

Лекція №13

Тема 9.3. ПРОСТОРОВІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

В цьому параграфі ми коротко зупинимось на особливостях геометрії та кінематики основних типів просторових зубчастих передач, що застосовуються в машинобудуванні: конічний та гіперболоїдний (зокрема черв'ячний) передачах. Детальніше з матеріалом по цій темі можна ознайомитись в навчальній літературі [1, 2, 3, 4, 6 та ін.]

9.3.1. Евольвентна конічна передача.

В конічній передачі аксоїдами є конуси, осі обертання яких перетинаються (див. п. 8.2.1, лекція 14). Схема такої передачі наведена на рис. 9.28.

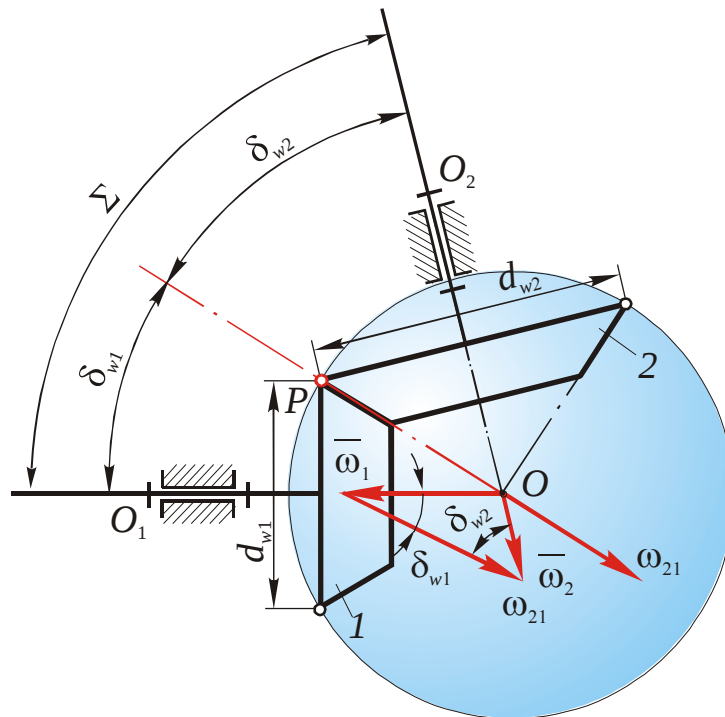


Рис. 9.28 Схема конічної передачі

Тут OP – миттєва вісь обертання, яка складає з осями обертання коліс кути δ_{w1} і δ_{w2} . Оскільки *початкові конуси* (аксоїди) перекочуються без ковзання, можна записати:

$$\vec{V}_{P1} = \vec{V}_{P2},$$

або

$$\omega_1 l_{OP} \sin \delta_{w1} = \omega_2 l_{OP} \sin \delta_{w2} . \quad (9.51)$$

Передатне відношення передачі

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin \delta_{w2}}{\sin \delta_{w1}} . \quad (9.52)$$

Враховуючи, що

$$\delta_{w1} + \delta_{w2} = \Sigma , \quad (9.53)$$

де Σ – міжвісний кут, розв'яжемо разом рівняння (9.52) і (9.53):

$$\begin{aligned} \sin \delta_{w2} &= u_{12} \sin(\Sigma - \delta_{w2}) = u_{12} (\sin \Sigma \cos \delta_{w2} - \sin \delta_{w2} \cos \Sigma) = \\ &= u_{12} \sin \delta_{w2} (\sin \Sigma \operatorname{ctg} \delta_{w2} - \cos \Sigma); \end{aligned}$$

$$u_{12} \sin \Sigma \operatorname{ctg} \delta_{w2} = 1 + u_{12} \cos \Sigma .$$

Звідси

$$\operatorname{tg} \delta_{w2} = \frac{u_{12} \sin \Sigma}{1 + u_{12} \cos \Sigma} , \quad (9.54)$$

або

$$\operatorname{tg} \delta_{w1} = \frac{\sin \Sigma}{u_{12} + \cos \Sigma} \quad (9.55)$$

Конічна зубчаста передача з міжвісний кутом $\Sigma = 90^\circ$ називається *ортогональною*. Для такої передачі

$$\operatorname{tg} \delta_{w2} = u_{12}; \quad (9.56)$$

$$\operatorname{tg} \delta_{w1} = \frac{1}{u_{12}} , \quad (9.57)$$

Всі точки ланок 1 і 2 (рис. 9.28) рухаються вздовж сферичних траєкторії. Так траєкторія точки P розташована на сфері радіуса OP .

Базою для визначення розмірів зубців є *ділильний конус*, який, при нарізанні зубців без зміщення різального інструменту, збігається з початковим. Основою ділильного конуса є круг, який лежить в площині, перпендикулярній до осі колеса, і проходить через точку P .

Діаметр основи ділильного конус, або ділильний діаметр, виражається через модуль:

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2. \quad (9.58)$$

Довжина твірної ділального конуса OP називається *ділальною конусною відстанню* R .

Спряжені профілі зубців конічних коліс виконують евольвентними. Як і в циліндричних передачах, евольвентні профілі є найбільш технологічними.

Для нарізання конічних коліс застосовують спосіб обкочування у верстатному зачепленні заготовки з *уявним твірним колесом*. Бічні поверхні твірного колеса утворюються за рахунок руху різального інструменту при виконанні головного руху різання. Найпоширенішим є інструмент – аналог рейки – з прямолінійним лезом. За прямолінійного головного руху прямолінійне лезо утворює *плоске* твірне колесо з кутом при вершині $\delta_{woc} = 90^\circ$ (рис. 9.29 а), або *плосковершинне* з $\delta_{woc} = 90^\circ - \theta_{fwo1}$ (рис. 9.29 б), де θ_{fwo1} – кут ніжки зубця колеса, що нарізається у верстатному зачепленні (детальніше див. [1-4, 6]).

