцність

Значення величини  $Y_F$  для коліс із зовнішніми зубами і стандартним початковим контуром можуть бути визначені по графіках [10, 11].

Оскільки числа зубів у шестерні і колеса, як правило, різні, тому значення  $Y_{F1}$  і  $Y_{F2}$  також розрізнятимуться і, відповідно, матимуть різні значення напружень  $\sigma_{F1}$  і  $\sigma_{F2}$ . Допустимі напруження, також можуть виявитися різними для шестерні і колеса. Тому розрахунок по згинальним напруженням проводять і для шестерні, і для колеса за наступними формулами

$$\text{для шестерні } \sigma_{F1} = \frac{\omega_{F1} \cdot Y_{F1}}{m} \leq [\sigma_{F1}];$$

$$\text{для колеса } \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}].$$

## Лекція 7. Зубчасті передачі.

План: 1. Розрахунок косозубих циліндричних передач.

2. Допустимі контактні і згинальні напруження.

### 1. Розрахунок косозубих циліндричних передач

В основі розрахунку косозубих передач на контактну міцність і згин закладені ті ж самі передумови, що і для прямозубих, але є особливості, які враховуються при визначенні нормальної сили в зачепленні, приведенного радіуса кривизни, довжини контактної лінії і коефіцієнтів форми зубів. Крім того, доводиться враховувати нерівномірність розподілу навантаження між зубами, оскільки сумарний коефіцієнт перекриття в косозубій передачі приймається більше двох ( $\varepsilon_\gamma > 2$ ).

Косозубі колеса виконуються, як правило, без зсуву початкового контуру ( $x_1 = x_2 = 0$ ), тому вся розрахункова залежність відноситься до випадку, коли початкові кола співпадають з ділильними.

**Сили в зачепленні косозубих коліс.** Рівнодіюча нормальних сил в контакті зубів косозубих коліс вважається прикладеною по середині зубчастого вінця в полюсі зачеплення (рис. 7.1).

Силу  $F_n$  розкладають на складові: колову  $F_t$ , радіальну  $F_r$  і осьову  $F_a$ .

В нормальній площині перетину зуба ( $n-n$ ) силу  $F_n$  розкладають на дві складові: дотичну до ділильних циліндрів силу  $F_c = F_n \cos \alpha_n$  і радіальну силу  $F_r = F_c \operatorname{tg} \alpha_n$ , де  $\alpha_n$  – кут профілю зуба в нормальному перетині (при  $x_\Sigma = 0$ ,  $\alpha_n = \alpha$ , тобто кут профілю зуба рівний профільному куту початкового контуру).

Далі силу  $F_c$  розкладають на колову  $F_t$  і осьову  $F_a$ :

$$F_t = F_c \cdot \cos \beta = F_n \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta; F_a = F_t \operatorname{tg} \beta, \quad (7.1)$$

де  $\beta$  – кут нахилу зуба на ділильному циліндрі.

При заданому моменті на шестерні отримаємо:

$$F_t = 2T_1 / d_1; F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta; F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta. \quad (7.2)$$

$$\text{Маємо } F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}. \quad (7.3)$$

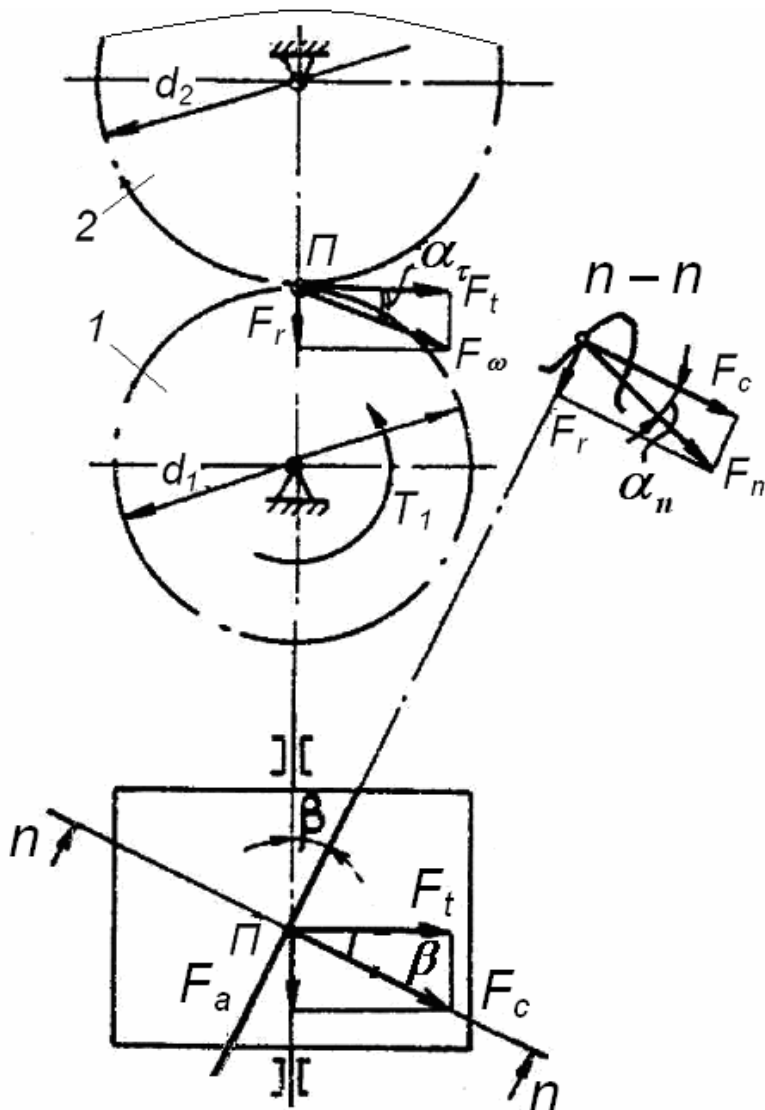


Рис. 7.1. Сили в зачепленні косозубих коліс

$$F_n = \frac{F_w}{\cos \beta_b} = \frac{F_t}{\cos \beta_b \cdot \cos \alpha_t}, \quad (7.4)$$

де  $\alpha_t$  – кут зачеплення в торцевій площині.

З формули (7.4) виходить, що за інших рівних умов результуюча сила  $F_n$ , діюча на зуб в косозубій передачі, буде більше, ніж в прямозубій.

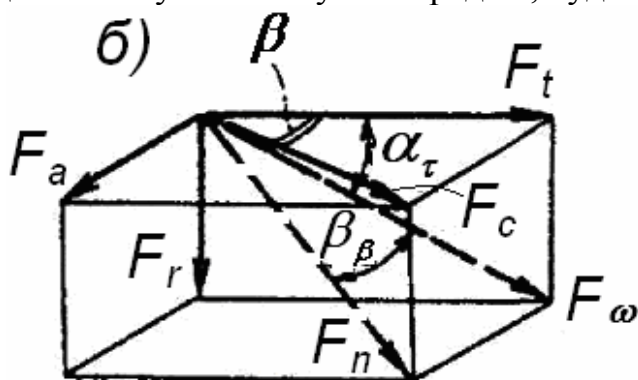


Рис. 7.2. Паралелепіпед сил

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta. \quad (7.5)$$

Отримані значення складових нормальної сили використовуються при визначенні реакцій в опорах валів. На рис. 7.2 показаний паралелепіпед сил, діючих в зачепленні косозубої передачі.

Вектор  $F_w$  рівний геометричній сумі колової і радіальної складових і розташований в торцевій площині. Вектори сил  $F_n$  і  $F_w$  розташовані в площині зачеплення.

Кут між ними рівний  $\beta_b$  ( $\beta_b < \beta$ ), тобто куту нахилу зубів на основних циліндрах. В деяких випадках зручніше виразити нормальну силу  $F_n$  через кут  $\beta_b$ , замість  $\beta$ .

Із прямокутних трикутників, утворюваних векторами сил  $F_a, F_w, F_n$  і  $F_t, F_r, F_n$ , отримаємо наступне

#### Довжина контактної лінії.

Параметри косозубої передачі вибираються такими, щоб сумарний коефіцієнт був більше двох, тобто щоб в зачепленні знаходилося не менше двох пар зубів.

В косозубих передачах це забезпечується за рахунок того, що сумарний коефіцієнт перекриття  $\varepsilon_\gamma$  включає додаток  $\varepsilon_\beta$ , що враховує нахил зубів:

де  $\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w}{p_x}$ ;  $p_x$  – осьовий крок.

**Питоме розрахункове навантаження  $q_H$ .** Оскільки в косозубій передачі одночасно знаходяться в зачепленні не менше двох пар зубів, то неминуче порушення пропорційності розподілу зусиль між зубами, визначуваних довжинами ділянок лінії контакту. Тому для обліку нерівномірності розподілу навантаження між зубами вводять коефіцієнт  $K_{H\alpha}$ . Значення коефіцієнта залежать від точності виготовлення коліс і колової швидкості та визначається по графіках.

З урахуванням вищезгаданого маємо

$$q_H = \frac{F_n}{l_k} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{w_{Ht}}{\varepsilon_{\alpha} \cdot \cos \alpha_t}, \quad (7.6)$$

де  $w_{Ht}$  – розрахункове колове питоме навантаження для косозубої передачі,

$$w_{Ht} = \frac{F_{t1}}{b_w} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}.$$

**Розрахунок косозубої передачі на контактну міцність.** Підставивши у формулу Герца отримані вирази для  $q_H$  і  $\rho_{np}$ , а також виконавши ряд перетворень, отримаємо формулу

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \cdot Z_M \sqrt{\frac{w_{Ht} (i \pm 1)}{d_{w1} \cdot i}} \leq [\sigma_H], \quad (7.7)$$

Суть коефіцієнтів  $Z_H$ ,  $Z_{\varepsilon}$  і  $Z_M$  вказана вище. Для косозубих коліс коефіцієнт  $Z_M = 275$  МПа.

**Розрахунок косозубої передачі на згинальну міцність.**

В розрахунку косозубих передач на згинальну міцність в порівнянні із розрахунком прямозубих передач можна відзначити наступні особливості:

– в розрахункові формули підставляється модуль в нормальному перетині ( $m_n = m$ );

– коефіцієнти форми зубів визначаються за еквівалентними числами зубів

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} \text{ і } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta};$$

– коефіцієнт  $K_{F\alpha}$ , який враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами, визначається за формулою

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

де  $n$  – ступінь точності за нормами контакту; якщо  $\varepsilon_{\alpha} < 1$ , то приймають  $K_{F\alpha} = 1$ ; якщо  $n < 5$ , то приймають  $n=5$ ; якщо  $n > 9$ , то приймають  $n=9$ ;

–  $Y_{\beta}$ , який враховує вплив кута нахилу зубів на згинальну міцність і визначається за формулою  $Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140}$ , де  $\beta$  – в градусах.

При заданому крутному моменті  $T_1$  на шестерні отримаємо

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{F\beta}}{d_1 \cdot b_w \cdot m} \leq [\sigma_{F1}]. \quad (7.8)$$

## 2. Допустимі контактні і згинальні напруження

Контактні напруження визначаються залежністю

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} K_{HL}, \quad (7.9)$$

де  $\sigma_{H0}$  – межа контактної витривалості, відповідна базовому числу циклів  $N_{H0}$  (рис. 7.3);

$S_H$  – коефіцієнт безпеки (коефіцієнт запасу міцності);

$K_{HL}$  – коефіцієнт довговічності.

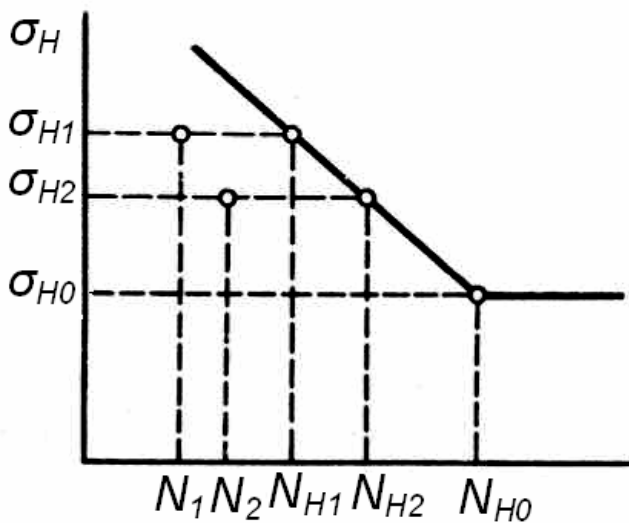


Рис. 7.3. межа контактної витривалості

Межа контактної витривалості і базове число циклів в основному залежать від твердості активних поверхонь зубів.

Коефіцієнт довговічності  $K_{HL}$  враховує вплив терміну служби та режиму навантаження передачі.

Розрахунок  $K_{HL}$  ґрунтується на відомій залежності, що виражає криву витривалості  $\sigma_{H0}^m \cdot N = C$  (тут  $C$  – деяка постійна величина). Для контактних напружень прийнято значення  $m = 6$ , тому можна записати

$$\sigma_{H0} = \sigma_{H \lim b} \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}} = \sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}, \quad (7.10)$$

де  $N_{H0}$  – базове число циклів; базове число циклів  $N_{H0}$  визначається за таблицею 3.22 [11].  $N_H$  – реальне (фактичне) число циклів зміни контактних напружень.

Тоді коефіцієнт  $K_{HL}$  визначається за формулою:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}}. \quad (7.11)$$

При  $N_H > N_{H0}$  межа контактної витривалості залишається приблизно постійною, тому приймається  $K_{HL} = 1$ . Верхнє значення  $K_{HL}$ , щоб уникнути пластичної деформації та заїдання в зоні контакту обмежують величиною 2,4 (для однорідної структури матеріалу зубів).

При поверхневому зміцненні зубів  $K_{HL}$  обмежують величиною 1,8. Облік терміну служби дозволяє підвищувати навантаження короткочасно працюючих

передач. Розрахунок числа циклів  $N_H$  виконується з урахуванням режиму роботи передачі.

Розрізняють *режим постійного* і *змінного навантаження*. На практиці режими із строго постійним навантаженням зустрічаються достатньо рідко. Проте при розрахунках приймають саме постійний режим навіть для невизначених режимів навантаження. В якості розрахункової звичайно розглядають навантаження, відповідне номінальній потужності двигуна.

При постійному режимі навантаження розрахункове число циклів визначається для шестерні і колеса:

$$\begin{aligned} N_H &= 60ncL_h - \text{для нереверсивного навантаження;} \\ N_H &= 30ncL_h - \text{для реверсивного навантаження,} \end{aligned} \quad (7.12)$$

де  $n$  – частота обертання шестерні або колеса, об/хв.;

$c$  – число полюсів зачеплення, рівне числу коліс, що знаходяться в зачепленні із розрахунковим;

$L_h$  – число годин роботи передачі за розрахунковий термін служби, год.

Допустиме напруження визначається окремо для шестерні і колеса. Для прямозубої передачі за розрахункове значення допустимого напруження приймається менше із отриманих.

Для косозубої передачі розрахункове допустиме напруження в першому наближенні, рекомендується приймати для  $HV \leq 350$  рівним напівсумі допустимих напружень для шестерні і колеса, тобто

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2}. \quad (7.13)$$

В косозубих передачах доцільно застосовувати високий перепад твердості, тобто виконувати зуби шестерні із твердістю, значно перевищуючій твердість зубів колеса.

Для випадку  $HV_1 > 350$  і  $HV_2 > 350$  за розрахункове значення для косозубої передачі рекомендується приймати якнайменше із отриманих  $[\sigma_{H1}]$  і  $[\sigma_{H2}]$ , як і для прямозубої передачі.

*Допустимі напруження згину* визначаються за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} K_{FC} \cdot K_{FL}, \quad (7.14)$$

де  $\sigma_{F\lim b}$  – межа витривалості зубів за напруженням згину при базовому числі циклів;

$K_{FC}$  – коефіцієнт, що враховує характер навантаження зубів, при односторонньому навантаженні (нереверсивній передачі)  $K_{FC} = 1$ ; при двосторонньому навантаженні  $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$  (великі значення  $K_{FC}$  – при  $HV > 350$ );

$K_{FL}$  – коефіцієнт довговічності, що враховує число циклів зміни напружень згину:

$$\text{для } HB \leq 350 \quad K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_F}} \leq 2,0 \quad \text{при } N_F > N_{FO} \quad K_{FL} = 1;$$

$$\text{для } HB > 350 \quad K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_F}} \leq 1,6 \quad \text{при } N_F > N_{FO} \quad K_{FL} = 1.$$

В обох випадках приймається базове число циклів  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$  для всіх сталей.

## Лекція 8. Конічні передачі.

План: 1. Загальні відомості.

2. Геометричні та кінематичні параметри конічної передачі

3. Сили в зачепленні прямозубої конічної передачі і розрахунок на міцність

### 1. Загальні відомості

В передачах, в яких осі валів перетинаються під деяким кутом  $\Sigma$ , застосовують конічні зубчасті колеса. Найбільш поширені передачі із кутом  $\Sigma = 90^\circ$ .

Конічні передачі складніше циліндричних у виготовленні і монтажі. Для нарізування конічних коліс потрібні спеціальні верстати та інструмент. Виконати конічне зачеплення із тим же ступенем точності, що і циліндричне, значно важче. Одне із конічних коліс, як правило, розташовують консольно. При цьому збільшується нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба.

В конічному зачепленні діють осьові сили, наявність яких ускладнює конструкцію опор. Все це призводить до того, що, за досвідченими даними, здатність навантаження конічної прямозубої передачі складає лише близько 85% циліндричної.

Проте, не дивлячись на очевидні недоліки, конічні передачі мають широке застосування в тих випадках, коли за умов компоновки машин і механізмів необхідно розташовувати вали під кутом.

### 2. Геометричні та кінематичні параметри конічної передачі

Аналогами початкових і ділительних циліндрів циліндричних передач в конічних передачах є початкові і ділительні конуси із кутами  $\delta_1$  і  $\delta_2$ . Конуси, твірні яких перпендикулярні твірним ділительних конусів, називають **додатковими конусами**.

Перетин зубів додатковим конусом називають **перетином торця**. Розміри, що відносяться до зовнішнього перетину торця, супроводжують індексом  $e$ , наприклад,  $d_e$ ,  $R_e$  та ін. Розміри в середньому перетині супроводжують індексом  $m$ :  $d_m$ ,  $R_m$ . Ці та інші параметри показані на рис. 8.1.

В основу розрахунку конічних передач встановлені формули для визначення контактних  $\sigma_H$  та згинальних  $\sigma_{F1}$  і  $\sigma_{F2}$  напружень циліндричних коліс, в яких деякі параметри замінені на еквівалентні, що відображають особливості конічних передач.

Для еквівалентних циліндричних коліс числа їх зубів визначаються за формулами

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}, \quad (8.1)$$

де  $z_1$  і  $z_2$  – числа зубів конічних коліс;  $\delta_1$  і  $\delta_2$  – кути ділительних конусів конічних коліс (як правило виконується умова  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ ).

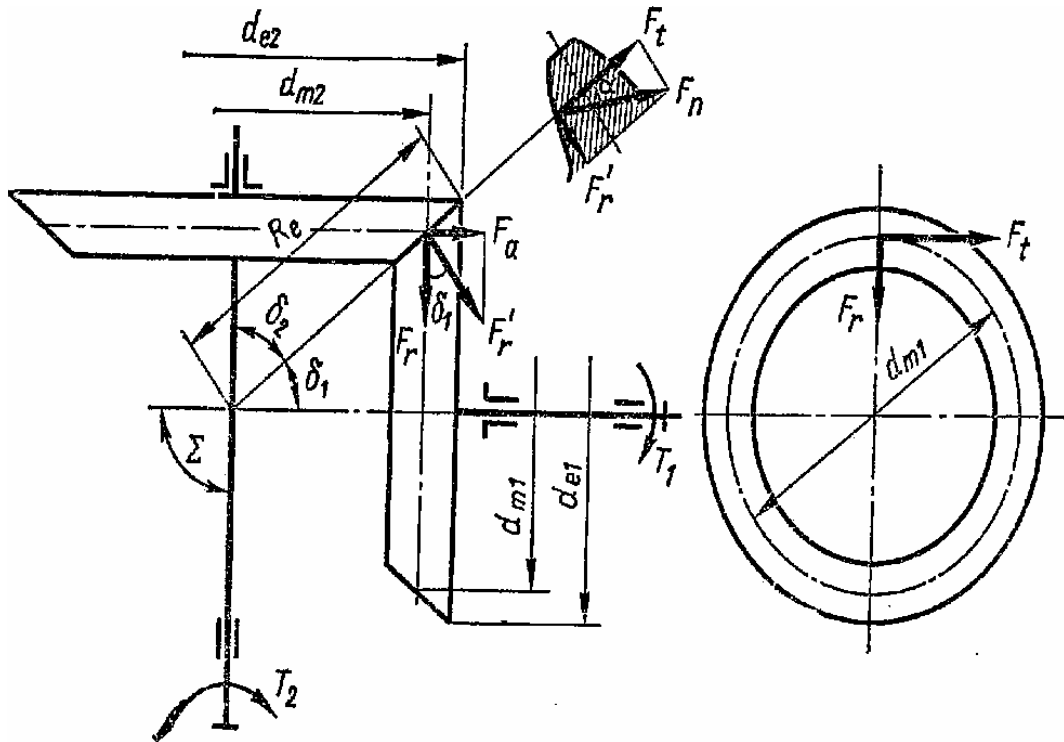


Рис. 8.1. Конічна передача

Передаточне відношення при  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$  можна представити

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}.$$

Крім того, передаточне число  $i$  можна представити у вигляді

$$i = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

при  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$

$$i = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (8.2)$$

### 3. Сили в зачепленні прямозубої конічної передачі і розрахунок на міцність

В зачепленні конічної передачі діють сили колова  $F_t$ , радіальна  $F_r$  і осьова  $F_a$ . Залежність між цими силами можна встановити за допомогою рис. 8.1, де сили зображені прикладеними до шестерні.

По нормалі до зуба діє сила  $F_n$ , яку розкладають на  $F_t$  і  $F'_r$ .

У свою чергу,  $F'_r$  розкладають на  $F_a$  і  $F_r$ .

Тоді сили рівні

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}, \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}; \quad F'_r = F_t \operatorname{tg} \alpha,$$



$$\begin{aligned}
 F_r &= F'_r \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1, \\
 F_a &= F'_r \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1.
 \end{aligned}
 \tag{8.3}$$

Приведення прямозубого конічного колеса до еквівалентного прямозубого циліндричного. Параметри еквівалентних коліс використовують при розрахунку на міцність.

Діаметри еквівалентних коліс

$$d_{ve1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1}, \quad d_{ve2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}.
 \tag{8.4}$$

Числа зубів еквівалентних коліс

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.
 \tag{8.5}$$

Тоді основні розрахункові формули для конічної передачі мають такий вигляд:

для розрахунку по критерію контактної міцності

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_M \sqrt{\frac{w_{Ht} \cdot \sqrt{i^2 + 1}}{0,85 \cdot i \cdot d_{m1}}} \leq [\sigma_H];
 \tag{8.6}$$

для розрахунку за критерієм міцності на згин

$$\sigma_{F1} = \frac{w_{Ft}}{0,85 m_m} Y_{v1} \leq [\sigma_{F1}]; \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{v2}}{Y_{v1}} \leq [\sigma_{F2}].
 \tag{8.7}$$

Формули (4.29) і (4.30) після підстановки конкретних значень деяких параметрів, а також ряду перетворень можна представити у вигляді більш зручному для практичного застосування

$$\sigma_H = 470 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot \sqrt{i_\phi^2 + 1}}{0,85 \cdot d_{e2} \cdot b}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \leq [\sigma_H];
 \tag{8.8}$$

$$\left. \begin{aligned}
 \sigma_{F1} &= Y_{F2} \frac{F_t}{0,85 \cdot b \cdot m_e} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma_{F2}] \\
 \sigma_{F1} &= \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}]
 \end{aligned} \right\}
 \tag{8.9}$$

Тут коефіцієнти форми зубів  $Y_{v1}$  і  $Y_{v2}$  вибираються відповідно для  $z_{v1}$  і  $z_{v2}$ ;

$m_m$  – середній ділительний діаметр конічної шестерні,  $d_{m1} = z_1 \cdot m_m$ .

В приведених формулах враховано, що на підставі експериментальних даних конічні колеса можуть нести навантаження на 15% менше, ніж циліндричні таких же розмірів.

Рекомендації за визначенням коефіцієнтів  $K_{H\beta}$  ( $K_{F\beta}$ ) і  $K_{HV}$  ( $K_{FV}$ ), що входять у формули (8.8) і (8.9) дані в роботах [11, 15].

## Лекція 9. Черв'ячні передачі.

План: 1. Загальні відомості.

2. Геометричні параметри черв'ячної передачі.

3. Сили в зачепленні і розрахунок на міцність черв'ячної передачі.

4. Матеріали і допустимі напруження/

5. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі

### 1. Загальні відомості

Черв'ячні передачі служать для перетворення обертального руху ланок осі яких перехрещуються (рис. 9.1). Звичайно кут перехрещення рівний  $90^\circ$ .

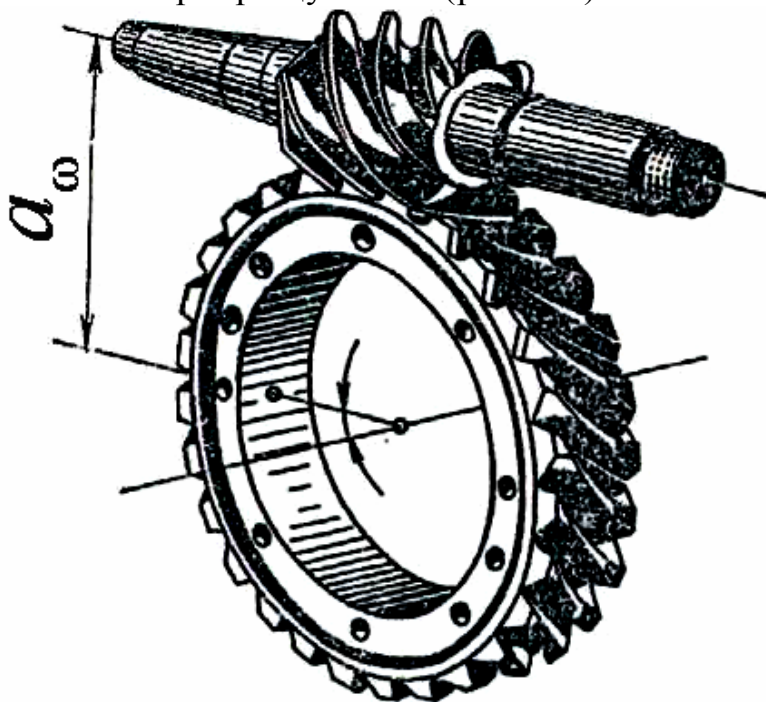


Рис. 9.1. Зачеплення черв'яка і колеса

затичний ефект, тобто можливість реалізації великого передаточного відношення в одній парі (теоретично в межах від 8 до 200 і навіть до 500), при достатньо малих габаритах; наявність ефекту самогальмування відомого черв'ячного колеса; плавність ходу і безшумність роботи.

До недоліків черв'ячної передачі можна віднести наступні: менший в порівнянні із зубчастими передачами ККД ( $\eta = 0,6...0,9$ ); необхідність застосування для виконання коліс дорогих антифрикційних матеріалів (бронзи); підвищені вимоги до точності виготовлення і збірки передачі; значні осьові сили, діючі на опори черв'яка і ускладнюючі конструкцію опор.

Найширше розповсюдження в практиці загальнопромислового виробництва знайшли черв'ячні механізми із циліндричним, тобто архімедовим черв'яком.

Область застосування черв'ячних передач досить незначна. Вони застосовуються в передачах порівняно невеликої потужності (до 60 кВт); для короткочасно працюючих пристроїв, які мають значні перерви в роботі; при необхідності забезпечення низької шумності роботи передачі; для забезпечення плавності роботи та ін. Область і режими застосування черв'ячних передач обумовлена їх перевагами і недоліками.

**Перевагами черв'ячних передач є:** великий кінематичний ефект, тобто можливість реалізації великого передаточного відношення в одній парі (теоретично в межах від 8 до 200 і навіть до 500), при достатньо малих габаритах; наявність ефекту самогальмування відомого черв'ячного колеса; плавність ходу і безшумність роботи.

## 2. Геометричні параметри черв'ячної передачі

В черв'ячній передачі, так само як і в зубчастій, розрізняють діаметри початкових і ділільних циліндрів (рис. 9.2):

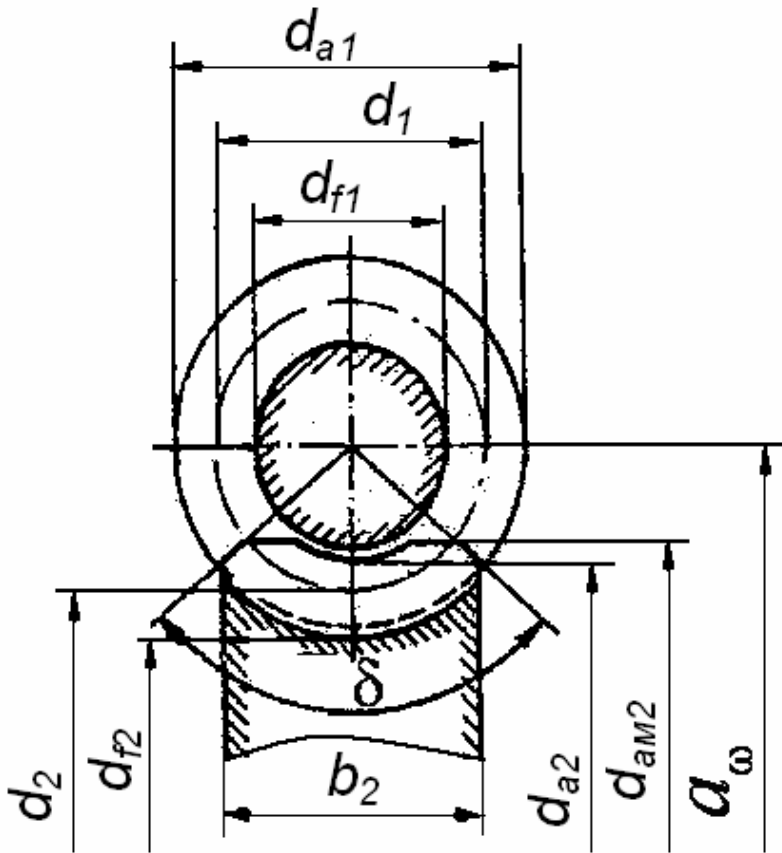


Рис. 9.2. Черв'ячна передача профілем (архімедовий черв'як).

$d_{w1}$ ,  $d_{w2}$  – початкові діаметри черв'яка і колеса;  
 $d_1$ ,  $d_2$  – ділільні діаметри черв'яка і колеса. Точка дотику початкових циліндрів є полюсом зачеплення. В передачах без зсуву виконуються умови:

$$d_1 = d_{w1}, \quad d_2 = d_{w2}.$$

**Черв'як.** Розрізняють за наступними ознаками: за формою початкової поверхні черв'яка, – циліндричні (рис. 9.3, а) і глобоїдні (рис. 9.3, б);

за формою профілю – із прямолінійними (рис. 9.4, а) і криволінійними (рис. 9.4, б) профілем в осьовому перетині. Найбільш поширені циліндричні черв'яки із прямолінійним

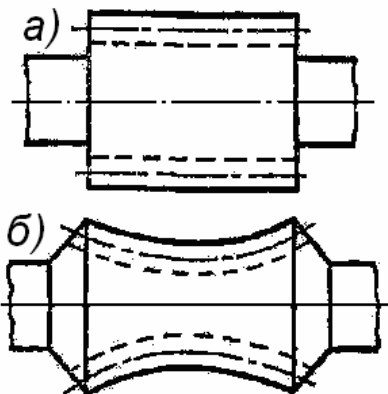


Рис. 9.3. Циліндричний (а) і глобоїдний (б) черв'яки

Основними параметрами черв'яка є: профільний кут  $\alpha = 20^\circ$ ; осьовий модуль  $m = p/\pi$ . Різьба черв'яка може бути однозахідною або багатозахідною. Число заходів черв'яка позначають  $z_1$ . Черв'яки можуть бути одно-, дво- і чотиризахідними. Значення осьового модуля  $m$ , приймаються за стандартом із наступного ряду: 2,0; 2,5; (3,0); 3,15; (3,5); 4,0; 5,0; (6,0); 6,3; (7,0); 8,0; 10,0... Значення модулів, не укладені в дужки, є переважними. Діаметр ділільного циліндра черв'яка визначається за формулою

$$d_1 = m \cdot q_1, \tag{9.1}$$

де  $q_1$  – коефіцієнт діаметра черв'яка.

Цей параметр також приймається за стандартом із ряду: 8; 9; 10; 12,5; 14; 16; 20.

Із зменшенням модуля  $m$  рекомендується значення коефіцієнта  $q$  збільшувати для забезпечення достатньої жорсткості черв'яка на згин.

Коефіцієнт діаметра черв'яка визначає номенклатуру фрез для нарізування черв'ячних коліс.

