

Лекція 2

ПЕРЕДАЧІ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

9.1 Загальні відомості і класифікація

Найпоширенішими у сучасному машинобудуванні та приладобудуванні серед механічних передач є *зубчасті передачі*.

Зубчасті передачі використовують у широкому діапазоні передаточних чисел і потужностей (від 0,001 Вт до 10 МВт), колових швидкостей (до 150 м/с); розмірів (від часток міліметра до десятків метрів).

Загальні терміни, визначення і позначення елементів зубчастих передач встановлюють ДСТУ ISO 701-2001 «Міжнародна система позначень зубчастих передач. Умовні позначення геометричних даних» (означення, встановлені в цьому стандарті, відносяться до основних геометричних термінів, визначених в ISO 1122-1:1998 «Словник термінів зубчастої передачі. Частина 1. Визначення, пов'язані з геометрією»); ГОСТ 12289-76 «Передачи зубчатые конические. Основные параметры»; ГОСТ 2144-76 «Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры»; ГОСТ 12289-76 «Передачи зубчатые конические. Основные параметры» та інші.

ДСТУ 2330-93 «Передачі зубчасті та фрикційні. Терміни та визначення» встановлює вживані в науці, техніці та промисловості терміни, визначення і позначення основних понять, які належать до геометрії та кінематики зубчастих і фрикційних передач з постійним передатним відношенням і є загальними для передач різних видів.

ДСТУ ISO 54-2001 «Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Модулі». Встановлює значення нормальних модулів для прямозубих і косозубих циліндричних передач загального і важкого машинобудування.

Порівняно з іншими механічними передачами зубчасті передачі мають такі переваги: сталість передаточного числа; висока навантажувальна здатність; високий ККД (0,96÷0,98 для однієї пари коліс); малі габаритні розміри у порівнянні з іншими видами передач за рівних умов; велика надійність в роботі, простота обслуговування; порівняно невеликі навантаги на вали та опори.

До недоліків зубчастих передач належать такі: неможливість безступінчастої зміни передатного числа; високі вимоги до точності виготовлення і монтажу; шум при великих швидкостях; погані амортизувальні властивості (що негативно впливає на компенсацію динамічних навантаж); громіздкість при великих відстанях між вісями ведучого і веденого валів; потреба у спеціальному обладнанні та інструменті для нарізання зубців; зубчаста передача не уберігає машину від можливих небезпечних

перевантажень.

Класифікація циліндричних зубчастих передач, геометричні і кінематичні параметри, розрахунок геометрії циліндричних евольвентних зубчастих передач зовнішнього зачеплення, методи виготовлення зубчастих коліс та їх корегування детально розглядалися в курсі дисципліни «Теорія механізмів і машин».

Зубчасті передачі класифікують за багатьма ознаками, деякі з них наведені на рис.4.5.

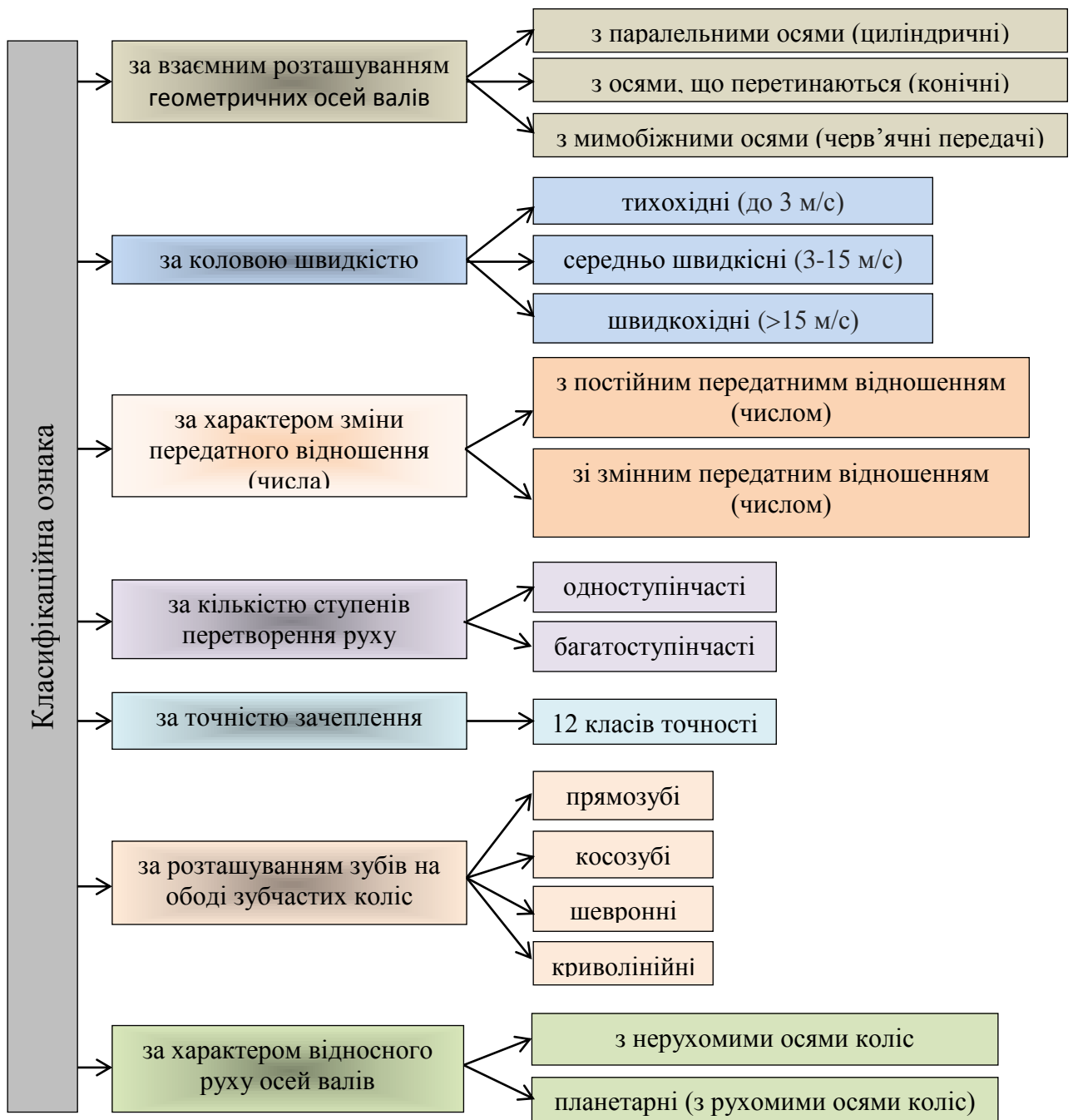


Рисунок 4.5 – Класифікація зубчастих передач за основними ознаками

9.1.2 Точність зубчастих передач

Точність виготовлення зубчастих коліс визначає кінематичні та експлуатаційні показники, а також такі характеристики як інтенсивність шуму, вібрації, міцність, втрати на тертя.

Точність зубчастих передач регламентується по ГОСТ 1643-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски» для циліндричних зубчастих передач і ГОСТ 1758-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические и гипоидные. Допуски» для конічних зубчастих передач.