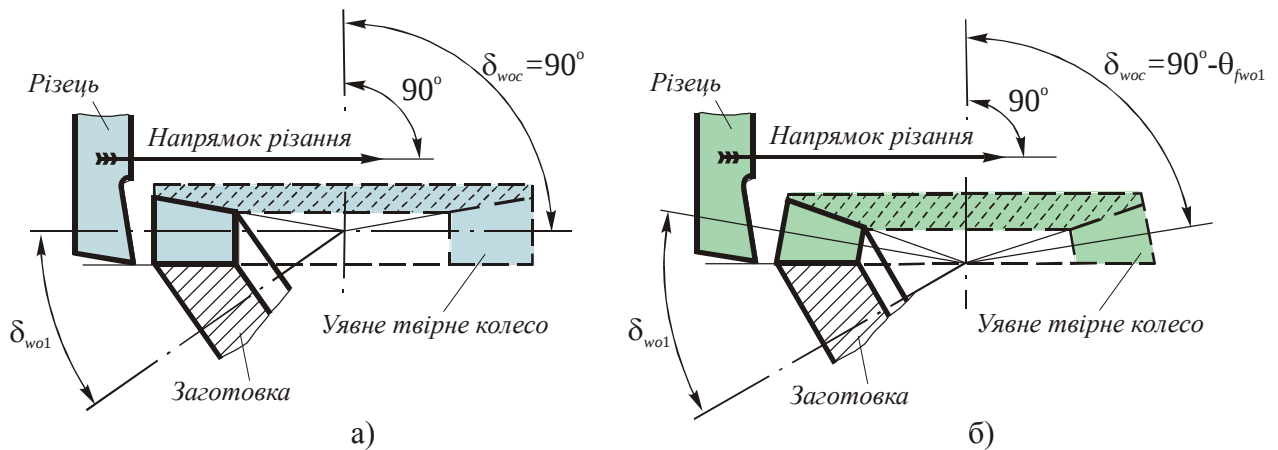


Рис. 9.29 Нарізання конічних коліс методом обкочування:
а – з плоским твірним колесом; б – з плосковершинним
твірним колесом

Товщина зубця конічного колеса вздовж твірної – величина змінна. Відповідно, крок теж буде змінним (рис.10.30): $p_e > p_m > p_i$. Отже і модуль по довжині зубця змінний.

Розрізняють середній ділальний модуль

$$m_m = \frac{p_m}{\pi} \quad (9.59)$$

і зовнішній ділальний модуль

$$m_e = \frac{p_e}{\pi}. \quad (9.60)$$

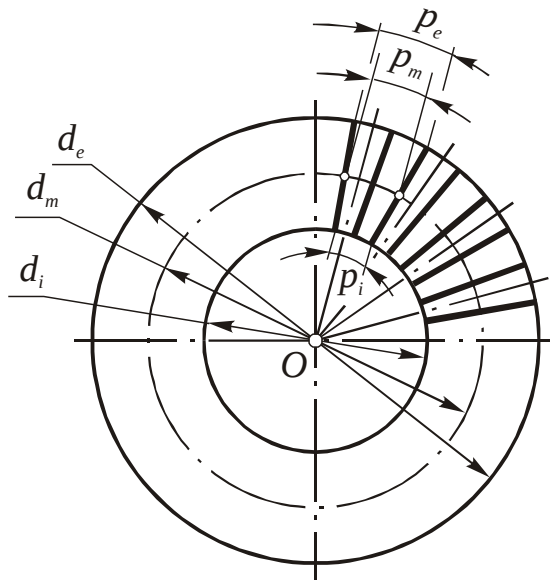


Рис. 9.30 Розміри конічного колеса (в плані)

Стандартизованим є зовнішній модуль. Це значно спрощує контроль розмірів.

До основних розмірів конічного колеса слід віднести (рис. 9.31):

- зовнішні діаметри: d_e – ділильний; d_{fe} – западин; d_{ae} – вершин;
- середні діаметри: d_m , d_{fm} , d_{am} ;
- внутрішні діаметри: d_i , d_{fi} , d_{ai} .

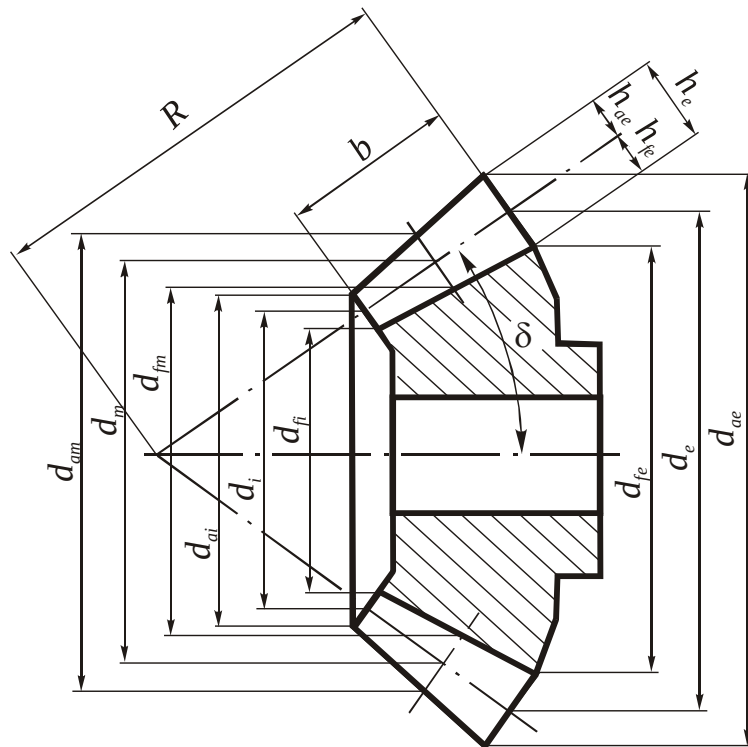


Рис. 9.31 Основні розміри конічного колеса

Для визначення зовнішніх діаметрів коліс, нарізаних без зміщення, користуються такими розрахунковими формулами:

$$d_e = m_e z; \quad (9.61)$$

$$d_{fe} = m_e z - 2h_{fe} \cos \delta; \quad (9.62)$$

$$d_{ae} = m_e z - 2h_{ae} \cos \delta. \quad (9.63)$$

Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5 \frac{d_e}{\sin \delta}. \quad (9.64)$$

