

Лекція 18

Тема: Особливості неевольвентних зачеплень

Зміст:

1. Геометрія черв'ячного зачеплення.
2. Швидкість сковзання в черв'ячному зачепленні.
3. Сили в черв'ячному зачепленні.
4. Особливості циклоїдального та цівкового зачеплень.
5. Особливості хвильового зачеплення.
6. Контрольні запитання.

1. Геометрія черв'ячного зачеплення

Розглянемо черв'ячну передачу з циліндричним черв'яком, як найпоширенішу серед черв'ячних передач.

Як уже було показано вище, черв'ячна передача є розвитком гвинтової передачі, котра включає у свій склад циліндричні косозубі колеса, що знаходяться в точковому зачепленні.

На відміну від гвинтової черв'ячна передача має підвищену навантажувальну спроможність. Черв'ячне колесо має тороїдну форму, завдяки чому воно охоплює витки черв'яка на куті $2\gamma \approx 110^\circ$. При цьому утворюється лінійчатий контакт зубців черв'ячного колеса 2 з гвинтовою поверхнею черв'яка 1 (рис. 3.9).

У принципі, черв'ячна передача є різновидом зубчастої передачі. Але свою власну назву вона одержала через те, що колесо 1, маючи усього лише один або декілька косих зубців із кутом нахилу β , який прагне до величини 90° , перетворилося в гвинт - черв'як із трапецеїдальною (або близькою до такої) нарізкою.

Серед множини профілів витків черв'яка найпоширенішими є трапецеїдальний і евольвентний профілі з параметрами стандартного початкового контуру $h_a^* = 1,0$; $\alpha = 20^\circ$; $c^* = 0,2$; $R = 0,3m$.

На рис. 4.41 показаний схематично двозахідний черв'як ($z_1 = 2$). Якщо трапецеїдальний профіль черв'яка спостерігається в його осьовому перерізі *Б-Б*, то такий черв'як зветься *черв'яком Архімеда* - *ЗА* (його винахід приписується Архімеду).

Якщо трапецеїдальну форму профілю черв'як має в нормальному до витків перерізі *А-А*, то такий черв'як називають *конволютним*.

Розрізняють два різновиди конволютного черв'яка: *ZN1* і *ZN2* (із трапецеїдальною формою виступу витка або впадіння між витками).

Якщо ж черв'як має евольвентний профіль витків у торцевому перерізі $B-B$, то він називається *евольвентним* - Z_1 . Фактично це - евольвентне косо-

зубе колесо (з малим z і великим β) із усіма наслідками, що звідси витікають.

Існують також інші типи черв'яків (наприклад, нелінійчаті, кругові, з увігнутим профілем). Відмінність вищезгаданих черв'яків із погляду кінематики і навантажувальної спроможності невелика.

Основна їхня різниця стосується технології виготовлення.

Так, черв'як Архімеда можна виточити (як звичайну

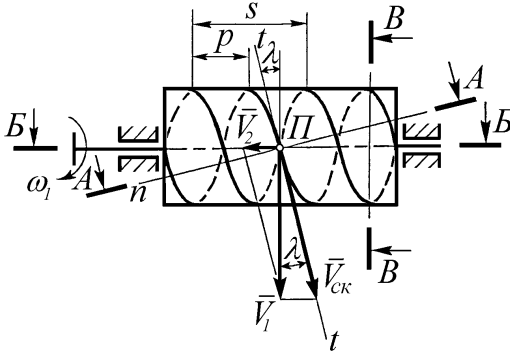


Рис. 4.41. Двозахідний черв'як

трапецеїдальну різьбу) на токарно-гвинторізному верстаті чистовим точінням. Витки черв'яка Архімеда, як правило, не шліфуються через те, що при шліфуванні треба було б застосовувати фасонний шліфувальний круг з криволінійною утворюючою, а це спричиняє за собою багато складностей. Відомо, що шліфування черв'яка істотно підвищує зносостійкість передачі, і тому ця властивість черв'яка Архімеда вважається його суттєвим недоліком.

Конволютні черв'яки також можуть бути виточені на токарно-гвинторізному верстаті спеціальним двостороннім різцем або двома різцями. Їх можна шліфувати шліфувальними кругами з робочою кінцевою поверхнею.

Евольвентний черв'як можна виготовити за технологією нарізування евольвентних зубчастих коліс на черв'ячно-фрезерувальних верстатах. Евольвентні витки шліфуються плоскою стороною шліфувального круга.

У черв'яків стандартизується осьовий модуль $m_a = m$, який відповідає осьовому шагу його витків $p_a = p$:

$$m = p/\pi. \quad (4.87)$$

Такий же модуль m черв'ячне колесо має в торцевому перерізі.

