

Лекція 8

Тема: Механізми передач

- Зміст:
1. Основні параметри механізмів передач.
 2. Класифікація триланкових зубчастих передач.
 3. Багатоланкові зубчасті передачі. Класифікація.
 4. Зубчастий ряд з паразитними колесами.
 5. Контрольні запитання.

1. Основні параметри механізмів передач

Механізми передач обертання призначені для зміни швидкості обертання або величини обертового моменту, а іноді - отримання більш складного вихідного руху.

Вони підрозділяються на *передачі зачепленням і передачі тертям.*

У передачах зачепленням силова взаємодія валів здійснюється за рахунок надітих на них спеціально спрофільованих коліс із виступами (зубцями, витками, штирками), а в передачах тертям - за допомогою сил тертя на посаджених на вали гладких коліс (котків, шківів). У обох видах передач колеса можуть взаємодіяти безпосередньо один з одним або через проміжні гнучкі ланки (ланцюги, ремені).

Найпростіші механізми передач - триланкові або одноступінчасті. Вони включають у свій склад стояк і дві рухливі ланки.

Складні механізми передач можуть включати у свій склад декілька ступенів (і, відповідно, - багато ланок, тому їх і називають багатоланковими).

Основний параметр передачі - передаточне відношення i , яким називається відношення кутової швидкості ведучої (вхідної) ланки до кутової швидкості веденої (вихідної) ланки.

Звичайно вали передачі нумерують і в загальному випадку

$$i_{1-n} = \frac{\omega_1}{\omega_n}.$$

Передаточне відношення характеризується величиною, а іноді і знаком (для механізмів із паралельними осями обертання вхідних і вихідних валів). Знак вважається додатним, якщо ведучий і ведений вали обертаються в одному напрямку, і - від'ємним, якщо вони обертаються в різних напрямках.

У більшості випадків застосовуються передачі з $|i| > 1$, тобто такі, що знижують швидкість обертання. Такі передачі називаються *редукторами* або *заповільнювачами* (іноді - *демультиплікаторами*). При $|i| < 1$ передача підвищує швидкість обертання і тоді вона зветься *прискорювачем* або *мультиплікатором*.

Існують також передачі з $i \neq const$.

Якщо передача змінює i ступінчасто, то вона називається *коробкою переміни передач* або *коробкою швидкостей*.

Якщо ж i змінюється плавно у певному діапазоні значень, то така передача називається *варіатором*.

У силових установках варіатори використовуються дуже рідко. В основному, їх використовують у кінематичних приводах, тобто таких, у яких корисне навантаження незначне або відсутнє взагалі.

При розрахунках передач застосовується також поняття - *передаточне число u* . З назви параметра слідує, що це - відоме число. Крім того, числу u не присвоюється знак і воно завжди більше або дорівнює $1 (u \geq 1)$. Наприклад, можна сказати: "Прискорювач із передаточним числом $u = 2$ ".

Найбільше поширення з числа різноманітних механізмів передач одержали механізми зубчастих передач, яким тут буде приділена основна увага.

2. Класифікація триланкових зубчастих передач

Зубчасті передачі знайшли найширше застосування в машинах і приладах завдяки таким основним їх перевагам:

1. Можливість передачі потужностей у величезному діапазоні (від декількох mW до $10^5 kW$).

2. Найменші габарити в порівнянні з іншими типами передач.

3. Сталість передаточного відношення поза залежністю від навантаження.

4. Високий коефіцієнт корисної дії.

Розглянемо класифікацію триланкових зубчастих передач по розташуванню геометричних осей обертання валів і дамо стислу їхню характеристику.

Осі можуть бути паралельними, та такими, що перетинаються і схрещуються в просторі.

1. Осі валів паралельні. У цьому випадку передача здійснюється, як правило, круглими циліндричними колесами.

Найбільше поширення знайшло зовнішнє зачеплення круглих циліндричних коліс (рис. 3.1).