Тут δ – кут ділильного конуса даного колеса.

Зовнішня висота зубця:

$$h_e = h_{ea} + h_{ef}, \quad (9.65)$$

де $h_{ea} = h_a^* m_e$ – висота головки; $h_{ef} = (h_a^* + c^*) m_e$ – висота ніжки. Тут $h_a^* = 1$; $c^* = 0,2$ для коліс, які нарізані без зміщення.

Середній модуль пов'язаний із зовнішнім співвідношенням:

$$m_m = m_e - \left(\frac{b}{z} \right) \sin \delta \quad (9.65)$$

Тут b – ширина зубчастого вінця (див. рис. 9.31).

9.3.2. Передачі з осями, що перехрещуються

На відміну від циліндричних і конічних передач, тут колеса у відносному русі обертаються відносно деякої осі і ковзають уздовж неї. Ця вісь називається *миттєвою віссю обертання-ковзання* або *миттєвою гвинтовою віссю*.

Геометричні місця миттєвих осей обертання-ковзання на кожному з коліс передачі дають *гвинтові аксоїди відносного руху*.

Якщо передатне відношення постійне, то положення миттєвої осі обертання-ковзання (гвинтової осі) не змінюється, а гвинтові аксоїди відносного руху є однопорожнинними гіперболоїдами обертання (рис. 9.32). Тому такі передачі називаються *гіперболоїдними*.

На відміну від циліндричної або конічної передачі форма початкових поверхонь коліс не повторює форму аксоїдів, а визначається областю точок контакту спряжених поверхонь зубців. Порівняльне дослідження таких характеристик гіперболоїдних передач, як к.к.д., габарити і т.п., показало, що іноді зубці краще розташовувати в областях, віддалених від гвинтових аксоїдів.

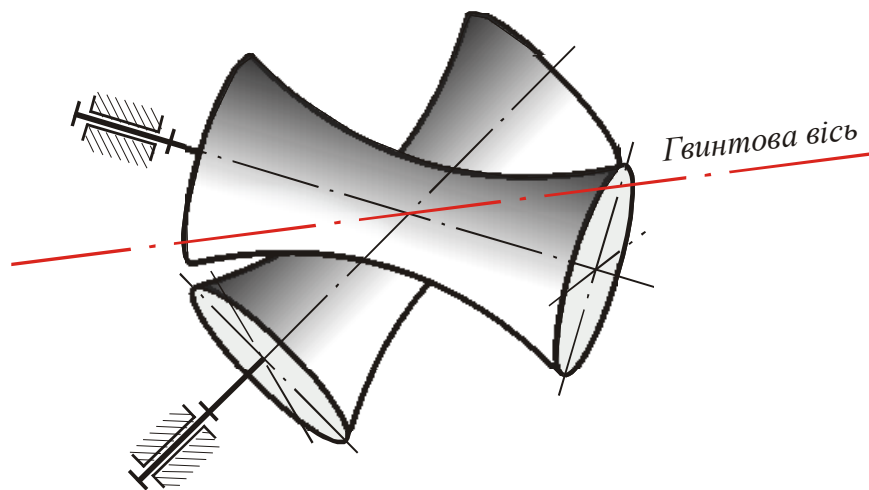


Рис. 9.32 Гвинтові аксоїди та гвинтова вісь

Розрізняють гіперболоїдні передачі першого і другого роду.

В *гіперболоїдних передачах першого роду* обидві спряжені поверхні зубців можуть утворюватись однією твірною поверхнею, а в *гіперболоїдних передачах другого роду* твірна поверхня збігається з однією зі спряжених поверхонь.

9.3.2.1. Гіпоїдна та гвинтова передачі

Ці передачі відносяться до гіперболоїдних передач першого роду.

Гіперболоїдна передача з конічними початковими поверхнями називається *гіпоїдною зубчастою передачею* (рис. 9.33 а), а з циліндричними – *гвинтовою зубчастою передачею* (рис. 9.33 б).