Ступінь точності вибирається залежно від призначення і умов роботи передач. Основний критерій - колова швидкість. Для загальнопромислових передач з працюючими колесами ($H \leq 350$ НВ) ступень точності вибираються за довідниками.

Прямозубі передачі можна застосовувати при $V < 2$ м / с, а також тоді, коли осьова сила абсолютно неприпустима. Потрібно враховувати, що в рівних умовах косо зубі передачі передають навантаження в 1,35 рази більшу, ніж прямозубі.

Стандартами передбачено 12 ступенів точності, які зменшуються із збільшенням порядкового номера ступеня, тобто найточнішими є зубчасті колеса першого ступеня точності і найменш точними – дванадцятого. У загальному машинобудуванні перші п'ять ступенів не застосовують. Як правило, застосовують колеса 6, 7, 8, 9, 10 ступенів точності:

- *6 ступінь* – високоточні зубчасті передачі прецизійних розточних верстатів, ділільних головок;
- *7 ступінь* – точні передачі, важко навантажені;
- *8 ступінь* – передачі середньої точності, автотранспортне, загальне машинобудування;
- *9...10 ступінь* – передачі пониженої точності типу сільгоспмашин.

Кожен ступінь точності характеризують три показники:

- а) норма кінематичної точності* – визначає сумарну помилку кута повороту зубчастого колеса за один оберт (у зачепленні з еталонним колесом);
- б) норма плавності роботи* – визначає віброакустичні характеристики передачі; у редукторах - не нижче 8-го ступеня.
- в) норма контакту зубів* – визначає помилки виготовлення зубів і

складання передачі, що впливають на розміри плями контакту в зачепленні (на розподіл навантаження по довжині зуба) , яка визначає несучу здатність передачі; у редукторах - не нижче 8-го ступеня.

Часто всі три види норм (кінематичної, плавності і контакту) витримують з однаковою точністю.

Незалежно від ступеня точності стандартизований вид спряження.

Бічний зазор визначає найменшу бічну щілину між неробочими поверхнями зубців спряжених коліс і запобігає заклинюванню зубців при нагріванні передачі та появу ударів при динамічних навантаженнях. Бічний зазор встановлюється видом спряження зубчастих коліс та видом допуску на бічний зазор. Встановлено 6 видів спряження: Н – зазор відсутній; Е – малий зазор; D, С – зменшений зазор; В – нормальний зазор; А – збільшений зазор та 8 видів допуску на бічний зазор x, y, z, a, b, c, d, h . Рекомендується для більшості силових передач – спряження В, для реверсивних - С, D.

У передачах з твердістю шестерні і колеса $> HB 350$, з коловою швидкістю до 12,5 м / с слід приймати ступінь точності не нижче 9 - 8 - 7 - В, а зі швидкістю від 12,5 до 20 м / с - не нижче 8 - 7 - 7 - В. Зубчасті передачі редукторів повинні виготовлятися не нижче ступеня точності 8 - 7 - 7 - В (ГОСТ 1643-81).

Приклади позначення:

- а) 9 - 8 - 7 - В ГОСТ 1643-81, де 9 - норма кінематичної точності, 8 - норма плавності, 7 - норма контакту, В - вид спряження.
- б) 8 - В ГОСТ 1643-81, якщо по всіх трьох нормах призначена одна ступінь точності.

9.1.3 Матеріали і термообробка зубчастих коліс

Для виготовлення зубчастих коліс використовують сталі (вуглецеві сталі 40, 45, 50; сталі з підвищеним вмістом марганцю 40Г2, 50Г; леговані сталі 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 30ГХСА), чавуни, пластмаси та інші матеріали.

Термічну (ТО) та хіміко-термічну (ХТО) обробку виконують для забезпечення високої поверхневої твердості зубців, від якої залежать їх контактна міцність, зносостійкість і протизадирні властивості (при збереженні в'язкої серцевини). При цьому, як правило, твердість шестерні на 20 – 50 одиниць (*HB*) вища, ніж твердість колеса, що дає змогу при однакових матеріалах зменшити небезпеку заїдання та вирівняти ресурс зубців шестерні та колеса.

Залежно від твердості сталеві зубчасті колеса поділяють на дві групи:

1 – із твердістю ≤ 350 НВ, яку отримують після нормалізації або поліпшення;
 2 – із твердістю > 350 НВ, яку отримують після об'ємного гартування, гартування ТВЧ, цементації, азотування та ін.

При $H < 350$ НВ нарізання зубців після ТО заготовки. Достатня точність, добре припрацьовуються, непотрібно дорогих фінішних операцій. Твердість шестерні більша від твердості колеса ($H_1 = H_2 + (25 \dots 30)$ НВ). У цьому випадку колеса краще припрацьовуються. Використання: індивідуальне і малосерійне виробництва, мало і середньо навантажені передачі.

При $H > 350$ НВ – труднощі у виготовленні, необхідність ТО після нарізання та дорогих фінішних операцій (шліфування, притирання, та ін.). Використовується для виготовлення високо навантажених зубчастих передач відносно невеликих розмірів при великосерійному та масовому виробництвах.

Об'ємне гартування: $H = 45 \dots 55$ HRC – зменшення міцності зубців при ударному навантаженні.

Цементация - $H = 58 \dots 63$ HRC (20X, 12XНВА та ін.). Глибина цементация $0.8 \dots 1.2$ мм.

Поверхнєве гартування СВЧ або газовим полум'ям – $H = 48 \dots 54$ HRC. Для коліс з великими зубцями ($m > 5$) (сталі 45, 40ХН та ін.)

Азотування ($H = 60 \dots 65$ HRC) шар $0,1 \dots 0,6$ мм. Непридатне для роботи в умовах абразивного спрацювання. У цьому випадку матеріали коліс – 38ХМЮА, 42Х2Н2МФЮА (сталі, що містять алюміній). Ступінь жолоблення (викривлення) при гартуванні невеликий. Тому використовують, коли важко шліфувати.