Багатозахідний черв'як має хід s гвинтових поверхонь

$$s = p \cdot z_1, \quad (4.88)$$

де z_1 - число заходів черв'яка (по стандарту $z_1 = 1; 2; 4$).

Кут підйому витків черв'яка λ на дільному циліндрі можна визначити по формулах:

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{s}{\pi d_1}, \quad (4.89)$$

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{s}{\pi d_1}.$$

Формула (4.89) записується з розгляду розгортки ділильного циліндра черв'яка на площину. Тут d_1 - діаметр ділильного циліндра черв'яка.

Особливістю черв'яка, на відміну від звичайного зубчастого колеса, є те, що його діаметр d_1 ніяк не зв'язаний із числом заходів (тобто з числом зубців z_1).

Діаметр ділильного циліндра черв'яка підраховують по формулі

$$d_1 = q \cdot m, \quad (4.90)$$

де q - коефіцієнт діаметра черв'яка, який означає число модулів у ділильному діаметрі черв'яка.

Величина q вибирається в залежності від z_2 . Вона знаходиться в діапазоні чисел від 7 до 25.

Менші значення q вибирають для швидкісних черв'ячних передач, а великі значення - для тихохідних тяжко навантажених передач.

Ділильний діаметр черв'ячного колеса в середньому перерізі визначається по формулі

$$d_2 = m \cdot z_2. \quad (4.91)$$

Тому що зубці черв'ячного колеса повинні входити в зачеплення з витками черв'яка, то кут нахилу зубців черв'ячного колеса повинен дорівнювати куту підйому ділильної гвинтової лінії черв'яка

$$\beta = -\lambda. \quad (4.92)$$

2. Швидкість сковзання в черв'ячному зачепленні

Геометрія черв'яка визначає сполучення окружних швидкостей V_1 - черв'яка і V_2 - черв'ячного колеса, а також швидкості сковзання між зубцями колеса 2 і витками черв'яка 1 - $V_{ск} = V_{2-1}$.

З рис. 4.41 слідує, що

$$V_{ск} = \frac{V_1}{\cos \lambda} = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cos \lambda} = \frac{\omega_1 \cdot q \cdot m}{2 \cos \lambda}. \quad (4.93)$$

Помічаємо, що величина $V_{ск}$ перевищує в багато разів величину V_2 і навіть перевищує величину V_1 , що обумовлює великий коефіцієнт утрат у передачі, а отже, невисокий ККД.

З рис. 4.41 також слідує, що

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\omega_2 \cdot m z_2 \cdot 2}{\omega_1 \cdot q m \cdot 2} = \frac{z_1 \cdot z_2}{z_2 \cdot q} = \frac{z_1}{q}, \quad (4.94)$$

де

$$V_2 = \omega_2 \frac{m z_2}{2}; \quad V_1 = \omega_1 \frac{q m}{2}; \quad \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Той ж самий вираз (4.94) можна одержати, перетворюючи формулу (4.89)

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{s}{\pi d_1} = \frac{p \cdot z_1}{\pi \cdot q \cdot m} = \frac{m \cdot z_1}{q \cdot m} = \frac{z_1}{q}.$$

Черв'ячне колесо нарізується черв'ячною фрезою, що являється точною копією спряженого з ним черв'яка. При цьому механізми верстата забезпечують взаємозалежні швидкості обертання черв'ячної фрези і заготовки черв'ячного колеса відповідно до формули

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1.$$

Зубці черв'ячного колеса мають дугоподібну форму, тому що охоплюють витки черв'яка на куті $2\gamma = 110^\circ$.

У центральній частині зубець черв'ячного колеса має найменший переріз, а до країв зубця переріз зростає, зберігаючи спряженість із профілем витків черв'яка, тобто зуб черв'ячного колеса характеризується перемінним коефіцієнтом натурального зсуву по довжині.

У центрі зуба коефіцієнт зсуву мінімальний, а до країв зуба - усе зростає.

При нарізуванні черв'яків зсув інструмента не застосовується. Замість нього можна вибрати різні величини коефіцієнта діаметра черв'яка q , що, у принципі, дає той же ефект, як і нарізування зі зсувом.

При нарізуванні черв'ячних коліс зсув черв'ячної фрези широко застосовується в основному з метою вписування в стандартну міжосьову відстань.

Можна не змінюючи величин z_1 і z_2 (тобто величини $u = z_2 / z_1$) одержати різні міжосьові відстані в межах

$$a_w = a + x m, \quad (4.95)$$

де a - ділильна міжосьова відстань

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{q m + z_2 m}{2} = \frac{m}{2} (q + z_2); \quad (4.96)$$

$x = \pm 1, 0$ - граничні максимальні значення коефіцієнта зсуву,

А можна не змінюючи міжосьову відстань при цьому змінювати число зубців z_2 на 1 або 2 зубці при тому ж значенні z_1 , тобто коректувати

$$u = \frac{z_2'}{z_1} = \frac{z_2 \pm 2}{z_1}, \quad (4.97)$$

де $z_2^1 = z_2 \pm 2$ - скориговане на ± 2 зуба число зубців черв'ячної колеса.
Тепер вирішимо одну задачу.