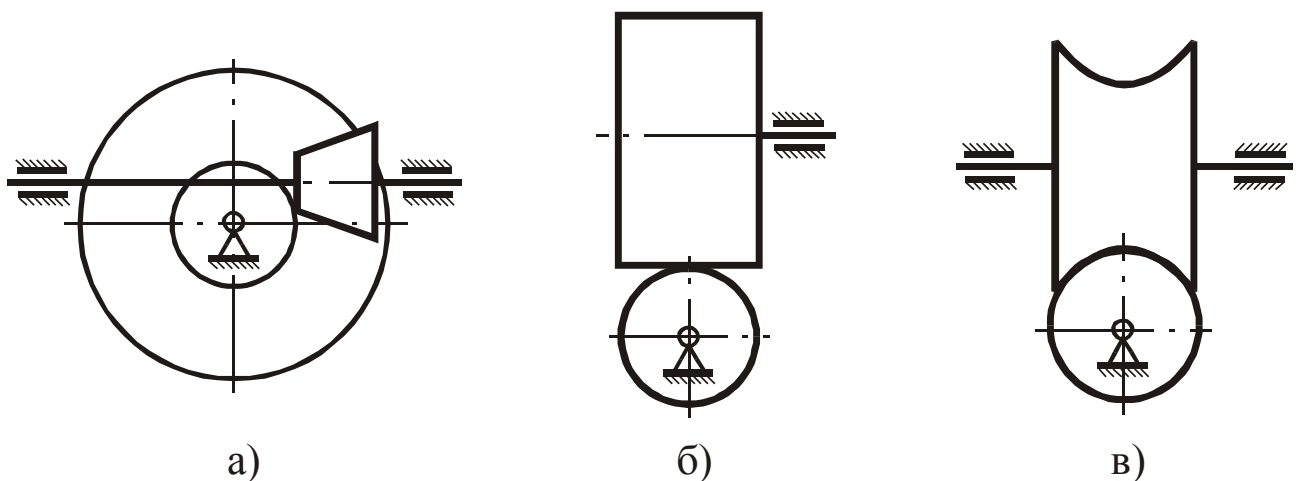


Рис. 9.33 Гіперболоїдна зубчаста передача: а – гіпоїдна передача; б – гвинтова передача; в – черв'ячна передача

На рис. 9.33 а) і б) наведені приклади гіперболоїдних передач з осями, які перехрещуються під кутом 90° , проте цей кут може бути й не прямим.

Слід також зазначити, що у гвинтовій передачі контакт зубців відбувається в точці.

9.3.2.2. Черв'ячна передача

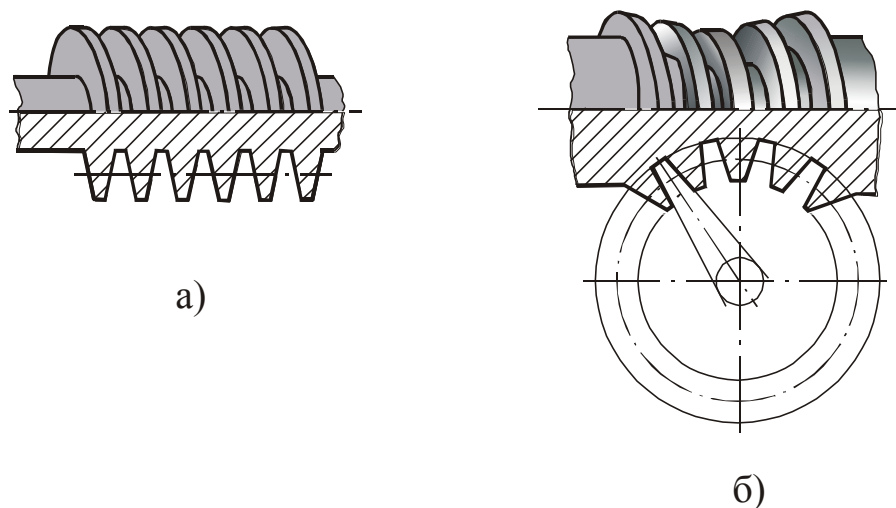
На рис. 9.33 в) зображено черв'ячну передачу. Ця передача відноситься до гіперболоїдних передач другого роду.

У черв'ячних передачах має місце лінійний контакт зубців коліс. Мале колесо тут має гвинтові зубці і називається *черв'яком*, а велике – називається *черв'ячним колесом*.

Кут схрещування осей обертання ланок завжди складає 90° .

Як і звичайні гвинти, черв'яки можуть бути однозахідними ($z_1=1$) і багатозахідними ($z_1>1$). Тут z_1 – кількість заходів черв'яка.

Черв'ячні передачі розрізняють за формою черв'яка: з циліндричним (рис. 9.34 а) і глобоїдним черв'яком (рис. 9.34 б).



**Рис. 9.34 Форма черв'яка: а – циліндричний черв'як;
б – глобоїдний черв'як**

За формою гвинтової поверхні зубця черв'яки можна поділити на два види: з лінійчатою бічною поверхнею і нелінійчатою. Найбільше розповсюдження на сьогодні мають два типи черв'яків з лінійчатою гвинтовою поверхнею: *архімедів черв'як* і *евольвентний черв'як*.

Є також *конволютні черв'яки*, в яких трапецеїдальний нормальний перерізі витка.

Найпростіше нарізати архімедові черв'яки, але їх досить складно шліфувати. Евольвентні черв'яки більш технологічні.

На рис. 9.35 зображений переріз черв'ячної пари.

Тут d_1 і d_2 – діаметри ділільних циліндрів черв'яка і черв'ячного колеса відповідно. Початкові поверхні тут теж циліндричні.

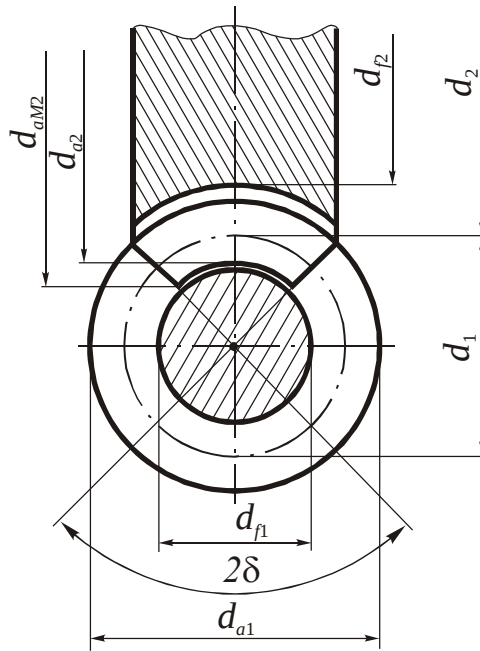


Рис. 9.35 Черв'ячна пара

Розглянемо розгортку витка різьби черв'яка (рис. 9.36).