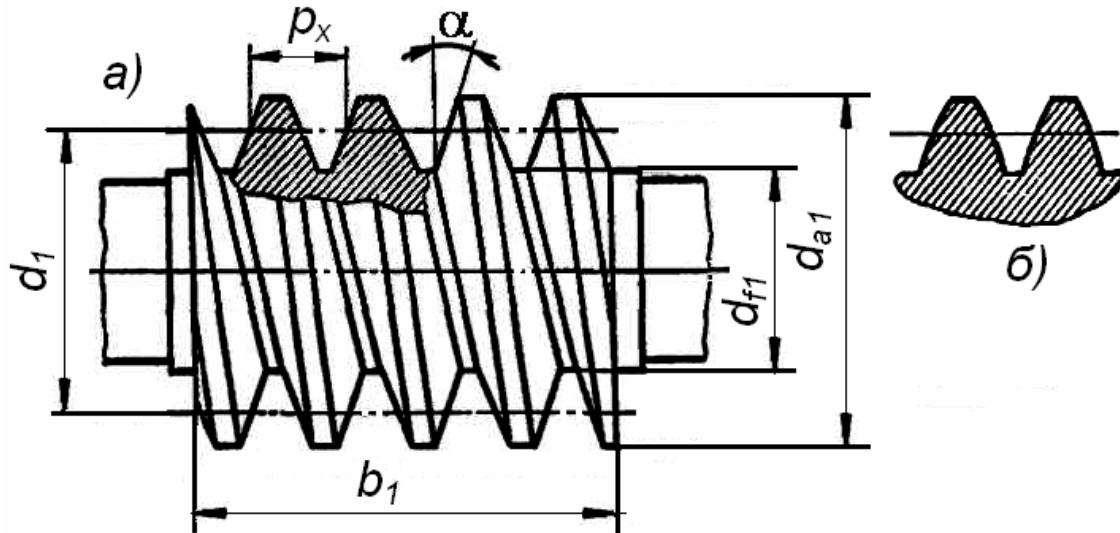


Рис. 9.4. Профілі черв'яка в осьовому напрямку:

а) – прямолінійний, б) - криволінійний

Кут підйому гвинтової лінії по ділильному циліндру рівний

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q_1} . \quad (9.2)$$

Діаметр вершин черв'яка (рис. 4.21)

$$d_{a1} = d_1 + 2m . \quad (9.3)$$

Діаметр западин черв'яка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m . \quad (9.4)$$

Довжина нарізаної частини черв'яка в передачах із нульовим зсувом ( $x = 0$ ):

$$\text{для } z_1 = 1, 2 : b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_1) \cdot m ;$$

$$\text{для } z_1 = 4 : b_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m ;$$

**Черв'ячне колесо.** Ділильний діаметр черв'ячного колеса  $d_2 = mz_2$  (рис. 9.2). Число зубів черв'ячного колеса рекомендується приймати в межах  $28 \leq z_2 \leq 120$ . В особливих випадках допускається приймати  $z_2$  до 1000. При  $z_2 \leq 28$  з'являється небезпека підрізування зубів і зменшується сумарна довжина лінії контакту.

Для забезпечення стандартного або заданого значення міжосьової відстані, черв'ячна передача може виконуватися із зсувом початкового контуру черв'ячного колеса. Черв'як завжди нарізається без зсуву.

Розміри черв'ячного колеса без зсуву:

$$\text{діаметр вершин колеса } d_{a2} = d_2 + 2m ;$$

$$\text{діаметр западин колеса } d_{f2} = d_2 - 2,4m ;$$

найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} ; \quad (9.5)$$

ширина вінця черв'ячного колеса

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

$$b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4;$$

міжосьова відстань (при  $x = 0$ )

$$a_w = 0,5(q + z_2)m = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (9.6)$$

Передаточне відношення черв'ячної передачі (для одноступінчастої співпадає із передаточним числом  $i$ ) дорівнює:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (9.7)$$

### ККД черв'ячної передачі

В черв'ячній передачі є втрати в зачепленні  $\eta_3$ , в опорах (підшипниках)  $\eta_n$  і на розбризкування мастила  $\eta_p$ , які враховуються відповідними ККД:

$$\eta = \eta_3 \cdot \eta_n \cdot \eta_p. \quad (9.8)$$

ККД зачеплення в черв'ячній парі визначається за формулою, аналогічною для ККД гвинтової пари:

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi^1)}. \quad (9.10)$$

де  $\gamma$  – кут підйому гвинтової лінії черв'яка;  $\varphi^1$  – кут тертя, який рівний  $\varphi^1 = \operatorname{arctg} f$ .

Кут  $\gamma$  залежить від числа заходів  $z_1$  і коефіцієнта  $q$ , так що ККД збільшується із зростанням  $z_1$  і зменшенням  $q$ .

Коефіцієнт тертя  $f$  визначається експериментально залежно від швидкості ковзання в зачепленні, сорту мастила і матеріалів поверхонь, що труться. Із збільшенням швидкості ковзання коефіцієнт  $f$  зменшується унаслідок посилення підтримуючого ефекту масляного клина.

Швидкість ковзання визначається за формулою

$$v_{\text{ков}} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cos \gamma}. \quad (9.11)$$

Тут  $n$  – частота обертання черв'яка, об/хв.

Залежно від конкретного виконання і умов роботи ККД черв'ячної передачі коливається в межах  $\eta = 0,6 \dots 0,95$ .

### 3. Сили в зачепленні і розрахунок на міцність черв'ячної передачі

Рівнодіюча нормальних сил в зачепленні черв'ячної передачі приводиться до полюса зачеплення, розташованого в середній площині, і розкладаються на складові: колову  $F_b$ , осьову  $F_a$  і радіальну  $F_r$ .

Із умови рівноваги при сталому русі можна записати:

$$F_{t2} = F_{a1}, \quad F_{t1} = F_{a2}, \quad F_{r1} = F_{r2} \text{ (див. рис. 9.5).}$$

При заданому крутному моменті на черв'ячному колесі отримуємо (для передачі без зсуву):

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (9.12)$$

Співвідношення між коловою і осьовою силами на черв'яку отримані по аналогії із співвідношенням сил в гвинтовій парі.

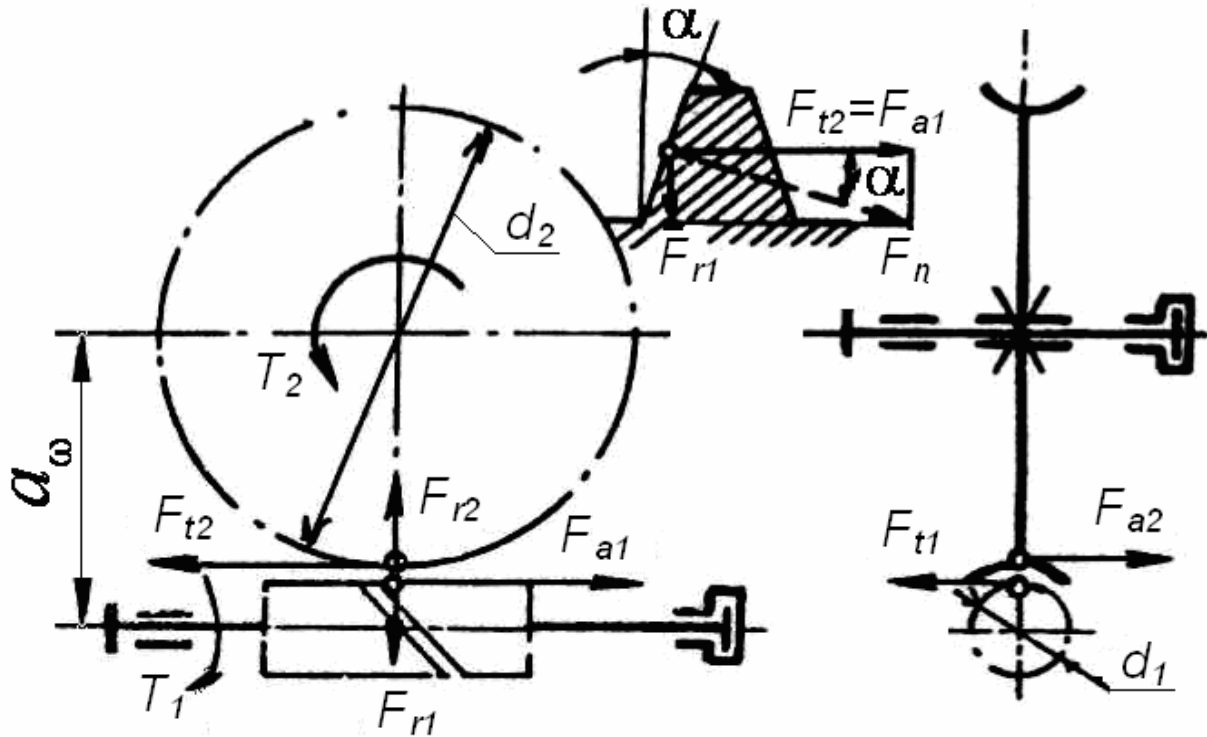


Рис. 9.5. Сили в зачепленні черв'ячної передачі

#### 4. Розрахунок на міцність черв'ячної передачі.

В основу розрахунку черв'ячних передач встановлений умовний розрахунок по контактним напруженням, що визначається за формулою Герца.

При обчисленні  $P_{зв}$  черв'ячну передачу умовно замінюють рейковою косозубою із кутом нахилу зубів, рівним куту підйому гвинтової лінії на ділільному циліндрі, тобто  $\beta = \gamma$ .

Сумарна довжина контактних ліній рівна в середньому  $l_k = \frac{1,3d_1}{\cos \gamma}$ .

Для найпоширенішого випадку, коли в якості матеріалу черв'яка застосовуються сталь, а черв'ячного колеса – бронза, можна прийняти  $E_1=2,1 \cdot 10^5$  МПа і  $E_2=0,9 \cdot 10^5$ ,  $\nu = 10^0$ , а також середні значення коефіцієнтів  $Z_H$  і  $Z_\epsilon$ , тоді після підстановки прийнятих значень у формулу Герца і деяких перетворень отримаємо

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2,31 \cdot 10^5 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{d_2^2 \cdot d_1}} \leq [\sigma_H], \quad (9.13)$$

де  $K_{H\beta}$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження за довжиною контактної лінії; при не змінному за величиною навантаження приймають  $K_{H\beta} = 1$ ; при значно змінному навантаженні –  $K_{H\beta} > 1$ ;

$T_2$  – крутний момент на колесі, Нм;

$d_1$  і  $d_2$  – діаметри тривалих кіл черв'яка і колеса відповідно, мм;

$\sigma_H$  [ $\sigma_H$ ] – фактичне і що допускається відповідно значення контактних напружень, МПа.

Щоб отримати із (9.1) формулу для визначення розмірів черв'яка і колеса, проведемо наступні перетворення

$$d_1 = mq = \frac{d_2}{z_2} q.$$

Вирішивши формулу (9.13) щодо  $d_2$ , отримаємо

$$d_2 \geq 60^3 \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot z_2}{q \cdot [\sigma_H]^2}}. \quad (9.14)$$

Розрахунок на згин зубів провести тільки для черв'ячного колеса. Він виконується як перевірочний за формулою

$$\sigma_F = \frac{1,5T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot \cos \gamma \cdot Y_{F2}}{d_2 \cdot d_1 \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (9.15)$$

де  $K_{H\beta}$ ,  $K_{F\beta}$  – коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження за лінією контакту,  $K_{H\beta} = K_{F\beta}$ ;

$Y_{F2}$  – коефіцієнт форми зуба, що визначається залежно від еквівалентного числа зубів за довідником.

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}.$$

#### 4. Матеріали і допустимі напруження

Матеріали черв'ячної пари повинні мати антифрикційні властивості, добре спрацювати, стійкість проти заїдання і підвищену теплопровідність.

Черв'яки виготовляються із сталей. Поверхня витків піддається цементації із подальшим гартуванням до твердості HRC = 56...63 або гартуванням ТВЧ до твердості HRC = 45...50. Крупні черв'яки піддаються азотуванню. Найбільш часто застосовують під цементацію сталь – 18 ХГТ, для гартування ТВЧ сталі – 40Х, 35 ГМ, 40ХН і при азотуванні 30ХМ10А. Після термообробки поверхні витків звичайно шліфуються. Азотуванню піддаються шліфовані черв'яки.

Черв'ячні колеса звичайно виготовляються складовими: обід із бронзи, ступиця – із чавуну. В невідповідальних передачах обід може виконуватися також із чавуну. Якнайкращою для черв'ячних коліс є олов'яна бронза типу БрОЮНЖ і БрО10Ф1, проте вони вельми дорогі і застосовуються лише у відповідальних передачах. Безолов'яна бронза (БрА10Ж4Н4, БрА10Ж3Мц1,5 та ін.) володіє підвищеними механічними характеристиками, але мають знижені противозадирні властивості. Тому їх рекомендується застосовувати при  $v_{\text{ков}} < 10$  м/с.

Значення допустимих напружень для матеріалів черв'ячних коліс приводяться в таблицях у вигляді залежності  $[\sigma_H]_0$  і  $[\sigma_F]_0$  від значень  $\sigma_s$  і  $c_v$  при базових числах навантажень: для контактних напружень  $N_{H0} = 10^7$ , для напружень згину  $N_{F0} = 10^6$ .

Особливістю бронзи є відсутність горизонтальної ділянки на кривій витривалості, тому для них використовують умовну межу витривалості при деякому базовому числі циклів.

Розрахункові допустимі напруження визначаються із урахуванням дійсних чисел циклів  $N_H$  і  $N_F$  зміни напружень у зубів черв'ячних коліс за формулами

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_H] &= [\sigma_H]_0 \cdot K_{HL} \\ [\sigma_F] &= [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL} \end{aligned} \right\}, \quad (9.16)$$

де  $K_{HL}$  і  $K_{FL}$  – коефіцієнти довговічності, що визначаються за формулами

$$K_{HL} = m_H \sqrt[10]{\frac{10^7}{N_H}}; \quad K_{FL} = m_F \sqrt[10]{\frac{10^6}{N_F}}. \quad (9.17)$$

Криві витривалості апроксимуються степеневою залежністю по двох ділянках із різними показниками ступеня. Для  $N_H \leq 10^7$  приймають  $m_H = 8$ .

Для  $N_F \leq 10^6$  приймають  $m_F = 9$ .

Для всіх бронз обмежується інтенсивність зношування активних поверхонь зубів черв'ячного колеса. У олов'яних бронз це враховується коефіцієнтом  $c_v$ , залежним від швидкості ковзання (табл. 9.1), у безолов'яних бронз безпосередньо величиною швидкості ковзання, що входить у вираз для контактних допустимих напружень.

Таблиця 9.1

$v_{ков}$ , м/с	1	2	3	4	5	6	7	8
$c_v$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

При проектувальному розрахунку швидкість ковзання невідома. Тому, очікувану швидкість ковзання рекомендується визначати за емпіричною залежністю

$$v_{ков}^1 \approx \frac{4n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}, \quad (9.18)$$

де  $n_1$  – частота обертання черв'яка, об/хв.;

$T_2$  – крутний момент на черв'ячному колесі, Нм.

### 5. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі

Відомо, що ККД черв'ячної передачі відносно невисокий. Велика частина втрат енергії, що підводиться до редуктора, переходить в теплоту, що викликає перегрів передачі і, можливо, відмову.



Одним із основних обмежуючих параметрів за нагріванням передачі є гранично допустимі температури мастила  $[t_m]$ , при якому мастило зберігає свої властивості. Звичайно приймають  $[t_m] = (80...95)^\circ\text{C}$ . Для деяких спеціальних мастил  $[t_m] = (100..110)^\circ\text{C}$ .

Кількість теплоти, що виділяється в передачі в сталому режимі

$$Q_1 = P_{\text{ex}} (1 - \eta),$$

де  $P_{\text{ex}}$  – потужність на провідному валу;

$\eta$  – ККД передачі.

Кількість теплоти, що відводиться із поверхні корпусу редуктора в оточуюче середовище:

$$Q_2 = k_t S (t_m - t_0).$$

Тут  $k_t$  – коефіцієнт тепловіддачі,  $\text{Вт}/\text{м}^2\text{град}$ ;

$S$  – площа поверхні охолодження редуктора,  $\text{м}^2$ ;

$t_m$  – температура мастила,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_0$  – температура оточуючого середовища,  $^\circ\text{C}$ .

При розрахунку рекомендується приймати  $k_t = 12...19 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{град})$ ,  $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Під поверхнею охолодження розуміють тільки ту частину зовнішньої поверхні корпусу передачі, яка всередині омивається мастилом або його бризками, а зовні – вільно циркулюючим повітрям, при цьому не враховується поверхня днища корпусу. Якщо корпус забезпечений ребрами, то враховується тільки 50% їх поверхні.

Для передач, що працюють при постійному навантаженні протягом часу, достатнього для сталого теплового режиму, повинна дотримуватися умова теплового балансу ( $Q_1 < Q_2$ ).

Якщо дана умова не дотримується, застосовують додаткове штучне охолодження, наприклад: обдув корпусу повітрям, за допомогою вентилятора, насадженого на швидкохідний вал; пристрій в масляній ванні змішувиків, через які пропускається холодна вода; застосування рециркуляційної змазки із спеціальними холодильниками (водяними або повітряними).

## Лекція 10. Вали та осі механічних передач

План: 1. Загальні відомості та класифікація.

2 Матеріали валів.

3. Критерії працездатності валів та осей.

4. Проектний розрахунок валів.

5. Перевірочний розрахунок валів

### 1. Загальні відомості та класифікація

На вали та осі встановлюються деталі, що обертаються: зубчасті колеса, шків, зірочки та ін. Вал призначений для передачі крутного моменту, що сприймається або передається, встановленими на валу деталями. При роботі машини вал випробовує згин і кручення, а в деяких випадках додатково розтяг або стиск. Вісь відрізняється від вала тим, що не передає крутного моменту.

Вали та осі підрозділяються на прямі, колінчасті та гнучкі. В даному курсі вивчаються тільки прямі вали та осі. Конструктивно прямі вали виконуються гладкими і ступінчастими. Частіше виконання валів буває ступінчастим, тобто діаметри ділянок вала до середини вала збільшуються. Приклад ступінчастого вала показаний на рис. 10.1.

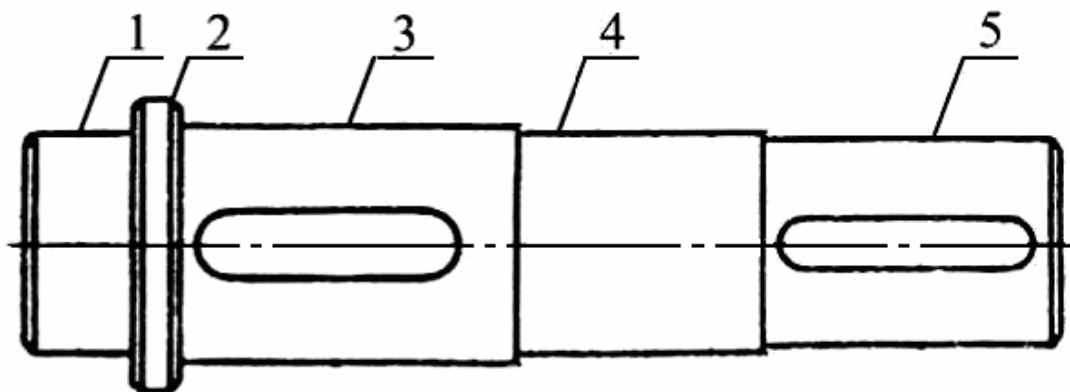


Рис. 10.1. Ескіз вала

Циліндричні поверхні ступенів мають різне призначення. Так, наприклад, у вала (рис. 10.1) поверхні 1 і 4 є опорними або цапфами, і служать для установки на них підшипників. Цапфа 4, розташована в середній частині вала, називається шийкою, а цапфа 1, що знаходиться в кінці вала, називається шипом. П'ятою називають торцеву поверхню цапфи, через яку на опору, звану підп'ятником передається осьове навантаження. На валу також виконані ступені 3 і 4, на яких встановлюються деталі. Ці поверхні іноді називають несучими поверхнями. Поверхня 2 – проміжна, служить для упору ступиці.

Як видно з рисунка, форма ступінчастого вала наближається до форми двоопорної балки рівного опору згину. Ступінчастість вала забезпечує зручність збірки механізму і приблизну рівність напружень по довжині вала.

З метою зменшення маси вали іноді виконують порожнистими. Наявність внутрішньої порожнини практично не впливають на міцність вала. Наприклад, якщо по осі вала виконаний отвір діаметром удвічі меншим зовнішнього діаметра вала, то його маса зменшується на 25%, а напруження згину і кручення за інших незмінних умов зростуть всього на 6%.

## 2. Матеріали валів

У разі застосування підшипників кочення вали та осі виготовляються переважно з вуглецевих і низьколегованих сталей марок 45, 40Х, 40 ХМ. Якщо вали та осі встановлені на підшипниках ковзання, то вони виготовляються з низьковуглецевих сталей 20, 20Х, 15ХНЗА. Цапфи таких валів і осей для підвищення зносостійкості піддають поверхневому зміцненню (цементації та гартуванню), шліфуванню і поліровці.

До типових видів руйнування валів відноситься втомний злам, що є слідством дії напружень, що циклічно змінюються, від згину і кручення. Напруження від розтягу або стиску звичайно бувають невеликими. Відповідно до цього основного виду розрахунку валів є розрахунок на втомленість.

Як відомо, втомна міцність визначається діючими навантаженнями, розмірами деталі, наявністю і видом концентраторів напружень, якістю обробки поверхні та ін. Вплив цих чинників важко врахувати на першій стадії проектування, тому розрахунок на втомну міцність виконують як перевіірочний після розробки конструкції машини. Для попереднього визначення діаметра вала проводять проектувальний розрахунок, що носить умовний характер.

### 3. Критерії працездатності валів та осей

Основними критеріями працездатності валів та осей є міцність і жорсткість. Вали та осі, що обертаються при роботі випробовують тим, що циклічно змінюються напруги. Міцність оцінюють коефіцієнтом запасу міцності при розрахунку валів та осей на опір втоми, а жорсткість — прогинанням, кутами повороту або закручення перетинів в місцях установки деталей. Практикою встановлено, що руйнування валів та осей швидкохідних машин в більшості випадків носить втомний характер, тому основним є розрахунок на опір втомленості.

Основними розрахунковими силовими чинниками є моменти: крутні  $T$  і згинаючі  $M$ . Вплив розтягуючих і стискаючих сил на міцність не велике та їх в більшості випадків не враховують.

### 4. Проектний розрахунок валів

При проведенні проектувального розрахунку враховують дію тільки крутного моменту  $T$ , оскільки величина згинаючого моменту  $M$  визначається розмірами вала і може бути найдена тільки після розробки конструкції машини в цілому. Дія згинаючого моменту, яка може бути більш істотною в порівнянні з крутним, вплив концентраторів напружень та інших чинників, що зменшують міцність, при проектувальному розрахунку, приблизно враховують значним зниженням допустимих дотичних напружень  $[\tau]$ . В результаті розрахунку звичайно визначають **діаметр кінцевої ділянки вала**.

Для проміжних валів **визначають діаметр під деталлю, встановлюваною на валу**. Решта діаметрів валів визначається при конструюванні.

Виходячи з умови  $\tau < [\tau]$  і рахуючи момент опору площі поперечного вала рівним  $W = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^3$ , одержують формулу:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}, \quad (10.1)$$

де  $[\tau]$  – допустимі дотичні напруження, які звичайно приймають для валів редукторів в межах (15...20) МПа.

Існує стандарт, що встановлює значення діаметрів вихідних ділянок валів редукторів залежно від величини крутного моменту, що передається і міцнісних характеристик матеріалу вала, визначуваних через твердість (ГОСТ 24266-80). Цей же стандарт визначає конструкцію кінцевих ділянок валів і усі їхні розміри. Сам проектувальний розрахунок вхідного і вихідного валів фактично зводиться до знаходження розмірів кінцевих ділянок всіх валів по стандарту. Завдяки застосуванню вказаного стандарту скорочується число типорозмірів муфт, що використовуються для з'єднання валів.

### 5. Перевірочний розрахунок валів

Вали перевіряються на міцність, жорсткість, а у ряді випадків на коливання (критичну частоту обертання). Задачею перевірконого розрахунку на міцність є визначення запасу втомної міцності в перетині вала, де цей запас мінімальний, і в порівнянні отриманого запасу допустимої міцності, тобто критерієм міцності вала є виконання умови  $s \geq s_{min}$ .

В процесі перевірконого розрахунку приймаються наступні допущення:

- діючі на вал розподілені навантаження замінюють зосередженими силами;
- навантаження, що передаються на вал з боку надітих на нього деталей, приймають прикладеними в середині ширини ступиці;
- підшипники розглядають як шарнірні опори, одна з яких вважається нерухомою;
- сам вал вважають шарнірно опорним круглим брусом, що працює на згин і кручення;
- впливом сили тяжкості валів і надітих на нього деталей, як правило, нехтують.

Як приклад на рис. 10.2, **а**, **б** приведена схема навантаження вала одноступінчастого редуктора.

В середині кінцевих ділянок вхідного і вихідного валів прикладаються так звані консольні навантаження, що виникають від неточностей монтажу, неминучих при з'єднанні валів.

Величини консольних навантажень визначаються за емпіричною формулою

$$F_k = (120...280)\sqrt{T}, \quad (10.2)$$

де  $F_k$  – консольне навантаження, Н;  $T$  – момент на валу, Нм.

В загальному випадку вали навантажені просторовою системою сил, тому епюри згинаючих моментів, необхідні для проведення розрахунку, будують в двох взаємно перпендикулярних площинах, що проходять через вісь симетрії вала.

Побудову епюр проводять на основі схеми навантаження прийомами, висловлюваними в курсі опору матеріалів.

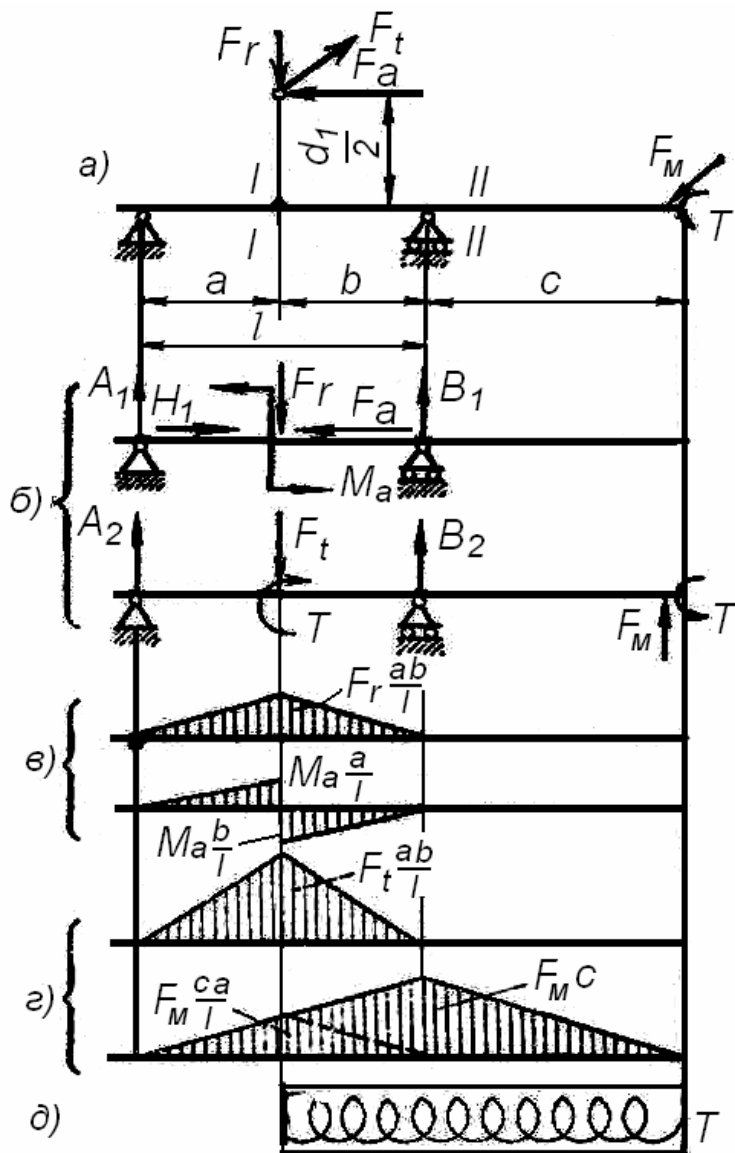


Рис. 10.2. Розрахункова схема і епюри моментів

мають злами.

Під епюрою  $M_{\Sigma}$  показана епюра крутного моменту і схематичне креслення вала. Зіставляючи епюри з кресленням вала, можна намітити розрахункові перетини, які ймовірно можуть бути небезпечними перетинами вала. В одному з цих перетинів запас втомної міцності буде якнайменшим. Цей перетин називається **небезпечним**.

При виборі розрахункових перетинів керуються значеннями крутних і згинальних моментів, розмірами і формою поперечного перетину вала, наявністю концентраторів напружень (канавок, виточок, шпонкових пазів, посадок та ін.), якістю (чистотою) обробки поверхні. Однозначно визначити небезпечний перетин без проведення розрахунків в декількох перетинах, як правило, не представляється можливим.

В даному прикладі як розрахункові доцільно розглянути перетини I-I і II-II. В перетині I-I діє максимальний згинаючий момент ( $M_{\Sigma}^{max}$ ), є концентратори напружень у вигляді шпонкового паза, посадки з натягом; в перетині II-II діє

Заздалегідь в кожній з площин визначають складові реакції опор. Для визначення цих складових використовуються два рівняння моментів щодо опор, а рівняння в проекціях на ось, перпендикулярно осі вала, застосовують для контролю правильності проведених обчислень.

Зразковий вид епюр згинаючих моментів  $M_z$  і  $M_y$ , діючих на вал в площинах  $ХОУ$  і  $ХОZ$  відповідно, показані на рис. 10.2, **в**, **г**. Там же показана епюра результуючого згинаючого моменту  $M_{\Sigma}$ , що є геометричною сумою моментів  $M_z$  і  $M_y$ . Величина цього моменту обчислюється за формулою:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} \quad (10.3)$$

При прийнятих допущеннях епюри  $M_y$  і  $M_z$  лінійні, але епюра  $M_{\Sigma}$  в загальному випадку нелінійна і є просторовою; проте цією обставиною можна нехтувати, вважати її шматково-лінійною і будувати епюру  $M_{\Sigma}$  по точках, в яких епюри  $M_y$  і  $M_z$

також значний згинаючий момент і концентратори напружень у вигляді переходів від одного діаметра до іншого, а також посадка з натягом.

В кожному з розрахункових перетинів обчислюють напруження згину  $\sigma_{зз}$ , стиску або розтягу  $\sigma$  і кручення  $\tau$ :

$$\sigma_{зз} = \frac{M_{\Sigma}}{W_{зз}}; \quad \sigma = \frac{F_a}{A}; \quad \tau = \frac{T}{W_{кр}}. \quad (10.4)$$

Для поперечного перетину у формі кола діаметром  $d$  існує наступна залежність

$$W_{зз} = 0,1 \cdot d^3; \quad W_{кр} = 2W_{зз}; \quad A = \frac{\pi d^2}{4}. \quad (10.5)$$

Знайдені напруження є початковими для визначення амплітудних  $\sigma_a$ ,  $\tau_a$  і середніх  $\sigma_m$ ,  $\tau_m$  напружень циклів навантаження вала від згину і кручення.

Звичайно *вал обертається щодо нерухомих векторів зовнішнього навантаження*. При цьому напруження згину міняються по симетричному циклу, тобто  $\sigma_a = \sigma_{зз}$ ,  $\sigma_m = 0$ . Напруження стиску або розтягу будуть малі, тобто  $\sigma = 0$ . Напруження від кручення змінюються тільки при зміні величини крутного моменту на перехідних режимах, при зупинках і пусках і зміні напрямку обертання вала (реверсі). Проте, в практиці розрахунків звичайно приймають, що при *нереверсивному* навантаженні *дотичні напруження* змінюються по пульсуючому (віднулевому) циклу, тобто

$$\tau_a = \frac{\tau}{2} \quad \text{і} \quad \tau_m = \frac{\tau}{2}. \quad (10.6)$$

А при реверсивному навантаженні – по симетричному циклу, тобто

$$\tau_a = \tau \quad \text{і} \quad \tau_m = 0. \quad (10.7)$$

Більш детально порядок перевірного розрахунку вала висловлюється в посібниках [8, 15], тут лише вкажемо загальний підхід до розрахунку.

Знаючи марку матеріалу і вид термообробки вала, визначають характеристики втомної міцності матеріалу вала, тобто межі втомної міцності  $\sigma_{-1}$  і  $\tau_{-1}$  і значення коефіцієнтів  $\psi_{\sigma}$  і  $\psi_{\tau}$ , що враховують дію середніх напружень циклу.

При орієнтовних розрахунках і відсутності даних можна приймати для сталей

$$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,46) \sigma_s; \quad \tau_{-1} = 0,6 \sigma_{-1}. \quad (10.8)$$

Для середньовуглецевих сталей можна приймати  $\psi_{\sigma} = 0,1$ ,  $\psi_{\tau} = 0,05$ ; для легованих сталей –  $\psi_{\sigma} = 0,30$ ,  $\psi_{\tau} = 0,10$ .