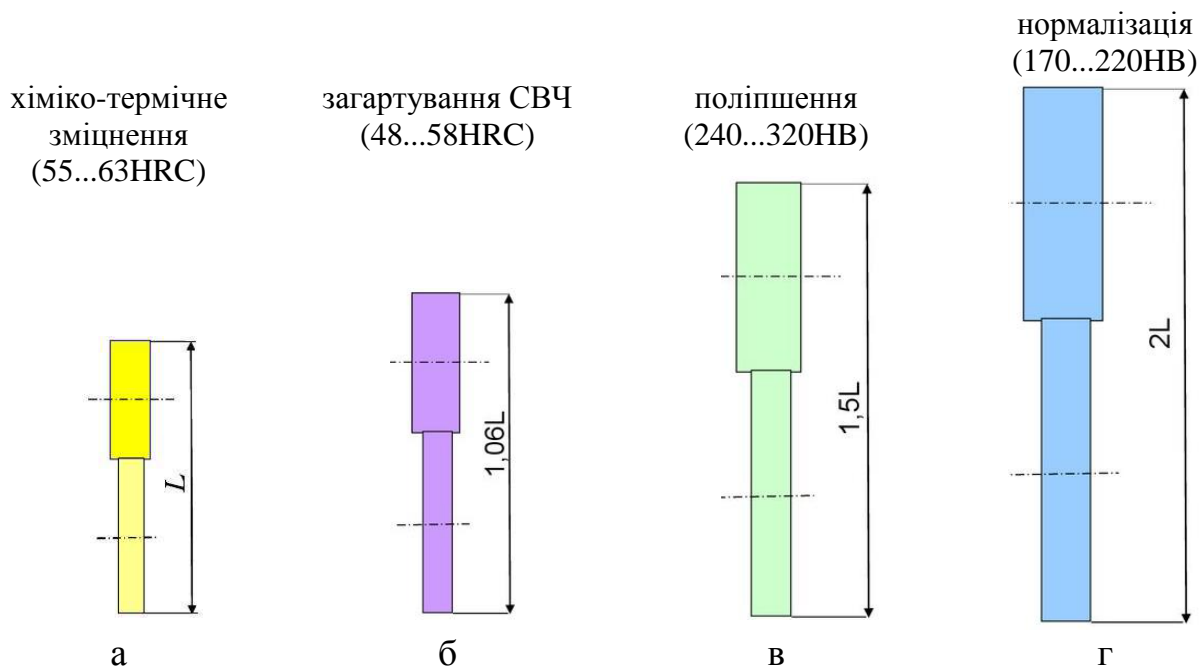


Рисунок 4.6 – Габарити передачі залежно від виду термообробки

і твердості робочої поверхні зубців

9.1.4 Типові конструкції циліндричних зубчастих коліс

Конструктивними елементами циліндричного зубчастого колеса є (рис.4.7): 1- зубчастий вінець; 2- обід (несе на собі зубці); 3 – диск (або *спиці*) ; 4 – маточина.

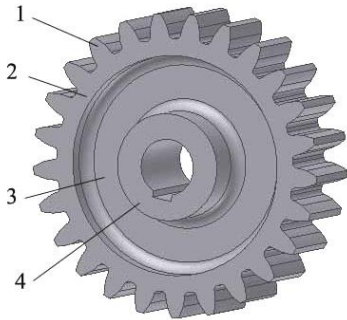


Рисунок 4.7 – Конструктивні елементи циліндричного зубчастого колеса

Маточина забезпечує сполучення колеса з валом і передачу обертаючого моменту від вала до колеса або навпаки – від колеса до вала.

Розміри конструктивних елементів циліндричних коліс, заготівки для котрих отримані куванням або штампуванням (рис.4.8,*а*), залежать від модулю зубчастого колеса m і діаметру отвору маточини колеса d_v (тобто діаметру вала, на якому встановлюється це колесо).

Діаметр маточини приймається рівним:

$$d_{mat} = (1,6 \dots 1,7) d_v$$

Діаметр валу визначається d_v (попередньо) за умови міцності при крученні.

Для прямозубих коліс довжина маточини $b_w = \psi m = (8 \dots 12)m$.

Коли діаметр западин шестірни менше ніж $(1,5 \dots 2,0)d_v$, зубці нарізуються безпосередньо на валу і така конструкція називається *вал-шестірня* рис.4.8,*г*).

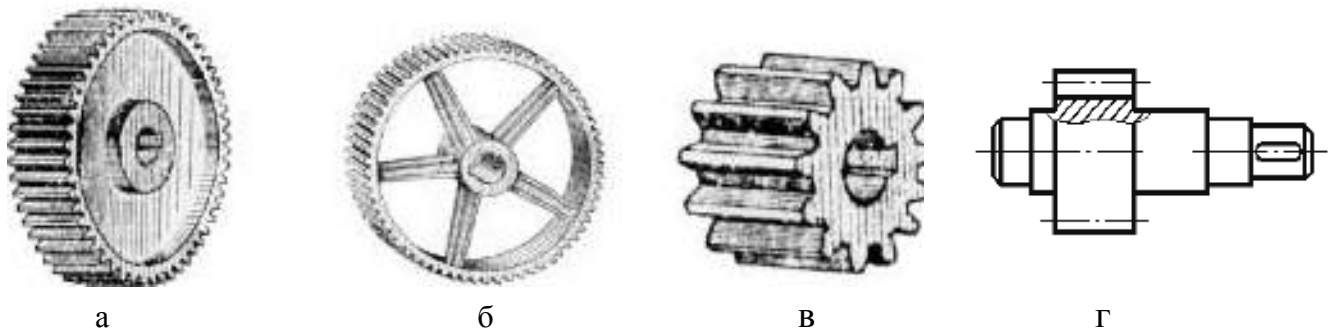


Рисунок 4.8 - Конструкції зубчастих коліс: а - дискові, б - зі спицями,

в - суцільні дискові, г – вал-шестерня

Зубчасті колеса невеликого діаметра ($d \leq 200$ мм) можуть виготовлятися із круглого прокату, кованих або штампованих заготовок у вигляді суцільного диска без маточини (рис.4.8,в) або з маточиною (рис.4.8,а).

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

При ділильних діаметрах $d > 600$ мм зубчасті колеса виконують *випливними* зі сталі або чавуна зі спицями.

Часто колеса цього розміру виготовляють *збірними*: чавунний литий центр і сталевий бандаж (рис.4.8, б). Збірні (бандажовані) колеса застосовуються з метою економії дорогих легованих сталей для зубчастих коліс, проте виготовлення їх обходиться дорожче виготовлення суцільних коліс. У цьому разі зубчастий вінець насаджують на центральну колісну частину з гарантованим натягом і додатково закріплюють гвинтами.

Розміри фіксуючого буртика на центрі колеса приймаються в залежності від ширини зубчастого вінця b_w : ширина $h = (0,15 \dots 0,20)b_w$; висота $t = 0,1b_w$.

Інші конструктивні елементи бандажованих коліс можна приймати як і для штампованих коліс.

Розміри коліс рекомендується обирати у відповідності ГОСТ 13733–77 «Колеса зубчатые цилиндрические мелко модульные прямозубые и косозубые. Типы. Основные параметры и размеры».

9.1.5 Методи виготовлення зубчастих коліс

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

Найбільш широке застосування має нарізування зубців, яке реалізується частіше двома методами: *копіюванням* та *обкочуванням* (рис.4.9).

Методом обкочування одночасно нарізується кілька зубців, а профіль зубців утворюється у вигляді огибаючої лінії послідовних положень різальних кромek інструменту (спеціальне зубчасте колесо - довбач, інструментальна рейка, черв'ячна фреза). Нарізування черв'ячною фрезою має переважне застосування як для коліс з прямими, так і косими зубцями. Метод більш прогресивний, здійснюється аналогічно процесу зачеплення двох коліс. На рис.4.10 показані декілька способів отримання зубчатого колеса методом обкочування (а – за допомогою зубчатої рейки, б – за допомогою довбача, в – за допомогою фрези).

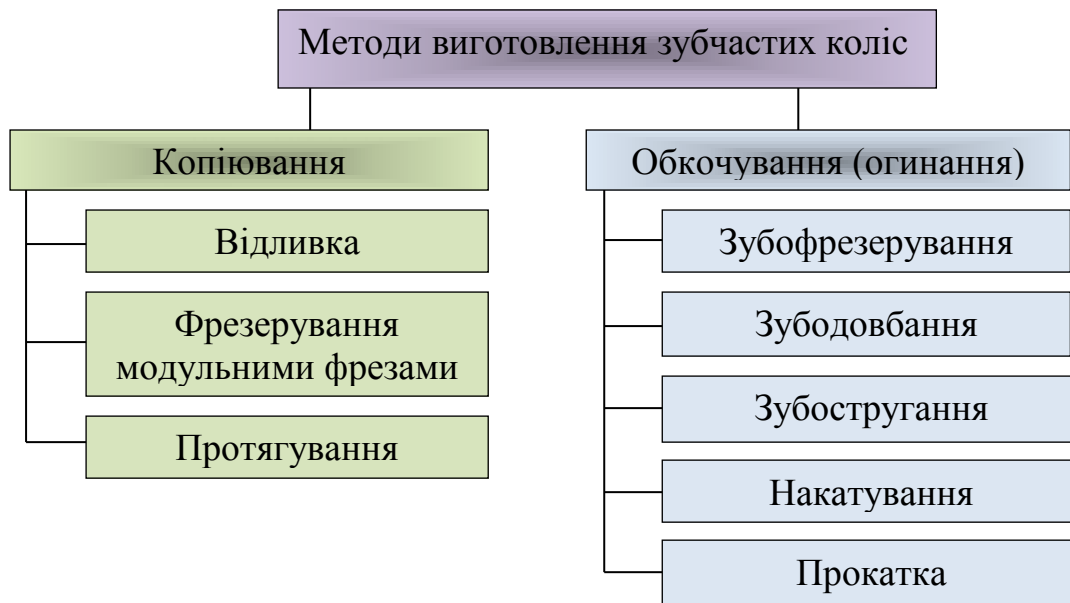


Рисунок 4.9 - Методи виготовлення зубчастих коліс

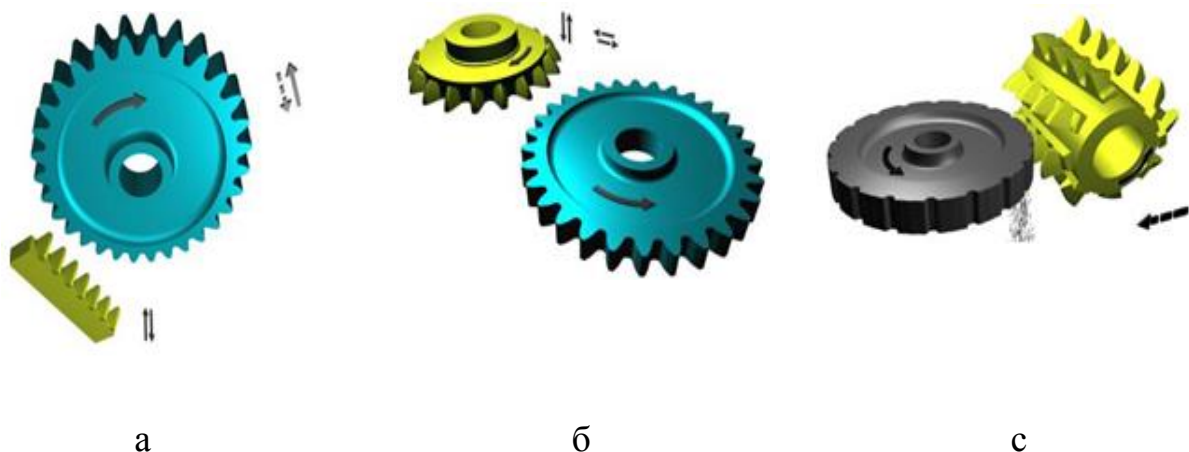


Рисунок 4.10 - Способи отримання зубчатого колеса методом обкочування

9.2 Конічні зубчасті передачі

Конічні передачі призначені для передачі обертального руху в тих між валами, вісі яких перетинаються під деяким кутом Σ . Найбільшого поширення мають передачі з кутом перетину вісей $\Sigma=90^\circ$.

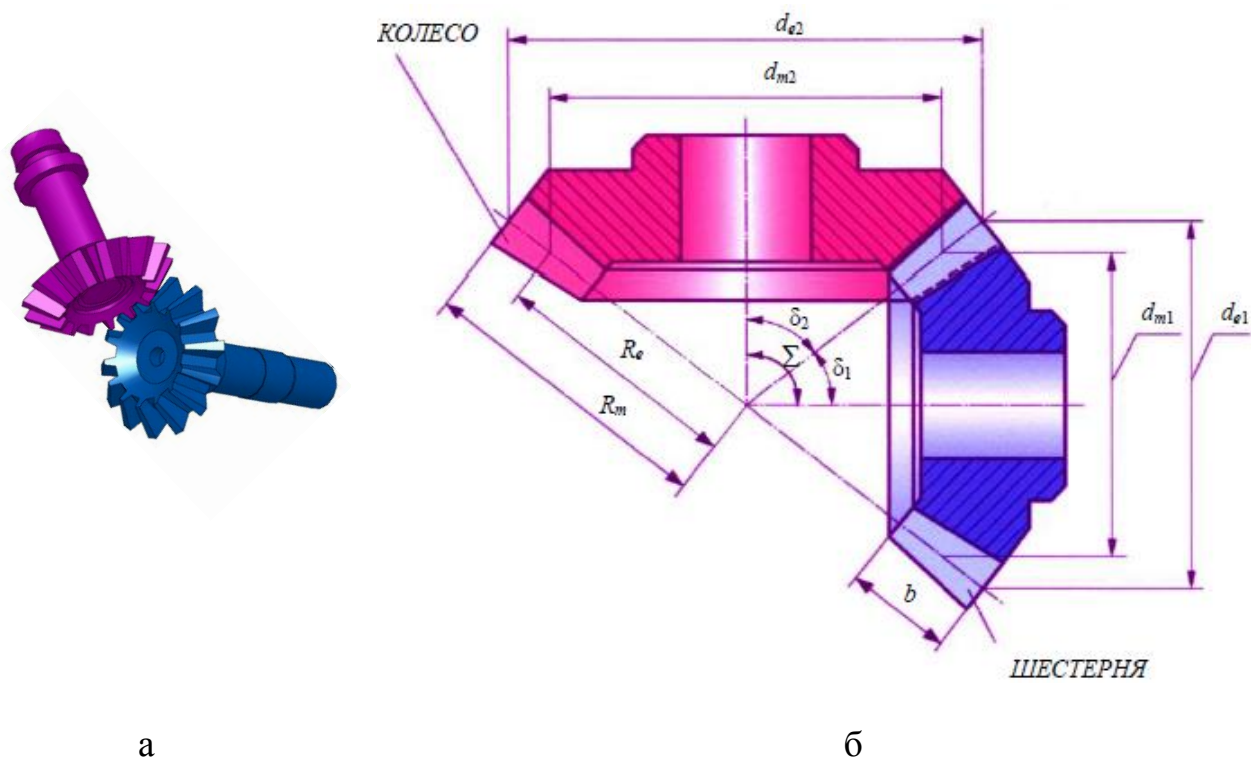


Рисунок 4.11: а - Схема конічної зубчастої передачі;
б - Геометричні параметри конічної передачі

Використовувані в області конічних зубчастих передач терміни, позначення і визначення встановлює ГОСТ 19325-73. «Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения».

9.2.1 Особливості геометрії зубів і коліс

Метод розрахунку геометричних параметрів конічної зубчастої передачі, а також геометричних параметрів зубчастих коліс, що приводяться на робочих кресленнях визначає ГОСТ 19624-74. «Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии». Цей стандарт поширюється на зубчасті конічні передачі з прямими пропорційна зубами, що знижуються, зовнішнього зачеплення із зовнішнім окружним модулем більше 1 мм, з міжосьовими кутами від 10 до 170° і з прямолінійним профілем вихідного контуру, зубчасті

колеса яких нарізаються методом обкатки зубостругальними різцями і парними зуборізними головками, а також методом копіювання за шаблоном.

У конічного зубчастого колеса твірною поверхнею є конус.

Лінії перетину бічних поверхонь зубів з ділильної конічної поверхнею називають *лінією зубів*.

Залежно від форми лінії зуба розрізняють конічні передачі з прямими зубами (рис.4.12, а), у яких лінії зубів проходять через вершину ділильного конуса, з тангенціальними (рис. 4.12, б) і з круговими зубами (рис.4.12, в).

Конічні колеса з круговими зубами характеризують нахилом зуба в середньому перерізі по ширині зубчастого вінця. Кут нахилу β_m - гострий кут між дотичній в даній точці до лінії зуба і утворює ділильного конуса. Для прямих зубців $\beta=0$. У кругових зубців кут β змінний: $\beta_e > \beta_m$.

Передачі з прямими зубами мають початковий лінійний контакт в зачепленні, передачі з круговими зубами - точковий.



Рисунок 4.12 - Види конічних передач залежно від форми лінії зуба

Головні недоліки конічних передач:

- конічні передачі складніші від циліндричних у виготовленні та монтажі, оскільки, крім допусків на розміри зубців, необхідно витримувати допуски на кути δ_1 і δ_2 , а при монтажі забезпечувати збіг вершин конусів осьовим регулюванням зубчастих коліс;
- перетин осей валів ускладнює розміщення опор, тому одне з конічних коліс (як правило, шестірня) розміщується консольно, що зумовлює концентрацію навантаження за довжиною зубця і зниження несучої здатності (експериментально встановлено, що допустиме навантаження конічної передачі становить близько 85% еквівалентної циліндричної).

Аналогом початкових і ділильних циліндрів циліндричних зубчастих передач в конічних передачах є початкові і ділильні конуси.

Основні геометричні параметри зачеплення конічних коліс наведені на рис. 4.11,б де:

δ_1 і δ_2 - кути ділильного конуса шестерні та колеса відповідно;

R_e - зовнішня конусна відстань - довжина відрізка твірної ділильного конуса від його вершини до зовнішнього торця;

R_m – середня конусна відстань;

b - ширина вінця зубчастого колеса, обмеженого двома додатковими конусами - зовнішнім і внутрішнім.

$d_{ei}=m_e z_i$ – діаметр зовнішньої ділильної окружності – лінії перетину ділильного конуса із зовнішнім додатковим конусом; (i – індекси для шестерні ($i = 1$) та колеса ($i = 2$));

$d_{mi} = m_m z_i$ – діаметр середньої ділильної окружності.

9.2.2 Еквівалентне колесо

Профіль зубу на зовнішньому додатковому конусі конусного колеса незначно відрізняється від профілю зуба евольвентного циліндричного колеса з радіусом початкового кола r_v рівному довжині утворюючої додаткового конуса. Ці циліндричні колеса називають *еквівалентними циліндричними колесами*. Тому при визначенні розмірів елементів зачеплення конічних коліс і розрахунках на міцність конічні колеса заміняють на еквівалентні циліндричні прямозубі колеса. Конічну прямозубу передачу з середніми діаметрами коліс d_{m1} і d_{m2} (рис.4.13) можна замінити еквівалентною тобто рівноцінною циліндричною прямозубою передачею з розмірами коліс d_{v1} і d_{v2} , що мають відповідно числа зубів z_{v1} і z_{v2} . При цьому:

Діаметри еквівалентних циліндричних коліс:

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} \quad \text{і} \quad d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2}$$

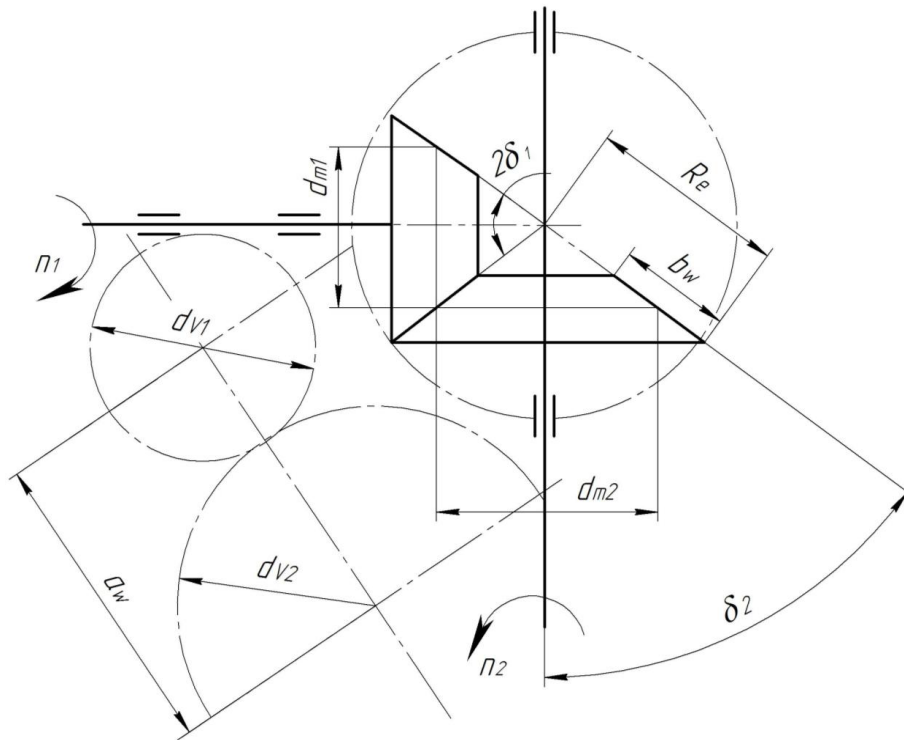


Рисунок 4.13 - Приведення конічного колеса до циліндричного

Їх числа зубів рівні:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} \quad \text{і} \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}$$

Передатне число конічної передачі:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 \leq 4,5.$$

9.2.3 Осьова форма зуба конічних коліс

Зуби конічних коліс в залежності від зміни розмірів їх нормальних перетинів по довжині виконують трьох осьових форм (рис.4.14):

- *осьова форма I* – зубці, що пропорційно понижуються (рис.4.14, а). Вершини ділительного конуса і конуса западин збігаються, висота ніжки зуба пропорційна конусній відстані. Таку форму використовують в конічних передачах з прямими і тангенціальними зубцями, а також обмежено для передач з круговими зубцями при $m \geq 2\text{мм}$ і $\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 20 - 50$;

- *осьова форма II* – зуби нормально звужуються (рис.4.14, б). Вершина конуса западин розташована так, що ширина дна западини колеса постійна, а товщина зуба по ділильному конусу пропорційна конусній відстані. Ця форма забезпечує оптимальну міцність на вигин у всіх перетинах, дозволяє одним інструментом обробляти відразу обидві поверхні зубів колеса, що підвищує продуктивність при нарізанні зубчастих коліс. Є основною для коліс з круговими зубами. Застосовують в масовому виробництві;
- *осьова форма III* – рівновисокі зуби (рис.4.14, в) - твірні ділильного і внутрішнього конусів паралельні. Висота зубів постійна по всій довжині. Застосовують для неортогональних передач з міжосьовим кутом $\Sigma < 40^\circ$ і круговими зубами при $\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} \geq 60$.

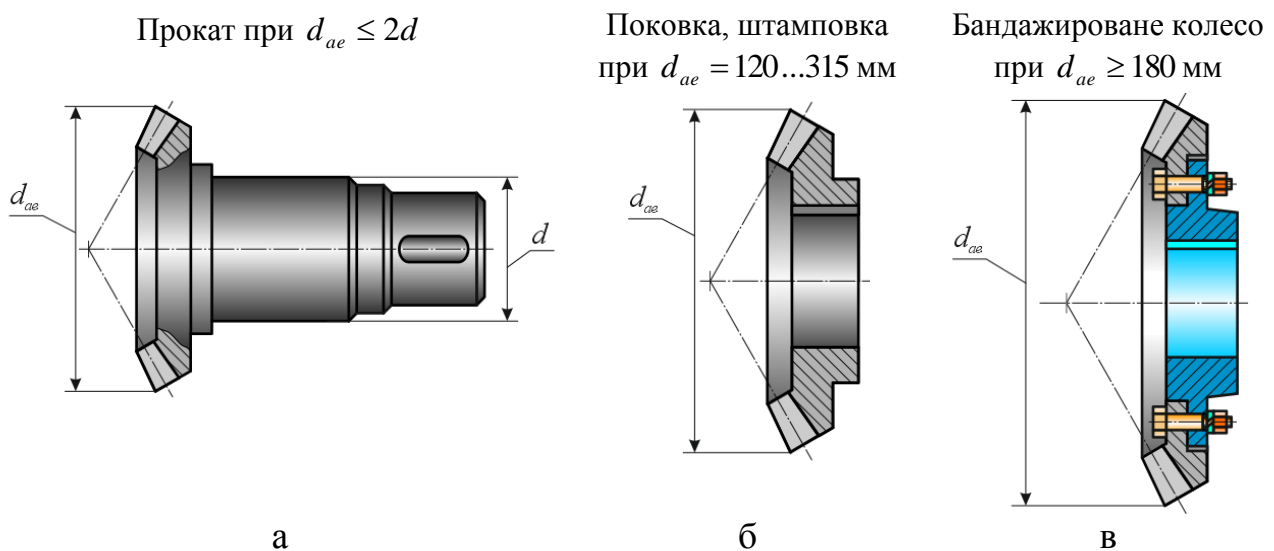


Рисунок 4.14 - Форми конічних коліс

9.3 Черв'ячні передачі

Черв'ячні передачі застосовують у випадках, коли геометричні осі ведучого і веденого валів перехрещуються (зазвичай під прямим кутом).

Черв'ячні передачі виконують у вигляді редукторів, рідше - відкритими.

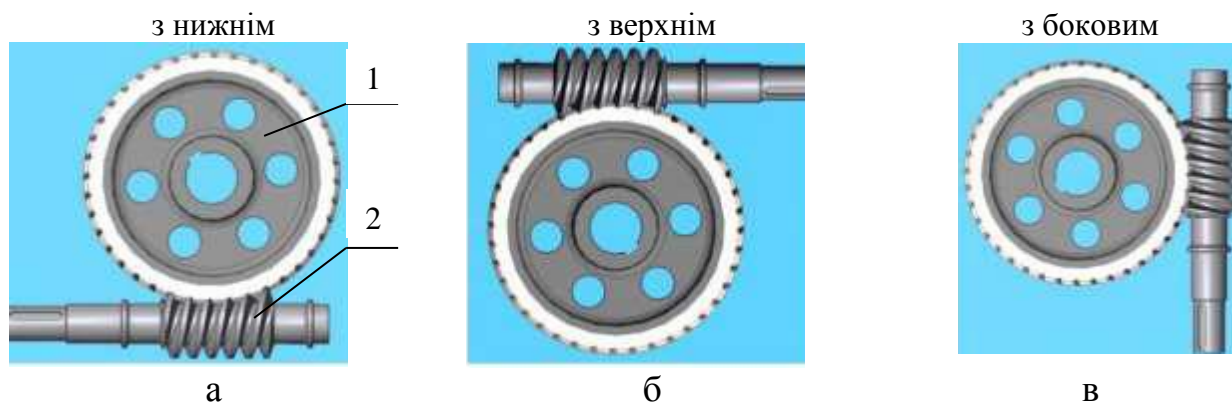
Використовувані в області черв'ячних передач терміни, позначення і визначення встановлює ГОСТ 18498-89 «Передачи червячные. Термины, определения и обозначения».

ДСТУ 2983-95 «Передачі черв'ячні. Терміни та визначення» встановлює терміни, визначення та літерні позначення у галузі геометрії та кінематики черв'ячних передач.

Черв'ячні передачі відносяться до зубчасто-гвинтових передач, які мають характерні риси зубчастих і гвинтових передач.

Залежно від розташування черв'яка передачі бувають: з нижнім (рис.4.15,а), з верхнім черв'яком (рис.4.15,б) і боковим (рис.4.15,в).

Черв'ячна передача передає рух за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як (як правило, це гвинт із трапецеїдальною різьбою), а колесо подібне сектору, який вирізали з довгої гайки й вигнули по кол. Зачеплення черв'ячної пари подібно зачепленню зубчастого колеса (із зубцями особливої форми) із зубчастою рейкою. Геометричні осі валів при цьому перехрещуються під кутом 90° .



1 – черв'ячне колесо; 2 – черв'як

Рисунок 4.15 – Схема розташування черв'яка відносно черв'ячного колеса

Переваги черв'ячних передач: можливість отримання великого передаточного числа в одній ступені; плавність і мал шумність роботи; підвищена кінематична точність.

Недоліки черв'ячних передач: низький ККД; необхідність виготовлення зубів колеса з дорогих антифрикційних матеріалів; підвищені вимоги до точності складання, необхідність регулювання; необхідність спеціальних заходів щодо інтенсифікації тепловідведення.