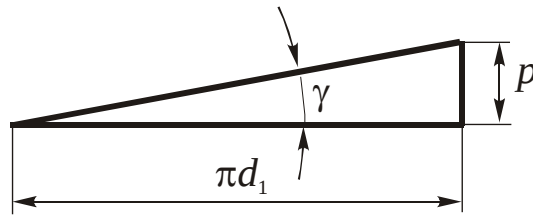


Рис. 9.36 Розгортка витка різьби черв'яка

Кут підйому гвинтової лінії пов'язаний з кроком різьби p та довжиною ділильного кола черв'яка співвідношеннями:

- для однозахідної різьби

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p}{\pi d_1}; \quad (9.66)$$

- для багатозахідної різьби

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p z_1}{\pi d_1}, \quad (9.67)$$

де z_1 – кількість заходів черв'яка.

З (9.67) отримаємо:

$$d_1 = \frac{p}{\pi \operatorname{tg} \gamma} z_1 = m q. \quad (9.68)$$

Тут q – коефіцієнт діаметра черв'яка, який призначається за ГОСТ 19642-74:

$$q=6,3 \dots 25.$$

Основні розміри черв'ячної передачі та її елементів визначають за такими формулами (нульове зміщення інструменту):

Для черв'яка:

- ділительний діаметр черв'яка

$$d_1 = mq; \quad (9.69)$$

- діаметр кола западин

$$d_{f_1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*)m; \quad (9.70)$$

- діаметр кола вершин

$$d_{a_1} = d_1 + 2h_a^*m. \quad (9.71)$$

Для колеса:

- ділительний діаметр

$$d_2 = mz_2; \quad (9.72)$$

- діаметр кола западин

$$d_{f_2} = d_2 - 2(h_a^* + c^*)m; \quad (9.73)$$

- діаметр кола вершин

$$d_{a_2} = d_2 + 2h_a^*m; \quad (9.74)$$

- найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{aM_2} = d_2 + d_1(1 - \cos \delta). \quad (9.75)$$

тут δ – кут обхвату черв'яка колесом (див. рис. 9.35). Приймають $\delta = 100 \dots 110^\circ$.

У наведених формулах коефіцієнти $h_a^* = 1$; $c^* = 0,2$.

Міжосьова відстань черв'ячної передачі

$$a_w = 0,5(q + z_2)m. \quad (9.76)$$

Основним кінематичним параметром черв'ячної передачі є передатне число, яке визначається за формулою:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} \quad (9.77)$$

Під час руху витки черв'яка ковзають вздовж зубців колеса. Це стає зрозумілим з рис. 9.37.

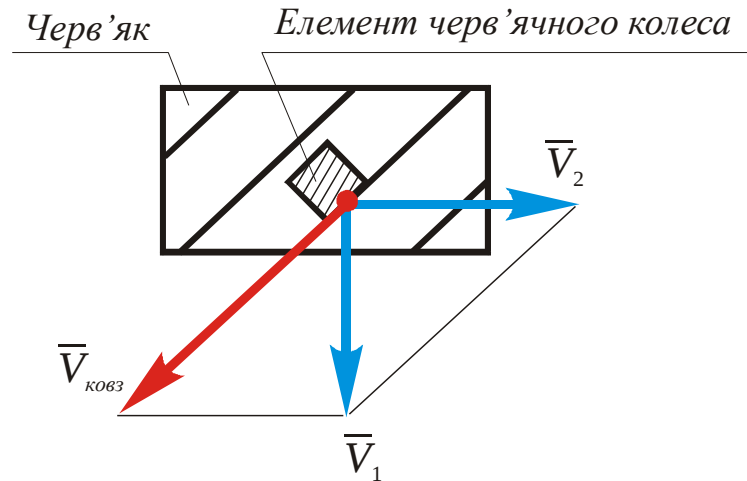


Рис. 9.37 План швидкостей черв'ячної пари

Лінійні швидкості черв'яка і колеса, які обертаються у взаємно перпендикулярних площинах, на плані швидкостей (рис. 9.37) представлені векторами $\vec{V}_1$ і $\vec{V}_2$; $\vec{V}_{ковз}$ – швидкість ковзання. Ці швидкості пов'язані векторним співвідношенням

$$\vec{V}_{ковз} = \vec{V}_1 - \vec{V}_2. \quad (9.78)$$

Умови роботи передачі дуже важкі: напрямок переміщення плями контакту не збігається з напрямком швидкості ковзання $\vec{V}_{ковз}$. А це створює дуже несприятливі умови для утворення мастильного клину. Тому деталі черв'ячної передачі виготовляють із антифрикційних матеріалів. Причому, в силових передачах черв'яки виготовляють зі сталі, а колеса – з чавуну, бронзи, латуні, залежно від відповідальності та навантаженості передачі.

К.к.д. черв'ячної передачі визначають так, як і для різьби:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \quad (9.79)$$

Тут γ – кут підйому гвинтової лінії черв'яка; φ – кут тертя для даної антифрикційної пари.

Більше інформації з теорії гіперболоїдних передач можна знайти в [1-4, 6].

Розділ 10. КУЛАЧКОВІ МЕХАНІЗМИ

Для забезпечення робочого процесу багатьох машин часто потрібно вводити до їх складу механізми, рух вихідних ланок яких відбувається за строго заданими законами, узгодженими з законами руху інших механізмів. Дуже просто і надійно ця проблема вирішується за допомогою компактних *кулачкових механізмів*.



Вхідною ланкою в кулачковому механізмі, як правило, є *кулачок*, тобто ланка, якій належить елемент вищої кінематичної пари, виконаний у вигляді поверхні змінної кривизни.