Після конструювання вала, тобто визначення його форми, розмірів, якості обробки та ін., використовуючи довідкові таблиці [1, 8, 15], визначають значення коефіцієнтів, що враховують вплив на міцність вала концентраторів напружень, розмірів вала та обробки поверхні.

Маючи ці дані, обчислюють значення коефіцієнтів  $K_{\sigma Д}$  і  $K_{\tau Д}$ , які враховують комбіновану дію різних чинників на зниження меж витривалості. Потім в кожному з вибраних перетинів визначають запаси втомної міцності по згину  $s_{\sigma}$  і крученню  $s_{\tau}$  за формулами

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma Д} + \sigma_m \psi_{\sigma}}; \quad (10.9)$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\varphi l} + \tau_m \psi_{\tau}}. \quad (10.10)$$

Потім визначають загальний запас втомної міцності  $s$  за формулою:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}}. \quad (10.11)$$

В небезпечному перетині повинна виконуватися умова

$$s \geq s_{min} = 1,5. \quad (10.12)$$

Оптимально проєктований вал повинен мати запас втомної міцності дещо більший 1,5. Якщо він істотно перевищує вказаний, то це свідчить про те, що конструкція валу перевантажена і з метою зниження металоємності машини її слід переробити. Проте, часто це неможливо, оскільки розміри валу визначаються його жорсткістю або вантажопідйомністю і розмірами встановлюваних на вал підшипників.

### *Основна література*

1. Пастушенко С.І., Гольдшмідт О.В., Ярошенко В.Ф. «Курсове проєктування деталей машин». К.: Аграрна освіта, 2003.
2. Пастушенко С.І., Ярошенко В.Ф., Гольдшмідт О.В. «Лабораторний практикум з деталей машин». К.: Аграрна освіта, 2005.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
4. Иванов М.Н., Иванов В.Н. «Детали машин: Курсовое проектирование». М., 1975.
5. Решетов Д.Н. «Детали машин». М.: Машиностроение, 1989.
6. Заблонський К.І. «Деталі машин». О.: АстроПринт, 1999.
7. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. «Конструирование узлов и деталей машин». М.: Высшая школа, 1985.
8. Ануриев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: в 3-х т., – М.: Машиностроение, 1979 – 1982. Т. 1 – 728 с. Т. 2 – 559 с. Т. 3 – 557 с.
9. Решетов Д.Н. «Детали машин: Атлас». М., 1988.

### *Додаткова література*

1. Гузенков П.Г. «Детали машин». М., 1986.
2. Иванов М.Н., Иванов В.Н. «Детали машин: Курсовое проектирование». М., 1975.
3. Кудрявцев В.Н. «Курсовое проектирование деталей машин». Л., Машиностроение, 1984.
4. Бюргер А.И., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. «Растет на прочность деталей машин». Справочник. М.: Машиностроение, 1979.

## ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА

### МОДУЛЬ 5 . ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ ТА ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ

Курс “Інженерна механіка” вивчається протягом 4-го семестра і складається:

Модулі	Лекції	Лабораторні заняття	Самостійна робота	Разом	РГР
4	19	19	7	45	2
5	19	19	7	45	4
Разом	38	38	17	90	

Семестр завершується іспитом  
**2.ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ**

#### *Вступ*

Сучасне виробництво машин, механізмів, складальних одиниць, деталей та їх ремонт ґрунтуються на принципі взаємозамінності. Серійне виготовлення деталей відбувається в одних цехах, а складання машин, складальних одиниць і приладів, як правило, – в інших.

Під час складання застосовуються різні кріпильні деталі, вироби із неметалевих матеріалів, підшипники кочення та інші купівельні вироби, виготовлені в різний час на різних спеціалізованих підприємствах. Незважаючи на це, складання здійснюється без додаткових підгінних і доводочних операцій, а зібрані машини та їх частини відповідають установленим вимогам. Це можливо завдяки тому, що складальні одиниці та деталі виготовляють взаємозамінними.

**Взаємозамінністю** називається властивість деталей, складаних одиниць, агрегатів займати своє положення в машині без додаткових операцій обробки і виконувати при цьому задані функції відповідно до технічних вимог.

Відповідно до ДСТУ 1.0-93 **взаємозамінність** – придатність одного виробу, процесу, послуги для використання замість іншого виробу, процесу, послуги з метою виконання одних і тих самих вимог.

Взаємозамінність забезпечує можливість складання або заміни за ремонту будь-яких незалежно виготовлених деталей у складальні одиниці, тобто у вироби, складові частини яких потрібно з'єднати за допомогою певних операцій.

Деталі, що входять у складальні одиниці, повинні бути стандартизовані. Отже, взаємозамінність базується на стандартизації.

Розрізняють взаємозамінність **повну** і **неповну**, **зовнішню** і **внутрішню**, **за функціональними** і **за геометричними параметрами**.

**Повна взаємозамінність** забезпечує задані показники якості без додаткових підгінних операцій під час складання за виготовлення або ремонту машин та їх складальних одиниць.

Така взаємозамінність спрощує ремонт машин, оскільки будь-яка деталь чи складальні одиниці, що зносилися, замінюються запасними. Економічно доцільним є застосування взаємозамінності для деталей, точність яких нижча п'ятого квалітету, а також для складальних одиниць, що збираються з невеликої кількості деталей.

**Повна взаємозамінність** забезпечує кооперацію і спеціалізацію підприємств при виготовленні або ремонті машин, складальних одиниць і деталей.



**Неповна взаємозамінність** досягається при груповому підборі деталей (селективне або індивідуальне складання), при використанні компенсатора або при розрахунках із застосуванням теорії імовірності. Застосовується також для з'єднань високої точності.

Точність складання підвищується у стільки разів, на скільки груп було розсортовано деталі.

Забезпечити **неповну взаємозамінність** можна шляхом вирішення цілого комплексу питань конструювання, технології виготовлення, експлуатації і ремонту виробів.

**Зовнішня взаємозамінність** – це відповідність приєднувальних поверхонь складальних одиниць за розмірами і формою, а також за їх експлуатаційними показниками. Наприклад, для електродвигунів – взаємозамінність за потужністю, частотою обертання і діаметром приєднувального діаметра вала.

**Внутрішня взаємозамінність** забезпечується точністю деталей, що входять до складальних одиниць. Наприклад, взаємозамінність кульок або роликів підшипників кочення, складальних одиниць ведучого і веденого валів коробки зміни передач.

Взаємозамінність, що забезпечує не лише можливість складання або заміни та ремонту будь-яких деталей, але також їх оптимальні службові функції, називається **функціональною взаємозамінністю**.

Наприклад, взаємозамінне зубчасте колесо повинно не лише зайняти своє місце в машині без будь-яких підгінних операцій, але й передавати потрібний крутний момент, мати певне передавальне відношення.

**Принцип функціональної взаємозамінності** є одним із головних у конструюванні і виробництві, контролі та експлуатації машин і складальних одиниць.

В умовах сільськогосподарського виробництва під час експлуатації і ремонту машин взаємозамінність відіграє важливу роль, тому що за наявності взаємозамінних запасних частин можна швидко усунути несправності, що виникають.

**Порушення принципу взаємозамінності призводить до збільшення термінів і вартості ремонту машин.**

У міру вдосконалення конструкцій сільськогосподарської техніки, підвищення її надійності і довговічності роль взаємозамінності посилюється.

Ремонт сільськогосподарської техніки економічно ефективний лише тоді, коли використовуються взаємозамінні запасні частини. Спеціалізація ремонтних підприємств і організація централізованого відновлення спрацьованих деталей, складальних одиниць і агрегатів дозволяє використовувати у повній мірі переваги взаємозамінності при ремонті машин.

**Взаємозамінність при експлуатації і ремонті сільськогосподарської техніки особливо набуває великого значення в умовах підвищення як її складності, так і вимог до надійності і довговічності.**

## Лекція 1. Загальні відомості про допуски і посадки

Питання: 1. Основні поняття: деталь, поверхня, вал, отвір.

2. Розміри, нульова лінія, відхили, допуск, поле допуску.

### 1. Основні поняття: деталь, поверхня, вал, отвір

Машини і механізми створюються із складаних одиниць, з'єднань і деталей.

**Деталь** – складовий елемент машини (механізму), що характеризується формою поверхні (конфігурацією) і розмірами.

Внутрішній елемент деталі (який охоплює) – **отвір** (для циліндричних деталей позначається  $D$ ), зовнішній (охоплюваний) – **вал** (позначається  $d$ ).

**Поверхня** – це елемент деталі, що утворює її форму. Поверхні бувають сполучені (приєднані) **1** та не сполучені або вільні (не приєднані) **2** (рис. 1.1, а). Наприклад, у з'єднанні шпонки з валом шпонка є валом, а паз вала є отвором (рис. 1.1, б).

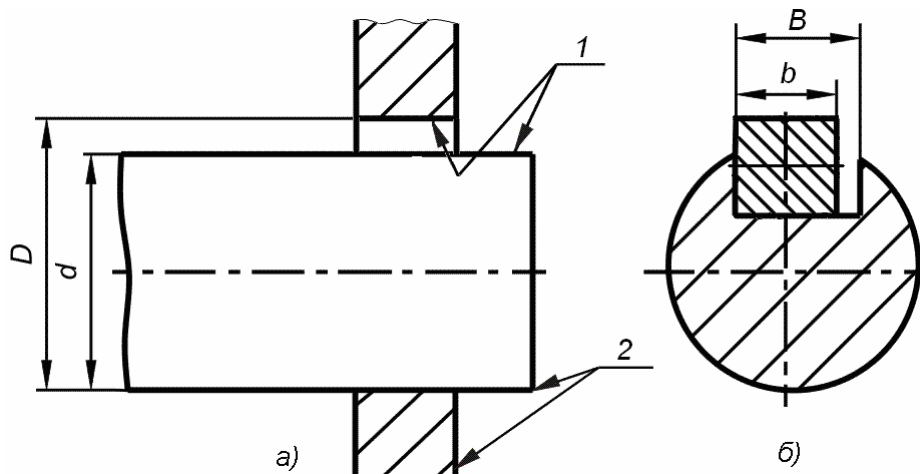


Рис. 1.1. Приклади з'єднань: а – гладкого циліндричного; б – шпонки з пазом вала

**Вал** – термін, що умовно застосовується для позначення зовнішніх елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи.

**Отвір** – термін, що умовно застосовується для позначення внутрішніх елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи.

### 1. Розміри, нульова лінія, відхили, допуск, поле допуску.

**Розмір** – це значення лінійної величини (діаметра, довжини, глибини тощо) у вибраних одиницях вимірювання.

**Дійсний розмір** ( $D_e, d_e$ ) – розмір елемента, встановлений вимірюванням з допустимою похибкою.

**Граничні розміри** – два гранично допустимі розміри елемента між якими має бути або яким може дорівнювати дійсний розмір.

**Найбільший граничний розмір** ( $D_{max}, d_{max}$ ) – найбільший допустимий розмір елемента (рис. 1.2).

**Найменший граничний розмір** ( $D_{min}, d_{min}$ ) – найменший допустимий розмір елемента (рис. 1.2).

**Номінальний розмір** ( $D, d$ ) – розмір, відносно якого визначаються відхили (рис. 1.2 і 1.3). Його визначають за розрахунком на міцність. Причому заокруглюють до ближчого, як правило, більшого розміру із рядів нормальних лінійних розмірів за ГОСТ 6636-69.

**Нульова лінія** – лінія, що відповідає номінальному розміру, від якої відкладаються відхилення розмірів у разі графічного зображення полів допусків та посадок. Якщо нульова лінія розташована горизонтально, то додатні відхилення відкладаються вгору від неї, а від’ємні – вниз (рис. 1.3).

**Відхил** – алгебрична різниця між розміром (дійсним або граничним) і відповідним номінальним розміром.

**Дійсний відхил** – алгебрична різниця між дійсним і відповідним номінальним розмірами.

**Граничний відхил** – алгебрична різниця між граничним і відповідним номінальним розмірами. Розрізняють **верхній** та **нижній** граничні відхилення.

**Верхній відхил  $ES, es$**  – алгебрична різниця між найбільшим граничним і відповідним номінальним розмірами (рис. 1.3).

$$ES = D_{max} - D_{min}; es = d_{max} - d_{min}. \quad (1.1)$$

**Примітка:**  $ES$  – верхній відхил отвору;  $es$  – верхній відхил вала.

**Нижній відхил  $EI, ei$**  – алгебрична різниця між найменшим граничним і відповідним номінальним розмірами (рис. 1.3).

$$EI = D_{min} - D; ei = d_{min} - d \quad (1.2)$$

**Примітка:**  $EI$  – нижній відхил отвору,  $ei$  – нижній відхил вала.

З наведених формул можна визначити граничні розміри.

**Основний відхил** – одне з двох граничних відхилів (верхній чи нижній), що визначає положення поля допуску відносно нульової лінії.

У цій системі допусків та посадок **основним є відхил, найближчий до нульової лінії.**

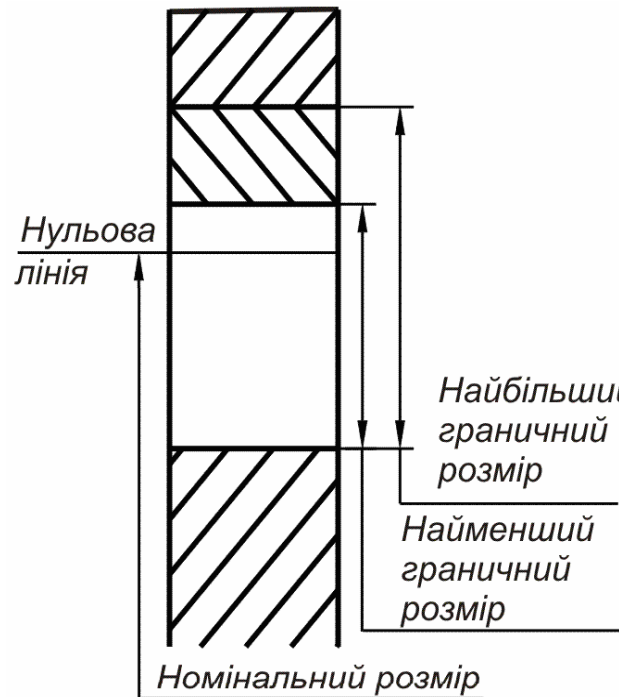


Рис. 1.2. Визначення поняття розмірі

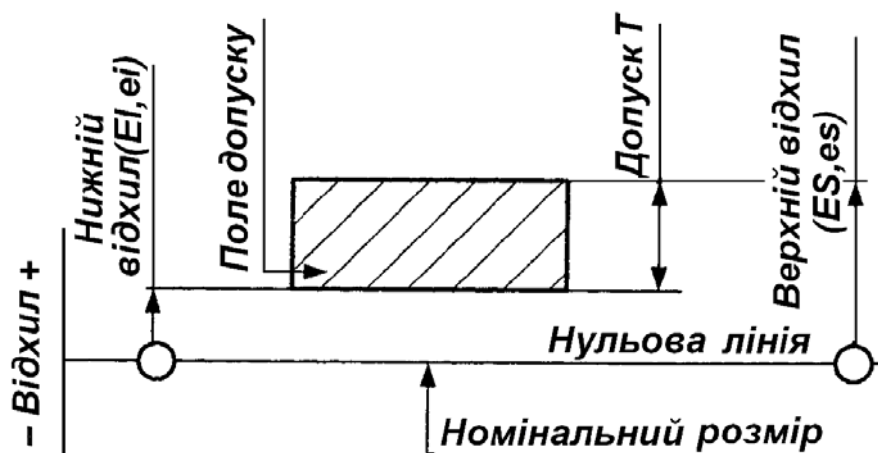


Рис. 1.3. Визначення понять відхилів і допуску.

**Допуск  $T$**  – різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами або алгебрична різниця між верхнім і нижнім відхилами (рис. 1.3).

*Примітка.* Допуск – це абсолютна величина.

**Стандартний допуск  $IT$**  – будь-який з допусків, що встановлюється цією системою допусків та посадок.

*Примітка.* Надалі в тексті під терміном “допуск” розуміється “стандартний допуск”.

Існують: допуск отвору і допуск вала

$$TD = D_{max} - D_{min}; Td = d_{max} - d_{min} . \quad (1.3)$$

Схеми отвору і вала зображені на рис. 1.4.

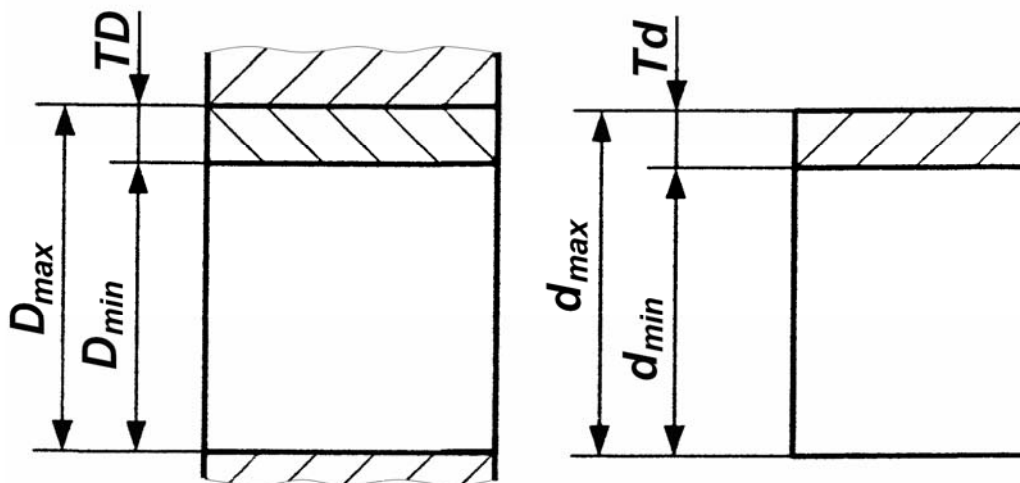


Рис. 1.4. Схеми отвору і вала.

**Допуск** – міра точності розміру. Чим менший допуск, тим вища точність деталі, і тим менше допускається коливання дійсних розмірів деталі.

Допуск безпосередньо впливає на трудомісткість виготовлення і собівартість деталей. Від допуску значною мірою залежить вибір обладнання і засобів контролю, кваліфікації працівників, продуктивність обробки.

**Поле допуску** – поле, обмежене найбільшим і найменшим граничними розмірами, що визначається величиною допуску і його положенням відносно номінального розміру. У разі графічного зображення поле допуску міститься між двома лініями, що відповідають верхньому та нижньому відхилам відносно нульової лінії (рис. 1.3).

**Середнім розміром** називається середнє значення між граничними розмірами:

$$D_{сер} = (D_{max} + D_{min}) / 2; d_{сер} = (d_{max} + d_{min}) / 2 . \quad (1.4)$$

## Лекція 2. Загальні відомості про допуски і посадки

Питання: 1. Графічне зображення граничних розмірів і відхилів.

2. Посадка, зазор, натяг.

3. Посадка із зазором, посадка з натягом, перехідна посадка.

### 1. Графічне зображення граничних розмірів і відхилів

На креслениках граничні розміри позначають значеннями граничних відхилів від номінального розміру.

Графічне зображення граничних розмірів і відхилів показано на рис. 2.1 і 2.2, причому: а) схема деталей, б) схема розташування полів допусків деталей.

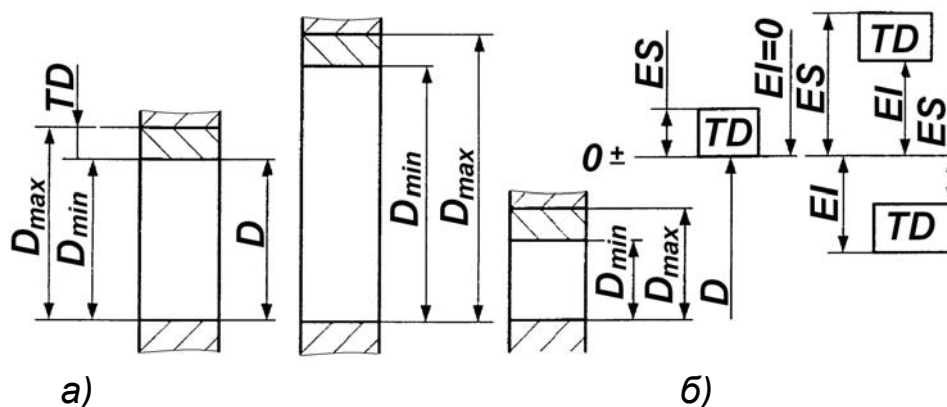


Рис. 2.1. Графічне зображення граничних розмірів і відхилів отворів.

Крім граничних відхилів розміру передбачено *дійсній* та *середній відхили*.

*Дійсним відхилом* називається алгебрична різниця між дійсним і номінальним розмірами:  $E_e = D_e - d$ ;  $e_e = d_e - d$

Середні відхили відповідно:

$$E_{сер} = (ES + EI) / 2; \quad e_{сер} = (es + ei) / 2.$$

На відміну від розмірів, які завжди є додатними числами, відхили можуть бути *додатними* (із знаком плюс), *від'ємними* (із знаком мінус) або *дорівнювати нулю*.

### 2. Посадка, зазор, натяг

З'єднання деталей утворюються при з'єднанні двох деталей (отвору і вала) і можуть забезпечувати переміщення або нерухомість деталей (різний характер – посадку).

*Посадка* – характер з'єднання двох деталей, визначений різницею їх розмірів до складання.

*Зазор* – різниця між розмірами отвору і вала, якщо розмір отвору більший за розмір вала (рис. 2.3).

*Натяг* – різниця між розмірами вала і отвору до складання, якщо розмір вала більший розміру отвору (рис. 2.3).

*Примітка.* Натяг можна визначити як від'ємну різницю між розмірами отвору і вала.

Зазор характеризує свободу відносного переміщення деталей з'єднання, натяг – ступінь опору взаємному зміщенню деталей у з'єднанні. Зазор позначається  $S$ , а натяг –  $N$  (рис. 2.3).

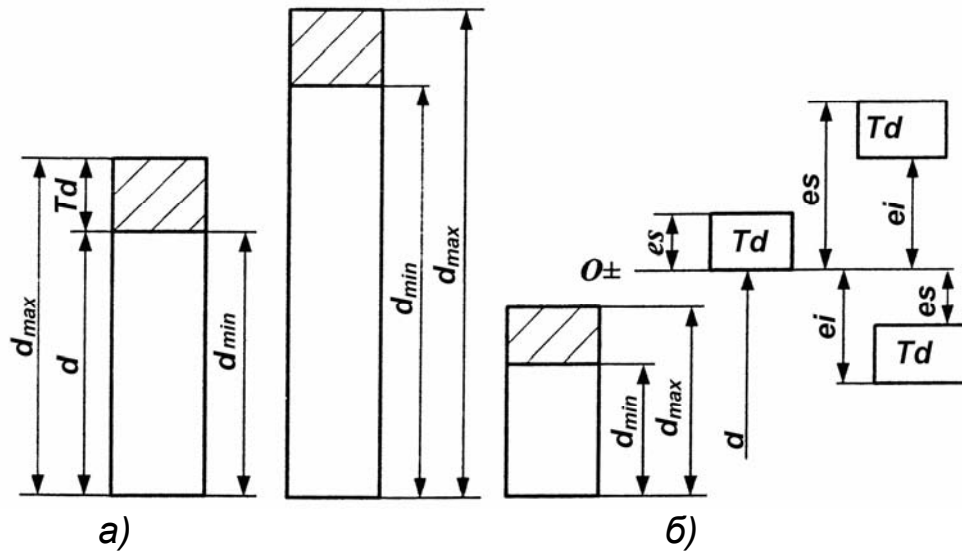


Рис. 2.2. Графічне зображення граничних розмірів і відхилів валів.

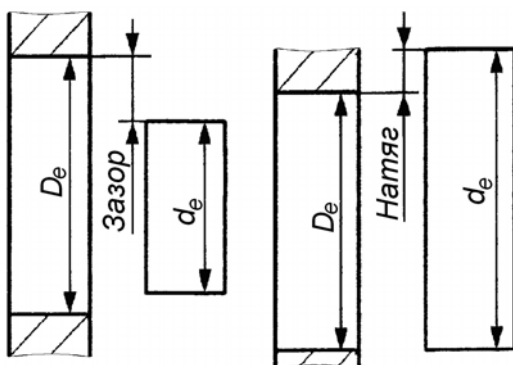


Рис. 2.3. До визначення понять зазор і натяг.

**Номинальний розмір посадки** – номінальний розмір, загальний для отвору і вала, що складають з'єднання. Під час виготовлення розміри деталей коливаються, тому коливаються і значення зазорів і натягів під час складання деталей. **Дійсним зазором чи дійсним натягом** називається відповідно зазор чи натяг, що

визначається різницею дійсних розмірів отвору і вала

$$S_e = D_e - d_e; \quad N_e = d_e - D_e. \quad (2.1)$$

### 3. Посадка із зазором, посадка з натягом, перехідна посадка

Залежно від взаємного розташування полів допусків отвору і вала розрізняють посадки трьох типів: **із зазором**, **з натягом** і **перехідні**.

**Посадка із зазором** – посадка, за якою завжди утворюється зазор у з'єднанні, тобто найменший граничний розмір отвору більший за найбільший фактичний розмір вала або дорівнює йому. У разі графічного зображення поле допуску отвору розміщено над полем допуску вала (рис. 2.4). Посадки з зазором характеризуються граничними зазорами.

**Найменший зазор** – різниця між найменшим граничним розміром отвору і найбільшим граничним розмірами вала у посадці з зазором (рис. 2.4).

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} = EI - es. \quad (2.2)$$

**Найбільший зазор** – різниця між найбільшим граничним розміром отвору і найменшим граничним розміром вала у посадці з зазором або у перехідній посадці (рис. 1.8 і 1.10).

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = ES - ei. \quad (2.3)$$

**Допуск зазору**

$$TS = S_{max} - S_{min} = TD + Td. \quad (2.4)$$

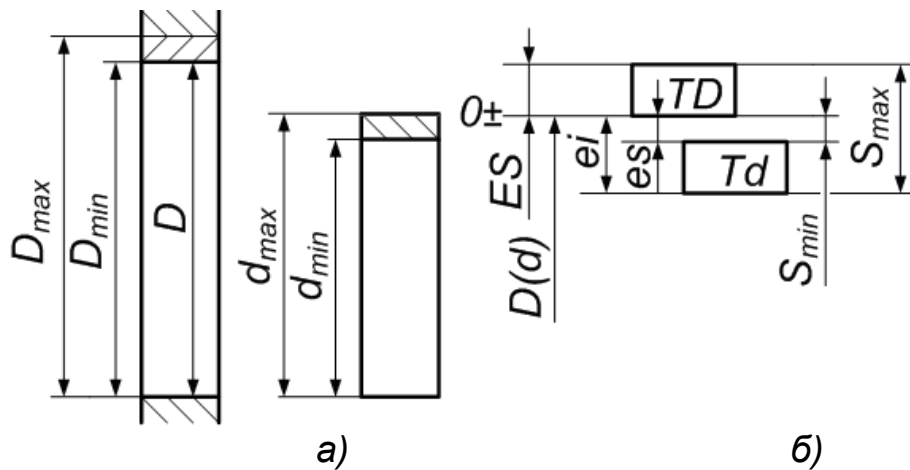


Рис. 2.4. До визначень понять зазори.

**Посадка з натягом** – посадка, за якою завжди утворюється натяг у з’єднанні, тобто найбільший граничний розмір отвору, який менший за найменший граничний розмір вала або дорівнює йому.

У разі графічного зображення поле допуску отвору розміщено під полем допуску вала (рис. 2.5).

Посадки з натягом характеризуються граничними натягами.

**Найменший натяг** – різниця між найменшим граничним розміром вала і найбільшим граничним розміром отвору до складання в посадці з натягом (рис. 2.5).

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = ei - ES. \quad (2.5)$$

**Найбільший натяг** – різниця між найбільшим граничним розміром вала і найменшим граничним розміром отвору до складання у посадці з натягом або перехідній посадці (рис. 1.9).

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = es - EI. \quad (2.6)$$

**Допуск натягу**

$$TN = N_{max} - N_{min} = TD + Td. \quad (2.7)$$

**Перехідна посадка** – посадка, за якою можливе отримання як зазору, так і натягу у з’єднанні, залежно від дійсних розмірів отвору і вала (рис. 2.6).

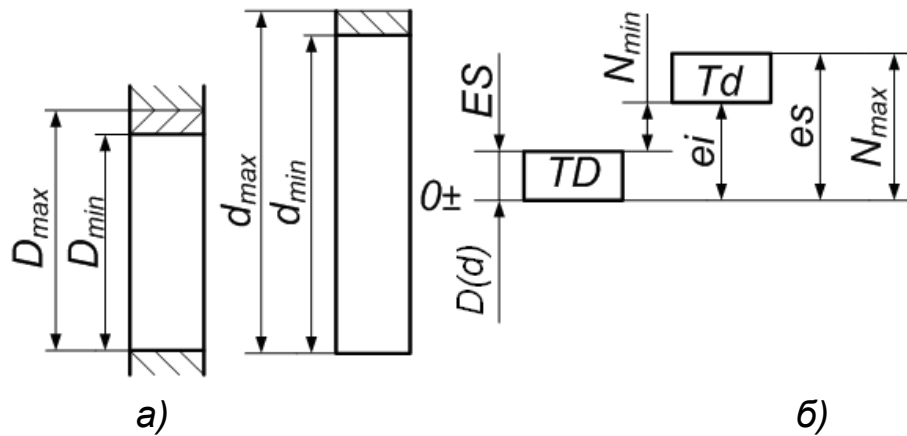


Рис. 2.5. До визначень понять натяги.

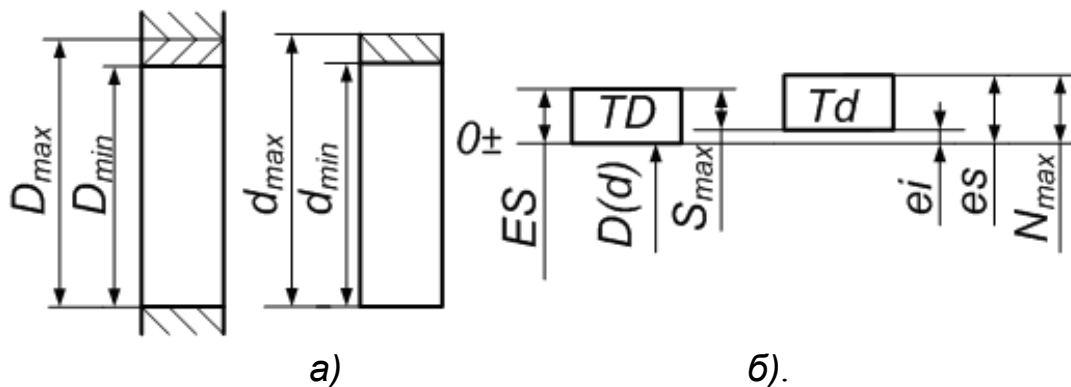


Рис. 2.6. До визначень понять натяги і зазори

У разі графічного зображення поля допусків отвору і вала перекриваються повністю або частково.

Перехідні посадки характеризуються найбільшими значенням зазору і натягу [формули (2.3) і (2.6)].

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = ES - ei.$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = es - EI.$$

**Допуск посадки** (допуск натягу або зазору) для перехідної посадки

$$T(S, N) = S_{max} - S_{min} = S_{max} + N_{max} = TD + Td. \quad (2.8)$$

**Середній зазор** – середнє арифметичне значення між найбільшим і найменшим зазорами:

$$S_{сер} = (S_{max} + S_{min}) / 2 = E_{сер} - e_{сер}. \quad (2.9)$$

**Середній натяг** є середнє арифметичне значення між найбільшим і найменшим натягами:

$$N_{сер} = (N_{max} + N_{min}) / 2 = e_{сер} - E_{сер} \quad (2.10)$$

**Примітка.** Результат із знаком мінус означає, що середнє значення  $N_{сер}$  відповідає зазору.



### Лекція 3. Єдина система допусків і посадок

План: 1. Загальні положення

2. Інтервали номінальних розмірів, допуски, квалітети, основні відхилення.

3. Посадка у системі отвору та у системі вала.

4. Утворення і позначення полів допусків і посадок

#### 1. Загальні положення

Єдину систему допусків і посадок (ЄСДП) введено у Російській Федерації з 1980 р. замість системи допусків і посадок ОСТ.

Назва „Єдина система допусків і посадок” стосується лише системи допусків і посадок циліндричних з'єднань.

Основою стандартів ЄСДП є стандарти *ISO (ISO)*.

У Росії застосування ЄСДП здійснювалося на підставі державних стандартів.

ЄСДП введено, щоб забезпечити широке кооперування між країнами світу, підвищення конкурентоспроможності виробів на світовому ринку. До ЄСДП входить ряд стандартів. У них викладено основи побудови ЄСДП.

Рекомендаціями передбачено: посадки, як правило, повинні застосовуватись у системі отвору або системі вала; переважне застосування системи отвору.

Систему вала слід застосовувати лише у разі, коли це виправдано конструктивними або економічними вимогами (наприклад, коли необхідно забезпечити декілька посадок різного характеру на одному валу без додаткової його обробки).