Штрих-пунктирними лініями на рисунку показані уявлювані так звані початкові окружності, що являються центроїдами у відносному русі коліс. Іншими словами, початкові окружності радіусів r_{w1} і r_{w2} - такі уявлювані окружності, які перекочуються одна по одній без прослизання.

Надалі круглі циліндричні зубчасті колеса на схемах передач будемо показувати у вигляді уявлюваних дисків або циліндрів, що мають радіуси початкових окружностей. Зубці коліс при цьому зображати не будемо.

Для показаної на рис. 3.1 передачі можна записати

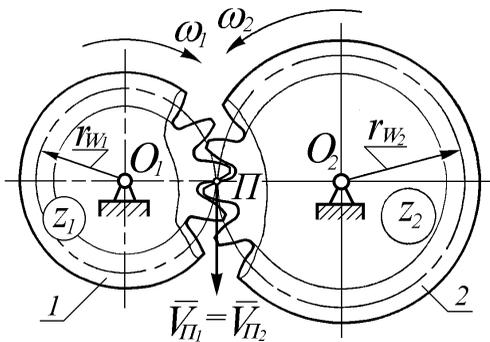


Рис. 3.1. Зовнішнє зачеплення круглих циліндричних коліс

розрахунків виду. Для цього помножимо чисельник і знаменник правої частини на 2π . Одержимо передаточне відношення у вигляді відношення довжин початкових окружностей.

Позначимо окружний шаг зубців по початкових окружностях p_{tw} . Очевидно, що обидва колеса мають один і той самий окружний шаг p_{tw} . Якби це було не так, то колеса не змогли б провертатись у відносному русі. Нехай z_1 і z_2 - числа зубців коліс 1 і 2.

Тоді довжини початкових окружностей можна виразити через добутки чисел зубців z_1 і z_2 та окружного шагу p_{tw} . З урахуванням вищесказаного маємо

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = -\frac{2\pi \cdot r_{w2}}{2\pi \cdot r_{w1}} = -\frac{p_{tw} \cdot z_2}{p_{tw} \cdot z_1} = -\frac{z_2}{z_1}.$$

Вираз

$$i_{1-2} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (3.1)$$

зручний при обчисленнях передаточного відношення, тому що числа зубців коліс z_1 і z_2 легко підрахувати.

Відзначимо також, що циліндричні колеса можуть мати прямі (*a*), косі (*б*) або шевронні (*в*) зубці (рис. 3.2).

Часто застосовується також внутрішнє зачеплення круглих циліндричних коліс (рис. 3.3), наприклад, у планетарних передачах. У внутрішньому зачепленні колесо 1 має зовнішні зубці, а колесо 2 - внутрішні зубці.

$$V_{II} = \omega_1 \cdot r_{w1} = \omega_2 \cdot r_{w2}.$$

Звідси, з урахуванням протилежних напрямків ω_1 і ω_2 знайдемо

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}}.$$

Дану формулу використовувати важко, тому що радіуси уявлених початкових окружностей невідомі (вони залежать від профілів зубців, від міжосьової відстані та ін.). Її можна трансформувати до зручного для

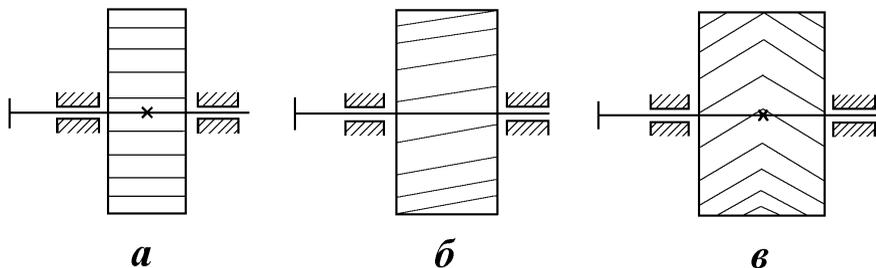


Рис. 3. 2. Основні різновидності форми зубців коліс по довжині

Тут очевидний збіг напрямків кутових швидкостей ω_1 і ω_2 .