Вихідні ланки можуть здійснювати зворотно-поступальний, зворотно-обертальний або просторовий рухи. Поступально рухома вихідна ланка називається *штовхачем*, а обертально рухома – *коромислом*.

Тема 10.1. ВИДИ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Розрізняють *плоскі* і *просторові* кулачкові механізми. Основна увага нами буде приділена плоским кулачковим механізмам, як найбільш розповсюдженим в техніці.

10.1.1. Плоскі кулачкові механізми

Як і в будь-якому іншому плоскому механізмі, в плоскому кулачковому механізмі всі його точки рухаються в паралельних площинах.

Класифікують плоскі кулачкові механізми за кінематичними та конструктивними ознаками:

а) За характером рухів, які здійснюють кулачок і штовхач:

- зворотно-поступальний рух кулачка перетворюється в зворотно-поступальний рух штовхача (рис. 10.1 а);
- зворотно-поступальний рух кулачка перетворюється в зворотно-обертальний рух штовхача (рис. 10.1 б);
- обертальний рух кулачка перетворюється в зворотно-поступальний рух штовхача. Цей тип механізмів буває центральним (рис. 10.1 в) і нецентральним або з ексцентриситетом (рис. 10.1 г);
- обертальний рух кулачка перетворюється в зворотно-обертальний рух штовхача (рис. 10.1 д).

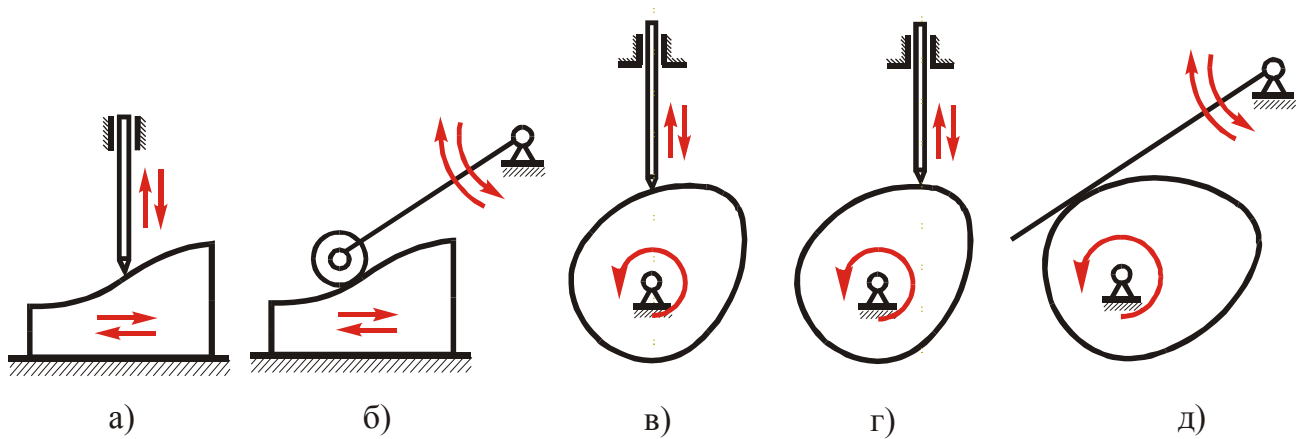


Рис. 10.1 Схеми кулачкових механізмів залежно від характеру рухів їх ланок: з поступально рухомим кулачком (а, б); з обертальним кулачком (в, г, д)

б) За типом штовхача:

- із загостреним штовхачем (рис. 10.1 а, в ,г)
- зі штовхачем, спорядженим роликом (рис. 10.1 б та рис. 10.2 а)
- зі сферичним грибоподібним штовхачем (рис. 10.2 б)
- з плоским тарілчастим штовхачем (рис. 10.1 д; рис. 10.2 в)

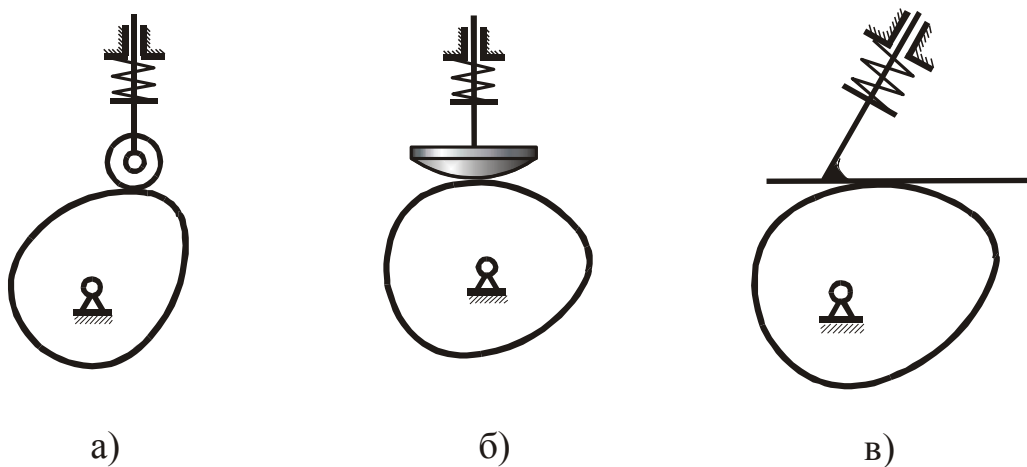


Рис. 10.2 Схеми кулачкових механізмів залежно від типу штовхача: а – зі штовхачем, спорядженим роликом; б – зі сферичним грибоподібним штовхачем; в – з плоским тарілчастим штовхачем

10.1.2. Просторові механізми

Існує безліч схем просторових кулачкових механізмів. Найчастіше зустрічаються такі їх конструкції:

- з циліндричним кулачком (рис. 10.3 а);
- з конічним кулачком (рис. 10.3 б);

- з гіперболоїдним кулачком (рис. 10.3 в);
- з коноїдним кулачком (рис. 10.3 г).