**Система допусків і посадок (ЄСДП)** – закономірно побудована сукупність допусків і посадок, що оформлена у вигляді стандартів.

**ЄСДП** характеризується рядом ознак: інтервалами номінальних розмірів, одиницею допуску, характером з'єднання, основними відхиленнями, системою посадки, температурним режимом.

#### 2. Інтервали номінальних розмірів, допуски, квалітети, основні відхилення

**Інтервали номінальних розмірів.** Для сполучених елементів встановлено три діапазони номінальних розмірів:

малих – до **1** мм; середніх – понад **1** до **500** мм; великих – понад **500** до **3150** мм (ГОСТ 25347–82 і ДСТУ 2500–94).

Для розмірів понад **3150** до **10000** мм встановлено ГОСТ 25348 – 82.

У діапазоні до **1** мм встановлено три інтервали:

до **0,1** мм; понад **0,1** до **0,3** мм; понад **0,3** до **1** мм виключно.

У діапазоні понад **1** до **500** мм встановлено **25** інтервалів:

**13** основних і **12** проміжних.

Понад **500** до **3150** мм встановлено **16** інтервалів:

**8** основних і **8** проміжних.

Основні інтервали введено для визначення допусків. Допуск для всіх величин у межах інтервалу сталий. Проміжні інтервали – для номінальних розмірів понад **10** мм. Вони поділяють кожний основний інтервал на два (три).

**Допуски.** Допуск розміру є мірою точності. Його можна визначити за формулою:

$$T = k \cdot i, \quad (3.1)$$

де  $k$  – число одиниць допуску;  $i$  – одиниця допуску, мкм.

Значення допуску для квалітетів від 5 до 14 надано в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Значення допуску для квалітетів від 5 до 14

Одиниця допуску  $i$  або  $I$  – множник у формулах допусків, що є функцією номінального розміру та призначений для визначення числового значення допуску.

Позначення допуску	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9
Значення допуску	$7i$	$10i$	$16i$	$25i$	$40i$
Позначення допуску	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14
Значення допуску	$64i$	$100i$	$160i$	$250i$	$400i$

Примітка:  $i$  – одиниця допуску для номінальних розмірів до 500 мм;

$I$  – одиниця допуску для номінальних розмірів понад 500 мм.

Для розмірів до 500 мм:

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D_i} + 0,001 \cdot D_i, \text{ мкм} \quad (3.2)$$

де  $D_i$  – середнє геометричне граничних значень діаметрів, мм, в інтервалі;

$D_i = \sqrt{D_{i\max} \cdot D_{i\min}}$ ;  $D_{i\max}$  і  $D_{i\min}$  – граничні значення розмірів інтервалу, мм;  $i$

– залежить від розміру,  $k$  – від квалітету.

Для розмірів понад 500 до 10000 мм:

$$I = 0,004D_i + 2,1 \text{ мкм}. \quad (3.3)$$

У формулах (2.2) і (2.3) значення  $D$  наводяться у міліметрах, а  $i$  – у мікрометрах.

Значення одиниць допуску для інтервалів від 3 до 3150 мм приведено в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Значення одиниць допуску

Інтервал розмірів, мм (понад – до)	$i$ , мкм	Інтервал розмірів, мм (понад – до)	$i$ , мкм
До 3	0,60	315 – до 400	3,60
3 – 6	0,75	400 – до 500	4,00
6 – 10	0,90	500 – до 630	4,40
10 – до 18	1,10	630 – до 800	5,00
18 – до 30	1,30	800 – до 1000	5,60
30 – до 50	1,60	1000 – до 1250	6,60
50 – до 80	1,90	1250 – до 1600	7,80
80 – до 120	2,20	1600 – до 2000	9,20
120 – до 180	2,50	2000 – до 2500	11,00
180 – до 250	2,90	2500 – до 3150	13,50
250 – до 315	3,20	-	-

**Квалітети.** Кожний вид деталі різного призначення виготовляють з різною точністю. Для нормування відповідних рівнів точності встановлені квалітети.

**Квалітет** (міра точності) – сукупність допусків, що розглядаються як відповідні одному рівню точності для всіх номінальних розмірів. Під квалітетом розуміють сукупність допусків, що характеризуються постійною відносною точністю (що визначається коефіцієнтом “*k*”) для всіх номінальних розмірів даного діапазону. Точність у межах одного квалітету залежить тільки від номінального розміру.

Стандарт ДСТУ 2500–94 для розмірів від 1 до 3150 мм встановлює 20 квалітетів, що позначаються порядковими номерами: 01, 0, 1, 2, ..., 18.

Квалітет визначає допуск на виготовлення, а також і відповідні методи і засоби обробки і контролю деталей машин.

Допуски з квалітетів позначаються сполученням великих літер *IT* з порядковим номером квалітету, наприклад, *IT01*, *IT6*, *IT17*. Найточнішим є квалітет 01, найгрубішим – 18.

Квалітети призначені для виготовлення:

01, 0, 1 – кінцевих мір довжини;

2, 3, 4 – калібрів і особливо точних деталей;

5...12 – деталей, які мають сполучені поверхні.

Квалітети 13...18 призначаються тільки для несполучених поверхонь (допуски на вільні розміри).

Числові значення допусків за ДСТУ 2500-94 (вибірка) наведено у табл. 3.3.

**Основні відхили.** Розміщення поля допуску відносно нульової лінії визначається основним відхилом, ближчим до нульової лінії (верхнім або нижнім).

Для всіх полів допусків, що розміщені нижче від нульової лінії основним (ближчим) є верхній відхил (*es* або *ES*); для полів допусків, що розташовані вище нульової лінії, основним (ближчим) – нижній відхил (*ei* або *EI*) (рис. 3.1).

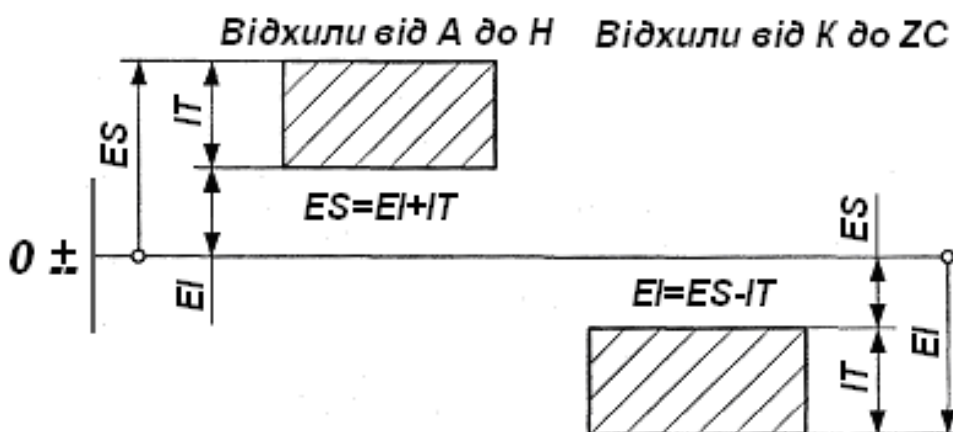


Рис. 3.1. Основні відхили.

Поле допуску характеризується також віддаленим відхилом. За основним відхилом і допуском відзначається другий граничний відхил, що обмежує дане поле допуску. Для тих полів допусків, у яких основним є верхній відхил, нижній відхил визначають за формулами:

для отвору  $EI = ES - IT$ ; для вала  $ei = es - IT$  (рис. 3.1).

Якщо основний відхил нижній то верхній визначають за формулами: для отвору  $ES = EI + IT$ ; для вала  $es = ei + IT$  (рис. 3.1).

У наведених формулах основні відхили підставляють з їх знаками.

Основні відхили позначають літерами латинської абетки великими для отворів ( $A - ZC$ ) і малими – для вала ( $a - zc$ ) (рис. 3.2).

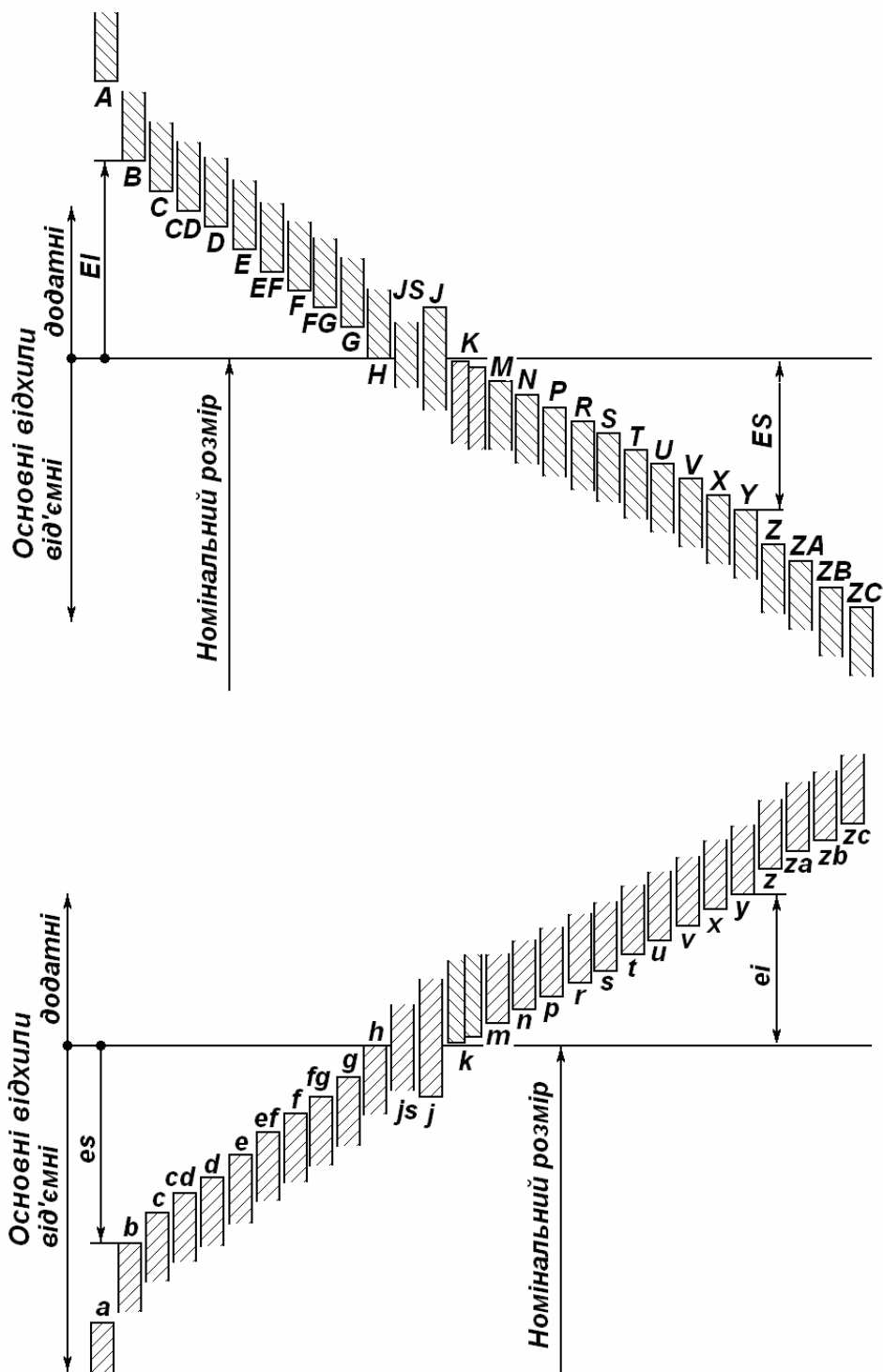


Рис. 3.2. Основні відхили отворів і валів.

Як правило, основні відхили отвору і вала рівні за абсолютним значенням і протилежні за знаком.

Поле допуску характеризується двома відхилами: ближчим і віддаленим.

Таблиця 3.3

## Числові значення допусків за ДСТУ 2500-94, вибірка

Інтервали номинальних розмірів, мм	Квалітет																	
	МКМ									ММ								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	17	18				
До 3 включно	3	4	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	1,00	1,40				
» 3 до 6 »	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	1,20	1,80				
» 6 до 10 »	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	1,50	2,50				
» 10 до 18 »	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,80	2,70				
» 18 до 30 »	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	2,10	3,30				
» 30 до 50 »	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	2,50	3,90				
» 50 до 80 »	8	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	3,00	4,60				
» 80 до 120 »	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	3,50	5,40				
» 120 до 180 »	12	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	4,00	6,30				
» 180 до 250 »	14	20	29	46	72	115	1850	290	0,46	0,72	1,15	1,85	5,20	7,20				
» 250 до 315 »	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	5,70	8,10				
» 315 до 400 »	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,230	6,30	8,90				
» 400 до 500 »	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55,	2,50	7,00	9,70				
» 500 до 630 »	22	30	44	70	110	175	280	440	0,70	1,10	1,75	2,80	8,00	11,0				
» 630 до 800 »	25	33	50	80	125	200	320	500	0,80	1,25	2,00	3,20	9,00	12,5				
» 800 до 1000 »	29	40	56	90	140	230	360	560	1,05	1,40	2,30	3,60	10,5	14,0				
» 1000 до 1250 »	34	46	66	105	165	260	420	660	1,25	1,65	2,60	4,20	12,5	16,5				
» 1250 до 1600 »	40	54	73	125	195	310	500	780	1,50	1,95	3,10	5,00	15,0	19,5				
» 1600 до 2000 »	43	65	92	150	230	370	600	920	1,75	2,30	3,70	6,00	17,5	23,0				
» 2000 до 2500 »	57	77	110	175	280	440	700	1100	2,10	2,80	4,40	7,00	21,0	28,0				

### 3. Посадка у системі отвору та у системі вала

Стандартами встановлено дві рівноправні системи посадок: систему отвору і систему вала.

**Посадка у системі отвору** – посадка, в якій необхідні зазори і натяги утворюються сполученням різних полів допусків валів з полем допуску основного отвору (рис. 3.3).

**Основний отвір** – отвір, нижній відхил якого дорівнює нулю ( $EI = 0$ ), він позначається літерою **H**.

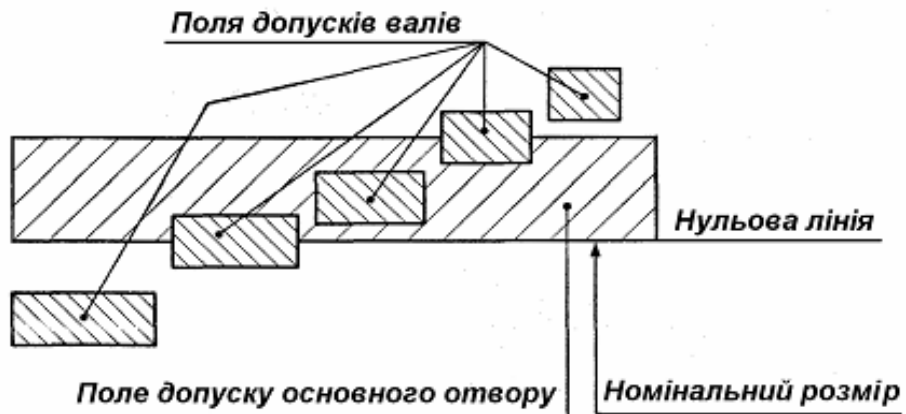


Рис. 3.3. Посадка у системі отвору

**Посадка у системі вала** – посадка, в якій необхідні зазори і натяги утворюються сполученням різних полів допусків отворів з полем допуску основного вала (рис. 3.4).

**Основний вал** – вал, верхній відхил якого дорівнює нулю ( $es = 0$ ), він позначається літерою **h**.

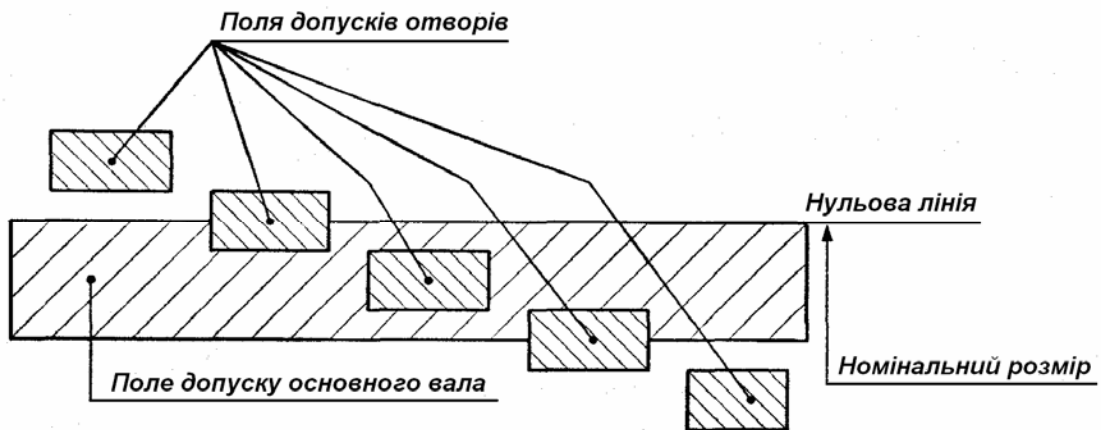


Рис. 3.4. Посадка у системі вала.

Вибір системи посадок визначається конструктивними, технологічними і

економічними міркуваннями. На практиці перевагу надають система отвору, оскільки за цієї умови досягаються менші витрати при виготовленні деталей (*менша номенклатура ріжучого і вимірювального інструменту*).

Систему вала застосовують у певних випадках: з'єднання кількох отворів з валом; валики без механічної обробки; з'єднання стандартних складаних одиниць, наприклад, вальниць кочення (сполучення зовнішнього діаметра з отвором корпусу).

#### **4. Утворення і позначення полів допусків і посадок**

Основні відхили отвору, як правило, рівні за значенням і протилежні за знаком однойменним з основним відхилом вала. Це дає змогу отримувати однакові посадки в системі отвору і в системі вала.

Відхили від *A* до *H* (від *a* до *h*) призначені для утворення полів допусків у посадках із зазорами;

від *JS* до *N* (від *js* до *n*) – у перехідних посадках;

від *P* до *ZC* (від *p* до *zc*) – у посадках із натягами.

Поле допуску позначається сполученням літери (літер) основного відхилу і порядкового номера квалітету.

Наприклад: ***f6, g7, H7, H12***.

Позначення поля допуску вказується після номінального розміру елемента. Наприклад: ***Ø40f6, Ø50g7, Ø60H7***.

У обґрунтованих випадках допускається позначення поля допуску отвору з основним відхилом „*H*” символом „***+ IT***”, з основним відхилом „*h*” – символом „***- IT***”, а відхилами „*js*” чи „*JS*” – символом „***± IT / 2***”.

Наприклад: ***+ IT 14 / 2, - IT 14 / 2, ± IT 14 / 2***.

**Посадка.** Посадка позначається дробом, у чисельнику якого вказується позначення поля допуску отвору, а у знаменнику – позначення поля допуску вала.

Наприклад: ***Ø50H8 / g7, Ø50G8 / h7***. Позначення посадок вказується після

номінального розміру посадки. Наприклад: ***Ø50H7 / f6*** чи ***Ø50H7 / g6***.

Загальний запис невказаних відхилів відносно низької точності (від 12 квалітету і грубіше) слід подавати так:

Невказані граничні відхили розмірів згідно з

***ДСТУ ISO 2768-2-2001***.

Або ***ISO 2768-mK***.

Граничні відхили отворів і валів розмірами до 500 мм наведено у табл. 3.4 і 3.5

Таблиця 3.4

Граничні відхили отворів розмірами від 1 до 500 мм (за ДСТУ 2500–94, вибірка)

Інтервал розмірів, мм	Поле допуску										
	<i>F7</i>	<i>G7</i>	<i>H7</i>	<i>JS7</i>	<i>K7</i>	<i>M7</i>	<i>N7</i>	<i>P7</i>	<i>R7</i>	<i>S7</i>	<i>T7</i>
	Граничні відхили, мкм										
Від 1 до 3	+16 +6	+12 +2	+10 0	+5 -5	0 -10	-2 -12	-4 -14	-6 -16	-10 -20	-14 -24	—
Понад 3 » 6	+22 +10	+16 +4	+12 0	+6 -6	+3 -9	0 -12	-4 -16	-8 -20	-11 -23	-15 -27	—
» 6 » 10	+28 +13	+20 +5	+15 0	+7 -7	+5 -10	0 -15	-4 -19	-9 -24	-13 -28	-17 -32	—
» 10 » 14	+34	+24	+18	+9	+6	0	-5	-11	-16	-21	—
» 14 » 18	+16	+6	0	-9	-12	-18	-23	-29	-34	-39	—
» 18 » 24	+41	+28	+21	+10	+6	0	-7	-14	-20	-27	—
» 24 » 30	+20	+7	0	-10	-15	-21	-28	-35	-41	-48	-33 -54
» 30 » 40	+50	+3	+25	+12	+1	0	-8	-17	-25	-34	-39 -64
» 40 » 50	+25	-9	0	-12	-18	-25	-33	-44	-50	-59	-45 -70
» 50 » 65	+60	+40	+30	+15	+9	0	-9	-21	-30	-42	-55 -85
» 65 » 80	+30	+10	0	-15	-21	-30	-39	-51	-60	-72	-64 -94
» 80 » 100	+71	+47	+35	+17	+10	0	-10	-24	-38	-58	-78 -113
» 100 » 120	+36	+12	0	-17	-25	-35	-45	-59	-73	-93	-91 -126
» 120 » 140									-48	-77	-107 -147
» 140 » 160	+83 +43	+54 +14	+40 0	+20 -20	+12 -28	0 -40	-12 -52	-28 -68	-50	-85	-119 -159
» 160 » 180									-53	-93	-131 -171
» 180 » 200									-60	-105	-149 -195
» 200 » 225	+96 +50	+61 +15	+46 0	+23 -23	+13 -33	0 -46	-14 -60	-33 -79	-63	-113	-163 -209
» 225 » 250									-67	-123	-179 -225
» 250 » 280	+108	+69	+52	+26	+16	0	-14	-36	-74	-138	-198 -250
» 280 » 315*	+56	+17	0	-26	-36	-52	-66	-88	-126	-190	-220 -272
» 315 » 355	+119	+75	+57	+28	+17	0	-16	-41	-87	-169	-247 -304
» 355 » 400	-62	+18	0	-28	-40	-57	-73	-98	-144	-226	-273 -330



Таблиця 3.5

Граничні відхили валів розмірами від 1 до 500 мм (за ДСТУ 2500–94, вибірка)

Інтервал розмірів, мм	Поле допуску										
	<i>f6</i>	<i>f6</i>	<i>h6</i>	<i>js6</i>	<i>k6</i>	<i>m6</i>	<i>n6</i>	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>	<i>t6</i>
	Граничні відхили, мкм										
Від 1 до 3	—6 —12	—2 —8	0 —6	+3,0 —3,0	+6 0	+8 +2	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14	—
Понад 3 » 6	—10 —18	—4 —12	0 —8	+4,0 —4,0	+9 +1	+12 +4	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +19	—
» 6 » 10	—13 —22	—5 —14	0 —9	+4,5 —4,5	+10 +1	+15 +6	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	—
» 10 » 14	—16	—6	0	+5,5	+12	+18	+23	+29	+34	+39	—
» 14 » 18	—27	—17	—11	—5,5	+1	+7	+12	+18	+23	+28	
» 18 » 24	—20	—7	0	+6,5	+15	+21	+28	+35	+41	+48	—
» 24 » 30	—33	—20	—13	—6,5	+2	+8	+15	+22	+28	+35	+54 +41
» 30 » 40	—25	—9	0	+8,0	+18	+25	+33	+42	+50	+59	+64 +48
» 40 » 50	—41	—25	—16	—8,0	+2	+9	+17	+26	+34	+43	+70 +54
» 50 » 65	—30	—10	0	+9,5	+21	+30	+39	+51	+60 +41	+72 +53	+85 +66
» 65 » 80	—49	—29	—19	—9,5	+2	+11	+20	+32	+62 +43	+78 +59	+94 +75
» 80 » 100	—36	—12	0	+11,0	4-25	+35	+45	+59	+73 +51	+93 +71	+113 +91
» 100 » 120	—58	—34	—22	—11,0	+3	+13	+23	+37	+76 +54	+101 +79	+126 +104
» 120 » 140									+88 +63	+117 +92	+147 +122
» 140 » 160	—43 —68	—14 —39	0 —25	+12,5 —12,5	+28 +3	+40 +15	+52 +27	+68 +4	+90 +65	+125 +100	+159 +134
» 160 » 180									+93 +68	+133 +108	+171 +146
» 180 » 200									+106 +77	+151 +122	+195 +166
» 200 » 225	—50 —79	—15 —44	0 —29	+14,5 —14,5	+33 +4	+46 +17	+60 +31	+79 +50	+109 +80	+159 +130	+209 +180
» 225 » 250									+113 +84	+169 +140	+225 +196
» 250 » 280	—56 —88	—17 —49	0 —32	+16,0 —16,0	+36 +4	+52 +20	+66 +34	+88 +56	+126 +94	+190 +158	+250 +218
» 280 » 315									+130 +98	+202 +170	+272 +240

#### Лекція 4. Шорсткість і хвилястість поверхонь

План: 1. Загальні поняття.

2. Позначення шорсткості поверхонь

3. Правила нанесення позначень шорсткості на креслениках

4. Хвилястість поверхонь

1. Загальні поняття.

**Шорсткість поверхні** (ДСТУ 2413–94 [14], [15]) – сукупність нерівностей поверхні з відносно малими кроками ( $S_w/W_z < 40$ ), що вирізнено, наприклад, за допомогою базової довжини.

**Система середньої лінії** – система відліку, що використана для оцінювання шорсткості, в якій як базова використовується середня лінія.

**Середня лінія (найменших квадратів) профілю  $m$**  – базова лінія, що має форму номінального профілю та ділить реальний профіль так, щоб у межах базової довжини сума квадратів відхилень профілю від цієї лінії була мінімальна.

**Система середньої лінії** – система відліку, використана для оцінювання параметрів шорсткості поверхні, в якій базова лінія – середня лінія. Відрізок поверхні, на якій визначається шорсткість, обмежується базовою довжиною.

Шорсткість є наслідком пластичної деформації поверхневого шару деталі, що виникає внаслідок утворення стружки, копіювання нерівностей ріжучих кромek інструмента, тертя його по деталі, виривання частин металу тощо.

Профіль поверхні відображається профілограмою (рис. 4.1). На рис. 4.1 прийнято такі позначення:

$m$  – середня лінія профілю;

$l$  – базова довжина;

$Y$  – відхил профілю;

$Y_p$  – висота виступу профілю;

$Y_v$  – глибина западини профілю;

$R_p$  і  $R_v$  – відповідно висота найбільшого виступу профілю і глибина найбільшої западини профілю;

$P$  – рівень перерізу,

$b_i$  – відрізок на рівні перерізу.

**Відхил профілю  $Y$**  – відстань між точкою реального профілю та базовою лінією (рис. 4.1).

Середня арифметична лінія профілю – базова лінія, яка має форму номінального профілю, розміщена еквідистантно до загального напрямку профілю і ділить профіль так, що в межах базової довжини суми площ, що містяться між цією лінією та профілем з обох її боків, однакові.

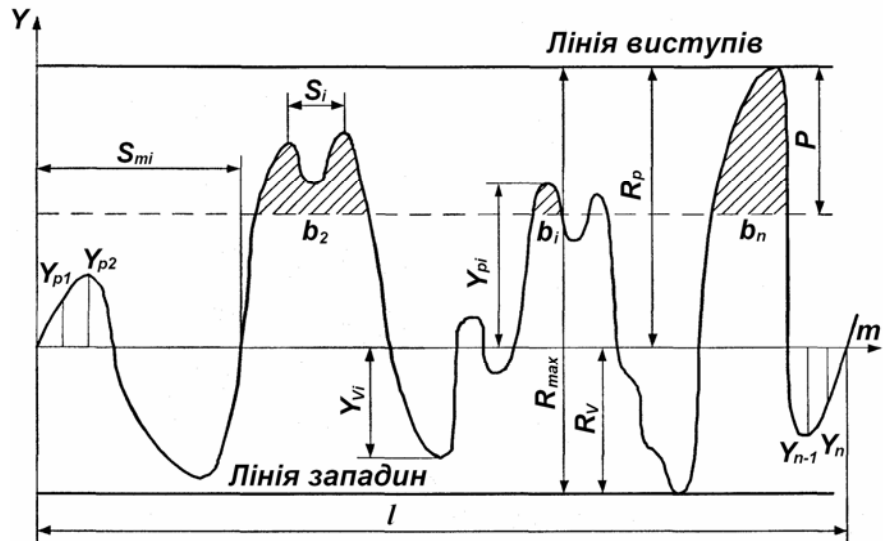


Рис. 4.1. Профілограма поверхні.

**Рівень перерізу профілю  $R$**  – відстань між лінією виступів профілю та лінією западин, що перетинає профіль еквідистантно лінії виступів профілю. Параметри шершкості беруть за ДСТУ 2413-94.

**Висота найбільшого виступу профілю  $R_p$**  – відстань від середньої лінії до вищої точки профілю у межах базової довжини (рис. 4.1).

**Глибина найбільшої западини профілю  $R_v$**  – відстань від середньої лінії профілю до нижчої точки реального профілю в межах базової довжини (рис. 4.1).

**Найбільша висота нерівностей профілю  $R_{max}$**  – відстань між лінією виступів і лінією западин профілю у межах базової довжини (рис. 4.1).

**Висота нерівностей профілю за десятьма точками  $R_z$**  – сума середніх абсолютних значень висот п'яти найбільших виступів профілю та глибин п'яти найбільших западин профілю в межах базової довжини.

$$R_z = \left[ \sum_{i=1}^n Y_{p_i} + \sum_{i=1}^p Y_{v_i} \right] / 5, \quad (4.1),$$

де  $Y_{p_i}$  – висота  $i$ -го найбільшого виступу профілю;  $Y_{v_i}$  – глибина  $i$ -ої найбільшої западини профілю.

**Середній арифметичний відхил профілю  $R_a$**  – середнє арифметичне абсолютних значень відхилів профілю у межах базової довжини:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l y(x) dx \quad \text{або} \quad R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|. \quad (4.2)$$

Тут  $n$  – кількість дискретних відхилів профілю.

Параметри шершкості  $R_a, R_z, R_{max}$  нормовані і вибираються з рядів чисел (Додаток А, табл. А.11).

*Крок нерівностей профілю* – відрізок середньої лінії профілю, що обмежує нерівність профілю (рис. 4.1).

*Середній крок нерівностей профілю*  $S_m$  – середнє значення кроку нерівностей профілю у межах базової довжини (рис. 4.1):

$$S_m = \sum_{i=1}^n S_{mi}, \quad (4.3)$$

де  $n$  – кількість кроків нерівностей профілю на базовій довжині.

*Середній крок місцевих виступів профілю*  $S$  – середнє значення кроку місцевих виступів у межах базової довжини:

$$S = \sum_{i=1}^n S_i, \quad (4.4)$$

де  $n$  – кількість місцевих виступів профілю на базовій довжині;  $S_i$  – крок місцевих виступів профілю.

Параметри шорсткості  $S_m$  і  $S$  нормовані й вибираються з рядів чисел.

*Опорна довжина профілю* – сума довжин відрізків, що відсікаються на заданому рівні профілю деталі лінією, яка еквідистантна до середньої лінії, у межах базової довжини (рис. 4.1).

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i, \quad (4.5)$$

*Відносна опорна довжина профілю*  $t_p$  – відношення опорної довжини профілю до базової довжини

$$t = (\eta_p / l) \cdot 100\%. \quad (4.6)$$

Значення відносної опорної довжини профілю і рівень перерізу  $P$  нормовані:  $t_p, \%$  – 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90.

$$P, \% – 5; 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90.$$

Однозначного зв'язку між шорсткістю поверхні і допуском розміру немає. Проте для кожного допуску розміру і форми можна встановлювати мінімальні вимоги до шорсткості поверхні у вигляді найбільш грубої границі допустимих значень параметрів шорсткості.

## 2. Позначення шорсткості поверхонь

Шорсткість поверхні позначається відповідно до ГОСТ 2.309-84 [16]. У зв'язку з введенням змін до позначення шорсткості поверхонь [17] нижче наведено ці положення.

Шорсткість поверхонь позначають на кресленнику для всіх поверхонь виробу, що виконуються за даним кресленником, незалежно від методів їх утворення, крім поверхонь, шорсткість яких не зумовлена вимогами кон-струкції. Структуру позначення шорсткості поверхні показано на рис. 4.2.



Рис. 4.2. Структура позначення шорсткості поверхні.

У позначенні шорсткості поверхні застосовують один із знаків, зображених на рис. 5.2. Висота  $h$  має бути приблизно рівна висоті цифр розмірних чисел, що застосовують на кресленнику. Висота  $H$  рівна  $(1,5 \dots 5) h$ . Товщина ліній знаків має бути приблизно рівна половині товщини суцільної основної лінії, яку застосовують на кресленнику.

При цьому:

- у позначенні шорсткості поверхні, спосіб обробки якої конструктором не установлюється, застосовують знак  $\sqrt{\quad}$  (рис. 4.3, а);

- у позначенні шорсткості поверхні, яка має бути утворена тільки зняттям шару матеріалу, застосовують знак  $\sqrt{\quad}$  (рис. 4.3, б);

- у позначенні шорсткості поверхні, яка має бути утворена тільки без зняття шару матеріалу, застосовують знак  $\sqrt{\quad}$  (рис. 4.3, в) з вказівкою значення параметру шорсткості.

На поверхнях деталей, що виготовляються із матеріалу визначеного профілю і розміру, які не підлягають за даним кресленником додатковій обробці, слід ставити знак без вказівки параметру шорсткості  $\sqrt{\quad}$ .

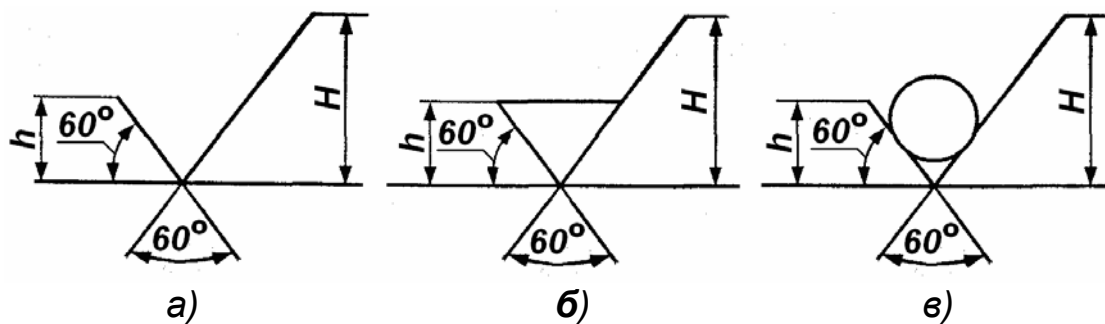


Рис. 4.3. Знаки шорсткості поверхонь

Стан поверхні, позначеної знаком  $\sqrt{\quad}$ , має відповідати умовам, установленим відповідним стандартом або другим документом, при чому на цей документ слід посилатися, наприклад, види вказівок сортаменту матеріалу в графі 3 основного напису кресленика за ГОСТ 2.104-68.

За ГОСТ 2789-73 [14] у позначенні шорсткості вказується символ і значення параметру. Наприклад,  $R_a 0,4$ ;  $R_{max} 6,3$ ;  $S_m 0,63$ ;  $t_{50} 70$ ;  $S 0,032$ ;  $R_z 50$ .

*Примітка.* На прикладі  $t_{50} 70$  показана відносна опорна довжина профілю при рівні перерізу профілю  $P=50\%$ .

Показуючи найбільше значення параметру шорсткості в позначенні, наводять параметр шорсткості без граничних відхилів, наприклад  $\sqrt{R_a 0,4}$ .

При показанні найменшого значення параметру шорсткості після позначення параметру слід вказати "min", наприклад:  $R_z 0,10min$ .

Показуючи діапазон значень параметру шорсткості поверхні у позначенні шорсткості наводять межі значень параметру, розташовуючи їх у два рядки, наприклад:  $R_a 0,8$ ;  $R_z 0,10$ ;  $R_{max} 0,10$ ;  $t_{50} 50$ ;

$0,4$ ;  $0,05$ ;  $0,05$ ;  $70$ .

У верхньому рядку наводять значення параметру, що відповідає більш грубій шорсткості. При показанні номінального значення параметру шорсткості поверхні у позначенні наводять це значення з граничними відхилами за ГОСТ 2789-73, наприклад:  $R_a 1,6 \pm 20\%$ ;  $R_z 100_{-10\%}$ ;  $S_m 0,63^{+20\%}$ ;  $t_{50} 70 \pm 10\%$ .

При показанні двох і більше параметрів шорсткості поверхні у позначенні шорсткості значення параметрів записують зверху вниз у наступному порядку (рис. 4.4): параметр висоти нерівностей профілю, параметр середнього кроку нерівностей профілю, відносна опорна довжина профілю, напрямок нерівностей профілю.

При нормуванні вимог до шорсткості поверхні параметрами  $R_a$ ,  $R_z$ ,  $R_{max}$  базову довжину в позначенні шорсткості не

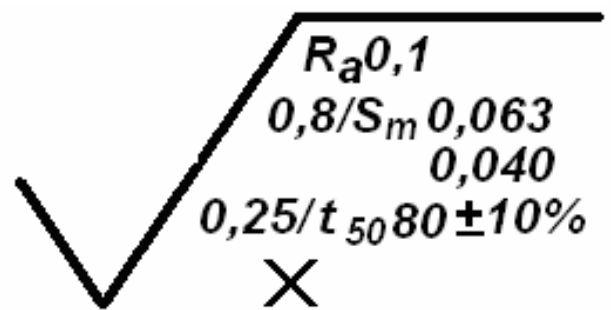



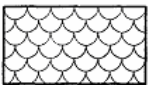
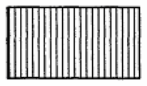


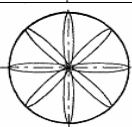
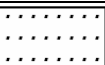
Рис. 4.4. Порядок позначення шорсткості поверхонь при вказанні багатьох параметрів.

наводять, якщо вона відвідує показаний у додатку 1 ГОСТ 2789-73 вибраного значення параметру шорсткості.

Умовні позначення напрямків нерівностей мають відповідати наведеним у табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Умовні позначення напрямків нерівностей

Типи та напрямок нерівностей	Позначення	Назва	Типи та напрямок нерівностей	Позначення	Назва
	$\sqrt{=}$	Паралельні		$\sqrt{M}$	Довільні
	$\sqrt{\perp}$	Перпендикулярні		$\sqrt{C}$	Колоподібні
	$\sqrt{X}$	Перехресні		$\sqrt{R}$	Радіальні
	$\sqrt{P}$	Точкові			

Умовні позначення напрямків нерівностей за необхідності показують на кресленнику. Висота знака умовного позначення напрямків нерівностей має бути приблизно рівна  $h$ . Товщина ліній знака – приблизно рівна половині товщини суцільної основної лінії.

Спосіб обробки поверхні показують у позначенні шорсткості тільки у разі, коли він є єдиним, застосованим для одержання потрібної якості поверхні (рис. 4.5).

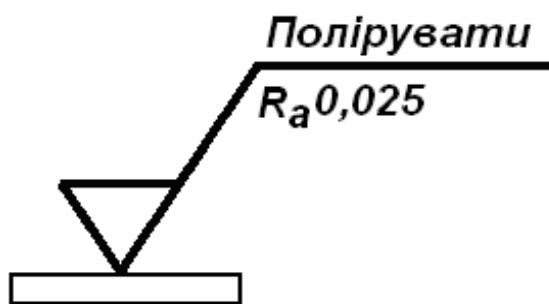


Рис. 4.5. Вказання способу обробки.

Допускається застосування спрощеного позначення шорсткості поверхонь з поясненням його у технічних вимогах кресленника за прикладом, показаним на рис. 4.6.

У спрощеному позначенні використовують знак  $\sqrt{\quad}$  і рядкові букви українського алфавіту за абеткою, без скорочень і, як правило, без пропусків.

Якщо напрямок виміру шорсткості має відрізнятися від передбаченого ГОСТ 2789-73, його показують на кресленні за прикладом, наведеним на рис. 4.7.

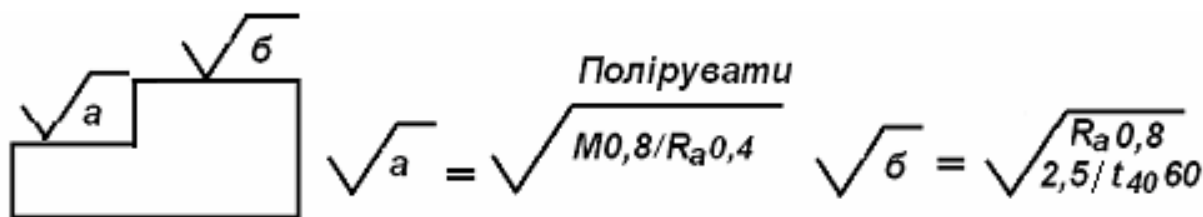


Рис. 4.6. Спрощене позначення шорсткості поверхонь.

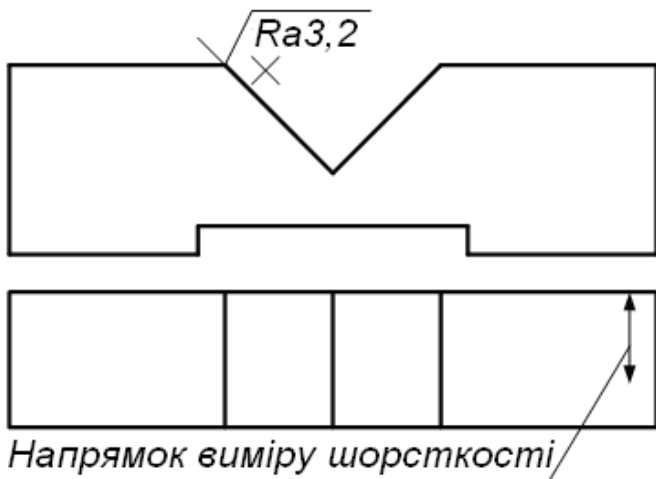


Рис. 4.7. Показ напрямку вимірювання шорсткості, що відрізняється від

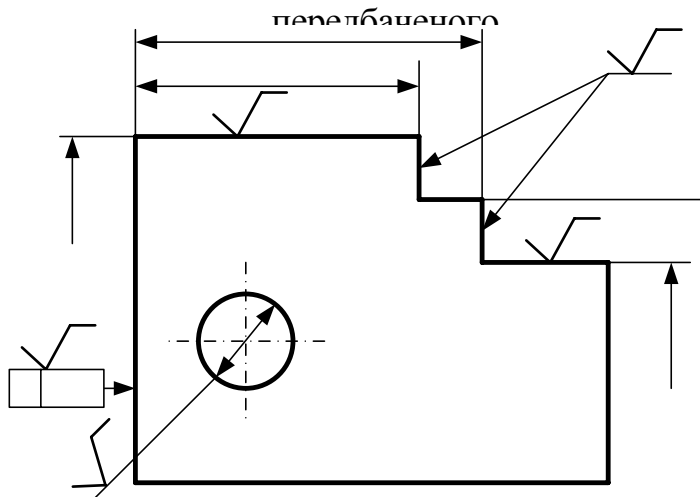


Рис. 4.8. Позначення шорсткості на розмірних лініях або на їх продовженнях.

зображенні.

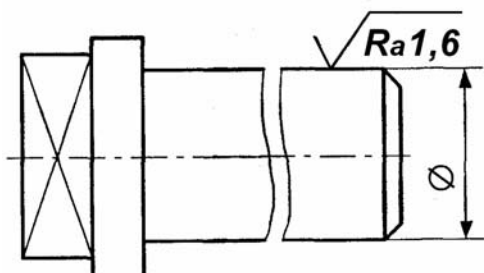


Рис. 4.9. Позначення шорсткості при зображенні виробу з розривом.

### 3. Правила нанесення позначень шорсткості на креслениках

Позначення шорсткості поверхонь на зображенні виробу розташовують на лініях контуру, виносних лініях (за можливості ближче до розмірної лінії) або на полицях ліній-виносок.

Допускається, коли мало місця для розташування позначення шорсткості на розмірних лініях або на їх продовженнях, на рамці допуску форми, а також при розриві виносної лінії (рис. 4.8).

При зображенні виробу з розривом позначення шорсткості наносять тільки на одній частині зображення, за можливостю ближче до місця вказання розмірів (рис. 4.9).

Показуючи однакову шорсткість для всіх поверхонь виробу, позначення шорсткості розташовують у правому верхньому куті кресленика і на зображенні не наносять (рис. 4.10).

Розміри і товщина лінії знака у позначенні шорсткості, що винесений у правий верхній кут креслення, мають бути приблизно у 1,5 рази більші, ніж чим у позначеннях, нанесених на

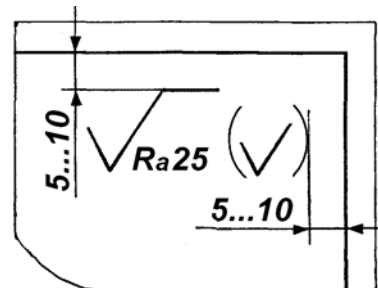


Рис. 4.10. Показання однакової шорсткості для всіх поверхонь.



Позначення шорсткості, однакової для частини поверхонь виробу, може бути розташоване у правому верхньому куті кресленика (рис. 4.11 і 4.12) разом з умовним позначенням ( $\sqrt{\quad}$ ).

Це означає, що всі поверхні, на яких на зображенні не нанесені позначення шорсткості або знак  $\sqrt{\quad}$ , повинні мати шорсткість, показану перед умовним позначенням ( $\sqrt{\quad}$ ). Розміри знака, взятого у дужки, мають бути однаковими з розмірами знаків, нанесених на зображенні.

*Примітка. Не допускається позначення шорсткості або знак ( $\sqrt{\quad}$ ) виносити у правий верхній кут кресленика за наявності у виробі поверхонь, шорсткість яких не нормується. Позначення шорсткості поверхонь елементів виробу, що повторюються (отворів, пазів, зубів і т.п.), кількість яких показано на кресленіку, а також позначення шорсткості однієї і тієї ж поверхні наносять один раз, незалежно від числа зображень.*

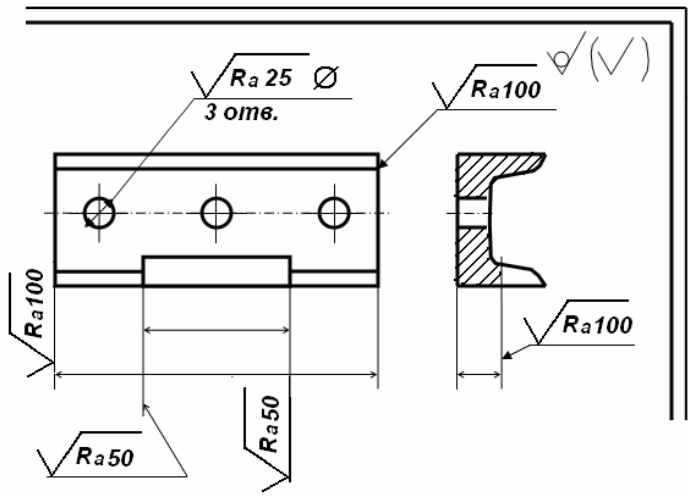


Рис. 4.11. Позначення шорсткості однакової для частини поверхонь

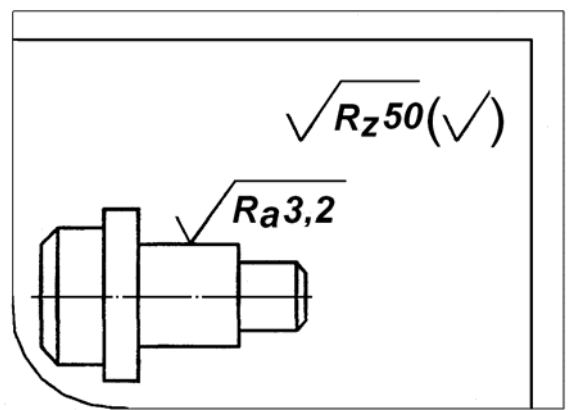


Рис. 4.12. Позначення шорсткості, однакової для частини поверхонь виробу.

Позначення шорсткості симетрично розташованих елементів симетричних виробів наносять один раз. Коли шорсткість однієї і тієї ж поверхні різна на окремих ділянках, то ці ділянки розмежують суцільною тонкою лінією з нанесенням відповідних розмірів і позначень шорсткості (рис. 5.12, а).

Через заштриховану зону лінію межі між ділянками не проводять (рис. 4.13, б).

Позначення шорсткості робочих поверхонь зубів зубчастих коліс, евольвентних шліців і т.п., якщо на кресленнику не показано їх профіль, умовно наносять на лінії ділильної поверхні (рис. 4.14, а, б, в), а для глободних черв'яків і сполучених з ними коліс – на лінії розрахункового кола (рис. 4.14, г).

Позначення шорсткості поверхні профілю нарізи наносять за загальними правилами при зображенні профілю (рис. 4.15, а) або умовно на виносній лінії для показу розміру нарізи (рис. 4.15, б, в, д), на розмірній лінії або її продовженні (рис. 5.14, е).

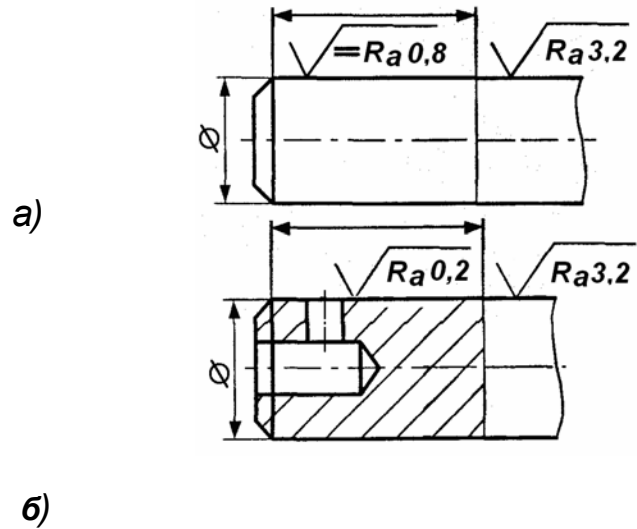


Рис. 4.13. Позначення шорсткості поверхні при різних її значеннях.

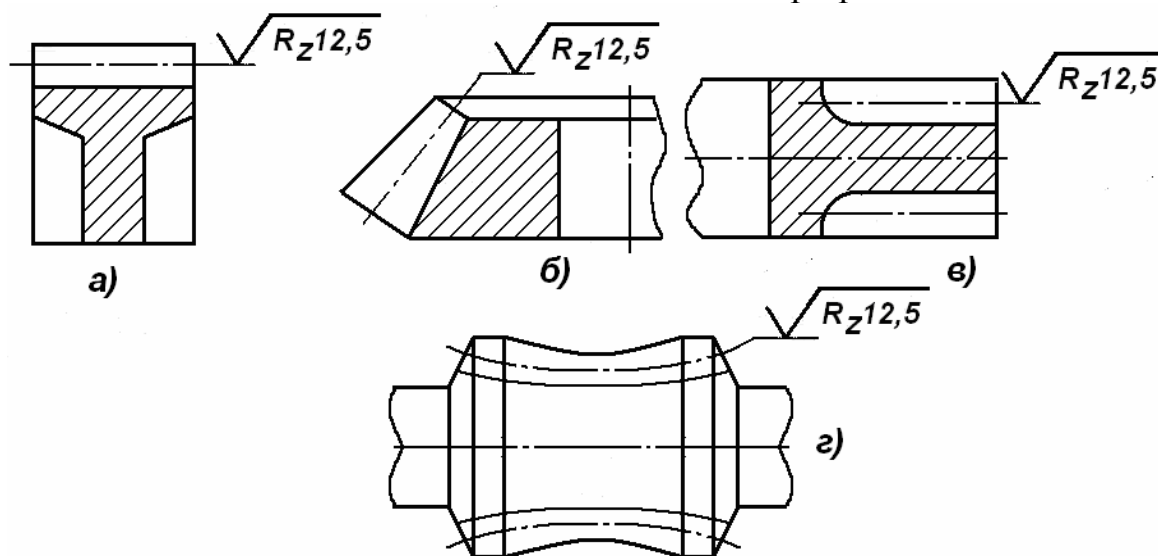


Рис. 4.14. Позначення шорсткості робочих поверхонь зубів зубчастих коліс та евольвентних шліців.

Коли шорсткість поверхонь, що утворюють контур, має бути однаковою, позначення шорсткості наносять один раз, як показано на рис. 4.16. Діаметр

допоміжного знака  $\bigcirc$  – 4...5 мм.

У позначенні однакової шорсткості поверхонь, що плавно переходять одна в другу, знак  $\bigcirc$  не наводять (рис. 4.17).

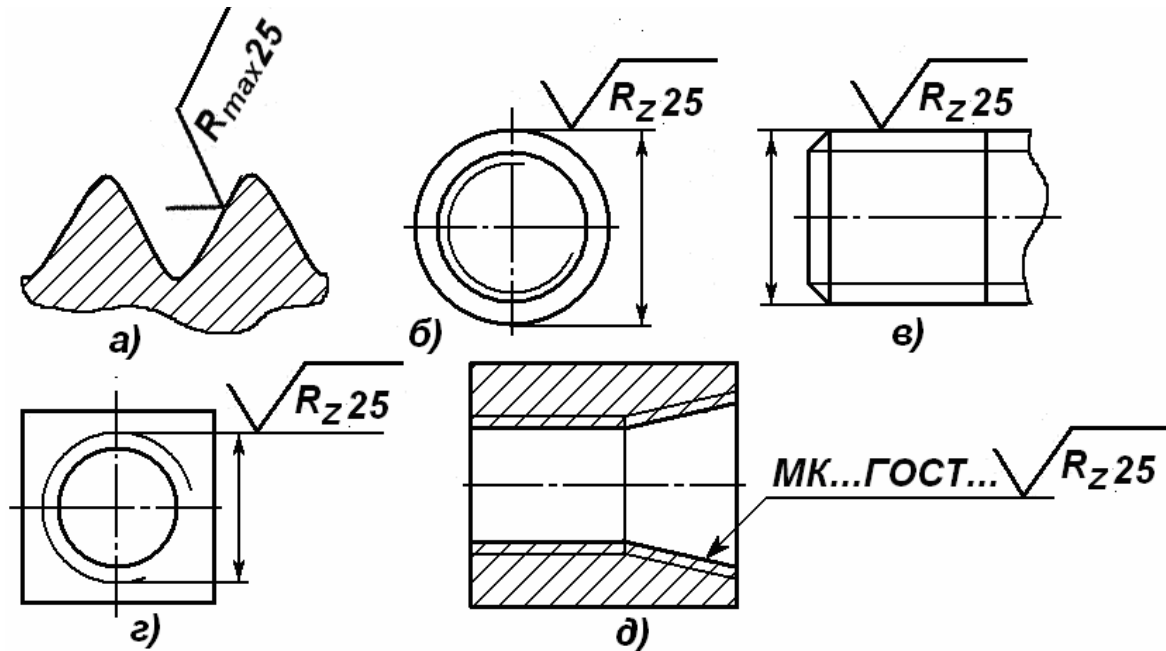


Рис. 4.15. Позначення шорсткості поверхні профілю нарізі

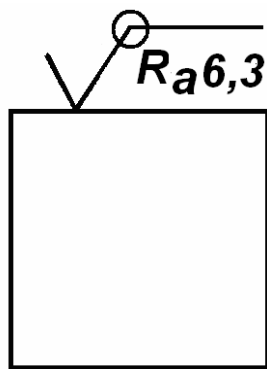


Рис. 4.16. Позначення однакової шорсткості поверхні за контуром.

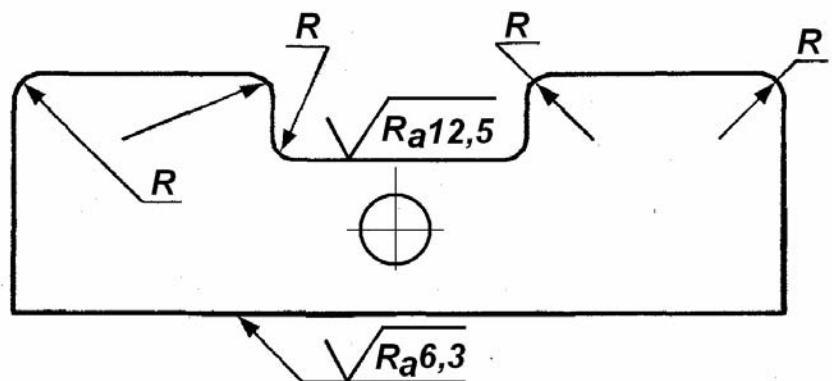


Рис. 4.17. Позначення однакової шорсткості поверхонь, що переходять одна в другу.

## Лекція 5. Основи вибору посадок

### Питання: 1. Посадки з натягом

### 2. Посадки з зазором

### 3. Перехідні посадки

Залежно від призначення механізму (машини) до з'єднань ставляться певні експлуатаційні вимоги.

Щоб забезпечити у з'єднанні відносну нерухомість, переміщення чи необхідне центрування деталей, слід узяти з числа стандартних таку посадку, яка ці вимоги забезпечувала б.

Посадки вибирають трьома способами: за розрахунком, за даними експериментальних досліджень і за рекомендаціями стандарту (за аналогією).

Вибір посадок за розрахунком широко застосовується в інженерній практиці. Цей спосіб враховує конкретні умови роботи з'єднання.

### 1. Посадки з натягом

Деталі з'єднання з натягом прості у виготовленні. З'єднання забезпечує точну установку колеса на вал і високу навантажувальну здібність. Тому з'єднання з натягом останнім часом набувають все більш широкого застосування, особливо у редукторобудівництві, незважаючи на високу концентрацію напружень, що викликаються з'єднанням.

Розрахункова схема посадки з натягом наведено на рис. 5.1.

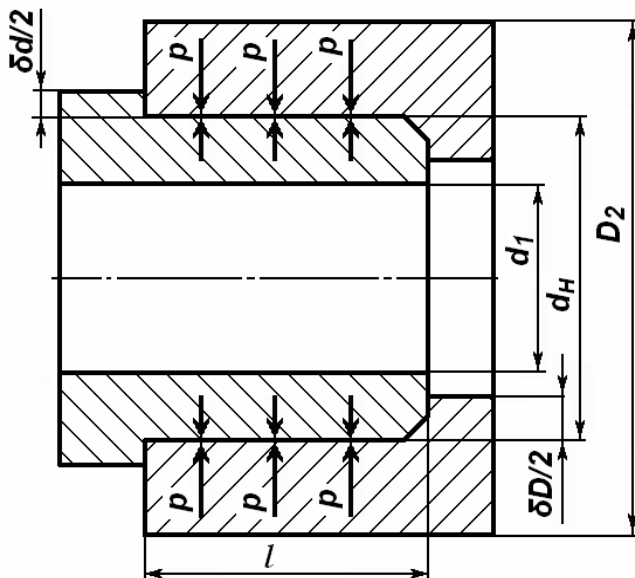


Рис. 5.1. Розрахункова схема посадки з натягом

Під час запресування деталей втулка розтягується на величину  $\delta_D$  і одночасно вал стискується на  $\delta_d$ , причому

$$\delta = \delta_D + \delta_d \text{ (див. рис. 5.1.)}$$

За теорією Ляме за тонкостінних втулок:

$$\delta = p \cdot d_n \cdot 10^6 \left[ \frac{(C_D / E_D) +}{(C_d / E_d)} \right], \quad (5.1)$$

де  $\delta$  – загальна деформація з'єднання, мкм;  $p$  – питомий тиск, Па;  $C_D, C_d$  – геометричні коефіцієнти, що визначаються за формулами:

$$C_D = \frac{1 + (d / D_2)^2}{1 - (d / D_2)^2} + \mu_D; \quad C_d = \frac{1 + (d_1 / d)^2}{1 - (d_1 / d)^2} - \mu_d; \quad (5.2)$$

$E_D, E_d$  – модулі пружності матеріалу отвору і вала відповідно (табл. 5.1);

$\mu_D, \mu_d$  – коефіцієнти Пуасона матеріалу отвору і вала (табл. 5.1).

Таблиця 5.1

Значення величин  $E$  і  $\mu$  для різних матеріалів

Матеріал	$E, Па$	$\mu$
Сталь	$2,1 \cdot 10^{11}$	0,30
Чавун сірий	$1,0 \cdot 10^{11}$	0,25
Олов'яна бронза	$1,0 \cdot 10^{11}$	0,33
Безолов'яна , бронза	$1,1 \cdot 10^{11}$	0,35

За запресування вала в отвір нерівності поверхонь зрізаються і зминаються, що зменшує дійсний натяг у з'єднанні. Вважають, що зрізання і зминання нерівностей при запресуванні становить 60 відсотків від їх висоти.

Тоді поправку на зминання нерівностей знаходять за формулою:

$$U = 1,2 \cdot (R_{zD} + R_{zd}) \text{ або } U = k_D \cdot R_{aD} + k_d \cdot R_{ad}. \quad (5.3)$$

Тут  $U$  – поправка на зминання нерівностей, мкм;  $R_{zD}, R_{zd}$  – висота нерівностей профілю поверхонь отвору і вала за десяти точками, мкм;

$R_{aD}, R_{ad}$  – середня арифметична висота нерівностей профілю отвору і вала, мкм.

За  $R_a \geq 1,25$  мкм  $k = 5$ , за  $R_a < 1,25$   $k = 6$ .

Значення  $R_{zD}, R_{zd}, R_{aD}, R_{ad}$  (мкм) слід брати із креслення деталей або приймати за довідником (табл. 5.2):

Таблиця 5.2

Значення шорсткості поверхонь отвору і вала

Точність виготовл. (квалітет)	Поверхня	$R_a$ , мкм, при номінальних розмірах, мм		
		до 50	понад 50 до 120	понад 120 до 500
5	Вал	0,1-0,2	0,4	0,4
	Отвір	0,2-0,4	0,8	0,4
6 - 7	Вал	0,4	0,8	1,6
	Отвір	0,8	1,6	1,6
8	Вал	0,8	0,8	1,6-3,2
	Отвір	1,6	1,6	1,6-3,2

Підбираючи посадки вінців черв'ячних коліс, що нагріваються за роботи передачі до відносно високих температур, зважають на температурні деформації центра і вінця, що зменшують створюваний натяг. Тоді поправка на температурну деформацію:

$$\delta_t = d \cdot 10^6 \cdot [(t_D - 20^\circ) \cdot \alpha_D - (t_d - 20^\circ) \cdot \alpha_d], \quad (5.4)$$

де  $\delta_t$  – поправка на температурну деформацію, мкм;  $t_D, t_d$  – робочі температури деталей з'єднання, °C;  $\alpha_D, \alpha_d$  – коефіцієнти лінійного розширення відповідно матеріалу отвору і вала, 1/°C: сталь  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ , чавун  $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$ , бронза, латунь  $\alpha = 19 \cdot 10^{-6}$  °C.

Мінімальний натяг, що потрібен для передачі заданого навантаження,

$$N_{min} = \delta + U + \delta_t. \quad (5.5)$$

Під час дії осьової сили  $F_a$  нерухомість забезпечує сила тертя

$$F_{TEP} = 3,14 \cdot D \cdot l \cdot f \cdot p. \quad (5.6)$$

Тут  $F_{TEP}$  – сила тертя, Н;  $l$  – довжина сполучення, м;  $f$  – коефіцієнт тертя (табл. 5.3).

Таблиця 5.3

Коефіцієнт тертя  $f$

Матеріал деталей	Пресування	Нагрів	Охолодження	Гідропресування
Сталь-сталь	0,07	0,14	0,07	0,10
Сталь-чавун	0,07	0,07	0,07	-
Сталь або чавун, бронза або латунь	0,05	0,05	0,05	-

Умова нерухомості:  $F_{TEP} \geq F_a$

$$\text{або } F_{\text{ОБД}} = 3,14 \cdot d \cdot l \cdot f \cdot p; p \geq \frac{F_a}{3,14 \cdot d \cdot l \cdot f}. \quad (5.7)$$

За дії крутного моменту  $T$  нерухомість забезпечує момент тертя:

$$T_{TP} = \frac{3,14 p \cdot l \cdot f \cdot d_H^2}{2}. \text{ Умова нерухомості: } T_{TEP} \geq T \text{ або;}$$

$$T_{TEP} = \frac{3,14 \cdot p \cdot l \cdot f \cdot d^2}{2} \quad p \geq \frac{2T}{3,14 \cdot d^2 \cdot l \cdot f}. \quad (5.8)$$

За спільної дії осьової сили і крутного моменту нерухомість забезпечує сила тертя  $F_{\text{ОБД}} \geq F_{\Sigma}$ .

Сумарна сила  $F_{\Sigma} = \sqrt{F_a^2 + (2T/d)^2}$ ;

$$p \geq \frac{F_{\Sigma}}{3,14 \cdot d \cdot l \cdot f} = \frac{\sqrt{F_a^2 + (2T/d)^2}}{3,14 \cdot d \cdot l \cdot f}. \quad (5.9)$$

Найбільший натяг (мкм), допустимий міцністю втулки:

$$N_{max} = [\delta]_{max} + U, \quad (5.10)$$

де  $[\delta]_{max}$  – максимальна деформація допустима міцністю втулки, мкм:

$$[\delta]_{max} = [p]_{max} \cdot \delta / p. \quad (5.11)$$

Максимальний тиск, що допускається міцністю втулки, мкм:

$$[p]_{max} = 0,5\sigma_{TD} \left[ 1 - (D / D_2)^2 \right]. \quad (5.12)$$

Тут  $[p]_{max}$  – максимальний тиск; Па. Його приймають за довідковими даними залежно від марки сталі і температури;  $\sigma_{TD}$  – границя текучості матеріалу охоплюючої деталі.

Умова вибору посадки

$$N_{p.min} \geq N_{min}; \quad N_{p.max} \leq N_{max}, \quad (5.13)$$

де  $N_{p.min}$ ,  $N_{p.max}$  – мінімальний і максимальний ймовірні натяги посадки.

Зусилля запресування деталей, Н:

$$F_{II} = 3,14 \cdot d \cdot l \cdot f \cdot p_{max}. \quad (5.14)$$

Тут  $f$  – коефіцієнт тертя ( $f_z$  – запресування,  $f_e$  – випресування;  $p_{max}$  – контактний тиск, що відповідає максимальному ймовірному натягу вибраної посадки:

$$p_{max} = (N_{max} - U) \cdot p / \delta. \quad (5.15)$$

Температура нагрівання (охолодження) деталі, °С:

$$t_D = 20^\circ + \frac{N_{max} + Z_{скл}}{d_H \cdot \alpha_D} \cdot 10^{-6}; \quad t_d = 20^\circ - \frac{N_{max} + Z_{скл}}{d_H \cdot \alpha_d} \cdot 10^{-6}. \quad (5.16)$$

де  $Z_{скл}$  – зазор за складання, мкм, дорівнює основному відхиленню вала  $m$ .

Основним способом складання для здійснення з'єднання з натягом коліс з валами є нагрівання колеса.

## 2. Посадки з зазором

Призначені для забезпечення відносного руху (обертового або вертально-поступного). Ці посадки характеризуються зазором, що служить для переміщень, компенсації температурних деформацій, похибок форми, розміщення шару мастила. За характером роботи посадки з зазором призначені для центрування, переміщень, здійснення рідинного тертя. У з'єднаннях з рідинним тертям посадки вибирають за розрахунком, а з сухим і напіврідинним – за аналогією.

### Посадки вальниць ковзання

Вальниці ковзання поширені у техніці. У стані спокою під дією сили тяжіння вал займає крайнє нижнє положення (зображено штриховою лінією, рис. 1, а за обертання сили тертя захоплюють мастило у вузьку клиноподібну

щілину між валом та отвором; вал піднімається, спираючись на масляний клин, і трохи переміщується вбік обертання (рис. 5.2).

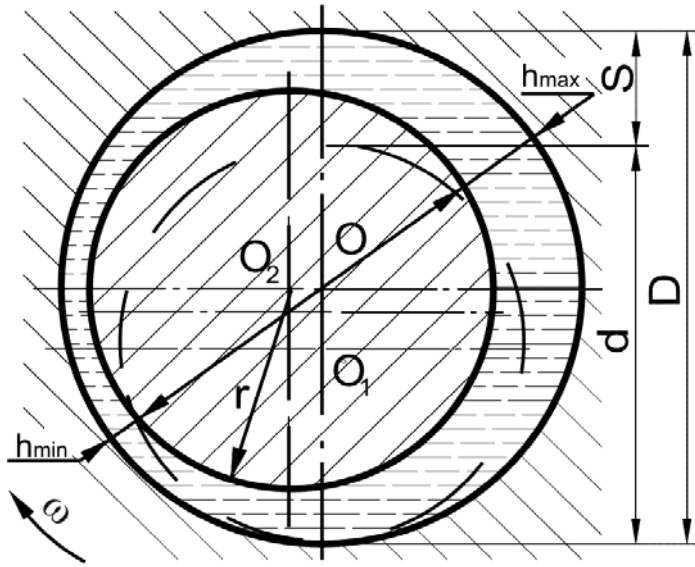


Рис. 5.2. Розрахункова схема посадки з зазором.

$S$  – зазор у стані спокою, м;

$d$  – діаметр з'єднання, м;

$\omega$  – кутова швидкість вала, рад/с;

$\mu$  – динамічна в'язкість мастила, Па·с;

$l$  – довжина сполучення, м;  $p$  – питомий тиск на опору, Па.

При  $h = 0,25 \cdot S$  коефіцієнт тертя найменший (тепловий режим оптимальний).

$$S_{\text{опт}} = 2 \sqrt{\frac{0,52d \cdot \omega \cdot \mu \cdot l}{p \cdot (d + l)}} = 2 \sqrt{hS} \quad (5.18)$$

У процесі роботи рухомого з'єднання спрацьовуються поверхні вала і отвору, внаслідок чого зазор збільшується. Зміна зазору  $S_{\text{поч}}$  залежно від часу роботи з'єднання характеризується кривою 1 (рис. 5.3).

У період часу  $t_1$  зазор збільшується швидко (внаслідок згладжування макро-і мікронерівностей). У період  $t_2$  зазор збільшується до гранично допустимого зазору  $S_{\text{гп}}$  (період нормальної експлуатації). Період  $t_3$  характеризується різким збільшенням зазору, тому нормальна робота сполучення порушується і подальша експлуатація може призвести до аварії.

Термін нормальної роботи з'єднання (експлуатації) можна збільшити за рахунок зменшення початкового зазору (до  $S'_{\text{поч}}$ ). Зменшення початкового зазору з урахуванням мікронерівностей отвору і вала може забезпечити підвищення технічного ресурсу сполучення. Як видно з рис. 5.3, за зменшення початкового

Між зазором  $S$  у стані спокою і товщиною шару мастила  $h_{\text{min}}$  в місці найбільшого зближення існує взаємозв'язок.

Поширені два методи розрахунку: за оптимальним зазором і за граничними зазорами.

#### Розрахунок за оптимальним зазором

Із гідродинамічної теорії мащення відомо, що

$$hS = \frac{0,58d \cdot \omega \cdot \mu \cdot l}{p \cdot (d + l)} \quad (5.17)$$

де  $h$  – товщина шару мастила, м;



зазору до  $S'_{поч}$  час нормальної роботи (експлуатації) з'єднання збільшиться з  $t_2$  до  $t'_2$  (крива 2).

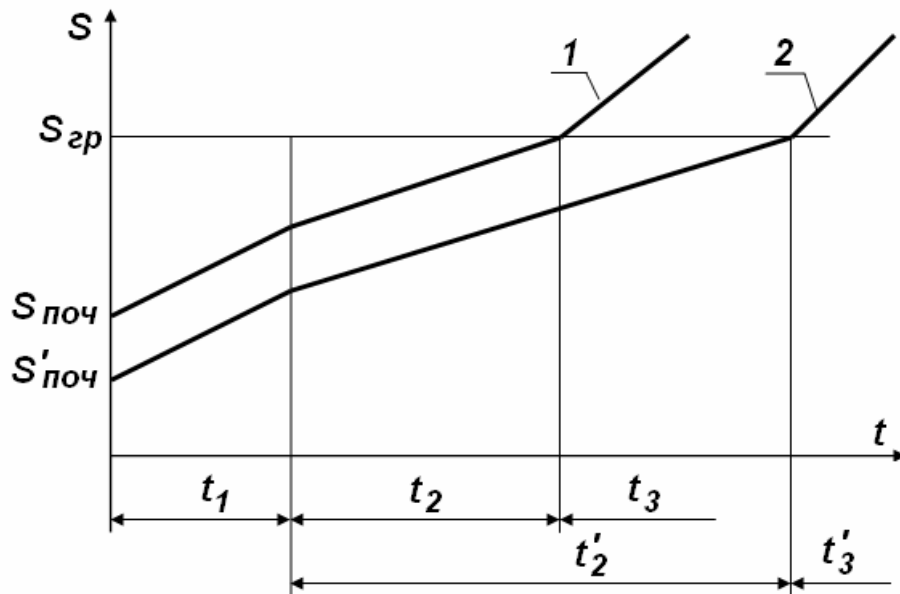


Рис. 5.3. Залежність зазору від часу роботи.

На рис. 5.3 показано:  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$  – час відповідно припрацювання, нормальної роботи і аварійного спрацювання;

$S_{поч}$ ,  $S_{гр}$ ,  $S'_{поч}$  – зазор відповідно початковий, граничний і початковий зменшений;

$t'_2$  – збільшений час нормальної роботи.

Зменшений початковий зазор називають розрахунковим:

$$S_P = S_{ОПТ} - K \cdot (R_{zD} + R_{zd}), \quad (5.19)$$

де  $K$  – коефіцієнт, що враховує спрацювання мікронерівностей у період припрацювання, вплив похибок форми, коливання навантаження, швидкості тощо;  $R_{zD}$ ,  $R_{zd}$  – висота мікронерівностей отвору і вала.

Умова вибору посадки:

$$S_{сер.см} \leq S_p; h_{min} \geq K \cdot (R_{zD} + R_{zd}), \quad (5.20)$$

$$\text{де } h_{min} = \frac{hS}{S_{max.см} + K(R_{zD} + R_{zd})}; \quad S_{сер.см} = \frac{S_{макс.см} + S_{мін.см}}{2}$$

### 3. Перехідні посадки

Призначені для нерухомих, але роз'ємних з'єднань і для більш точного центрування деталей. Вони забезпечують як зазори, так і натяги, але значення зазорів чи натягів відносно малі. Нерухомість з'єднання у перехідних посадках досягається додатковим кріпленням (шпонками, штифтами, гвинтами тощо).

Вибір перехідних посадок здійснюється за розрахунком або за рекомендаціями стандарту (за аналогією).

Для компенсації похибок (розташування і форми поверхні сполучених деталей, змінання поверхонь, зносу деталей – збільшують радіальне биття, що визначає точність центрування), а також створення запасу точності найбільший допустимий зазор у з'єднанні визначають за формулою:

$$S_{max} = F_r / K, \quad (5.21)$$

де  $S_{max}$  – найбільший допустимий зазор, мкм;

$F_e$  – радіальне биття, мкм;

$K$  – коефіцієнт запасу точності.

Умова вибору посадки:  $S_{max.ct} \leq S_{max}$ .

Характер посадок визначається ймовірністю створення у них натягів і зазорів. Розрахунки ймовірності натягів і зазорів ґрунтуються на нормальному розподілі розмірів деталей під час виготовлення (відновлення). Розподіл натягів і зазорів у цьому разі також підпорядкований нормальному закону, а ймовірність їх створення визначається за допомогою інтегральної функції ймовірності. За ймовірному розрахунку визначають середнє значення і розсіювання зазору або натягу.

Як за налагодження, так і обробки деталей наладчик і верстатник тримаються ближче до безпечних меж. Для отвору це менший, а для вала – більший граничні розміри. Внаслідок цього виникає деяка асиметрія розподілення відхилів розмірів.

Середнє значення зазору (натягу):

$$S_{cep}(N_{cep}) = e_{cep} + 0,1(TD + Td) - E_{cee}. \quad (5.22)$$

Імовірне розсіювання (індекс  $P$  у позначенні зазору-натягу):

$$t_{\Sigma p} = (1 / K_{\Sigma}) \sqrt{TD^2 + Td^2}. \quad (5.23)$$

У формулах (5.22) і (5.23)  $E_{cep}$  і  $e_{cep}$  – середні відхили розмірів отвору і вала;

$K_{\Sigma}$  – коефіцієнт відносного розсіювання зазору-натягу; як правило

$K_{\Sigma} = 1$ , тоді

$$t_{\Sigma p} = \sqrt{TD^2 + Td^2}. \quad (5.24)$$

Найбільші і найменші ймовірні зазори і натяги:

у посадках із зазором

$$S_{pmax} = S_{сер} + 0,5t_{\Sigma p}; S_{pmin} = S_{сер} - 0,5t_{\Sigma p}, \quad (5.25)$$

у перехідних посадках

$$S_{pmax} = S_{сер} + 0,5t_{\Sigma p}; N_{pmin} = N_{сер} - 0,5t_{\Sigma p}, \quad (5.26)$$

у посадках з натягом

$$N_{pmax} = N_{сер} + 0,5t_{\Sigma p}; N_{pmin} = N_{сер} - 0,5t_{\Sigma p}. \quad (5.27)$$

Різні перехідні посадки характеризуються різними величинами імовірності натягу (зазору) і процент натягу (зазору) (рис. 5.4).

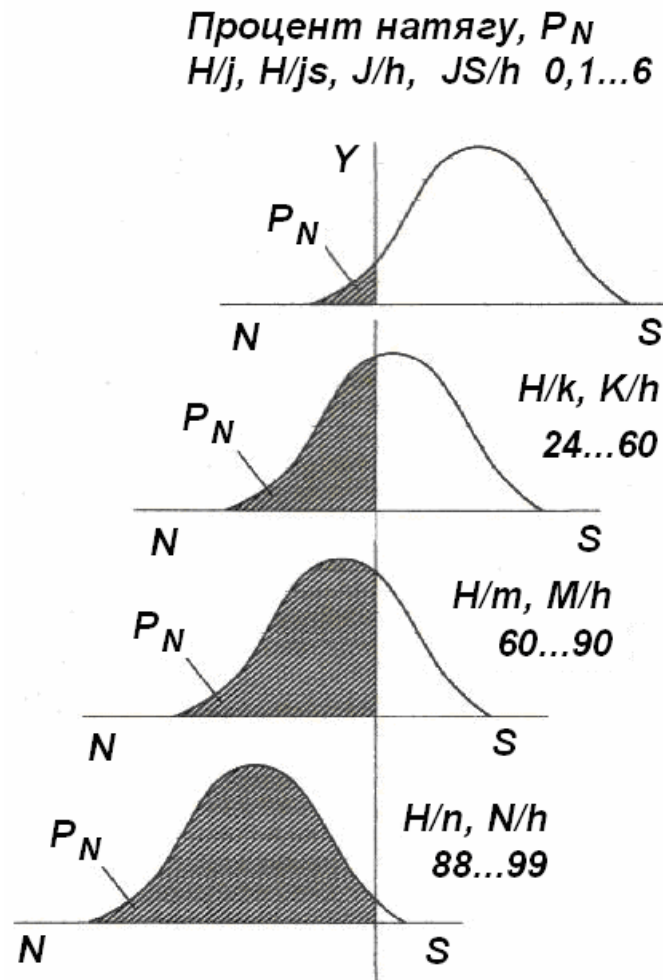


Рис. 5.4. Величини імовірності натягу (зазору) і процент натягу (зазору).

## Лекція 6. Вибір посадок вальниць (підшипників) кочення

Питання: 1. Класи точності вальниць та допуски на них

2. Види навантаження кілець вальниць та особливості вибору їх посадок і класів точності

3. Вимоги до точності форми, шорсткості вальниць і поверхонь деталей, сполучених з вальницями кочення

4. Особливості монтажу і розрахунку зусилля запресовування і випресовування вальниць

### 1. Класи точності вальниць та допуски на них

Вальниці кочення – найбільш поширені стандартні складанні одиниці. Вони мають повну зовнішню взаємозамінність за приєднувальними поверхнями, що визначаються зовнішнім діаметром  $D$  зовнішнього кільця і внутрішнім діаметром  $d$  внутрішнього кільця, і неповну взаємозамінність між тілами кочення і кільцями. Терміни та визначення встановлені ДСТУ 3012–95.

За ГОСТ 520:2007 встановлено п'ять класів точності, що позначаються (у порядку зростання точності) 0; 6; 5; 4; 2.

Класи точності вальниць вибирають, виходячи із вимог, що ставляться до точності обертання і умов роботи механізмів.

Для більшості машин загального призначення (трактори, автомобілі, сільськогосподарські і меліоративні машини) застосовують вальниці класу точності 0. Вальниці вищих класів застосовують за великих частот обертання і у разі, коли потрібна висока точність обертання вала (наприклад, металообробні верстати, прилади, авіаційні двигуни тощо).

У гідравлічних та інших прецизійних приладах і машинах використовують вальниці класу точності 2.

Клас точності вказують через тире перед умовним позначенням вальниці, наприклад, 6–310 (6-й клас точності вальниці), за ІСО ще допускається літера  $P$ , наприклад,  $P4$ –106.

Нульовий клас у позначеннях не вказується, наприклад, 212, 7210, він є основним і прийнятий до випуску для всіх типів вальниць кочення.

Для скорочення номенклатури вальниці виготовляють з відхилами розмірів внутрішнього і зовнішнього діаметрів, які не залежать від посадки, за якою їх будуть монтувати. Для всіх класів точності верхній відхил приєднувальних діаметрів дорівнює нулю.

Таким чином, діаметри зовнішнього кільця  $D_m$  і внутрішнього кільця  $d_m$  прийнято відповідно за діаметри основного вала, а отже, посадку з'єднання зовнішнього кільця з корпусом призначають у системі вала, а посадку з'єднання внутрішнього кільця з валом – у системі отвору.

Проте поле допуску на діаметр отвору внутрішнього кільця розташоване в “мінус” від номінального розміру, а не в “плюс”, як у звичайного основного отвору, тобто не у тіло “кільця”, а вниз від нульової лінії.

За такого розташування поля допуску отвору внутрішнього кільця для одержання з'єднань кілець із валом з невеликим натягом непотрібно використовувати спеціальні посадки. Їх можна одержати, або використовуючи для валів поля допусків *п6, м6, k6, js6*, чи тіж поля допусків квалітетів 5 і 4. З'єднання валів, що мають одне із вказаних полів допусків (крім *js6, js5, js4*), з внутрішніми кільцями підшипника дає посадку з невеликим гарантованим натягом.

## 2. Види навантаження кілець вальниць та особливості вибору їх посадок і класів точності

Посадки вальниць кочення на вал і в корпус вибирають залежно від типу і розміру вальниці, умов його експлуатації, значення і характеру навантажень, що діють на нього, а також навантажень кілець.

Схема “обертається вал” має місце у вальниць валів коробок передавачів, роторів електродвигунів, центробіжних насосах, центрифугах, редукторах і т.п., де внутрішнє кільце обертається разом з валом. Схема “обертається корпус” лежить в основі роботи вальниць у колесах автомобілів, тракторів, літаків, у роликах конвеєрів, коли при роботі обертається внутрішнє кільце.

Відповідно до ГОСТ 3325–89 розрізняють три основних види навантаження кілець: *місцеве, циркуляційне і коливальне*.

За *місцевого навантаження* кільця результуюче радіальне навантаження, що діє на вальницю, постійно сприймається однією і тією ж обмеженою ділянкою доріжки кочення цього кільця (у межах зони навантаження) і передається відповідній ділянці посадочної поверхні вала або корпуса (рис. 6.1).

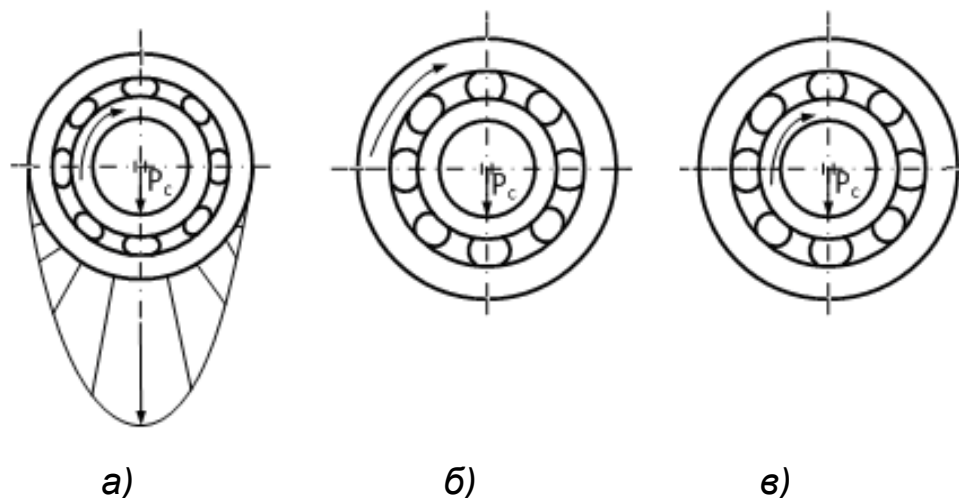


Рис. 6.1. Місцеве навантаження кілець вальниці: **а)** епюра нормальних навантажень на посадочних поверхнях ( $P_c$  – сила постійна за напрямком); **б)** внутрішнього; **в)** зовнішнього.

За *циркуляційного навантаження* кільця результуюче навантаження, що діє на підшипник, сприймається і передається тілами кочення у процесі обертання доріжки кочення, послідовно за всією посадочною поверхнею (рис. 6.2).

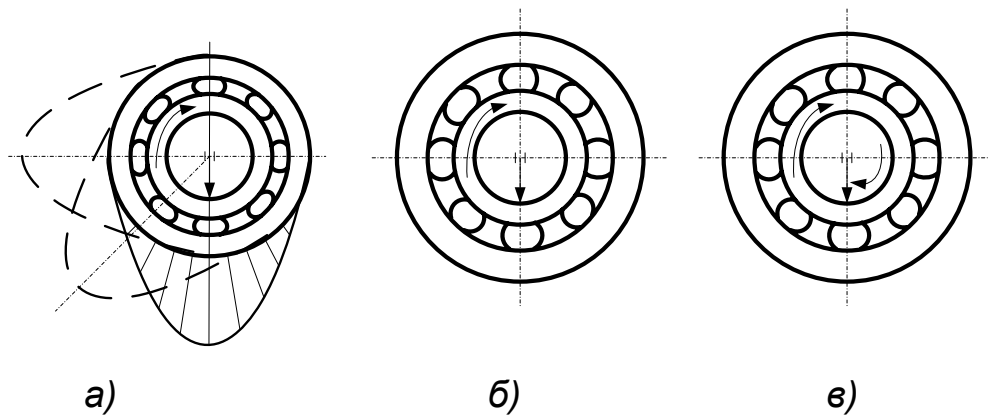


Рис. 6.2. Циркуляційне навантаження кілець вальниці:

**а)** епюра нормальних навантажень на посадочних поверхнях (*I, II, III* – послідовне положення навантаження;  $P_c$  – сила постійна за напрямком;  $P_r$  – радіальна сила, що обертається);

**б)** внутрішнього; **в)** зовнішнього.

Посадка циркуляційно навантаженого кільця, що обертається, повинна забезпечувати гарантований натяг, що виключає можливість відносних зсувів або проковзувань цього кільця і деталі, тому що їх поява може призвести до розвальцювання поверхонь з'єднання, втрати точності, перегрівання і швидкого виходу складаної одиниці з ладу.

*Коливальним навантаженням* кільця називають такий вид навантаження, за якого рівнодіюча радіального навантаження постійного напрямку **а)** і обертового навантаження не робить повного оберту, а коливається у певних межах (рис. 6.3). Прикладом цього є навантаження кулькових вальниць колінчастих валів пускових двигунів. Такий вид навантаження є проміжним між місцевим і циркуляційним.

Посадки слід вибирати так, щоб кільце вальниці, що обертається, було змонтоване з натягом, який виключав би можливість прокручування і проковзування цього кільця на посадочній поверхні вала чи отвору в корпусі у процесі роботи під навантаженням; друге кільце повинно бути встановлене з зазором. Тобто, за обертання вала з'єднання внутрішнього кільця з валом має бути нерухомим; за нерухомого вала з'єднання внутрішнього кільця з валом повинно мати посадку з невеликим зазором, а зовнішнє кільце з корпусом – бути нерухомим. Посадки для вальниць кочення і приклади їх застосування рекомендуються ГОСТ 3325–89.

Посадку із зазором призначають для кільця, що сприймає місцеве навантаження – за такої посадки утворюється заклинювання кульок, кільце під дією поштовхів і вібрацій поступово прокручується посадочною поверхнею, завдяки чому спрацювання доріжки кочення відбувається рівномірно по всьому

кільцю. Термін служби вальниць за такої посадки кілець з місцевим навантаженням підвищується.

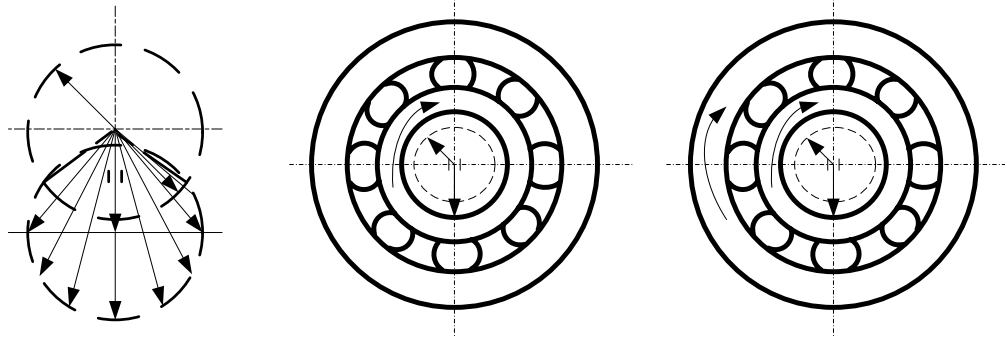


Рис. 6.3. Коливальне навантаження кілець вальниці:

- а)  $P_c$  – сила постійна за напрямком;  $P_v$  – радіальна сила, що обертається;  $P_r$  – рівнодійна сила); б) коливальне навантаження зовнішнього кільця і циркуляційне внутрішнього кільця; в) циркуляційне навантаження зовнішнього кільця і коливальне внутрішнього кільця.

Підбір полів допусків вала і отвору корпусу для найбільш поширеного в загальному машинобудуванні випадку застосування вальниць класу точності 0 можна проводити за табл. 6.1 і 6.2.

Таблиця 6.1

Поля допусків вала		
Вид навантаження внутрішнього кільця	Режим роботи вальниці	Поле допуску вала
Місцеве	Легкий і нормальний, потрібне переміщення внутрішнього кільця на валу, $P \leq 0,07C$	<b>g6</b>
	Важкий і нормальний, не потрібно переміщення внутрішнього кільця на валу, $0,07C < P \leq 0,15C$	<b>h6</b>
Циркуляційне	Легкий і нормальний, $0,07C < P \leq 0,15C$	<b>k6</b>
Циркуляційне або коливальне	Нормальний або важкий (вальниці роликові), $0,07C < P \leq 0,15C$	<b>m6</b>
	Важкий з ударними навантаження $P > 0,15C$	<b>n6</b>

## Поля допусків отвору

Вид навантаження зовнішнього кільця	Режим роботи вальниці		Поле допуску отвору
Місцеве	Зовнішнє кільце може переміщуватися в осьовому напрямку.	Нормальний або легкий, $0,07C < P \leq 0,15C$	<b>H8</b>
		Важкий або нормальний, $P > 0,07C$	<b>JS7</b>
Циркуляційне	Зовнішнє кільце не переміщується в осьовому напрямку.	Нормальний, навантаження змінне, $P \leq 0,15C$	<b>M7</b>
		Нормальний або важкий, $0,07C < P \leq 0,15C$	<b>N7</b>
Коливальне	Зовнішнє кільце не переміщується в осьовому напрямку.	Нормальний або важкий, $0,07C < P \leq 0,15C$	<b>K7</b>
	Зовнішнє кільце легко переміщується в осьовому напрямку.	Легкий, навантаження змінного напрямку, висока точність ходу, $P \leq 0,07C$	<b>H7</b>

У таблицях  $P$  – еквівалентне динамічне навантаження;  $C$  – динамічна вантажопідйомність вальниці за каталогом.

*Легким* називають режим роботи підшипника, за якого розрахункова довговічність більша **10000** годин; *нормальним* – **5000 – 10000** год.; *важким* – від **2500** до **5000** год.

*Приклад.* Користуючись табл. 6.1 і 6.2, підібрати поля допусків вала і корпуса для установки роликів вальниці конічної однорядної №7207 (рис. 6.4). Найбільш навантаженим є вальниця правої опори. Радіальне і осьове навантаження відповідно  $F_r = 4788 \text{ Н}$ ,  $F_a = 2471 \text{ Н}$ , коефіцієнт безпеки  $K_\sigma = 1,4$ , температурний коефіцієнт  $K_T = 1$ . Навантаження вальниці змінне: **40%** терміну служби вальниця працює при номінальному навантаженні, а **60%** – при навантаженні, що дорівнює половині номінального.

*Розв'язання.* Еквівалентне динамічне навантаження з урахуванням змінності навантаження вальниці становить  $P = 6005 \text{ Н}$ , що менше  $0,15 \cdot C = 0,15 \cdot 42700 = 6405 \text{ Н}$ . Розрахункова довговічність за заданих умов роботи складає **9500** годин. Отже, режим роботи вальниці – нормальний. Внутрішнє кільце вальниці має циркуляційний режим навантаження (див. рис. 6.4). Для встановлення



циркуляційно навантаженого внутрішнього кільця роликої вальниці за табл. 6.1 вибираємо поле допуску вала  $m6$ .

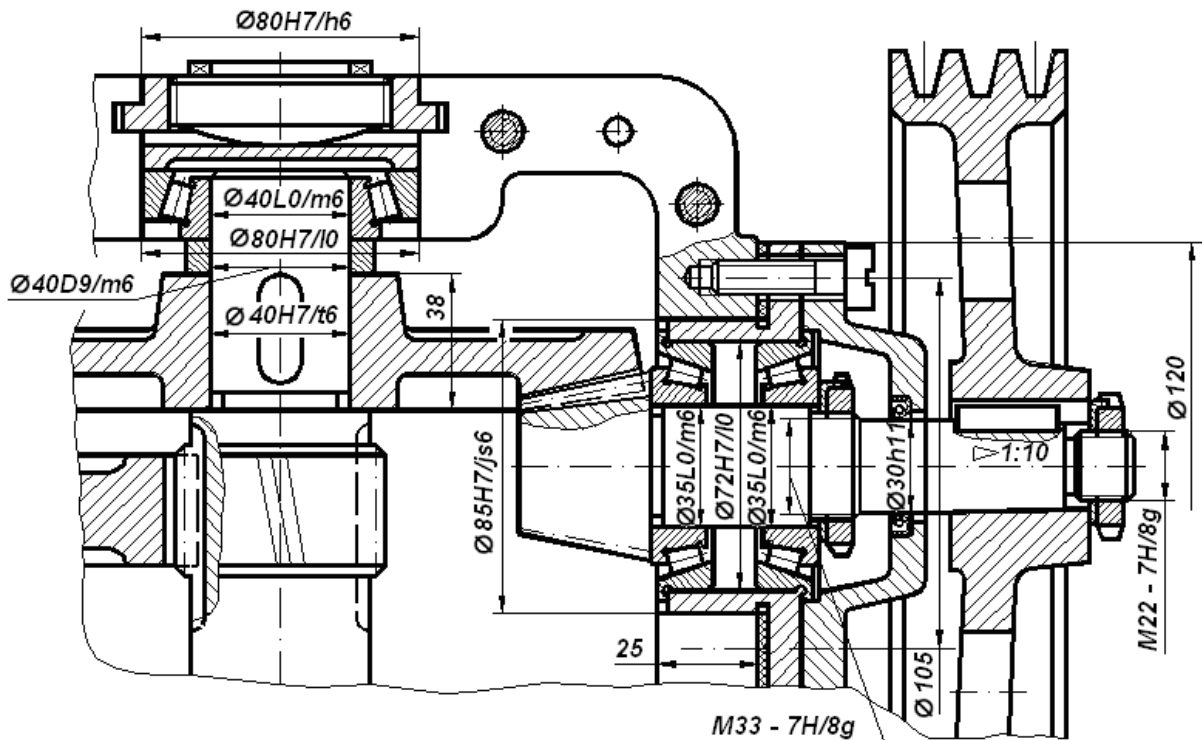


Рис. 6.4. Кресленник конічно-циліндричного редуктора

Умовне позначення посадок вальниць на складаних кресленниках вказують так: вальниця класу точності 0 на вал з номінальним діаметром 35 мм, полем допуску  $m6$ : посадка –  $\varnothing 35L0/m6$  чи. Те ж – в отворі корпуса з номінальним діаметром 100 мм, з полем допуску  $H7$ : посадка –  $\varnothing 100H7/10$ .

### 3. Вимоги до точності форми, шорсткості вальниць і поверхонь деталей, сполучених з вальницями кочення

Для забезпечення високої якості вальниць овальність і середня конусоподібність отворів і зовнішньої циліндричної поверхні кілець кулькових і роликових радіально-упорних вальниць класів 5–2 не повинні перевищувати 50 % допуску на діаметри  $d_m$  і  $D_m$ .

Допустима овальність посадочних поверхонь кілець вальниць у вільному стані може бути більше 50 % допуску на діаметр, але при збиранні вальниці та його монтажу кільця виправляють.

Унаслідок овальності, конусоподібності та інших відхилів за вимірювання можуть бути одержані різні значення діаметра кілець вальниці у різних перерізах. У зв'язку з цим стандартами встановлено граничні відхили номінального  $d$ ,  $D$  і середнього  $d_m$ ,  $D_m$  діаметрів кілець. Середні діаметри  $d_m$  і  $D_m$  визначають розрахунком як середнє арифметичне найбільшого і найменшого діаметрів, виміряних у двох крайніх перерізах кільця.

До шорсткості посадочних і торцевих поверхонь кілець вальниць, а також валів і корпусів ставляться підвищені вимоги. Наприклад, у кілець вальниць класів точності 0 і 6 діаметром до 500 мм параметр шорсткості  $R_a$  має бути у межах 1,25–2,5 мкм.

Шорсткість посадочних поверхонь валів і отворів корпусів, сполучених з вальницями кочення, не повинна значно відрізнятись від шорсткості поверхонь самих вальниць.

Для вальниць класу точності 0 за діаметра сполучених поверхонь до 80 мм  $R_a \leq 1,25$  мкм, а при діаметрі понад 80 мм –  $R_a \leq 2,5$  мкм. Ця вимога зумовлена тим, що нерівності посадочних поверхонь зрізаються і зминаються в процесі запресовування, внаслідок чого зменшується натяг у нерухомих з'єднаннях кілець з валом або корпусом.

У рухомих з'єднаннях за обертання кільця нерівності швидко стираються, зазор збільшується і значне послаблення посадки призводить до прискореного спрацювання посадочних місць. Значення шорсткості посадочних поверхонь валів і отворів корпусів наведено у табл. 6.3.

Сумарній відхил від співвісності, створене всіма видами похибок, буде оцінюватися у змонтованій складаній одиниці кутом перекоосу між осями внутрішнього і зовнішнього кілець вальниці.

Таблиця 6.3

Шорсткість посадочних поверхонь валів і отворів під вальниці кочення (ГОСТ 3325–85)

Посадочні поверхні	Класи точності вальниць за ГОСТ 520:2007	Параметр шорсткості $R_a$ (мкм) не більше, для номінальних діаметрів вальниць, мм	
		до 80	понад 80 до 500
Валів	0	1,25	2,5
	6 і 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
	2	0,16	0,32
Отворів корпусів	0	1,25	2,5
	6, 5 і 4	0,63	1,25
	2	0,32	0,63
Опорних торців заплечиків валів і корпусів	0	2,5	2,5
	6, 5 і 4	1,25	2,5
	2	0,63	0,63

У табл. 6.4 для найбільш поширених типів вальниць класів точності 0 і 6 наведено граничні значення кутів перекоосів і ті ж межі, виражені через лінійні зміщення посадочних місць  $\Delta R$  на вимірювальній відстані 100 мм.

Граничні значення кутів перекосу вальниць класів точності 0 і 6

Вальниці	$\theta$ , с	$\Delta R$ , мм
Радіальні однорядні кулькові (радіальне навантаження)	8–15	0,23–0,44
Радіально-упорні однорядні кулькові з кутом контакту:	8–12	0,23–0,35
$\alpha = 12^\circ$	7–10	0,20–0,29
$\alpha = 26^\circ$	4–6	0,17–0,26
$\alpha = 38^\circ$		
Роликові конічні	4–6	0,12–0,17
Голчасті роликові: однорядні	5–9	0,15–0,25
багаторядні	4–9	0,12–0,17

#### 4. Особливості монтажу і розрахунку зусилля запресовування і випресовування вальниць

Збирання складаних одиниць вальниць вимагає особливої уваги. При запресовуванні у корпус або напресовуванні на вал важливо дотримуватися такого правила: якщо вальниця щільно знаходиться на валу, при запресовуванні потрібно докладати зусилля до внутрішнього кільця, якщо ж вона запресовується в отвір корпусу, зусилля докладають до зовнішнього кільця.

Як зазначалося раніше, запресовування вальниць кочення на вал або встановлення їх з натягом у отворі корпусу спричиняє до деформації кілець: діаметр внутрішнього збільшується, а зовнішнього – зменшується. Тому зменшується радіальний зазор, що може вивести вальницю з ладу.

Зміна діаметра бігових доріжок внутрішнього кільця становить близько 0,7 фактичного натягу при запресуванні вальниці на вал і для зовнішнього кільця – близько 0,8 натягу за встановлення вальниці в корпус.

Для визначення необхідного зусилля запресовування кілець вальниць використовують таку формулу:

$$F_n = \frac{d_n \cdot f \cdot E \cdot \pi \cdot b \cdot N_{розр}}{2 \cdot (d_n + 30) \cdot K_n}, \quad (6.1)$$

де  $F_n$  – зусилля запресування кілець вальниць, Н;

$d$  – номінальний діаметр отвору вальниці, мм;

$f$  – коефіцієнт тертя в сполученні,  $f = 0,10-0,25$ ;

$E$  – модуль пружності матеріалу вальниці,  $E = 22 \cdot 10^{10}$  Па;

$b$  – ширина опорного кільця вальниці, мм ( $b = B - 2r$ );

$N_{розр}$  – розрахунковий натяг, мм;

$K_n$  – коефіцієнт, що характеризує серію вальниці,  $K_n = 2,78$  для підшипників легкої серії;  $K_n = 2,27$  – середньої серії;  $K_n = 1,96$  – важкої серії.

У разі встановлення вальниці одночасно на вал і в отвір корпусу, зусилля має передаватися одночасно на обидва кільця. Кюльки і ролики не повинні передавати зусилля запресування.

За установки вальниці на вал і в корпус з натягом радіальний зазор у вальниці зменшується внаслідок розширення внутрішнього і стиснення зовнішнього кілець, а також внаслідок температурних деформацій деталей вальниці.

За установки радіальних вальниць з радіальними зазорами основного ряду на вал, поле допуску якого  $k6$  (або  $js6$ ), зменшення радіального зазору відносно мале і не приводить до затиснення тіл кочення.

Найбільш істотне зменшення радіального зазору спостерігається за установки вальниці на вал, поле допуску якого  $m6$  і особливо  $n6$ .

У останньому разі у більшості вальниць радіальний зазор повністю вибраний внаслідок збільшення зовнішнього діаметра внутрішнього кільця. Для таких випадків необхідно застосовувати вальниці зі збільшеними радіальними зазорами або замість радіальних установлювати конічні роликові вальниці, зазори в яких установлюються за складання.

Перевірка міцності кілець при встановленні їх з натягом не є актуальною, тому, що розрив кілець відбувається за таких великих натягів, які майже не реалізуються на практиці.

## Лекція 7. Розрахунок розмірних ланцюгів

**План:** 1. Роль розмірного аналізу в підвищенні якості сільськогосподарської техніки. Терміни та визначення

### 2. Розв'язання плоских розмірних ланцюгів

Похибки і зміна розмірів складових ланок призводять до зміни розмірів замикаючої ланки, що впливає на працездатність машин і обладнання. Тому, щоб забезпечити нормальну роботу механізмів під час ремонту машин і обладнання, насамперед, необхідно відновлювати точність розмірних ланцюгів.

Теорія розмірних ланцюгів у СРСР була розроблена Б.С. Балакшиним, А.А. Бородачевим і П.Ф. Дунаєвим. Основні терміни і визначення розмірних ланцюгів встановлені РД 50-635-87.

**Розмірним ланцюгом** називають сукупність розмірів, що створюють замкнутий контур і безпосередньо беруть участь у вирішенні поставленого завдання. Розміри, що створюють розмірний ланцюг, називають ланками розмірних ланцюгів.

Розмірні ланцюги класифікують: за місцем виробу – **детальні, складальні**; розміщенням – **лінійні, кутові, площинні, просторові**; за застосуванням – **конструкторські, технологічні, вимірювальні**.

Розмірні ланцюги, ланки яких – лінійні розміри, називаються **лінійними**. Розмірні ланцюги називають **площинними**, якщо їх ланки розташовані в одній чи кількох паралельних площинах.

Ескіз складаної одиниці та схеми лінійних розмірних ланцюгів зображено на рис. 7.1. Розміри  $A_1, A_2, B_1, B_2, B_1, B_2$  і т.д., що утворюють розмірний ланцюг, називають складовими розмірами або ланками. Ланки  $A_4, B_4, B_4$ , зміна точності яких є результатом зміни складових ланок, називаються **замикальними ланками**. Замикальний розмір одержують останнім у процесі обробки, складання чи вимірювання. Його значення і точність залежать від значень і точності складових ланок ланцюга.

Складові ланки поділяються на збільшувальні та зменшувальні.

**Збільшувальними ланками** розмірного ланцюга називають ланки, із збільшенням яких замикальна ланка збільшується і навпаки.

**Зменшувальними ланками** розмірного ланцюга називають ланки, із збільшенням яких замикаюча ланка зменшується і навпаки. Так, на рис. 7.1, збільшувальними ланками є розміри  $A_1, B_2, B_1$ ; розміри  $A_2-A_3, B_4-B_9, B_2-B_4$  – зменшувальними;  $A_4, B_4, B_4$  – замикальні ланки.

Для зручності вирішення складають схему розмірного ланцюга, яка є графічним безмасштабним зображенням (див. рис. 7.1).

Розмірні ланцюги використовують для розв'язання двох типів задач: **першої і другої**.

У **першій задачі** визначаються номінальні розміри і поля допусків складальних ланок за заданими граничними розмірами замикаючої ланки. Номінальні розміри

складальних ланок, як правило, визначають попередньо на основі розрахунків або з конструктивних зображень.

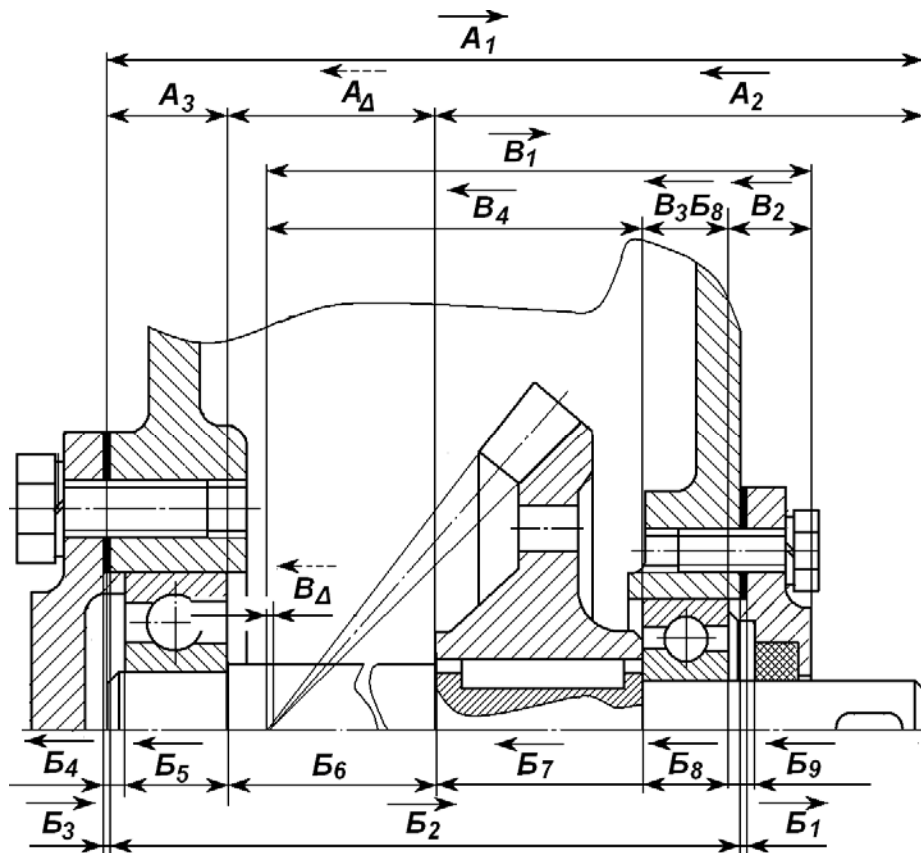


Рис. 7.1. Ескіз складальної одиниці та схеми розмірних ланцюгів

Перша задача типова за розв'язання конструкторських розмірних ланцюгів.

У *другій задачі* визначаються номінальні розміри і граничні відхили замикальної ланки за відомими номіналами і граничними відхилами складальних ланок. *Друга задача*, за необхідності, дозволяє перевірити правильність розв'язання *першої задачі*. Розмірні ланцюги можливо розв'язувати декілька методами (РД 50-635-87 [36]).

*Повній взаємозамінності (метод максимуму–мінімуму)* – потрібна точність замикальної ланки розмірного ланцюга, що досягається у всіх без винятку об'єктів за введення до її складу ланок без вибору, підбору або будь якого припасування.

*Неповній взаємозамінності (імовірний метод)* – потрібна точність замикальної ланки розмірного ланцюга в умовах без пригінного збирання, що досягається не у всіх, а лише у більшій зарані зумовленої їх частини.

Розв'язання високоточних конструкторських ланцюгів можливе шляхом введення до їх складу ланки–компенсатора. Коли для досягнення потрібної точності замикальної ланки з компенсатора кожного об'єкта усувають зайвий у даному разі шар матеріалу – це *метод припасування*.

Коли зумовлена можливість змінювати дійсний розмір компенсатора без зняття матеріалу (підбором із ряду зарані виготовлених або переміщенням з наступною фіксацією) – це *метод регулювання*.

Можливе також застосування методу *групової взаємозамінності*, за якого точність замикальної ланки досягається за рахунок введення до розмірного ланцюга окремих складальних ланок, які попередньо сортують за дійсними розмірами на групи.

## 2. Розв'язання плоских розмірних ланцюгів

### 2.1. Метод повної взаємозамінності

Розглянемо основні співвідношення і порядок розрахунку розмірних ланцюгів з паралельними ланками за методом *повної взаємозамінності* (максимум-мінімуму).

Розв'язання *першої задачі* має такий вигляд.

Номинальний розмір замикальної ланки:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{i3b} - \sum_{i=1}^p A_{i3m}, \quad (7.1)$$

де  $n$  і  $p$  – число відповідно збільшувальних і зменшувальних ланок, тобто  $n+p=m-1$ . Тут  $m$  – загальне число ланок.

Рівняння граничних розмірів замикальної ланки має вигляд:

$$A_{\Delta max} = \sum_{i=1}^n A_{i3b max} - \sum_{i=1}^p A_{i3m min}; \quad (7.2)$$

$$A_{\Delta min} = \sum_{i=1}^n A_{i3b min} - \sum_{i=1}^p A_{i3m max}. \quad (7.3)$$

Рівняння граничних відхилів розміру замикальної ланки має вигляд:

$$\Delta_b A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_b A_{i3b} - \sum_{i=1}^p \Delta_n A_{i3m}; \quad (7.4)$$

$$\Delta_n A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_n A_{i3b} - \sum_{i=1}^p \Delta_b A_{i3m}. \quad (7.5)$$

Тут  $\Delta_b A_{\Delta}, \Delta_n A_{\Delta}$  – відповідно верхнє та нижнє граничні відхили замикальної ланки;  $\Delta_b A_{i3b}, \Delta_n A_{i3b}$  – відповідно верхній та нижній граничні відхили збільшувальної ланки;  $\Delta_b A_{i3m}, \Delta_n A_{i3m}$  – відповідно верхній та нижній граничні відхили зменшувальної ланки.

У цих рівняннях нижні і верхні відхили збільшувальних і зменшувальних розмірів будуть зі своїми знаками.

Допуск замикальної ланки дорівнює:

$$TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2 + \dots + TA_{m-1}, \quad (7.6)$$

тобто допуск замикальної ланки дорівнює сумі абсолютних значень допусків складових ланок.<sup>73</sup> Цього рівняння можна зробити висновок: чим більше деталей у складальному ланцюгу, тим ретельніше слід обробляти їх для забезпечення заданої точності складання.

У інженерній практиці більш широко застосовується метод повної взаємозамінності, особливо в дрібносерійному та ремонтному виробництві.

*Друга задача* розв'язується в такій послідовності.

Визначають допуск замикальної ланки за заданими граничними відхилами цієї ланки:

$$TA_{\Delta} = \Delta_{\theta} A_{\Delta} - \Delta_{\eta} A_{\Delta} = A_{\Delta_{max}} - A_{\Delta_{min}}. \quad (7.7)$$

Визначають середній квалітет розмірного ланцюга за середнім числом одиниць допуску:

$$k = (TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{n+p} TA_i) / \sum_{i=1}^{n+p} i \quad (7.8)$$

де  $\sum_{i=1}^{n+p} TA_i$  – сума допусків складових ланок, допуски яких задані;  $\sum_{i=1}^{n+p} i$  – сума одиниць допусків складових ланок, допуски яких визначаються за табл. 1.4.

При цьому квалітет визначають за величиною числа одиниць допуску  $k$  (табл. 1.3). Визначають суму допусків усіх складових ланок:

$$\sum_i^{n+p} TA_i = TA_1 + TA_2 + \dots + TA_{m-1}. \quad (7.9)$$

Установлюємо граничні відхили складових ланок (крім ланок із заданими відхилами). При визначенні граничних відхилів складових ланок часто користуються координатою середини поля допуску  $\Delta_{\theta} A_i$  і половиною допуску  $TA_i / 2$ . Граничні відхили визначають також за технологічними правилами: для розмірів охоплюючих поверхонь (діаметр отвору, ширина паза та інші) відхили призначають як для основного отвору  $H$  ( $\Delta_{\eta} A_i = 0$ ); для розмірів охоплюваних поверхонь (діаметр вала, товщина виступу та інші) відхили визначають як для основного вала  $h$  ( $\Delta_{\theta} A_i = 0$ ). Для таких розмірів як глибина отвору, ширина виступу, міжосьова відстань, граничні відхили приймають симетричними  $\pm IT/4$ .

Порівнюємо допуск замикальної ланки з визначеною сумою допусків усіх складових ланок. Якщо  $TA_{\Delta} = \sum_i^{n+p} TA_i$ , то допуски усіх ланок визначені правильно.

Коли  $TA_{\Delta} \neq \sum_i^{n+p} TA_i$ , то допуск однієї з ланок (коригований) слід визначити додатково.

Часто, враховуючи конструктивно–експлуатаційні вимоги, коригують допуски



складових ланок так, щоб відповідали умові (1.108). Коли  $TA_{\Delta} \neq \sum_i^{n+p} TA_i$ , то з числа складових ланок визначають коригувальну ланку. Її граничні відхили визначають за формулами (9.4, 9.5). Перевіряють правильність розрахунку розмірного ланцюга за формулою (9.6).

За розрахунками розмірних ланцюгів із застосуванням положень теорії імовірності визначають число одиниць допуску за формулою:

$$k = (TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{n+p} TA_i) / \sqrt{\sum_{i=1}^{n+p} i^2} \quad (7.10)$$

Для визначення граничних відхилів у розрахунок вводять середній відхил, тобто середину поля допуску:

$$\Delta_o A_i = (\Delta_g A_i + \Delta_n A_i) / 2 \quad (7.11)$$

де  $\Delta_g A_i$  і  $\Delta_n A_i$  підставляються зі своїми знаками.

Тоді граничні відхили  $i$ -ої ланки:

$$\Delta_g A_i = \Delta_o A_i + TA_i / 2; \quad \Delta_n A_i = \Delta_o A_i - TA_i / 2. \quad (7.12)$$

Аналогічні формули для замикальної ланки:

$$\Delta_g A_{\Delta} = \Delta_o A_{\Delta} + TA_{\Delta} / 2; \quad \Delta_n A_{\Delta} = \Delta_o A_{\Delta} - TA_{\Delta} / 2. \quad (7.13)$$

Співвідношення між середніми відхилами замикальної та складальними ланками таке:

$$\Delta_o A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_o A_{i_{\text{вз}}} - \sum_{i=1}^p \Delta_o A_{i_{\text{вз}}}. \quad (7.14)$$

## 2.2. Розрахунок розмірного ланцюга методом регулювання

За цього методу необхідна точність замикальної ланки досягається введенням в ланцюг компенсуючої ланки  $K$  чи регулюючого пристрою для того, щоб зміною розміру  $K$  (без знімання шару металу) або його положення одержати замикальної розмір, що перебуватиме у встановлених межах.

Співвідношення між допусками замикальної, складових і можливим зменшенням розміру компенсуючої ланки має вигляд:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n+p} TA_i - V_K. \quad (7.15)$$

Необхідна компенсація:

$$V_K = \Delta_g K - \Delta_n K. \quad (7.16)$$

Компенсуюча ланка може входити до ланцюга як збільшувальний чи зменшувальний розмір. Якщо  $K$  є збільшувальним, то за найбільших значень збільшувальних ланок слід поставити компенсатор найменшої величини. Якщо  $K$  є

зменшувальним, то за найбільших значень зменшувальних ланок слід поставити компенсатор найбільшої величини.

Виходячи з цього, формули для визначення номінальних і граничних розмірів  $K$  мають вигляд.

для  $K$  збільшувальної ланки:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{i3\delta} - \sum_{i=1}^p A_{i3M} + K; \quad (7.17)$$

$$A_{\Delta max} = \sum_{i=1}^n A_{i3\delta max} - \sum_{i=1}^p A_{i3M min} + K_{min}; \quad (7.18)$$

$$A_{\Delta min} = \sum_{i=1}^n A_{i3\delta min} - \sum_{i=1}^p A_{i3M max} + K_{max}. \quad (7.19)$$

для  $K$  зменшувальної ланки:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{i3\delta} - \sum_{i=1}^p A_{i3M} - K; \quad (7.20)$$

$$A_{\Delta max} = \sum_{i=1}^n A_{i3\delta max} - \sum_{i=1}^p A_{i3M min} - K_{max}; \quad (7.21)$$

$$A_{\Delta min} = \sum_{i=1}^n A_{i3\delta min} - \sum_{i=1}^p A_{i3M max} - K_{min}. \quad (7.22)$$

Формула для визначення відхилів  $K$  така:

$$\text{для } K \text{ збільшувальної ланки} - \Delta_{\delta} A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{\delta} A_{i3\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_{M} A_{i3M} + \Delta_{K} K; \quad (7.23)$$

$$\Delta_{M} A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{M} A_{i3\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_{\delta} A_{i3M} + \Delta_{\delta} K. \quad (7.24)$$

$$\text{для } K \text{ зменшувальної ланки} - \Delta_{\delta} A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{\delta} A_{i3\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_{M} A_{i3M} - \Delta_{K} K; \quad (7.25)$$

$$\Delta_{M} A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{M} A_{i3\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_{\delta} A_{i3M} - \Delta_{\delta} K. \quad (7.26)$$

Кількість прокладок розраховують за формулою з округленням до цілого числа:  $n = (V_{\kappa} / TA_{\Delta}) = 1$  (7.27)

Товщина змінних прокладок дорівнює (з округленням у бік зменшення):

$$S = V_{\kappa} / n \quad (7.28)$$

### 2.3. Метод групової взаємозамінності (селективне складання)

Метод селективного складання полягає у тому, що деталі, які надходять на складання, обробляють з розширеними допусками, що відповідають економічній точності обладнання. Після цього деталі сортують на кілька груп  $n$  з дуже точними взаємними розмірами всередині кожної групи. Розбивають на групи, поділяючи поля

допусків вала і отвору на кілька частин. При цьому виходять нові допуски, що називаються груповими  $TD_{zp}, Td_{zp}$  (рис. 7.2).

До кожної групи після сортування входять деталі підвищеної точності (з допусками  $TD_{zp}, Td_{zp}$ ). За сполучення таких деталей одержують дуже точну посадку, з малими коливаннями зазорів і натягів. Сортують за допомогою граничних калібрів, сортувальних автоматів та інших засобів.

Кількість груп селекції не є довільною, а залежить від вимоги поліпшення посадки. Поліпшення ж посадки досягають, зменшуючи груповий допуск. Проте зменшувати груповий допуск доцільно тільки до певної міри. Тому вибирати число груп розбивки треба за спеціальною методикою.

Виходячи з цієї методики, можна запропонувати такі формули для підрахунку найвигіднішого числа груп сортування деталей: для посадки, якщо  $TD=Td$

$$n = \frac{TD}{S(N)_{max}^{zp} - S(N)_{min}^{cm} - Td}; \text{ якщо } T \neq Td, \text{ то} \quad (7.29)$$

$$n = \frac{Td}{S_{max}^{zp} - S_{min}^{cm} - Td}; \quad (7.30)$$

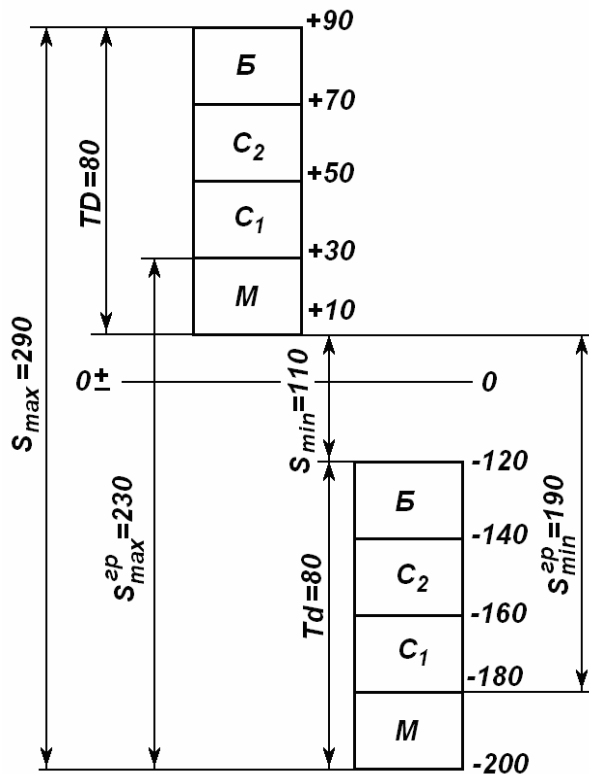


Рис. 7.2. Схема полів допусків.

точності.

$$n = \frac{Td}{N_{max}^{zp} - N_{min}^{cm} - TD}, \quad (7.31)$$

де  $S_{min}^{cn}, N_{min}^{cn}$  – найменші складальні зазори і натяги, що досягаються ком-плектуванням за розмірними групами (вказуються в технічних умовах на складання);  $S_{max}^{\ddot{a}o}, N_{max}^{\ddot{a}o}$  – найбільші табличні зазори або натяги. Їх виявляють розрахунком, виходячи з діаметрів отворів і валів після обробки на верстатах.

Селективне складання застосовують, крім сполучень вал-втулка, і для збирання вальниць і відповідних нарізних з'єднань з натягом. Для них селективне складання є єдиним економічно доцільним методом забезпечення необхідної

## *Лекція 8. Основи стандартизації*

*План: 1. Виникнення і розвиток стандартизації і метрології*

*2. Державна система стандартизації.*

*3. Методичні основи стандартизації*

*1. Виникнення і розвиток стандартизації і метрології*

Стандартизація і метрологія потрібні для взаєморозуміння між людьми і допомагають впорядкувати економіку країни. Вони є основою розумної організації праці і взагалі будь-якої діяльності людини.

Принципи стандартизації і метрології використовувалися ще в стародавні часи, коли зазначених термінів не існувало. Тоді люди намагалися регулювати стосунки, що виникали між племенами і народами, згідно з певними “принципами”, що умовно можна назвати “нормами права”. Зрозуміло, що користуватися такими “нормами” було практично неможливо, тому що таких “принципів” було рівно стільки, скільки є різних точок зору на ту чи іншу проблему. У зв’язку з цим виникла потреба природного відбору різних точок зору на основі добровільного їх визнання утворилися єдині правила, що сприяли нормалізації суспільного життя.

Елементи стандартизації застосовувалися близько 5000 років тому в стародавньому Єгипті під час спорудження пірамід із кам’яних блоків правильної форми і вагою в декілька тон.

У стародавньому Римі на будівництві водопроводів використовувалися труби певних розмірів і форм. На будівництві укріплень таборів (частоколів) римляни застосовували “стандартні колоди”.

У XV столітті венеціанці обладнали свій флот однаковими щоглами, вітрилами, веслами і кермами. Завдяки цьому, кожен корабель мав можливість виконувати однакові маневри, що полегшувало умови ведення бою всією ескадрою. Запасні “стандартні” частини – щогли, вітрила, весла були на складах, що дозволяло швидко проводити ремонт кораблів.

У Росії початком стандартизації вважається 1535 рік, коли Указом царя Івана IV були запроваджені стандартні калібри-кружала для контролю розмірів ядер до гармат.

У XVIII столітті за затвердженими Петром I зразками було побудовано серії кораблів з однаковими розмірами, щоглами, озброєнням і спорядженням. Це дало можливість витримувати як однакові розміри елементів конструкцій кораблів, так і єдиний рівень їх якості, і в короткі терміни створити російський флот.

Цар Петро I приділяв питанням стандартизації належну увагу не лише в кораблебудуванні, а й у сільському господарстві, вимагаючи, щоб хліб закуповували “сухий, стодольний, а не сиромолотий”. В історії розвитку текстильної промисловості відомий також указ Петра I про якість канатів і парусини для військового і торгового флоту, що поставляли купці державі: “...коли такий купчисько гнилий товар поставить, рубати йому голову, щоб іншим не кортило”.

Росії належить пріоритет у застосуванні елементів стандартизації в металооброблювальній промисловості.

Наприкінці ХІХ століття було стандартизовано деякі вироби залізничного транспорту (ширина колії, розміри коліс, зчіпні пристрої вагонів тощо).

Вимірювання – одна з найдавніших галузей людської діяльності. Потреба у вимірюванні виникла дуже давно. Первісна людина, будуючи своє житло (печеру), намагалася виготовити його певних розмірів. З виникненням приватної власності на землю з'явилася потреба у вимірюванні розмірів і площ земельних ділянок.

Основними вимірювальними величинами у початковий період розвитку мір були довжина, площа, об'єм, вага і час. Розвиток мір зумовлювався практичними потребами людей. Шукаючи одиниці вимірювання, вони найчастіше зверталися до найбільш доступних і зрозумілих предметів.

Коли вимоги до точності величин, що застосовувалися для порівняння (одиниць вимірювання) були ще незначними, міри запозичувалися у готовому вигляді у природи. Цим і пояснюється поява таких одиниць вимірювання як лікоть, п'ядь, ступня та ін. Великі відстані вимірювалися “днями шляху”, тобто відрізком шляху, що могла пройти людина за час від сходу до заходу сонця. В наш час відстані між планетами вимірюються світловими роками.

Зрозуміло, що такі одиниці вимірювання не могли бути однаковими, бо одноіменні міри відрізнялися одна від одної так само, як відрізнялися між собою люди, від яких походили найпростіші одиниці вимірювання.

Вимоги незалежності вимірювань від випадкових властивостей природних величин, що використовувалися для порівняння, з часом призводять до створення нових організаційних правил. У франків, наприклад, з деякого часу не допускалася довільна оцінка міри довжини “фут” (ступня). Мав силу лише “королівський фут”, тобто довжина ступні Карла Великого.

Ще за 2700 років до н.е. у китайців з'явилась єдина система вимірювань – “п'ять мір”. За основу приймалася відстань між двома вузлами бамбукової палиці, що видавала звук певної висоти. Ширина колії двоколісного воза була основною одиницею вимірювання ширини того часу.

З винаходом парової машини, розвитком торгівлі й транспорту різко зросли вимоги до точності вимірювань, унаслідок чого виникла звична для всіх міжнародна метрична система одиниць.

## *2. Державна система стандартизації.*

Згідно з Декретом Кабінету Міністрів України “Про стандартизацію і сертифікацію” від 10 травня 1993 року в Україні створено державну систему стандартизації.

**Державна система стандартизації** – система, що визначає основну мету і принципи управління, форми та загальні організаційно-технічні правила виконання всіх видів робіт зі стандартизації.

Правові та організаційні засади стандартизації в Україні визначені цим Декретом та Законом України “Про стандартизацію”.

### **2.1. Система органів і служб стандартизації**

До системи органів і служб стандартизації входять державні органи стандартизації, служби стандартизації в галузях та служби стандартизації на підприємствах (установах, організаціях).

Функції, права, обов’язки та відповідальність органів і служб стандартизації визначаються декретами Кабінету Міністрів України і окремими положеннями, розробленими на основі типових положень і затвердженими Держстандартом України.

Вищим державним органом зі стандартизації є *Державний комітет України зі стандартизації, метрології та сертифікації (Держстандарт України)*.

Структурно до складу Держстандарту України входять його територіальні органи – центри стандартизації, метрології та сертифікації.

Держстандарт України є органом державного управління, який, як національний орган зі стандартизації, метрології та сертифікації, забезпечує реалізацію державної політики у галузі стандартизації, єдності вимірювань, акредитації органів та випробувальних лабораторій, сертифікації і державною нагляду, створює сприятливі умови для економічного розвитку країни, підвищення конкурентоспроможності українських виробів на світовому ринку, представляє інтереси України в міжнародних організаціях.

Крім того, Держстандарт України організовує і координує роботи зі стандартизації та функціонування державної системи стандартизації, встановлює в державних стандартах цієї системи загальні організаційно-технічні правила проведення робіт зі стандартизації, здійснює міжгалузеву координацію цих робіт, включаючи планування, розроблення, видання, поширення та застосування державних стандартів, визначає порядок державної реєстрації нормативних документів і бере участь у проведенні заходів з міжнародної, регіональної стандартизації відповідно до міжнародних договорів України, організовує навчання та професійну підготовку спеціалістів у сфері стандартизації.

### **2.2. Категорії нормативних документів зі стандартизації**

Нормативні документи зі стандартизації розподіляють за такими категоріями:

- державні стандарти України – ДСТУ;
- галузеві стандарти України – ГСТУ;
- стандарти науково-технічних та інженерних товариств і спілок України – СТТУ;
- технічні умови України – ТУУ;
- стандарти підприємств – СТП.

*Державні стандарти України* розробляються на:

- організаційно-методичні та загально технічні об'єкти. Це – організація проведення робіт зі стандартизації, науково-технічна термінологія, класифікація і кодування техніко-економічної та соціальної інформації, технічна документація, інформаційні технології, організація робіт з метрології, достовірні довідкові дані про властивості матеріалів і речовин;

- вироби загальномашинобудівного застосування;

- складові елементи народногосподарських об'єктів державного значення (банківсько-фінансова система, транспорт, зв'язок, енергосистема, охорона навколишнього середовища, оборона, тощо);

- продукцію міжгалузевого призначення;

- продукцію для населення та народного господарства;

- методи випробувань.

Державні стандарти України мають обов'язкові та рекомендовані вимоги.