3. Сили в черв'ячному зачепленні

Визначимо сили в черв'ячному зачепленні по вихідним даним: m - модуль зачеплення; z_1 і z_2 - число заходів черв'яка і число зубців черв'ячного колеса; q - коефіцієнт діаметра черв'яка; η - коефіцієнт корисної дії черв'ячного зачеплення; T_1 - ведучий обертовий момент на валі черв'яка; початковий контур черв'ячного зачеплення стандартний ($\alpha=20^\circ$); напрямок навивання витків черв'яка - правий.

Для цього: 1. Зобразимо схему черв'ячної передачі в двох проекціях із розведеними один від одного черв'яком 1 і черв'ячним колесом 2 (рис. 4.42). Замість відкинутих зв'язків прикладемо у полюсі зачеплення сили реакції в розкладанні по трьох напрямках:

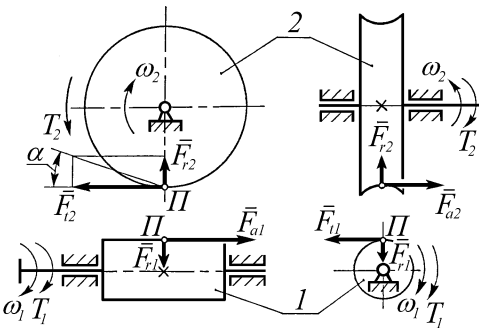


Рис. 4.42. Сили в черв'ячному зачепленні

$$\bar{F}_{n1} \{ \bar{F}_{t1}; \bar{F}_{r1}; \bar{F}_{a1} \},$$

$$\bar{F}_{n2} \{ \bar{F}_{t2}; \bar{F}_{r2}; \bar{F}_{a2} \}.$$

Маємо на кожному з чотирьох зображень по дві складові сили реакції відкинутого зв'язку, що проєктуються в натуральну величину. Третя складова на всіх проєкціях відсутня, тому що вона скрізь перпендикулярна площині проєкції і проєктується в точку.

На валі черв'яка напрямком вхідного (рушійного) моменту сил T_1 збігається з напрямком кутової швидкості ω_1 .

При правому навиванні черв'яка 1 і напрямку кутової швидкості ω_1 по годинниковій стрілці (при погляді зліва праворуч уздовж осі черв'яка) черв'ячне колесо 2 буде обертатися по годинниковій стрілці (при погляді уздовж осі черв'ячного колеса справа ліворуч).

Вихідний обертовий момент сил T_2 (як момент сил опору) буде направлений у бік, протилежний напрямку кутової швидкості ω_2 колеса 2.

2. Знайдемо величину вихідного моменту сил T_2 по формулі (3.8)

$$T_{вих} = T_{ex} \cdot i \cdot \eta,$$

тобто

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta. \quad (4.98)$$

3. Обчислимо окружні сили F_{t1} і F_{t2} по формулах

$$F_{t1} = 2T_1/d_1 = 2T_1/(qm); \quad (4.99)$$

$$F_{t2} = 2T_2/d_2 = 2T_2/(mz_2). \quad (4.100)$$

4. Обчислимо радіальну силу F_{r2} колеса 2 по формулі

$$F_{r2} \approx F_{t2} \cdot tq\alpha \quad (4.101)$$

5. Відповідно до третього закону Ньютона визначимо інші невідомі сили:

$$\overline{F}_{a1} = -\overline{F}_{t2}; \quad (4.102)$$

$$\overline{F}_{r1} = -\overline{F}_{r2}; \quad (4.103)$$

$$\overline{F}_{a2} = -\overline{F}_{t1}. \quad (4.104)$$

6. Повні сили тиску в зачепленні можна визначити по формулах:

$$F_{n1} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2 + F_{a1}^2}; \quad (4.105)$$

$$\overline{F}_{n2} = -\overline{F}_{n1}. \quad (4.106)$$

4. Особливості зачеплення Новікова

Як уже відзначалося в п. 4.3.1 даного розділу зовнішнє евольвентне зачеплення має один дуже суттєвий недолік - у контакті працюють опуклі профілі, через що навантажувальна спроможність зачеплення обмежена технологічними можливостями підвищення поверхневої твердості зубців.

Професор Новіков М. Л. запропонував новий вид зачеплення, в подальшому названий його ім'ям. Це зачеплення ще іноді називають кругло-гвинтовим зачепленням (рис. 4.43).

Основна ідея зачеплення Новікова полягає в тому, що з метою підвищення контактної навантажувальної спроможності, зовнішнє зачеплення зубчастих коліс виконується з опуклим профілем зуба на шестерні і з увігнутим профілем зуба на колесі.