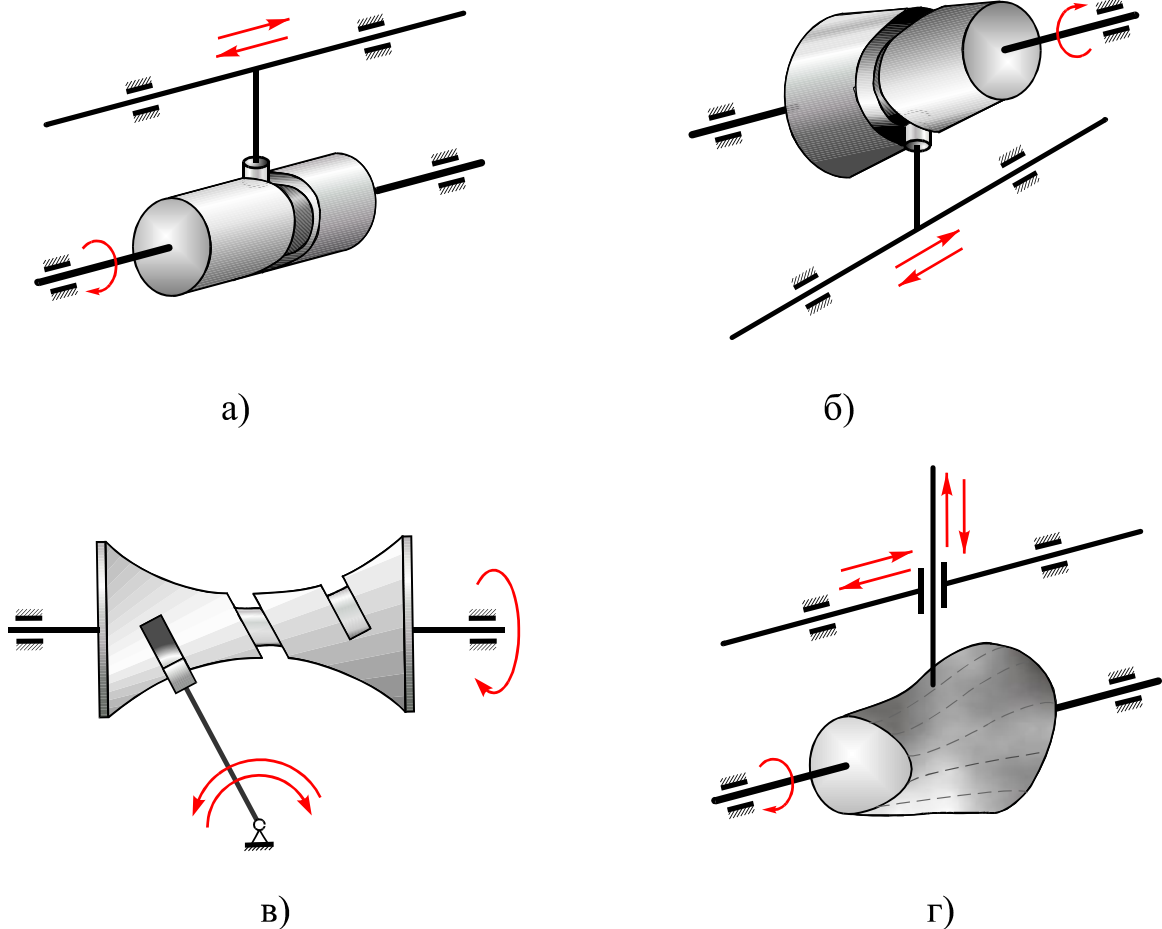


Рис. 10.3 Просторові кулачкові механізми: а – з циліндричним кулачком; б – з конічним кулачком; в – з гіперболоїдним кулачком; г – з коноїдним кулачком

Тема 10.2. СПОСОБИ ЗАМИКАННЯ КУЛАЧКА І ШТОВХАЧА

Теоретично замикання у вищій кінематичній парі може здійснюватись і під власною вагою штовхача. Але такий метод замикання ненадійний, враховуючи, що на штовхач діють сили інерції, які можуть відривати штовхач від кулачка, а це неприпустимо.

В кулачкових механізмах застосовується примусове замикання: силове та геометричне (див. лекцію №1, п. 1.1.2).

10.2.1. Силове замикання.

До речі, використання власної ваги штовхача теж слід віднести до силових методів замикання вищої пари в кулачковому механізмі. У разі примусового силового замикання застосовують пружини, тиск рідини або газу. На рис. 10.2 та

рис. 10.4 а) показані схеми застосування пружин для силового замикання вищих кінематичних пар у різних типах кулачкових механізмів.