З урахуванням міркувань, показаних на попередньому прикладі зовнішнього зачеплення можна записати

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.2)$$

Відзначимо, що у внутрішньому зачепленні передаточне відношення має додатний знак.

Надалі при кінематичному аналізі багатоланкових (багатоступінчастих) зубчастих передач будемо враховувати, що напрямки обертання валів змінюють тільки

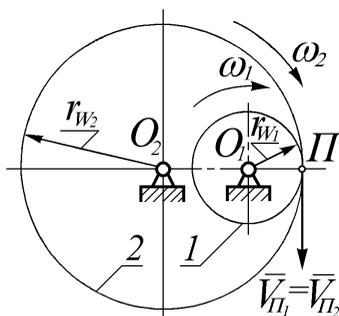


Рис. 3.3. Внутрішнє зачеплення круглих циліндричних коліс

зовнішні зачеплення коліс.

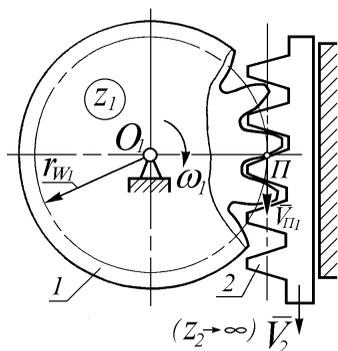


Рис. 3.4. Рейкове зачеплення

Якщо z_1 залишити кінцевим, а z_2 спрямувати до нескінченності, то і зовнішнє і внутрішнє зачеплення перетворяться в так зване рейкове зачеплення (рис. 3.4).

Рейкове зачеплення застосовується для перетворення обертального руху в поступальний і навпаки.

У показаному на рис. 3.4 прикладі має місце

$$V_2 = V_{Pi} = \omega_1 \cdot r_{w1},$$

тобто відбувається перетворення обертального руху колеса 1 у поступальний рух рейки 2.

В окремих випадках також застосовується зовнішнє зачеплення некруглих циліндричних коліс (рис. 3.5).

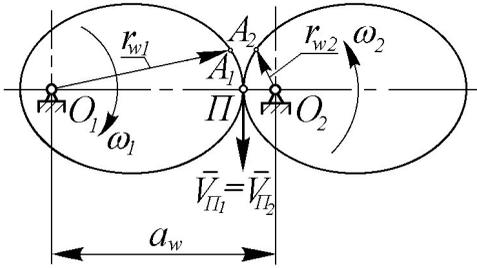


Рис. 3.5. Зовнішнє зачеплення некруглих циліндричних коліс

яких в якості центроїд узяті еліпси, а центрами обертання O_1 і O_2 є одинименні (ліві або праві) полюси.

На практиці застосовуються некруглі колеса з різними формами (наприклад, у вигляді багатополосних еліпсів). Для всіх них справедливо

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{var} \text{ (тобто } \neq \text{const)}.$$

Застосування некруглих циліндричних коліс дозволяє одержати при рівномірному обертанні вала 1 нерівномірне обертання вала 2 із заздалегідь обраним законом руху. Наприклад, некруглі колеса використовують на токарних автоматах для повільного обертання розподільного вала при використанні робочих операцій і швидкого - під час холостих ходів.

Некруглі колеса також знайшли застосування в поліграфічних машинах - у механізмах транспортерів самонакладів, у текстильних машинах - для періодичної зміни щільності утка й основи з метою одержання тканин із певним рисунком.

Останнім часом розроблені продуктивні способи виготовлення некруглих зубчастих коліс методом обкатки при використанні довбачів, черв'ячних фрез або рейок, що спрощує їхнє профілювання і виготовлення, а також розширює можливості застосування.

2. Осі валів перетинаються. У цьому випадку передача здійснюється конічними круглими зубчастими колесами (рис. 3.6).