9.3.1 Особливості черв'ячної передачі:

Особливості черв'ячної передачі як *передачі гвинт-гайка*:

- ковзання профілів, низький коефіцієнт корисної дії (ККД) внаслідок чого передачі використовують у приводах періодичної дії з обмеженням потужності до 50...60 кВт і рідко до 200 кВт. Випуск черв'ячних передач складає біля 10% від випуску зубчастих передач і 50% від загального випуску редукторів;
- широкий діапазон передаточних чисел: $u = 8...1000$ – для кінематичних передач, $u = 8...90$ – для силових передач;
- висока кінематична точність, гарна припрацьовуваність, працює плавно й безшумно.

Особливості черв'ячної передачі як передачі зубчасте колесо-рейка:

- висока контактна міцність за рахунок великого зведеного радіусу кривизни профілів;
- підвищена згинна міцність за рахунок аркової форма зубця колеса.

У більшості випадків черв'яки виготовляють як одне ціле з валом, рідше – окремо від вала, а потім закріплюють на валу.

Черв'ячне колесо на відміну від косозубих зубчастих коліс має ввігнуту форму зубця, що сприяє облягання витків черв'яка. Напрямок і кут підйому зубців черв'ячного колеса відповідають напрямку й куту підйому витків черв'яка. Черв'ячні колеса зазвичай роблять складовими, вінць з бронзи, а маточину зі сталі. Обробку черв'ячного колеса виконують після складання вінця з маточиною.

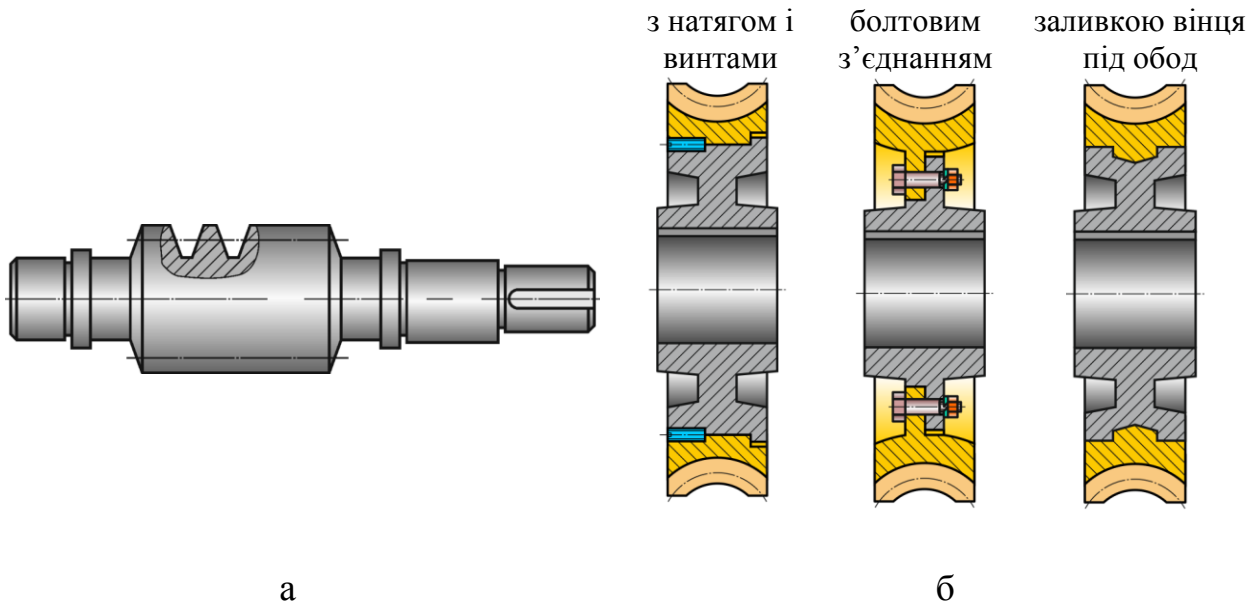


Рисунок 4.16 – Черв'як (а) і способи з'єднання вінця з маточиною (б)

9.3.2 Типи черв'яків

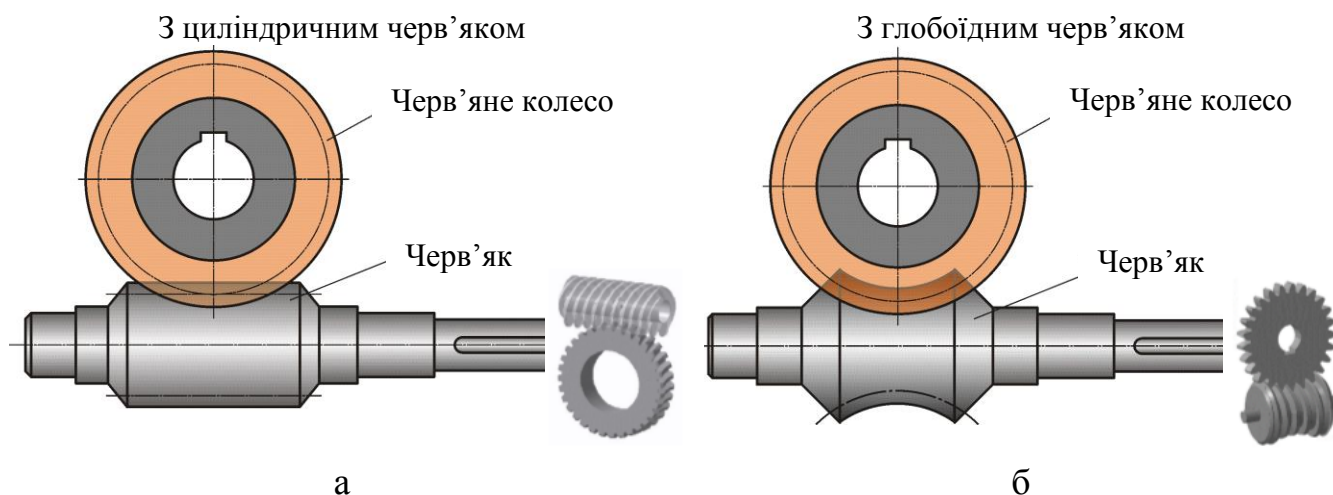


Рисунок 4.17 – Черв'ячна передача за формою тіла черв'яка

За формою тіла черв'яки поділяють на циліндричні (рис.4.17,а) і глобоїдні (рис.4.17,б). Найбільше застосування знаходять циліндричні черв'яки як більш прості у виготовленні і забезпечуючі досить високу навантажувальну здатність. Передачі з глобоїдними черв'яками мають більшу навантажувальну здатність порівняно з циліндричними, бо вони мають більшу сумарну довжину ліній контакту, однак значно складніше виготовлення і висока чутливість до неточності монтажу обмежує їх використання.

За формою гвинтової поверхні циліндричні черв'яки поділяють на:

- *архімедовий черв'як* (позначення *ZA*, рис.4.18,а) – циліндричний черв'як, торцевий профіль витка якого є архімедовою спіраллю. Цей черв'як подібний до гвинта із трапецеїдальною різьбою;
- *конвалютний черв'як* (*ZN*,рис.4.18,б) – торцевий профіль витка є подовженою або скороченою евольвентою (конвалютою);
- *евольвентний черв'як* (*ZI*, рис.4.18,в) – має евольвентний профіль витка в його торцевому перетині (як у косозубого колеса).