Обидва профілі окреслюються дугами окружності. Радіус кривизни профілю зуба шестерні прийнятий рівним $\rho_1 = 1,35m$, а радіус кривизни профілю зуба колеса взятий рівним $\rho_2 = (1,03 \dots 1,1) \rho_1$.

Тому що профілі зубців є спряженими тільки в одній точці A , і при цьому торцевий коефіцієнт перекриття $\varepsilon_\alpha = 0$, то по довжині зубці повинні бути тільки косими (тобто гвинтовими).

З урахуванням форми профілів зубців і їхньої спрямованості по дов-

жині, назва “кругло-гвинтове зачеплення” цілком відповідає його сутності.

Кут нахилу зубців $\beta = 5^0 \dots 40^0$ у сполученні із шириною зубчастих вінців коліс b вибирається таким, щоб забезпечити значення $\varepsilon_\beta = 1,1; 2,1; 3,1$ (тобто - однопарне, двопарне або трипарне зачеплення з приблизно 10%-ним запасом додаткового перекриття).

Проміжні значення ε_β звичайно не застосовуються.

Ступінь перекриття зачеплення Новікова може бути розрахована по формулі (4.62), виведеній для евольвентного косозубого зачеплення.

Радіус r_{a2} окружності вершин зубців колеса 2 був прийнятий Новіковим навіть дещо меншим від величини r_{w2} , у зв'язку з чим зубці і колеса 2 і шестерні 1 утворилися низькими. Їхній згинна міцність також значно вище, ніж у евольвентного зачеплення.

Інші радіуси окружностей r_{a1}, r_{f1}, r_{f2} вибиралися з міркувань забезпечення розмірів плями контакту, показаної на виді B : $l_t \approx l_a$, де l_t -торцева довжина плями контакту, а l_a - осьова його довжина.

Радіальний зазор у зачепленні Новікова як і в евольвентному зачепленні прийнятий $c = 0,25m$.

Кут тиску зубців у торцевому перерізі вибирався в межах $\alpha_t = 20^0 \dots 30^0$.

Пляма контакту під час роботи передачі переміщається уздовж лінії зачеплення, що йде через точку A паралельно осям коліс із постійною швидкістю $V_{ск}$.

Умови змащення зубців у зачепленні Новікова дещо кращі, ніж у евольвентному зачепленні, тому що тут відсутнє перемінне по величині і напрямку профільне сковзання зубців. У зв'язку з цим ККД зачеплення Новікова виявляється дещо вищим від ККД евольвентного зачеплення в порівнянних умовах.

В даний час застосовується удосконалене кругло-гвинтове зачеплення ДЛЗ (із двома лініями зачеплення).

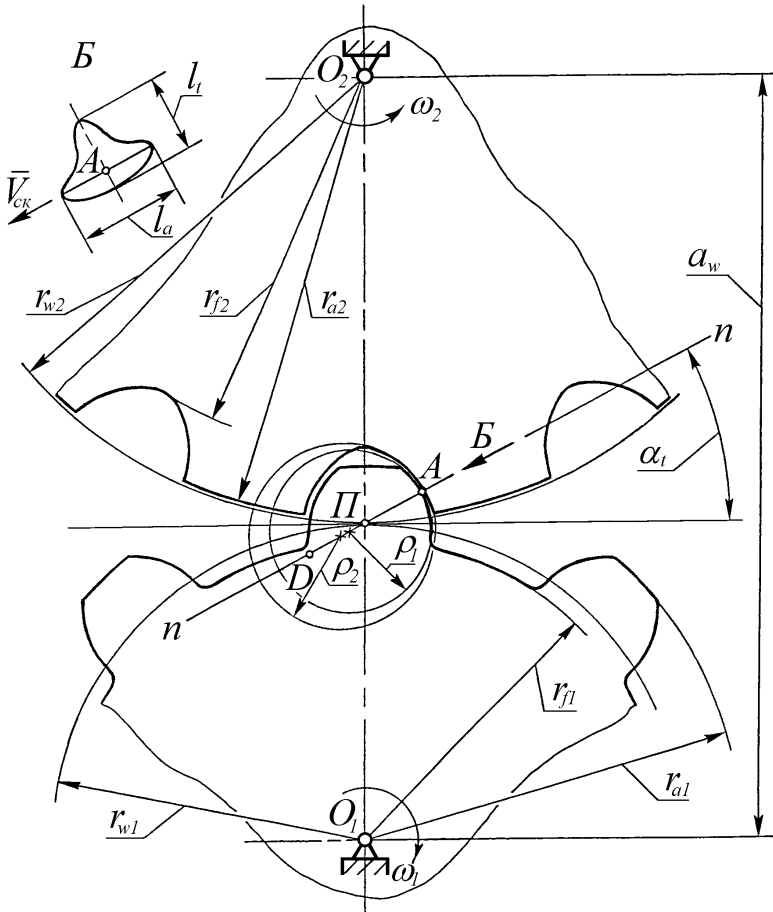


Рис. 4.43. Кругло-гвинтове зачеплення Новікова

У початковому варіанті в зачепленні Новікова вводилися в контакт як би тільки голівка зуба шестерні 1 і тільки ніжка зуба колеса 2 (див. рис. 4.43).