Як правило, застосовуються конічні колеса з зовнішніми зубцями.

Теоретично внутрішнє конічне зачеплення можливе, але виготовлення конічного колеса з внутрішніми зубцями утруднене.

Крім того відзначимо, що для зачеплення конічних коліс не прийнято визначати знак передаточного відношення, тому що спостереження сполучення напрямків обертання вихідного і вхідного валів залежить від напрямку погляду на зачеплення (наприклад, уздовж стрілок A і B на рис. 3.6, де показане конічне зачеплення круглих зубчастих коліс із кутом між пересічними

Центроїдами у відносному русі тут є криві лінії з перемінною кривизною.

На центроїдах показані довільні спряжені точки A_1 і A_2 із поточними значеннями перемінних радіусів r_{w1} і r_{w2} .

У будь-якому положенні зачеплення повинна дотримуватися умова

$$r_{w1} + r_{w2} = a_w.$$

Цій умові завжди задовольняють еліптичні колеса, у

осями валів $\delta=90^0$, можна спостерігати різні сполучення напрямків обертання вхідного і вихідного валів).

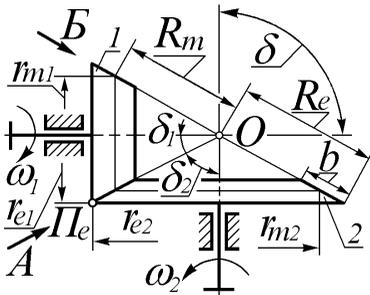


Рис. 3.6. Конічне зачеплення круглих зубчастих коліс

Кут δ може бути, в принципі, будь-яким, але саме широке поширення мають передачі з $\delta=90^0$, тому що в цьому випадку значно спрощується виготовлення корпуса (усі його основні площини обробки взаємно перпендикулярні).

Для виготовлення окремо взятого колеса, наприклад, колеса 1, має значення тільки величина кута δ_1 . А кут δ_1 може мати будь-яку величину (практично від 0 до 90^0).

При $\delta_1=0$ конічне колесо вироджується в циліндричне, а при $\delta_1=90^0$ конічне колесо перетворюється в плоске з зубцями на торці.

При збігу вершин початкових конусів коліс (точка O , рис. 3.6) спостерігається чисте перекочування початкових конусів коліс один по одному з миттєвою віссю відносного кочення OP_e .

У цьому випадку можна записати

$$V_{Pe} = V_{Pe1} = V_{Pe2} = \omega_1 \cdot r_{e1} = \omega_2 \cdot r_{e2},$$

Звідси слідує

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{e2}}{r_{e1}} = \frac{OP_e \cdot \sin \delta_2}{OP_e \cdot \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}. \quad (3.3)$$

При $\delta=90^0$ маємо

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1, \quad (3.4)$$

тому що

$$\sin \delta_1 = \cos \delta_2 \quad \text{і} \quad \sin \delta_2 = \cos \delta_1.$$

Приведені формули з урахуванням $\delta = \delta_1 + \delta_2$ дозволяють при відомому (заданому) передаточному відношенні i_{1-2} обчислити конусні кути δ_1 і δ_2 .

При кінематичних розрахунках користуються залежністю

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

яка справедлива для конічних коліс так само, як і для будь-яких інших.

З рис. 3.6 видно, що розміри конічних коліс у зовнішніх (найбільших) торцях індексуються латинською літерою e ($R_e, r_{e1}, r_{e2}, \dots$), а в середніх перерізах - латинською літерою m ($R_m, r_{m1}, r_{m2}, \dots$).

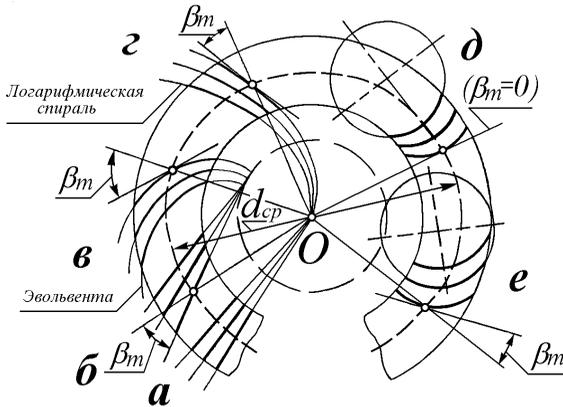


Рис. 3.7. Форма зубців конічних коліс по довжині

По довжині зубці конічних коліс можуть бути окреслені дуже різноманітними лініями (рис. 3.7). На рисунку показана розгортка діляного конуса на площині з нанесеними на ній різними по довжині зубцями.

Наприклад, застосовуються: прямі зубці (рис. 3.7а), які ідуть повздовж твірних конуса; тангенціальні зубці (рис. 3.7б), які напрямлені по дотич-

ним до деякого додаткового кола; палюідні зубці (рис. 3.7в), які окреслені не тільки в нормальному перерізі, а і по довжині евольвентами; спіральні зубці (рис. 3.7г), які можуть бути окреслені по довжині різними спіралями, наприклад, спіраллю Архімеда, логарифмічною спіраллю та іншими спіралями; кругові зубці з нахилом $\beta_m \neq 0$ (рис. 3.7е), кругові зубці "Зерол" із $\beta_m = 0$ (рис. 3.7д).

Така розмаїтість форм зубців конічних коліс по довжині пов'язана з технологією їхнього виготовлення. Зубці - б, в, г, д і е приблизно замінюють істинно косі зубці, які дуже складно точно нарізати (кут β в косих зубців повинен бути постійним по всій довжині зубця, а замінні зубці мають змінний кут β по довжині зубця з фіксованим значенням кута β_m тільки в середньому перерізі).

В даний час переважне застосування знайшли прямі - а і кругові - е та д зубці, в силу їх більш високої технологічності.

Тангенціальні (б), палюідні та спіральні (в та г) застосовуються рідше, тому що їхнє виготовлення характеризується підвищеною складністю.

3. Осі валів схрещуються в просторі. У цьому випадку передача може бути здійснена гіперболоїдними колесами (рис. 3.8). Початкові поверхні коліс 1 і 2 являються однопорожнинними гіперболоїдами обертання.

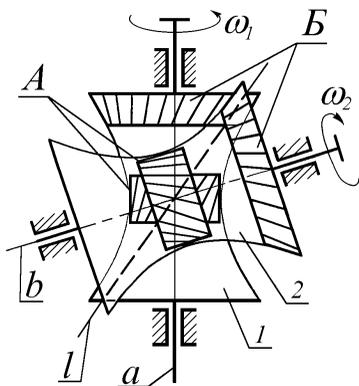


Рис. 3.8. Зачеплення гіперболоїдних коліс

Гіперболоїд колеса 1 утворюється обертанням лінії зуба l навколо осі a колеса 1.

Гіперболоїд колеса 2 утворюється обертанням загальної з колесом 1 лінії зубів l навколо осі b колеса 2.

Гіперболоїдні колеса, внаслідок їхньої складної форми (криволінійність обрису колеса, перемінність перерізу зубців по довжині), на практиці не використовуються, а замість них застосовуються замінні або циліндричні колеса, утворюючи гвинтову передачу (рис. 3.8А), або конічні колеса, утворюючи гіпоїдну передачу (рис. 3.8Б).

Гвинтова і гіпоїдна передачі мають точковий контакт зубців (замість лінійчатого, який спостерігається в гіперболоїдних коліс), що веде до зниженої навантажувальної спроможності (особливо гвинтової передачі, унаслідок більшої відмінності форми її коліс від форми первородних гіперболоїдних коліс).

Наявність суттєвого сковзання зубців уздовж лінії l обумовлює підвищений коефіцієнт втрат і, як наслідок, знижений коефіцієнт корисної дії (ККД) гіперболоїдної передачі.

У гвинтової передачі ККД особливо низький, тому що при тій же швидкості сковзання зубців уздовж лінії l робоча окружна швидкість у гвинтової передачі менше, ніж у гіпоїдної.

Гіпоїдне зачеплення знайшло широке застосування в головних передачах легкових, а також деяких малотонажних вантажних автомобілів. Воно дало можливість поліпшити компоновочні рішення автомобілів і знизило шумність роботи головної передачі. Повздовжнє сковзання зубців у коліс гіпоїдної передачі обумовлює рівномірний їхній знос по довжині і велику періодичність регульовальних робіт (на відміну від конічних спіральних коліс, що раніше більш широко використовувались в головних передачах легкових автомобілів, які мали зосереджений знос зубців і в наслідок цього швидше виявляли шум та потребували регулювання).

Застосування ж спеціального гіпоїдного мастила дозволило при цьому знизити негативний вплив сковзання зубів на загальну довговічність гіпоїдної передачі.

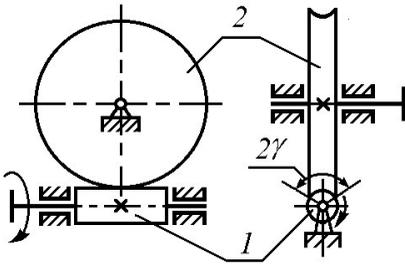


Рис. 3.9. Черв'ячна передача з циліндричним черв'яком

Гвинтова передача може бути трансформована в черв'ячну передачу з циліндричним черв'яком (рис. 3.9) або з глобоїдним черв'яком (рис. 3.10).

Черв'ячна передача з циліндричним черв'яком (рис. 3.9) на відміну від простої гвинтової передачі має колесо 2 із тороїдною формою.

Таке удосконалювання гвинтової передачі привело до заміни точкового контакту зубців на криволінійчатий і, як наслідок, до підвищення навантажувальної здатності.

Лінійчатий контакт і спряженість профілів зубців забезпечується завдяки тому, що черв'ячне колесо нарізується черв'ячною фрезою - копією черв'яка.

Відмінною рисою черв'ячної передачі також є невеличке число зубців (заходів) черв'яка z_1 (по держстандарту $z_1=1; 2; 4$).

Це забезпечує значні величини передаточного числа одноступінчастої черв'ячної передачі ($u=z_2/z_1=8...80$).

Черв'як 1 стає при цьому несхожим на звичайне косозубе колесо, а фактично є одно-, дво-, або чотиризаходним гвинтом.

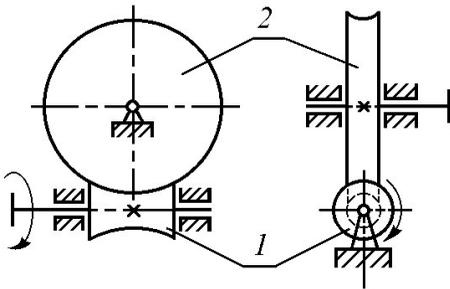


Рис. 3.10. Черв'ячна передача з глобоїдним черв'яком

Черв'ячна передача з глобоїдним черв'яком (рис. 3.10) є подальшим розвитком циліндричної черв'ячної передачі.

Як очевидно з рис. 3.10, черв'як 1 глобоїдної черв'ячної передачі також має нециліндричну форму.

Завдяки взаємообхвату черв'яка і черв'ячного колеса досягається багатопарне зачеплення зубців і, як наслідок, додаткове підвищення навантажувальної спроможності.

Недоліками глобоїдної черв'ячної передачі є технологічні труднощі і складність взаємозалежних

осьових регулювань черв'яка 1 і колеса 2, у той час, як черв'ячна передача з циліндричним черв'яком потребує лише осьового регулювання колеса 2, виконуваного порівняно простими прийомами. Тому черв'ячна передача з глобоїдним черв'яком має обмежене застосування.

Гіпоїдне зачеплення також може бути трансформоване в так звану спіроїдну черв'ячну передачу (рис. 3.11).

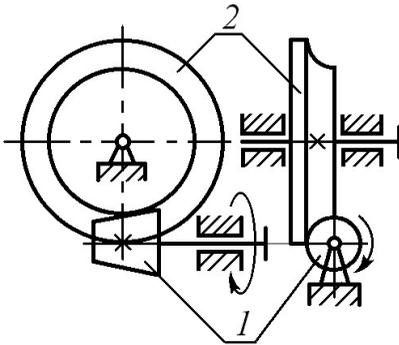


Рис. 3.11. Спіроїдна черв'ячна передача

Спіроїдна черв'ячна передача технологічна і має проміжну навантажувальну спроможність між навантажувальною спроможністю циліндричної і глобоїдної черв'ячних передач.

Вона допускає спрощений монтаж-демонтаж черв'ячного колеса.

Тут осове регулювання звичайно має тільки черв'як 1, що є кінцевим гвинтом з одним або декількома заходами.

Гвинтова, гіпоїдна, черв'ячні і спіроїдна передачі, як правило, мають кут між осями перехресних валів, рівний 90° . Це спрощує виготовлення корпуса передачі.

3. Багатоланкові зубчасті передачі. Класифікація

Багатоланкові зубчасті передачі забезпечують здійснення більших передаточних відношень ніж одноступінчаті.

Комбінації типів ступенів у багатоступінчастій передачі залежать як від необхідного сумарного (загального) передаточного відношення, так і від розташування вхідного і вихідного валів.

Розрізняють багатоступінчасті передачі з нерухомими в просторі осями валів (прості, рядові або непланетарні передачі), а також передачі з рухомими в просторі осями окремих валів (планетарні, сателітні або епіциклічні передачі).

Найбільше поширення одержали багатоланкові передачі, що включають у свій склад тільки циліндричні колеса зовнішнього зачеплення.

Розглянемо декілька прикладів таких передач.

4. Зубчастий ряд із паразитними колесами

Паразитними колесами називаються такі, які одночасно являються і ведучими і веденими.

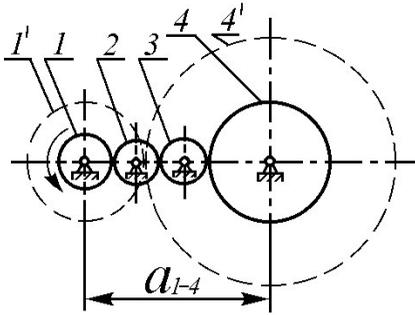


Рис. 3.12. Зубчастий ряд з паразитними колесами

У прикладі передачі, показаної на рис. 3.12, паразитними колесами являються колеса 2 і 3.

Тому що 1-е колесо є вхідним (ведучим), а 4-е - вихідним (веденим), то паразитні колеса з одного боку є веденими, а з іншого боку - ведучими.

Так, колесо 2 відносно колеса 1 являється веденим, а відносно колеса 3 - ведучим. Колесо 3 являється веденим відносно колеса 2 і ведучим - відносно колеса 4.

Розглянемо визначення загального передаточного відношення зубчастого ряду, показаного на рис. 3.12.

Для кожної пари коліс можна записати

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1}; \quad \frac{\omega_2}{\omega_3} = -\frac{z_3}{z_2}; \quad \frac{\omega_3}{\omega_4} = -\frac{z_4}{z_3}.$$

Перемножимо окремо ліві й окремо праві частини записаних рівностей, тоді одержимо:

$$\frac{\omega_1 \cdot \omega_2 \cdot \omega_3}{\omega_2 \cdot \omega_3 \cdot \omega_4} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2}\right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3}\right).$$

Після скорочень і упорядкування знаків будемо мати

$$\frac{\omega_1}{\omega_4} = (-1)^3 \cdot \frac{z_4}{z_1}.$$

Позначимо число зовнішніх зачеплень буквою n (у даному прикладі $n = 3$). Також позначимо буквою k номер вихідного колеса ряду (у даному випадку $k = 4$).

Тоді, виходячи з розглянутого прикладу, для довільного циліндричного ряду зубчастих коліс із усіма проміжними паразитними колесами можна записати формулу по визначенню величини і знака передаточного відношення

$$i_{1-k} = (-1)^n \cdot \frac{z_k}{z_1}. \quad (3.5)$$

Якщо в ряду є внутрішні зачеплення, то вони, як такі, що не змінюють напрямки обертання валів, у число n не включаються.

З аналізу прикладу (рис. 3.12) можна зробити такі висновки:

1. Числа зубців паразитних коліс не впливають на величину передаточного відношення (звідси і походить їхня назва - паразитні).

2. Кожне паразитне колесо зовнішнього зачеплення змінює напрямок обертання вихідного вала на протилежний.

3. Застосування паразитних коліс дозволяє в широкому діапазоні змінювати міжосьову відстань між вхідним і вихідним валами.

4. При заданому (фіксованому) значенні міжосьової відстані між вхідним і вихідним валами застосування паразитних коліс забезпечує значне зменшення габаритів (об'єму) передачі.

З рис. 3.12 очевидно, що передача без паразитних коліс (із колесами 1' і 4', показаними пунктирно) забезпечує те ж передаточне відношення (по величині і за знаком), що і зубчастий ряд коліс 1-2-3-4, проте вона має значно більші загальні габарити.

5. Контрольні запитання

1. Яке призначення механізму передачі?
2. Які передачі називаються одноступінчастими і багатоступінчастими?
3. Що таке передаточне відношення?
4. Що означає додатний або від'ємний знак передаточного відношення для механізмів із паралельними осями валів?
5. Які механізми називаються редукторами, прискорювачами, варіаторами, коробками переміни передач?
6. Чим відрізняється поняття - *передаточне число* від поняття - *передаточне відношення*?
7. Які види передач Вам відомі?
8. Які переваги зубчасті передачі мають перед іншими видами передач?
9. Яким може бути відносно розташування осей обертання валів у триланкових (одноступінчастих) передачах?
10. Яка відмінність зовнішнього і внутрішнього зачеплень циліндричних зубчастих коліс?
11. Які різновиди зубців циліндричних коліс по довжині Ви знаєте?
12. Яке призначення рейкового зачеплення?
13. Яке призначення некруглих циліндричних зубчастих коліс?
14. Яку форму можуть мати зубчасті колеса при паралельному розташуванні валів триланкової передачі?
15. Які зубчасті колеса застосовуються в передачах із пересічними осями валів?
16. Чому переважно застосовуються конічні зубчасті передачі з прямим кутом перетинання геометричних осей валів?
17. Як визначити передаточне відношення конічного зачеплення через кути початкових конусів коліс?
18. Яким індексом позначаються геометричні параметри конічного колеса в зовнішньому торці?
19. Яким індексом позначаються геометричні параметри конічного колеса в його середньому перерізі?

20. Яку форму по довжині можуть мати зубці конічних коліс?
21. Чим обумовлене різноманіття застосовуваних раніше і в теперішній час форм зубців по довжині в конічних зубчастих коліс?
22. Яку форму можуть мати зубчасті колеса при перехресних геометричних осях їхніх валів?
23. Яка зубчаста передача називається гвинтовою?
24. Яка зубчаста передача називається гіпоїдною?
25. Розвитком якої передачі є черв'ячна передача?
26. Які різновиди черв'ячних передач Ви знаєте?
27. Що таке число заходів черв'яка? Як воно впливає на передаточне відношення черв'ячної передачі?
28. Чим обумовлене застосування багатоступінчастих передач?
29. Які різновиди багатоступінчастих зубчастих передач Вам відомі?
30. Які зубчасті колеса називаються паразитними?
31. Яке призначення паразитних зубчастих коліс?