До **обов'язкових** належать:

- вимоги, що стосуються безпечності продукції для життя, здоров'я і майна громадян, її сумісність і взаємозамінність, охорони навколишнього природного середовища та до методів випробувань цих показників;

- вимоги техніки безпеки і гігієни праці з посиланням на відповідні норми і правила;

- метрологічні норми, правила, вимоги та положення, що забезпечують достовірність і єдність вимірювань;

- положення, що забезпечують технічну єдність під час розроблення, виготовлення, експлуатації або застосування продукції.

Обов'язкові вимоги державних стандартів підлягають безумовному виконанню на всій території України.

Рекомендовані вимоги державних стандартів є обов'язковими для виконання, якщо:

- це передбачено чинними актами законодавства;

- ці вимоги включено до договорів за розроблення, виготовлення та поставку продукції;

- виробником (постачальником) продукції документально заявлено про відповідність її цим стандартам.

Державні стандарти затверджує Держстандарт України, а стандарти в галузі будівництва та промисловості будівельних матеріалів – Мінбудархітектури України.

Державні стандарти та зміни до них підлягають державній реєстрації в Держстандарті України і публікуються українською мовою з автентичним текстом російською мовою.

До державних стандартів України прирівнюються державні буді-вельні норми і правила, а також державні класифікатори техніко-економічної та соціальної інформації.

Як державні стандарти України використовуються також державні стандарти Російської федерації (міждержавні стандарти), передбачені угодою про проведення

країнами *СНД* погодженої політики в сфері стандартизації, метрології та сертифікації.

Республіканські стандарти УРСР застосовуються як державні до їх заміни чи скасування.

*Галузеві стандарти* розробляють на продукцію за відсутності державних стандартів України чи в разі необхідності встановлення вимог, що перевищують або доповнюють вимоги державних стандартів.

*Стандарти науково-технічних та інженерних товариств і спілок України* розробляють у разі необхідності поширення результатів фундаментальних та прикладних досліджень, одержаних в окремих галузях чи сферах професійних інтересів.

*Галузеві стандарти*, як і стандарти науково-технічних та інженерних товариств і спілок України, не повинні суперечити обов'язковим вимогам державних стандартів і підлягають державній реєстрації в Держстандарті України.

*Технічні умови* – нормативний документ, який розробляють для встановлення вимог, що регулюють стосунки між постачальниками (роз-робником, виробником) продукції, до якої відсутні державні чи галузеві стандарти (або в разі необхідності конкретизації вимог зазначених доку-ментів).

*Стандарти підприємства* розробляють на продукцію (процеси, послуги), що виробляють і застосовують (здійснюють, надають) лише на конкретному підприємстві.

налагодження економічних і культурних зв'язків поставило на порядок денний розроблення єдиних норм, правил, вимог, тобто розвиток міжнародної стандартизації.

Національні стандарти різних країн, що відрізняються один від одного, ускладнювали торгівлю, обмін науково-технічною документцією, заважали розвитку товарообміну.

Для досягнення взаєморозуміння між національними організаціями зі стандартизації і з метою полегшення міжнародного товарообміну було створено міжнародні організації.

### *3. Методичні основи стандартизації*

#### *3.1. Систематизація, класифікація і кодування*

*Систематизація* предметів, явищ, понять має на меті за допомогою розміщення їх у певному порядку і послідовності створити чітку систему зручну для користування.

Найпростішою формою систематизації є алфавітна система розміщення об'єктів. Така система використовується, наприклад, в енциклопедичних, політехнічних та інших довідниках.

Застосовують також порядкову нумерацію об'єктів, що систематизуються або розміщуються в хронологічній послідовності. Наприклад, державні стандарти України реєструються Державним комітетом стандартів за порядком номерів, а після



номера у стандарті зазначається рік його затвердження. Наприклад, ДСТУ 2681-94 “Метрологія. Терміни та визначення”.

Важливого значення набула різновидність систематизації – *класифікація*. Вона сприяє поліпшенню якості й підвищенню рівня взаємозамінності. Мета класифікації – розподілити предмети, явища, поняття за класами, підкласами, розрядами залежно від їх загальних ознак.

Державна система класифікації і кодування складається з комплексу взаємопов’язаних класифікаторів промислової та сільськогосподарської продукції, конструкторської документації і технологічного класифікатора.

*Класифікатор* – різновид систематизації, розташування предметів за класами, підкласами, розрядами.

У кожному класифікаторі є дві частини – назва об’єкта і відповідний назві код. Назва потрібна для обміну інформацією між людьми і переведення природної мови на мову числових кодів.

Найчастіше класифікацію виконують за десятковою системою. Весь різновид продукції підрозділяють на 100 класів за галузями виробництва (за однодомністю виробничого процесу), конкретизують за властивостями і призначенням продукції. Кожний клас підрозділяють на 10 підкласів, а кожний підклас – на 10 груп, а групу – на 10 підгруп. У свою чергу підгрупу ділять на 10 видів. Кожен вид має включати до 9999 конкретних найменувань продукції (у порядку простого перелічення).

Клас об’єднує вищі кваліфікаційні угруповання і конкретні види продукції, що характеризуються комплексом однорідних ознак незалежно від галузі народного господарства. Наприклад, у самостійні класи виділено продукцію автотракторного і сільськогосподарського машинобудування – клас 45, продукцію верстатобудування – клас 47. Вільні номери залишені для майбутнього розвитку класифікатора.

Універсальна десяткова система класифікації (*УДК*) прийнята за міжнародну систему рубрикації індексів технічної і гуманітарної літератури. Наприклад, *УДК 62* – техніка.

Систематизація, класифікація і кодування є попередніми, але абсолютно необхідними елементами при виконанні робіт зі стандартизації.

### **3.2. Система переважаючих чисел**

Продукція народного господарства характеризується певними параметрами. Для підвищення рівня взаємозамінності і зменшення номенклатури виробів, створення умов для ефективної спеціалізації і кооперування, здешевлення продукції, при уніфікації і розробці стандартів застосовують ряди переважаючих чисел. Переважаючими їх називають тому, що вони використовуються для переважного застосування в конструюванні й розрахунках, у стандартизації та уніфікації.

Застосування переважаючих чисел дає змогу уніфікувати розміри і параметри продукції як у масштабах країни, так і в міжнародному масштабі.

Широкого застосування набули ряди переважаючих чисел, записаних на основі геометричних прогресій. Вони являють собою ряд чисел з постійним відновленням двох сусідніх чисел, що називається знаменником прогресії  $q$ .

Наприклад, при  $q = 4$  і  $q = 10$  прогресії мають вигляд:  $1; 4; 16; \dots$  і  $1; 10; 100; 1000;$

Найзручнішими є геометричні прогресії, що мають число  $1$  і в яких  $q = \sqrt[R]{10}$ . Тут  $R=5; 10; 20; 40; 80; 160$ . Значення  $R$  визначає число членів прогресії в одному десятковому інтервалі. Основні ряди переважаючих чисел установлені ГОСТ 8032-84 [54] (табл. 1.2).

Основні ряди були запропоновані французьким інженером Шарлем Ренаром наприкінці дев'ятнадцятого століття і стали поширеними.

Геометричні прогресії мають такі властивості:

- добуток або частка кожних з будь-яких членів ряду завжди є її членом;
- будь-який член ряду, віднесений до цілого додатного або від'ємного степеня, також є членом цієї прогресії.

Крім основних застосовують додаткові ряди  $R 80$  і  $R 160$ .

Таблиця 8.1

Основні ряди переважаючих чисел

Позначення основного ряду	Знаменник	Ряд	Кількість членів ряду
	заокруглене значення $q$	точне значення $q$	
<b>R 5</b>	1,6	$\sqrt[5]{10} = 1,5849$	<b>5</b>
<b>R 10</b>	1,25	$\sqrt[10]{10} = 1,2589$	<b>10</b>
<b>R 20</b>	1,12	$\sqrt[20]{10} = 1,1220$	<b>20</b>
<b>R 40</b>	1,06	$\sqrt[40]{10} = 1,0593$	<b>40</b>

На практиці застосовують вибіркові ряди, які створюють, добираючи кожен 2-й, 3-й, 4-й член основного або додаткового ряду. Поєднуючи різні основні і (або) вибіркові ряди, можна одержати складені ряди, що в різних інтервалах мають неоднакові знаменники. Інколи при стандартизації застосовують ряди переважаючих чисел, що побудовані на арифметичній прогресії.

**Нормальні лінійні розміри.** Номінальні лінійні розміри (діаметри, довжини, глибини, уступи тощо) деталей, їх елементів і з'єднань треба призначати із стандартних за ГОСТ 6636-69. Здобуті розрахунком або іншим способом значення розмірів, якщо вони відрізняються від стандартних, слід округлювати до ближчого стандартного нормального розміру. Застосування стандартних номінальних розмірів дає великий економічний ефект (сприяє скороченню типорозмірів виробів, деталей, технологічної оснастки).

Стандарт на нормальні лінійні розміри, побудований на основі рядів

переважаючих чисел (ГОСТ 8032-84), є основою встановлення параметрів у всіх галузях народного господарства.

За визначення параметрів віддають перевагу ряду  $R_5$  перед рядом  $R_{10}$ , ряду  $R_{10}$  перед рядом  $R_{20}$ , ряду  $R_{20}$  перед рядом  $R_{40}$ .

У технічно зумовлених випадках застосовують округлені значення переважаючих чисел (ряди першого і другого округлень). Ці ряди позначають відповідно  $R'$  і  $R''$ . Числові значення переважаючих чисел основних рядів і рядів першого і другого округлень наведено у додатку А (табл. А.1 [2]).

ГОСТ 6636-69 встановлює переважаючі числа і ряди переважаючих чисел, що повинні застосовуватися при градації окремих значень параметрів продукції на основі геометричної прогресії.

Переважаючі числа і ряди переважаючих чисел є основою для впорядкування вибору величин і параметрів усіх видів продукції.

Враховуючи експлуатаційне призначення трактора, головним параметром слід вважати його тягове зусилля, в тоннах на гаку на робочій передачі незалежно від потужності двигуна. У зв'язку з цим для тракторів передбачено 12 класів за величиною номінального тягового зусилля.

У сільськогосподарському машинобудуванні найбільш поширені трактори 9-ти класів з рядом тягових зусиль на гаку  $2; 6; 9; 14; 20; 30; 50; 60$  і  $80$  кН, що відповідають рядові  $R_a 40$  переважаючих чисел.

Для вантажних автомобілів головним параметром є їх вантажопідйомність, тому цей параметр відповідає параметричному рядові, побудованому на основі ряду  $R_a 5$  переважаючих чисел, і має такі значення:  $2,5; 4,0; 6,3$  і  $10$  т.

Параметричний ряд, за яким встановлені потужності тракторних двигунів, відповідає рядові  $R_a 5$ , а потужності електромоторів і генераторів – рядові  $R_a 10$  переважаючих чисел.

Прикладом використання переважаючих чисел є ряд уніфікованих вантажних автомобілів на базі БелАЗ-549 вантажопідйомністю  $65, 110$  і  $220$  т.

## Лекція 9. Технічні вимірювання

### План: 1. Основні відомості

#### 2. Методи вимірювання

#### 3. Класифікація засобів вимірювання

#### 4. Еталони одиниць фізичних величин

При виробництві машин необхідні вимірювання.

**Вимірювання** – процес порівняння будь-якої величини з величиною, яку прийнято за одиницю. Вимірюванням, створенням методів і засобів вимірювань та забезпечення єдності і сталості цих заходів, займається **метрологія** – наука про вимірювання фізичних величин, методи і засоби забезпечення єдності і способи досягнення необхідної точності.

Нормативно-правовою основою метрологічного забезпечення, точності вимірювання є Державна система забезпечення єдності вимірювання (**ДСВ**).

У країні прийнято Міжнародну систему одиниць (**СИ**), на основі якої для обов'язкового застосування розроблено ДСТУ 3651.1-97.

### 1. Основні відомості

Вибір вимірювального засобу залежно від допуску розміру об'єкта вимірювання визначається тим, якої процент непридатних деталей можна пропустити як придатні і якій процент деталей допустимо невірнo забракувати. Чим більше відношення похибки вимірювань  $\Delta_g$  до допуску  $T_x$  і чим більше відношення допуску до значення технологічного розкиду, тим більше число деталей буде неправильно забраковано або неправильно признано придатними.

Процент неправильно прийнятих деталей від числа перевірених зростає зі збільшенням похибки вимірювання (табл. 9.1). У відповідних випадках вирішують питання про придатність деталей, збільшив точність вимірювальних засобів, застосувавши так званий виробничий допуск  $T_g$  або граничні калібри.

Виробничий допуск звужує границі допуску кресленика деталі. Таке звуження звичайно призначають не більше чим на  $2\Delta_g$  (рис. 9.1). Це виключає попадання непридатних деталей в придатні, але різко збільшується число помилково забракованих придатних деталей. Наприклад, при  $\Delta_g / T_x = 25\%$  придатних неправильно забракованих деталей окажется  $n = 3,5\%$  (див. табл. 9.1), а неправильно прийнятих –  $m = 2,5\%$ .

Коли ввести виробничий допуск  $T_g = T_x - 2\Delta_g = T_x - 2 \cdot 0,25T_x$ , то отримуємо  $\Delta_g / T_x = 0,25T_x / 0,5T_x = 0,50$  або  $50\%$ .

При цьому число неправильно забракованих деталей різко збільшується (до  $8\%$ ). У такому разі можна перевірити забраковані деталі за допомогою вимірювального засобу з меншою похибкою вимірювання.

Для попереднього (орієнтовного) вибору похибки вимірювання залежно від допуску виробу можна користуватися табл. 9.2.

Таблиця 9.1

Імовірна гранична кількість неправильно забракованих деталей і величина виходу за границю поля допуску при технологічному розкиду, що підпорядковується закону Гаусса

Похибка вимірювання $\Delta_e / T_x$ , %	Величина неправильно прийнятих деталей від числа перевірених $m$ , %	Величина невірно забракованих деталей від числа прийнятих $n$ , %	Величина виходу розміру за границю допуску
5	0,4	0,6	$0,01T_x$
10	1,0	1,3	$0,02T_x$
15	1,5	2,0	$0,05T_x$
20	2,0	2,8	$0,08T_x$
25	2,5	3,5	$0,10T_x$
30	3,0	4,5	$0,15T_x$
35	3,5	5,5	$0,18T_x$
40	4,0	6,0	$0,20T_x$
45	4,5	7,0	$0,23T_x$
50	5,0	8,0	$0,26T_x$

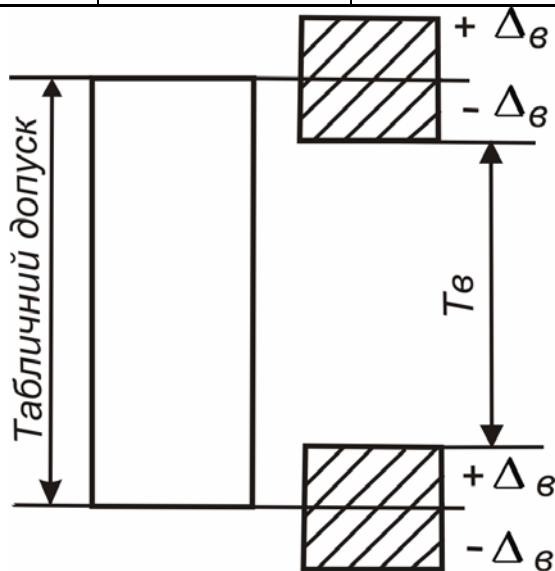


Рис. 13.1. Виробничий допуск і похибки вимірювання.

Орієнтовні похибки вимірювання застосовані до умов вимірювання з участю оператора і при використанні універсальних вимірювальних засобів. Для спеціальних, вузького призначення, вимірювальних засобів табличну похибку вимірювання, починаючи з шостого квалітету, слід зменшувати в 1,5-2 рази.

Похибки засобів вимірювання для контролю зовнішніх і внутрішніх лінійних розмірів і відхилів від геометричної форми наведені у табл. 9.3.

При виборі методів і засобів вимірювання необхідно враховувати техніко-економічні фактори, так як підвищення точності перевірки ускладнює і здорожує контроль.

Точність вимірювальних засобів повинна відповідати точності виробів і бути декілька вище. Так, вироби лиття, кування і штампування контролюють кронциркулем, нутроміром і лінійкою. Для контролю деталей після грубої обробки (обпилювання, чорнова обточка і т.і.) можна використовувати штангенциркуль з ціною поділки 0,1 мм. Грубо оброблені поверхні не слід контролювати точним інструментами, так як вимірювальні поверхні цих інструментів будуть швидко зношуватися.

Технологія контролю визначається також характером виробництва. В масовому і великосерійному виробництвах слід користуватися

калібрами, контрольними пристроями і автоматичними засобами контролю. В

умовах одиничного і дрібносерійного виробництва доцільно застосовувати універсальні вимірювальні засоби (штангенциркулі, мікрометри, індикатори і т.д.).

Точні вимірювальні інструменти і прилади застосовують на всіх видах виробництва (включаючи і масове), коли потрібно визначати числові величини, відхилили від правильної геометричної форми і взаємного розташування поверхонь (при відсутності спеціальних пристосувань), при налагоджуванні верстатів, а також при особливо відповідальних вимірюваннях.

Таблиця 9.2

Орієнтовні граничні похибки вимірювання лінійних розмірів, мкм

Квалітет	Інтервал вимірювання (понад – до)												
	До 3	3 – 6	6 – 10	10 – 18	18 д– 30	30 – 50	50 – 80	80 – 120	120– 180	180 – 250	250 – 315	315 – 400	400 – 500
2	0,4	0,6	0,6	0,8	1,0	1,0	1,2	1,6	2,0	2,8	3,0	3,0	4,0
3	0,8	1,0	1,0	1,2	1,4	1,4	1,8	2,0	2,8	4,0	4,0	5,0	5,0
4	1,0	1,4	1,4	1,6	2,0	2,4	2,8	3,0	4,0	5,0	5,0	6,0	6,0
5	1,4	1,6	2,0	2,8	3,0	4,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	9,0
6	1,8	2,0	2,0	3,0	4,0	5,0	5,0	6,0	7,0	8,0	10	10	12
7	3,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	9,0	10	12	12	14	16	18
8	3,0	4,0	5,0	7,0	8,0	10	12	12	16	18	20	24	26
9	6,0	8,0	9,0	10	12	16	18	20	30	30	30	40	40
10	8,0	10	12	14	18	20	30	30	40	40	50	50	50
11	12	16	18	30	30	40	40	50	50	60	70	80	80
12	20	30	30	40	50	50	60	70	80	100	120	120	140
13	30	40	50	60	70	80	100	120	140	160	180	180	200
14	50	60	80	90	120	140	160	180	200	240	260	280	320

## 2. Методи вимірювання

Методи вимірювання – сукупність прийомів, використання принципів і засобів вимірювань. Існує багато методів вимірювання: абсолютне, відносне, пряме, посереднє та ін.

**Абсолютне вимірювання** ґрунтується на прямих вимірюваннях величини і використанні значень фізичних констант (вимірювання штангенциркулем, мікрометром тощо).

**Відносне вимірювання** ґрунтується на порівнянні вимірюваної величини з відомим значенням установчої міри (вимірювання мініметром, важільною скобою, оптиметром і т.і.).

## Граничні похибки засобів вимірювання

Вимірювальні засоби	Граничні похибки вимірювання ( $\pm \Delta_g$ , мкм) для інтервалів розмірів, мм (понад – до)							
	До 10	11 – 50	51 – 80	81 – 120	121 – 180	181 – 260	261 – 360	361 – 500
	Оптиметри, вимірювальні машини (при вимірюванні зовнішніх розмірів)	0,7	1,0	1,3	1,6	1,8	2,5	3,5
Те саме (при вимірюванні внутрішніх розмірів)	-	0,9	1,1	1,3	1,4	1,6	-	-
Мікроскоп універсальний	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	3,5	-	-
Мікроскоп інструментальний	5,0	5,0	-	-	-	-	-	-
Мініметр з ціною поділки:								
1 мкм	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,5	6,0	8,0
2 мкм	1,4	1,08	2,5	3,0	3,5	5,0	6,5	8,0
5 мкм	2,2	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,5	8,5
Скоба важільна з ціною поділки:								
2 мкм	3,0	3,5	4,0	4,5	-	-	-	-
10 мкм	7,0	7,0	7,5	7,5	8,0	-	-	-
Мікрометр важільний	3,0	4,0	-	-	-	-	-	-
Мікрометр	7,0	8,0	9,0	10	12	15	20	25
Індикатор	15	15	15	15	15	16	16	16
Штангенциркуль з ціною поділки:								
0,02 мм	40	40	45	45	45	50	60	70
0,05 мм	80	80	90	100	100	100	110	110
0,1 мм	150	150	160	170	190	200	210	230

**Пряме вимірювання** характеризується безпосередньою оцінкою значень вимірюваної величини або відхилів.

**Посереднє** – вимірювання, значення величини знаходять на основі відомих залежностей (визначення конусності за діаметрами в двох перерізах і відстанню між цими перерізами; визначення діаметра за довжиною кола і т.і.).

**Контактне** – вимірювання, яке забезпечує безпосередній дотик вимірювальних поверхонь приладу або інструменту до поверхні деталі.

**Безконтактне** – вимірювання, при якому відсутній контакт вимірювальних поверхонь приладу або інструменту з деталлю.

**Диференційоване** (поелементне) – вимірювання, що характеризується незалежним вимірюванням кожного параметра, зокрема (вимірювання власне середнього діаметра, кроку й кута профілю різі тощо).

**Комплексне вимірювання** дає змогу оцінювати придатність за сумарною похибкою кількох параметрів виробу (вимірювання чи контроль калібрами, проекторами тощо).

Методи вимірювання поділяються на активні й пасивні, на автоматичні й ручні тощо.

Єдність вимірювання забезпечується плановим і обов'язковим випробуванням нових типів вимірювальних засобів та наглядом за станом і правильною експлуатацією вимірювальної техніки, що застосовується в народному господарстві.

Вибір засобів вимірювання залежить від масштабу виробництва, конструктивних особливостей і точності деталей. Допустима похибка вимірювання залежить від допуску на виготовлення деталі:  $\delta = (20 - 30\%)IT$ .

Кожний вимірювальний засіб характеризується граничною похибкою  $\delta_{lim}$ . При виборі універсальних засобів вимірювання слід дотримуватись умови  $\pm \delta_{lim} \leq \delta$ .

Контроль у порівнянні з вимірюванням охоплює більший обсяг робіт. Це процес отримання і обробки інформації про об'єкт з метою визначення його придатності. При контролі деталей визначають відповідність дійсних значень геометричних, механічних, електричних та інших параметрів допустимим значенням цих параметрів.

### **3. Класифікація засобів вимірювання**

**Засоби вимірювання** – це технічні пристрої, що застосовуються при вимірюваннях і мають нормовані метрологічні властивості.

Засоби технічних вимірювань класифікуються таким чином: еталони одиниць фізичних величин; міри; калібри і шаблони; універсальні засоби вимірювання; засоби вимірювання спеціального призначення.

Метрологічні показники засобів вимірювання такі:

**діапазон вимірювань за шкалою** – область шкали, що обмежена її початковим і кінцевим значеннями;

**діапазон вимірювання приладу в цілому** – область значень вимірюваної величини, для якої нормовані допустимі похибки засобів вимірювання;

**межа вимірювання** – найбільше й найменше значення величин, що можуть вимірюватися приладом (інструментом);

**інтервал поділу шкали** – відстань між осями двох сусідніх позначок шкали;

**ціна поділки шкали** – значення вимірюваної величини, що відповідає одній поділці шкали;



**похибка вимірювання** – різниця між результатом вимірювання і дійсним значенням вимірюваної величини;

**абсолютна похибка приладу** – різниця між показами приладу і дійсним значенням вимірюваної величини;

**відносна похибка приладу** – відношення абсолютної похибки приладу до дійсного значення вимірюваної величини;

**точність вимірювання** – якість результатів вимірювання, що відображає близькість їх результатів до нуля;

**точність засобів вимірювання** – якість результатів вимірювання, що характеризує близькість їх похибок до нуля;

**чутливість вимірювального приладу** – відношення зміни сигналу на виході вимірювального засобу до зміни вимірюваної величини;

**поріг чутливості** – найменше переміщення вимірювального стрижня, що здатне викликати зміну в показах приладу;

**поправка** – значення, яке слід алгебрично додавати до показу вимірювального приладу, щоб уникнути його систематичних похибок;

**вимірювана сила** – сила дії вимірювального наконечника на поверхню вимірюваної деталі в зоні контакту.

#### 4. Еталони одиниць фізичних величин

**Еталони одиниць** – засіб вимірювання, який офіційно затверджено еталоном для відтворення одиниць з найвищою досяжною точністю (еталони довжини, часу, кута тощо).

Вимірювання в сільськогосподарському машинобудуванні і під час ремонту охоплює, в основному, геометричні параметри – лінійні (довжини, діаметри, шорсткість, хвилястість) і кутові.

Як еталон одиниці довжини затверджено **метр** – довжину, що дорівнює 1650763,73 довжин світлових хвиль у вакуумі випромінювання відповідного переходу між рівнями  $2p_{10}$  і  $5d_3$  атома кріптон-86 (ГОСТ 8.417-81).

За одиницю кута взято **градус**, що дорівнює  $1/360$  частині кола.

На XVII Генеральній конференції мір і ваг прийнято нове визначення одиниць фізичних величин.

Одиниця довжини **метр** – довжина шляху, що проходить світло у вакуумі за  $1/299792458$  долю секунди.

За одиницю часу взято **секунду**, що дорівнює 9192631770 періодам випромінювання відповідного переходу між двома надтонкими рівнями основного стану атома цезію-133.

Еталон одиниці **маси** (1 кг) – це циліндр із сплаву платини (90 %) та іридію (10 %), діаметр і висота якого приблизно однакові (близько 30 мм).

За еталон кількості речовини взято **моль** – кількість речовини системи, що вміщує стільки структурних елементів, скільки атомів у 12 г вуглецю-12.

За еталон одиниці світла прийнято *канделу* – силу світла у заданому напрямі джерела, що відтворює монохроматичне випромінювання частотою  $540 \cdot 10^{12}$  герц, енергетична сила світла якого в цьому напрямі дорівнює  $1/683$  Вт/ср.

За еталон одиниці сили струму взято *ампер* – силу незмінного в часі електричного струму, який, проходячи у вакуумі по двох паралельних прямолінійних провідниках безмежної довжини малої площі поперечного перерізу, що розміщений один від одного на відстані 1 м, створює на кожній ділянці провідника довжиною 1 м силу взаємодії  $2 \cdot 10^{-7}$  Н.

## **БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК**

### **Основна література**

1. ГОСТ 2.001-70 и др. Единая система конструкторской документации. Основные положения: [Сборник].–Введ. 01.07.71.– Содерж.: ГОСТ 2.001-70-ГОСТ 2.003-83, ГОСТ 2.031-83-ГОСТ 2.034-83, ГОСТ 2.101-68-ГОСТ 2.106-68, ГОСТ 2.108-68, ГОСТ 2.109-73. Переизд. декабрь 1987. Группа Т52 СССР.

2. Система конструкторської документації. Терміни та визначення основних понять: ДСТУ 3321:2003. — [Чинний від 2004-10-01]. – Видання офіційне. К.: Держстандарт України, 2005. — 50 с. – (Національний стандарт України).

3. Дипломне та курсове проектування /Д.Г. Войтюк, О.В. Дацишин, В.С. Колісник та ін. /За ред. О.В. Дацишина.–К.: Урожай, 1996.–192 с., іл.

4. ГОСТ 7.1-76. Система информационно-библиотечной документации. Библиографическое описание печати. Взамен ГОСТ 7.1-69: ГОСТ 7.2-69: ГОСТ 7.3-69; ГОСТ 7.8-70 в части п.9: ГОСТ 7.13-70.–Введ. 01.01.86.– 63 с. Группа Т62 СССР.

5. ГОСТ 2.402-68 и др. Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей различных изделий: [Сборник].– Введ. 01.01.71. –Содерж.: ГОСТ 2.402-68-ГОСТ 2.411-72.- Переизд. апрель 1988. Группа Т52 СССР.

6. ГОСТ 2.301-68 и др. Единая система конструкторской документации. Общие правила выполнения чертежей: [Сборник].– Введ. 01.01.84.– Содерж.: ГОСТ 2.301-68-ГОСТ 2.320-82. Переизд. апрель 1984. Группа Т52 СССР.

7. Основні норми взаємозамінності. Єдина система допусків та посадок. Терміни та визначення. Позначення і загальні норми: ДСТУ 2500-94. – [Чинний від.1994-01-01]. – К.: Держстандарт України, 1994. – 51 с. – (Національний стандарт України).

8. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник: В 2 т.–2-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство стандартов, 1989. Т1. – 263 с., ил.

9. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник в 2 т.–2-е изд., перераб. и доп. – М.:

Издательство стандартов, 1989.–Т2: Контроль деталей. – 208 с.

10. Бейзельман Р. Д. Подшипники качения. Справочник / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель. [6-е изд. перераб. и доп.]. М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.

11. Взаємозамінність та технічні виміри [підруч. для студ. вищ. навч. закл.] / Г.О. Іванов, Бабенко, С.І. Пастушенко; за ред. Г.О. Іванова і В.С. Шибаніна. – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2006. – 339 с.: іл.

12. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання. Курсове проектування [навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл.] / Г.О. Іванов, В.С. Шибанін, Д.В. Бабенко та ін; за ред. Г.О. Іванова і В.С. Шибаніна. – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2011. – 291 с.: іл.

13. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. /В.Д. Мягков, М.А. Палий, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. – Ч.1. 543 с., ил.

14. Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч. /В.Д. Мягков, М.А. Палий, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1983. Ч.2. 448 с., ил.

15. ГОСТ 3325-85 (СТ СЭВ 773-77). Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. Введен с 01.01.87. Переизд. август 1988. Группа Г16 СССР.–104 с.

16. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: [навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл.] / Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко та ін. — К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2008. – 648 с. (За редакцією Г.О. Іванова і В.С. Шибаніна).

17. Дунаев П. Ф., Расчет допусков размеров / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М.: Машиностроение, 1981. – 189 с.

18. Цепи размерные. Основные положения. Методы расчета линейных и угловых цепей. РД 50-635-87. – [Введен с 1987-06-01]. – К.: Издательство стандартов, 1987. – 24 с.

19. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання [підруч. для студ. вищ. навч. закл.] / Г.О. Іванов, В.С. Шибанін, Д.В. Бабенко та ін; за ред. Г.О. Іванова і В.С. Шибаніна. – [2-е вид., перероб. і допов.]. – К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2009. – 577 с.

20. Якість деталей машин: навч. посібник [для студ. вищ. навч. закл.] / [І. Г. Гончаренко, Г. О. Іванов, В. М. Кісь та ін.]. – Харків: ФОП Родак Л.П., 2008. – 171 с. (За редакцією Л.М. Тищенко).

### *Рекомендована література*

21. Розмірні ланцюги. Методичні вказівки для використання курсових і дипломних проектів по дисципліні “Взаємозамінність, стандартизація та технічні

виміри”. Модуль 6. Спеціальність 7.091902 “Механізація сільського господарства”. Миколаїв, 2001. – 15 с. Розробили: Г.О. Іванов, Д.В. Бабенко.

22. ГОСТ 24853-81. Калибры гладкие для размеров до 300 мм. Допуски. Введен с 01.01.1983. – 11 с.

23. Російсько-український словник наукової термінології: Математика. Фізика. Техніка. Науки про Землю та Космос. /В. В. Гейченко, В. М. Завірюхіна, О. О. Землюк та ін. – К.: Наук. думка, 1998. – 892 с.

24. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. Методические указания по изучению дисциплины и выполнению курсовой работы. ВСХИЗО, М.: 1983. – 83 с. Составитель Н.Н. Черниговцев.

25. Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел: ГОСТ 8032-84 (СТ СЭВ 3961-83). – [Введен с 1984-01-01]. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 16 с.

26. Нормальные линейные размеры. ГОСТ 6636-69. – [Введен с 1970-07-01]. – М.: Издательство стандартов. 1969. — 16 с.

## ЗМІСТ

Деталі машин і основи конструювання	2
Лекція 1. Предмет і завдання курсу «Деталі машин і основи конструювання»	2
Лекція 2. Загальні принципи конструювання машин і механізмів.	5
Лекція 3. Основи розрахунку деталей машин. Механічні передачі. Кінематичний розрахунок.	13
Лекція 4. Зубчасті передачі.	17
Лекція 5. Зубчасті передачі.	23
Лекція 6. Розрахунок прямозу-бих циліндричних передач на міцність.	28
Лекція 7. Зубчасті передачі.	34
Лекція 8. Конічні передачі.	39
Лекція 9. Черв'ячні передачі.	42
Лекція 10. Вали та осі механічних передач	50
Основна література	55
2.Взаємозамінність	56
Лекція 1. Загальні відомості про допуски і посадки	58
Лекція 2. Загальні відомості про допуски і посадки	61
Лекція 3. Єдина система допусків і посадок	65
Лекція 4. Шорсткість і хвилястість поверхонь	74
Лекція 5. Основи вибору посадок	84
Лекція 6. Вибір посадок вальниць (підшипників) кочення	91
Лекція 7. Розрахунок розмірних ланцюгів	101
Лекція 8. Основи стандартизації	108
Лекція 9. Технічні вимірювання	116
Бібліографічний список	122
Зміст	125