У зачепленні Новікова ДЛЗ у зуба шестерні 1 додана увігнута ніжка з круговим профілем, а в зуба колеса 2 додана опукла голівка також із круговим профілем, що має дещо менший радіус кривизни, ніж у ніжки шестерні.

Друга лінія зачеплення розташовується симетрично першій із протилежної сторони від полюса в нормальній площині ($n-n$), що йде під кутом α_t до окружного напрямку. Таким чином, якби зубці були подовжені так, як сказано вище, друга лінія зачеплення проходила б через точку D , перпендикулярно до площини креслення.

Друга точка контакту зубців знаходиться в іншому торцевому перерізі (попереду, або в глибині креслення, в залежності від напрямку навівання зубців).

У зачеплення ДЛЗ профілі зубців шестерні 1 і колеса 2 однакові і нарізуються тим самим інструментом. Завдяки цьому технологічність зачеплення ДЛЗ практично наблизилася до технологічності евольвентного зачеплення.

До недоліків зачеплення Новікова відносяться підвищені вимоги до точності монтажу по міжосьовій відстані a_w , а також до жорсткості валів. Порушення цих вимог веде до спотворення зачеплення і до передчасного виходу зубців із ладу.

До застосування зачеплення Новікова можна рекомендувати в тих випадках, коли передача тяжко навантажена постійними силами в обмежених габаритах.

5. Особливості циклоїдального та цівкового зачеплень

Циклоїдальне зачеплення широко застосовується, наприклад, у годинникових механізмах. У силових же приводах воно застосовується рідше.

Серед переваг циклоїдального зачеплення можна назвати більш високий ККД, ніж у евольвентного зачеплення. Це пояснюється меншими швидкостями профільного сковзання.

Перевагою також є те, що у циклоїдального зачеплення, в принципі, не може бути інтерференції профілів зубців. Тому на вибір чисел зубців коліс як у зовнішньому, так і у внутрішньому циклоїдальному зачепленні не накладається ніяких обмежень.

Контактні тиски зубців у циклоїдальному зовнішньому зачепленні нижчі, ніж у зовнішньому евольвентному зачепленні, що пояснюється опуклістю голівки і увігнутістю ніжок циклоїдальних зубців.

Розглянемо особливості геометрії циклоїдального зачеплення (рис. 4.44).

На рисунку позначене:

r_{w1}, r_{w2} - радіуси початкових окружностей коліс 1 і 2;

r_{a1}, r_{a2} - радіуси окружностей вершин зубців коліс 1 і 2;

r_{f1}, r_{f2} - радіуси окружностей западин зубів коліс 1 і 2;

ρ_1, ρ_2 - радіуси допоміжних окружностей, що формують циклоїдальні профілі зубців коліс 1 і 2;

a_w - міжосьова відстань.

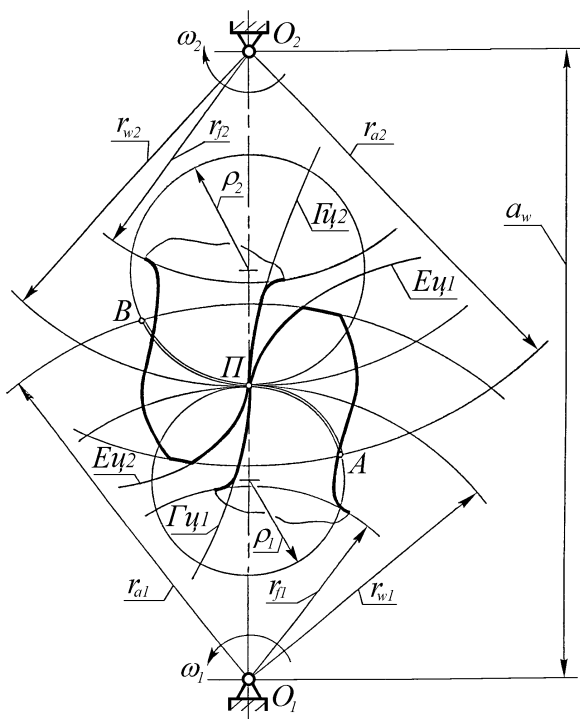


Рис. 4.44. Зовнішнє циклоїдне зачеплення

траекторія точки Π_1 при коченні допоміжної окружності з радіусом ρ_1 зовні по початковій окружності колеса 2.

Гіпоциклоїда $\Gamma\psi_2$ утворюється як траекторія точки Π_2 при коченні допоміжної окружності з радіусом ρ_2 усередині по початковій окружності колеса 2.

Лінією зачеплення циклоїдальних профілів є сполучена подвійна дуга допоміжних окружностей радіусів ρ_1 і ρ_2 у межах робочої ділянки AB , обмеженої окружностями вершин зубців.

Очевидно, що при тих же самих заданих початкових окружностях коліс 1 і 2 можна вибрати незліченну множину пар допоміжних окружностей, які забезпечать незліченну множину циклоїдальних профілів коліс 1 і 2.

З вищевикладеного стислого опису геометрії циклоїдального зачеплення можна укласти наступне.

1. Опуклий профіль контактує з увігнутим у будь-якій фазі зачеплення, що спричиняє менші контактні напруження в порівнянні з евольвентним зачепленням.

Профілі зубців обкреслені: на голівках - опуклими епіциклоїдами $E\psi_1$ і $E\psi_2$; на ніжках - увігнутими гіпоциклоїдами $\Gamma\psi_1$ і $\Gamma\psi_2$.

Епіциклоїда $E\psi_1$ утворюється як траекторія точки Π_2 при коченні допоміжної окружності з радіусом ρ_2 зовні по початковій окружності колеса 1.

Гіпоциклоїда $\Gamma\psi_1$ утворюється як траекторія точки Π_1 при коченні допоміжної окружності з радіусом ρ_1 усередині по початковій окружності колеса 1.

Епіциклоїда $E\psi_2$ утворюється як

2. Лінія зачеплення - криволінійна, тому відповідно до формули (4.3) $V_{ск}$ при віддаленні точки зачеплення зубців від полюса зростає регресивно, що забезпечує ККД вищий ніж в евольвентному зачепленні.

3. Загальна нормаль у контакті сполучених циклоїдальних профілів, що завжди проходить відповідно до основного закону зачеплення (див. п. 4.1 даного розділу) через полюс зачеплення Π , має перемінний кут із лінією центрів O_1O_2 , що породжує небажану перемінність величини і напрямку сили тиску зуба на зуб навіть при постійних обертових моментах сил на валах коліс 1 і 2.

4. Зачеплення чутливе до неточностей монтажу по міжосьовій відстані a_w і до деформацій валів під навантаженням, що порушують спряженість циклоїдальних профілів.

5. Початковий циклоїдальний профіль може бути тільки криволінійним (це диктується обмеженнями при виборі допоміжних окружностей, що не можуть бути більше відповідних початкових окружностей коліс), тобто більш складним, ніж початковий профіль евольвентного зачеплення. Звідси слідує висновок, що технологічність циклоїдальних коліс поступається технологічності евольвентних коліс.

Що стосується годинникового циклоїдального зачеплення, то технологія виготовлення несилкових зубчастих коліс годинникових механізмів гранично проста - вони найчастіше просто штампуються. Похибки профілів при цьому цілком безпечні, тому що годинниковий механізм працює не з постійними швидкостями коліс, а стрибками (із зупинками годинникового механізму при кожній зміні напрямку обертання маятника).

Одним із граничних окремих випадків циклоїдального зачеплення є так назване цівкове зачеплення (рис. 4.45).

Якщо відповідно до рис. 4.44 прийняти радіус ρ_2 допоміжної окружності рівним r_{w2} , а радіус ρ_1 прийняти рівним нулю ($\rho_1=0$), тоді циклоїдний зуб колеса 2 утвориться точковим (тобто нескінченно малим), а зуб колеса 1 буде мати тільки голівки, обкреслені епіциклоїдою $E\psi I$, як траєкторією точки Π_2 , що належить допоміжній окружності з радіусом ρ_2 , при її коченні по початковій окружності колеса 1 зовні.

Отримане зачеплення передавати навантаження не може. Проте, його можна легко перетворити в силове, якщо застосувати еквідистантні початковим профілі (“екві” - рівний, “дистанта” - відстань).

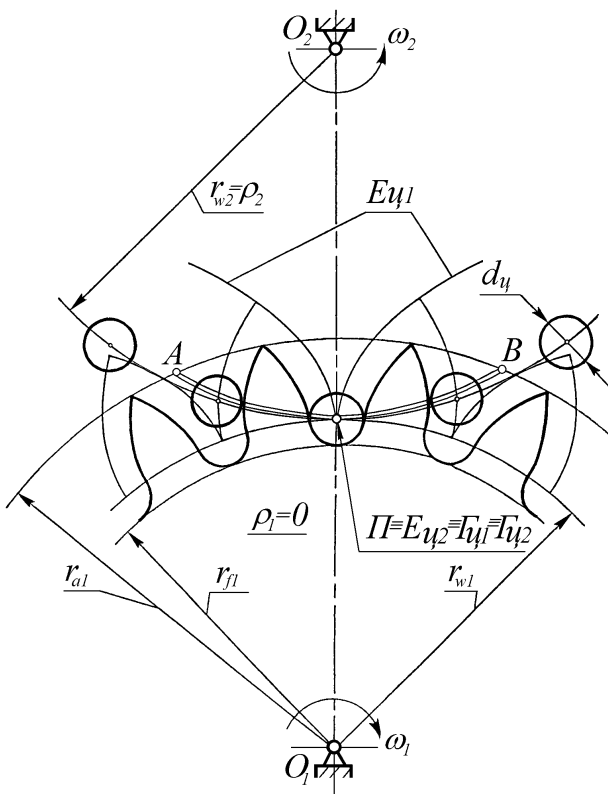


Рис. 4.45. Цівкове зачеплення

ють складного зубонарізного устаткування.

Цівкове зачеплення також може бути внутрішнім, причому можна виготовити передачу навіть з числом зубців $z_2 = z_1 + 1$, тому що в цівковому зачепленні не може бути інтерференції профілів зубців, як і у початковому циклоїдальному зачепленні.

Практичне застосування також знайшло позациентроїдне цівкове зачеплення, при якому цівки колеса 2 винесені назовні початкової окружності, а коло 1 виготовляється відповідно до цього зі зсувом, що дозволяє збільшити шаг і товщину зубців, тобто підвищити навантажувальну спроможність передачі.

6. Особливості хвильового зачеплення

Зубчаста передача з хвильовим зачепленням або хвильова зубчаста передача з'явилася зовсім нещодавно.

Тоді замість точкового зуба колеса 2 одержимо круглий циліндричний зуб із діаметром d_u - так звану цівку, а зуб колеса 1 буде мати увігнуту круглу циліндричну ніжку й опуклу голівку (рис. 4.45).

Лінія зачеплення AB , яка показана подвійною лінією, буде обкреслена так називаною кардіоїдою.

Однією з переваг цівкового зачеплення можна вважати можливість передачі обертання від невеличкого зубчастого колеса 1 на велике цівкове коло 2, яке можна виготовити простими технологічними роздільними операціями, що не потребу-

Вперше вона була застосована на космічній техніці для передачі обертання з великими передаточними числами з герметичного бортового простору у відкритий космічний простір.

Крім абсолютної герметичності і великих кінематичних можливостей хвильова передача виявила дуже високі значення ККД, що спочатку навіть спантеличило винахідників передачі.

Розглянемо найпростішу одноступінчасту зубчасту двоххвильову передачу (рис. 4.46).

На рисунку позначене: 1 - тонкостінне зубчасте колесо з гнучким деформованим обідом, що має зовнішні зубці; 2 - жорстке зубчасте колесо з внутрішніми зубцями; Н - хвилевід (або - генератор хвиль), що представляє собою, як один із варіантів, водило з роликками на підшипниках.

Ведучою ланкою передачі є водило Н.

За рахунок різниці чисел зубців z_2 і z_1 колесо 1 має менший діаметр. Для введення коліс 1 і 2 у зачеплення необхідно колесо 1 здеформувати у межах пружних деформацій, як показано на рисунку.

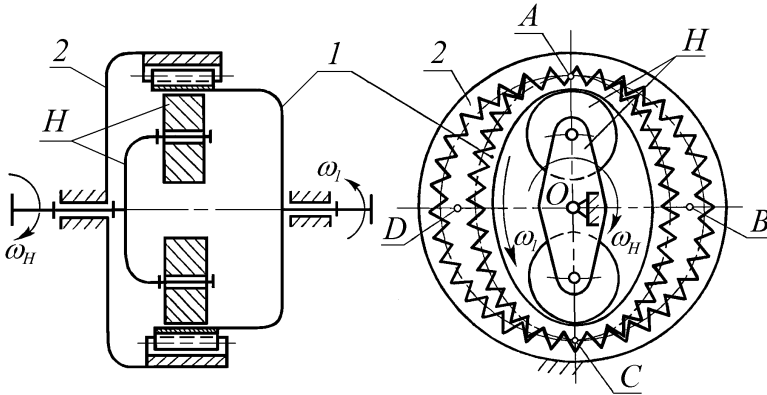


Рис. 4.46. Хвильова зубчаста передача

У зачепленні (у зонах A і C) може знаходитися одночасно біля 25% зубців коліс 1 і 2.

Числа зубців коліс 1 і 2 великі, зубці мілкомодульні, тому навіть при малій різниці ($z_2 - z_1$) у зонах B і D зачеплення зубців немає. Ведуча ланка - водило Н, обертаючись, жене хвилю деформації (тобто хвилю зачеплення зубців) і змушує колесо 1 як би котитися усередині колеса 2.

Причому менше колесо 1 буде обертатися відносно нерухомого колеса 2 в зворотний бік в порівнянні з обертанням хвилеводу Н.

Очевидно, що за один оберт хвилеводу Н гнучке колесо 1 повернеться в зворотний бік на окружну відстань, рівну різниці довжин початкових окружностей коліс 2 і 1 (тобто на число окружних шагів, рівне різниці чисел

зубців ($z_2 - z_1$)).

Для того, щоб колесо 1 зробило цілий оберт, хвилевід Н повинен повернутися в протилежному напрямку на стільки обертів, скільки разів у числі зубців z_1 поміститься різниця чисел зубців ($z_2 - z_1$).

Із сказаного слідує, що

$$i_{H-1}^{(2)} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}. \quad (4.107)$$

Хвильова зубчаста передача на рис. 4.46 у чімсь схожа з планетарною зубчастою передачею Джемса (рис. 3.17а). Відмінність полягає в тому, що в хвильовій зубчастій передачі немає сателітів, а тому центральні зубчасті колеса безпосередньо входять у внутрішнє зачеплення завдяки роликам, які чинять складний (планетарний) рух.

Якщо для хвильової передачі застосувати метод уявної зупинки водила Н, тоді можна записати формулу Вілліса

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = i_{1-2}^{(H)} = +\frac{z_2}{z_1}. \quad (4.108)$$

Тому що відповідно до рис. 4.46 колесо 2 нерухоме ($\omega_2=0$), із формули Вілліса (4. 108) слідує

$$i_{1-H}^{(2)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{1-2}^{(H)} = 1 - \frac{z_2}{z_1}. \quad (4.109)$$

З формули (4. 109) знайдемо зворотне передаточне відношення

$$i_{H-1}^{(2)} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{1}{i_{1-H}^{(2)}} = \frac{1}{1 - z_2 / z_1} = \frac{z_1}{z_1 - z_2} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1},$$

що зайвий раз підтверджує правильність формули (4.107), отриманої за допомогою простих міркувань, без застосування методу Вілліса.

Питання профілювання зубців хвильового зачеплення дотепер дискутується. У першому варіанті хвильової передачі були застосовані зубці трикутної форми.

В даний час переважно застосовуються евольвентні зубці, як найбільш технологічні.

Завдяки багатопарності зачеплення це питання можна вважати другим.

Більш того, у хвильовому зачепленні виявлене явище самоприсосування профілів: під навантаженням у середній і задній частинах зони зачеплення зубці, завдяки податливості вінця колеса 1, зберігають відносний спокій. Через це явище втрати на тертя між зубцями, що знаходяться під навантаженням, значно менші, ніж у звичайному жорсткому зачепленні, де профільне сковзання детерміновано.

Це і пояснює підвищений ККД хвильової передачі при великих зна-

ченнях передаточних чисел (наприклад, у порівнянні з ККД планетарних і багатоступінчастих непланетарних передач, утворених жорсткими евольвентними колесами).

Інженерною практикою останнього років встановлено, що при передаточних числах понад $u=100$ у хвильовій передачі немає конкурентів.

Слід також відзначити, що хвильові передачі з $u < 50$ не використовуються через недопустимо великі деформації гнучкого колеса.

На закінчення підкреслимо також деякі додаткові переваги хвильової передачі, крім уже перерахованих спочатку даного параграфа.

Хвильові передачі завдяки багатопарності зачеплення не виявляють впливу бічних зазорів у зачепленні на відповідність кутів повороту вхідного і вихідного валів. Ця відповідність у хвильовій передачі дуже висока і стабільна, що обумовило застосування хвильового приводу в роботах і маніпуляторах при дуже високих вимогах до точності позиціонування захвата.

Багатопарність зачеплення (до 25% усіх зубців бере участь у зачепленні одночасно) забезпечує дуже високу навантажувальну спроможність зубчастих коліс при порівняно невеличких модулях зачеплення m , що послужило підставою для багатократного зменшення габаритних розмірів і металоемності приводів поворотних устроїв баштових і інших багатотонажних кранів за рахунок використання в цих устроях хвильового зачеплення.

7. Контрольні запитання

1. Назвіть різновиди профілів черв'яків циліндричної черв'ячної передачі.
2. Знайдіть швидкість скочвання в черв'ячному зачепленні.
3. Від яких геометричних параметрів черв'яка залежить ККД черв'ячної передачі?
4. Запишіть формули для визначення окружних, осьових і радіальних сил на черв'яку і на черв'ячному колесі.
5. Опишіть особливості зачеплення Новікова (кругло-гвинтового зачеплення).
6. Опишіть особливості циклоїдального зачеплення.
7. Опишіть особливості цівкового зачеплення.
8. Опишіть особливості хвильового зачеплення.