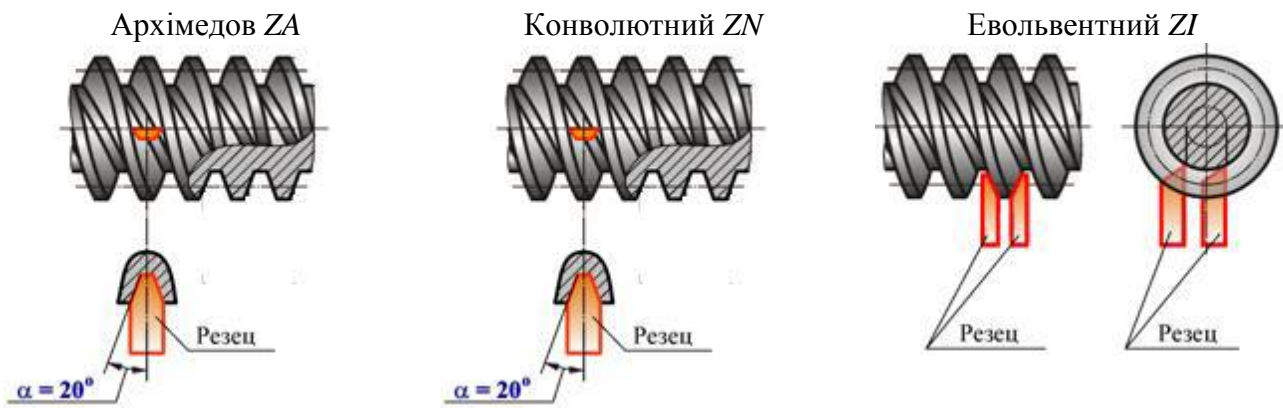


Рисунок 4.18 – Основні типи циліндричних черв'яків

Оскільки навантажувальна здатність черв'яків усіх форм приблизно однакова вибір профілю визначається переважно технологічними факторами. У машинобудуванні із циліндричних черв'яків найпоширеніші архімедові черв'яки. Їх можна нарізати на звичайних токарних або різьбофрезерних верстатах. Однак їх застосовують тільки в передачах, у яких прийнятна твердість черв'яка повинна бути не більш $350HB$ і не потрібно їхнє шліфування. Тому що для шліфування потрібний круг, обкреслений складною кривою (фасонний круг). Евольвентні черв'яки застосовують при необхідності забезпечення високої твердості (більш $45HRC$) і малої шорсткості робочих поверхонь витків, тому що їх можна шліфувати плоскою стороною круга на спеціальних черв'ячно-шліфувальних верстатах.

За числом витків (заходів) різьби черв'яка (рис.4.19):

- з однозахідним черв'яком ($z_1 = 1$);
- багатозахідним черв'яком ($z_1 = 2; 4$).

Найпоширеніший правий напрямок із числом витків черв'яка $z_1 = 1; 2$, що залежать від передаточного числа u .

За напрямом гвинтової лінії:

- з правим напрямом витків (рис.4.20,а);
- лівим напрямом витків (рис.4.20,б).

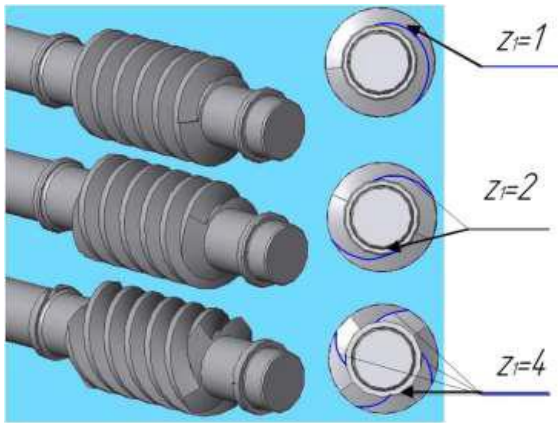


Рисунок 4.19 - Число заходів витків черв'яка

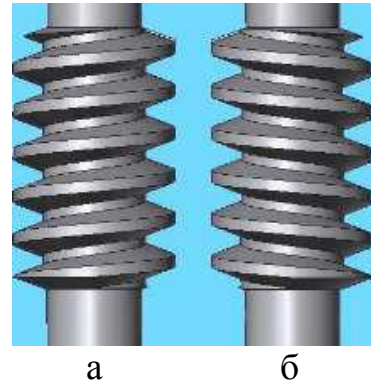


Рисунок 4.20 - Напрямок гвинтової лінії черв'яка

9.3.3 Основні геометричні параметри

Основними геометричними параметрами черв'ячної передачі відповідно до ГОСТ 2144-76 «Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры» є:

- 1) число заходів черв'яка Z_1 - кількість гвинтових поверхонь, нанесених на черв'яка. У практиці використовуються черв'яки з числом заходів 1, 2, 4;
- 2) осьовий модуль m_t , величина якого приймається відповідно до стандарту;
- 3) коефіцієнт діаметра черв'яка q , який представляє відношення ділильного діаметра до модуля і рівний $q = Z_1 / \operatorname{tg} \alpha$, де α - кут підйому гвинтової лінії черв'яка.

Параметри, що визначають розміри зуба по висоті і товщині, знаходяться за тими ж співвідношенням, що для евольвентного зубчастого зачеплення. Значення величини q стандартизовані і обчислюються в відповідно до модулю в межах $q = 8-28$. Проблема збільшення жорсткості черв'яка при малих значеннях модуля вирішується за рахунок збільшення q . Тому при $m < 1$ мм величину q приймають більше 15.

Черв'ячні перетворювачі при особливих умовах є пристроями незворотними, тобто не дозволяють перетворювати рух від черв'ячного колеса до черв'яка. Ця умова має назву *самогальмування*.

Факторами, що впливають на умову самогальмування, є кут підйому гвинтової лінії α і наведений кут тертя φ (рис.4.21).

Аналітичний вираз умови самогальмування має вигляд

$$\alpha < \varphi = \operatorname{arctg} (f / \cos \alpha), \quad (8.4)$$

де f - коефіцієнт тертя матеріалів черв'яка і колеса.

Збільшення числа заходів черв'яка веде до збільшення α і, отже, до усунення самогальмування передачі.

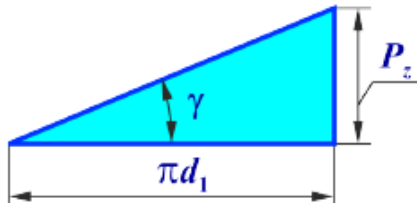


Рисунок 4.21

Ділильний кут підйому витка γ : $P_z = P \cdot Z_1$ - хід витка черв'яка, мм.
Кут γ підйому витка черв'яка на ділильному діаметрі

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Z_1 p_1}{\pi d_1} = \frac{Z_1 m}{d_1} = \frac{Z_1}{q}.$$