Як відзначалось, на штовхач діють сили інерції, які можуть спричинювати відрив штовхача від кулачка, а значить порушуватимуть заданий закон руху. Щоб унеможливити розмикання вищої кінематичної пари, характеристика пружини має добиратись такою, щоб максимальна можлива сила інерції, яка діє на штовхач, не перевищувала мінімального пружного зусилля в пружині (рис. 10.4 б):

$$F_{np\min} > F_{a\max}.$$

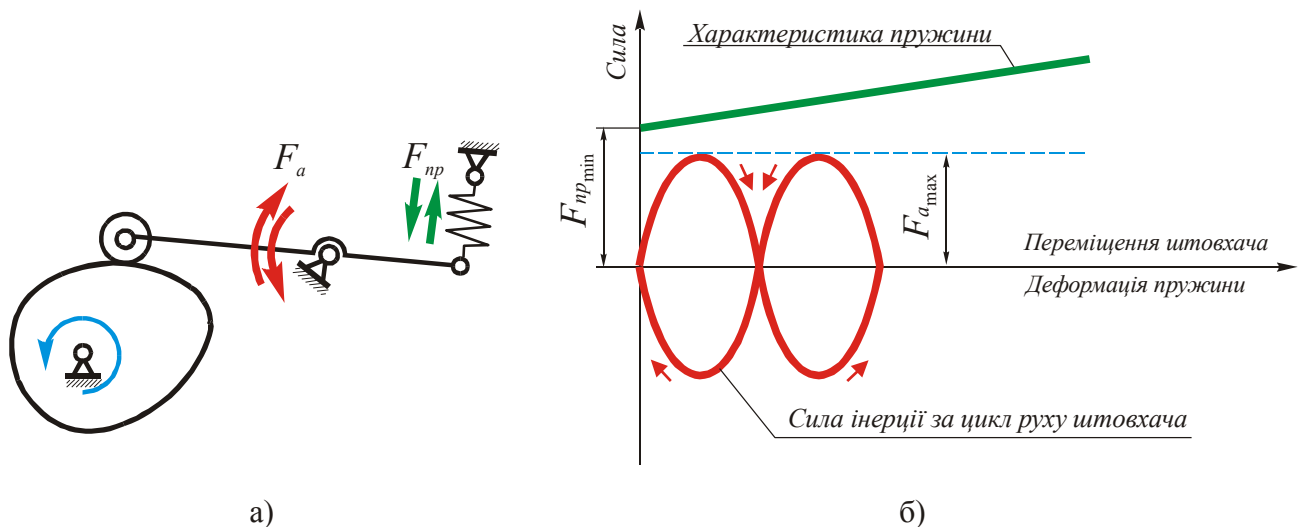


Рис. 10.4 Силowe замикання: а – схема кулачкового механізму; б – характеристики сил, що діють на штовхач

10.2.2. Геометричне замикання

При геометричному замиканні можливість відриву однієї ланки від другої усувається введенням до схеми механізму надлишкової в'язі. Ця в'язь має бути пасивною, тобто не змінювати ступеня рухливості механізму.

Одним із найбільш розповсюджених способів геометричного замикання є застосування *пазового кулачка* (рис. 10.5 а)

Складність точного виготовлення паза та наявність ударів ролика об паз привели до появи *дводискових кулачків* (рис. 10.5 б). В цих механізмах вихідна ланка взаємодіє з двома дисковими кулачками, жорстко з'єднаними між собою.

Замість дводискових кулачків використовують *діаметральний кулачок* (рис. 10.5 в), в якому довільний профіль можна виконати тільки на частини контуру кулачка. Друга частина контуру знаходиться з умови забезпечення дотикання кулачка до другої площини (для утворення пасивної в'язі). Найпростішим та чи не найпоширенішим серед такого типу механізмів є механізм, в якому діаметральний кулачок є звичайним ексцентриком.

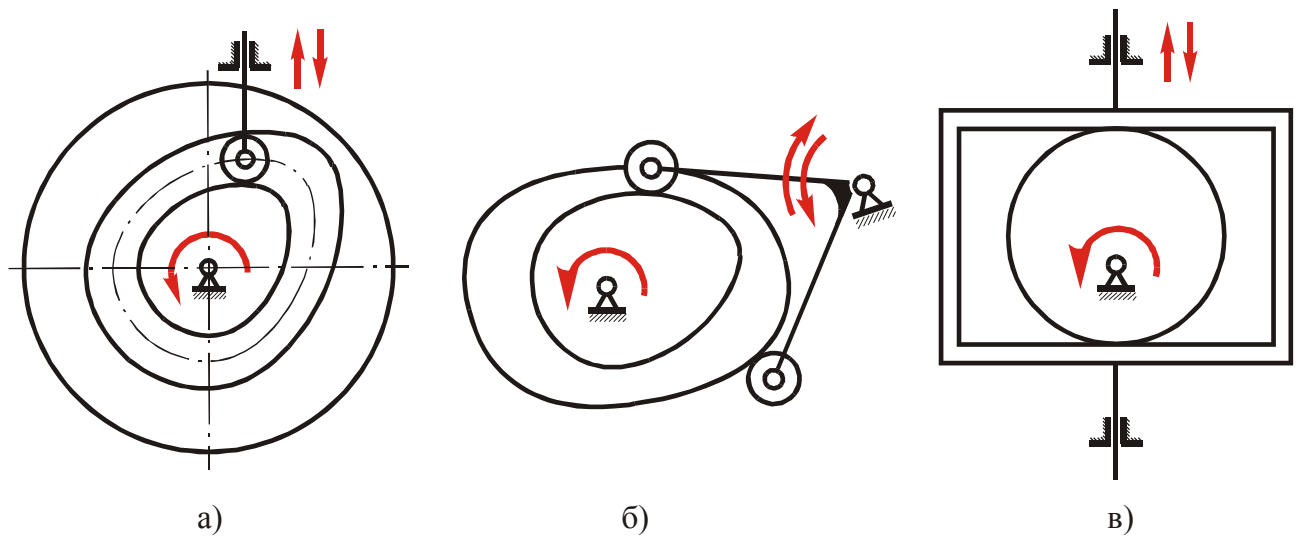


Рис. 10.5 Геометричне замикання: а – пазовий кулачок; б – дводисковий кулачок; в – діаметральний кулачок

Тема 10.3. ОСНОВНІ ПЕРЕВАГИ ТА НЕДОЛІКИ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

а) Переваги кулачкових механізмів:

б) Недоліки кулачкових механізмів: