

Лекція 9

Тема: Багатоланкові зубчасті передачі

- Зміст:
1. Багатоланкові (багатоступінчасті) зубчасті передачі
 2. Багатоланкові зубчасті передачі з нерухомими осями валів
 3. Зубчастий ряд із паразитними колесами
 4. Багатоступінчасті циліндричні рядові зубчасті передачі
 5. Особливості комбінованих багатоступінчастих передач.
 6. Контрольні запитання.

1. Багатоланкові (багатоступінчасті) зубчасті передачі

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).

2. Багатоланкові зубчасті передачі з нерухомими осями валів

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

Розглянемо декілька прикладів таких передач.

3. Зубчастий ряд із паразитними колесами

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

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.

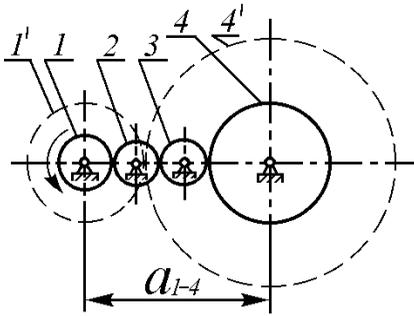


Рис. 3.12. Зубчастий ряд з паразитними колесами

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

Для кожної пари коліс можна записати

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1}, \quad \frac{\omega_2}{\omega_3} = -\frac{z_3}{z_2},$$

$$\frac{\omega_3}{\omega_4} = -\frac{z_4}{z_3}.$$

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.

4. Багатоступінчасті циліндричні рядові зубчасті передачі

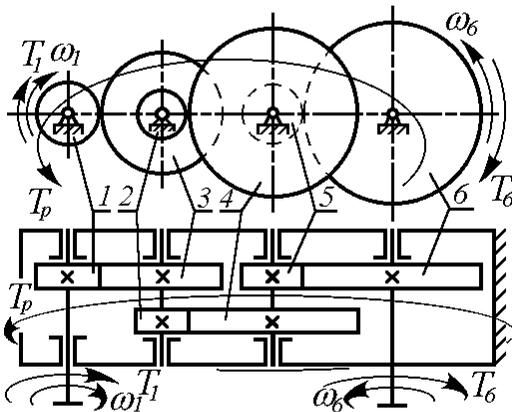


Рис. 3. 13. Триступінчаста циліндрична рядова зубчаста передача

ташування осей валів (у даному прикладі це горизонтальна проекція).

Для окремо взятих ступенів можемо записати:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1}; \quad \frac{\omega_3}{\omega_4} = -\frac{z_4}{z_3}; \quad \frac{\omega_5}{\omega_6} = -\frac{z_6}{z_5}.$$

Перемножимо окремо ліві й окремо праві частини записаних рівностей

$$\frac{\omega_1 \cdot \omega_3 \cdot \omega_5}{\omega_2 \cdot \omega_4 \cdot \omega_6} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) \cdot \left(-\frac{z_6}{z_5}\right).$$

З урахуванням $\omega_2 = \omega_3$ (колеса 2 і 3 посаджені жорстко на одному валі) і $\omega_4 = \omega_5$ (колеса 4 і 5 також жорстко посаджені на одному валі) зробимо скорочення і деяке упорядкування

Розглянемо визначення загального передаточного відношення багатоступінчастої циліндричної рядової зубчастої передачі на прикладі триступінчастої передачі, показаної на рис. 3.13.

Показано дві проекції передачі (фронтальна - вид збоку і горизонтальна - вид у плані).

Горизонтальна проекція передачі більш інформативна, і тому надалі будемо показувати різноманітні передачі або в двох проекціях, або в одній - у площині роз-

$$i_{1-6} = \frac{\omega_1}{\omega_6} = (-1)^3 \cdot \left(\frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5} \right).$$

Помітимо, що загальне передаточне відношення буде дорівнювати

$$i_{заг} = i_{1-6} = \frac{\omega_1}{\omega_6} = i_I \cdot i_{II} \cdot i_{III}, \quad (3.6)$$

де i_I , i_{II} , i_{III} - передаточні відношення окремих ступенів передачі, узяті зі своїми знаками.

Таким чином, загальне передаточне відношення багатоступінчастої рядової циліндричної передачі можна визначити шляхом перемножування передаточних відношень окремих ступенів, узятих із своїми знаками.

Можна також скористатися формулою для визначення загального передаточного відношення у вигляді

$$i_{1-k} = \frac{\omega_1}{\omega_k} = (-1)^n \cdot \frac{Dz_{вн}}{Dz_{вч}}, \quad (3.7)$$

де k - порядковий номер вихідного вала,

n - число пар зовнішнього зачеплення,

$Dz_{вн}$ - добуток чисел зубців ведених коліс,

$Dz_{вч}$ - добуток чисел зубців ведучих коліс.

Встановимо, що колеса 1, 3 і 5 - ведучі, а колеса 2, 4 і 6 - ведені.

Ознакою ведучого колеса є збіг напрямків кутової швидкості колеса і прикладеного до нього зовнішнього обертового момента сил.

Ознакою веденого колеса є протилежність напрямків кутової швидкості колеса і прикладеного до нього зовнішнього обертового момента сил.

По вказаних вище ознаках колесо 1 - ведуче, а колесо 6 - ведене.

На ведучому колесі 1 обертовий момент сил T_1 - рушійний, тому він направлений убік обертання колеса.

На веденому колесі 6 обертовий момент T_6 - є моментом сил опору, тому він направлений у протилежний обертання колеса бік.

Що стосується інших коліс, то легко зміркувати, що в кожній парі коліс, що знаходяться в зачепленні, одне буде ведучим, а друге - веденим. У парі коліс 1 - 2: колесо 1 - ведуче, а колесо 2 - ведене. У парі коліс 3 - 4: колесо 3 - ведуче, а колесо 4 - ведене. У парі 5 - 6: колесо 5 - ведуче, а колесо 6 - ведене.

Надалі будемо користуватися встановленими вище правилами при визначенні напрямків обертових моментів на окремих зубчастих колесах і валах.

Тепер визначимо взаємозв'язок величин обертових моментів, прикладених до вхідного і до вихідного валів. Нехай передача має коефіцієнт корисної дії - η .

Нагадаємо, що коефіцієнтом корисної дії називається відношення корисної частини роботи $A_{кор}$ до усієї затраченої роботи $A_{затр}$.

При постійному потоці потужності N , що йде через передачу, можемо записати:

$$A_{кор} = A_{вих} = N_{вих} \cdot \Delta t,$$

де

Δt - будь-який проміжок часу;

$$A_{затр} = A_{вх} = N_{вх} \cdot \Delta t.$$

З урахуванням

$$N_{вих} = T_{вих} \cdot \omega_{вих};$$

$$N_{вх} = T_{вх} \cdot \omega_{вх},$$

одержимо

$$\eta = \frac{A_{кор}}{A_{затр}} = \frac{A_{вих}}{A_{вх}} = \frac{N_{вих} \cdot \Delta t}{N_{вх} \cdot \Delta t} = \frac{N_{вих}}{N_{вх}} = \frac{T_{вих} \cdot \omega_{вих}}{T_{вх} \cdot \omega_{вх}}.$$

Звідси слідує

$$T_{вих} = T_{вх} \cdot \frac{\omega_{вх}}{\omega_{вих}} \cdot \eta = T_{вх} \cdot |i| \cdot \eta, \quad (3.8)$$

тому що $\frac{\omega_{вх}}{\omega_{вих}} = |i|$ - без урахування знака загального передаточного відношення.

Золоте правило механіки говорить: “В скільки разів програємо у швидкості, у стільки ж разів виграємо в силі”.

Без урахування витрат на подолання тертя (тобто в припущенні $\eta \rightarrow 1$) у формулі (3.8) золоте правило підтверджується.

Проте часто η істотно відрізняється від 1 (наприклад, у гвинтовій, гіпоїдній і черв'ячних передачах).

З урахуванням останнього зауваження варто було б золоте правило механіки сформулювати дещо інакше: “В скільки разів програємо у швидкості, у стільки ж разів, без урахування витрат на додання тертя, виграємо в силі”.

Якщо ж урахувати витрати на додання тертя, то виграш зменшиться в $1/\eta$ разів.

Для триступінчастої передачі, показаної на рис. 3.13, можна записати

$$T_6 = T_1 \cdot |i_{1-6}| \cdot \eta.$$

Напрямок T_6 , як веденого обертового момента сил, протилежний напрямку кутової швидкості ω_6 , а напрямок кутової швидкості ω_6 відносно напрямку кутової швидкості ω_1 визначається знаком загального передаточного відношення, а він у даному прикладі - від'ємний, тобто напрямки ω_1 і ω_6 - протилежні.

На рис. 3.13 показаний також реактивний момент сил T_p , прикладений з боку закріплення до корпусу передачі.

Цей момент T_p сприймається фундаментними болтами (болтами кріплення корпусу передачі до фундаменту).

Його величина визначається за умовою $\overline{\Sigma T_i} = 0$, тобто за умовою рівноваги всіх зовнішніх сил (моментів сил), прикладених до валів і до корпусу передачі. Очевидно, що в даному прикладі

$$T_p = T_1 + T_6.$$

Зауважимо, що при додатному загальному передаточному відношенні напрямки $\omega_{вх}$ і $\omega_{вих}$ були б однакові, а обертові моменти $T_{вх}$ і $T_{вих}$ тоді були б направлені протилежно. А реактивний момент сил T_p був би рівним різниці

$$T_p = T_{вих} - T_{вх}.$$

По викладеній вище методиці можна знайти також моменти сил на проміжних валах передачі.

Наприклад,

$$T_{2,3} = T_1 \cdot |i_{1-2}| \cdot \eta_{1-2},$$

де η_{1-2} коефіцієнт корисної дії першого ступеня передачі;

$$|i_{1-2}| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{z_2}{z_1}.$$

Так само можемо знайти

$$T_{5,4} = \frac{T_6}{|i_{5-6}| \cdot \eta_{5-6}},$$

де η_{5-6} - коефіцієнт корисної дії третього ступеня передачі;

$$|i_{5-6}| = \left| \frac{\omega_5}{\omega_6} \right| = \frac{z_6}{z_5}.$$

Загальний коефіцієнт корисної дії триступінчастої передачі, очевидно, дорівнює

$$\eta = \eta_{1-2} \cdot \eta_{3-4} \cdot \eta_{5-6}.$$

5. Особливості кінематичного аналізу комбінованих багатоступінчастих передач

При наявності комбінованих ступенів у багатоступінчастій передачі не прийнято враховувати знак передаточного відношення окремих ступенів,

тому що напрямок обертання вихідного вала відносно напрямку обертання вхідного залежить від напрямку погляду спостерігача.

Тому всі розрахунки кінематики передачі роблять по модулях (величинах) передаточних відношень її ступенів, а напрямки обертання валів визначаються для кожного вала окремо, починаючи з вхідного вала і закінчуючи вихідним валом.

Нижче приведені рішення задач 3.1, 3.2 і 3.3 на відшукування загального передаточного відношення комбінованих багатоступінчастих передач, ознайомившись із якими читач може вникнути в деталі кінематичного аналізу комбінованих багатоступінчастих рядових зубчастих передач.

Задача 1. Визначити загальне передаточне відношення триступінчастого конічно-циліндричного редуктора (рис. 3.14) і напрямок обертання вихідного вала на виді *Б*, якщо вхідний вал на виді *А* обертається по годинниковій стрілці. Числа зубців коліс: $z_1=20$; $z_2=80$; $z_3=22$; $z_4=66$; $z_5=18$; $z_6=54$.

Рішення:

1. Знайдемо загальне передаточне відношення редуктора, перемноживши величини передаточних відношень трьох ступенів

$$i_{заг} = |i_I| \cdot |i_{II}| \cdot |i_{III}| = \left(\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(\frac{z_4}{z_3}\right) \cdot \left(\frac{z_6}{z_5}\right) = \frac{80}{20} \cdot \frac{66}{22} \cdot \frac{54}{18} = 36.$$

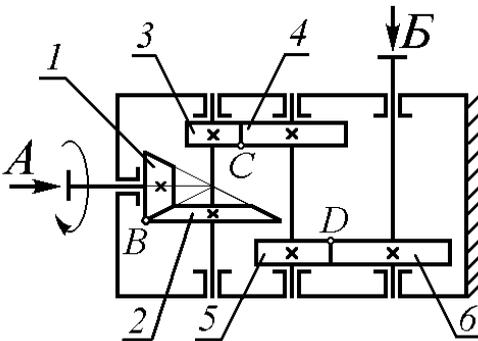


Рис. 3.14. Триступінчастий конічно-циліндричний редуктор

усередину креслення.

Відповідь:

1. $i_{заг} = i_{1-6} = 36.$

2. На виді *Б* вихідний вал обертається по годинниковій стрілці.

2. Знайдемо напрямок обертання вихідного вала на виді *Б*.

Для цього проведемо такі міркування: точка *В* буде рухатися всередину креслення (це визначається напрямком обертання вхідного вала), тоді точка *С* буде рухатися на нас, а точка *Д* - усередину креслення. На виді *Б* побачимо обертання вихідного вала по годинниковій стрілці, що визначається рухом точки *Д*

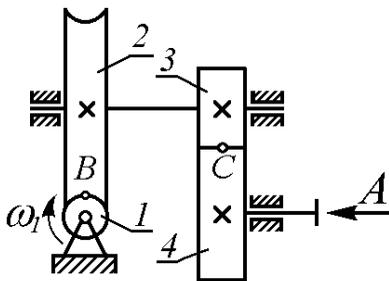


Рис. 3.15. Двоступінчастий черв'ячно-циліндричний редуктор

2.

$$i_{заг} = i_{1-4} = |i_I| \cdot |i_{II}| = \left(\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(\frac{z_4}{z_3} \right) = \frac{30}{2} \cdot \frac{60}{20} = 45.$$

2. Знайдемо напрямок обертання вихідного вала на виді A .

Тому що черв'як являє собою гвинт правої нарізки, при зазначеному напрямку його обертання точка B , що належить колесу 2, буде рухатися з креслення (черв'як 1 відносно колеса 2 загвинчується всередину креслення, а обід колеса 2 у місці контакту з витками черв'яка відносно останнього буде переміщатися в зворотному напрямку). Тоді точка C в зачепленні коліс 3 і 4 також буде рухатися з креслення, а вихідний вал при цьому буде обертатися на виді A проти годинникової стрілки.

Відповідь:

1. $i_{заг} = i_{1-4} = 45.$

2. На виді A вихідний вал обертається проти годинникової стрілки.

Задача 3. Визначити загальне передаточне відношення циліндропоїдної передачі (рис. 3.16) і напрямок обертання вихідного вала 5, якщо вхідний вал 1 на виді A обертається по годинниковій стрілці. Числа зубців коліс: $z_1 = 20$; $z_2 = 20$; $z_3 = 60$; $z_4 = 12$; $z_5 = 60$.

Задача 2. Визначити загальне передаточне відношення черв'ячно-циліндричного редуктора (рис. 3.15) і напрямок обертання вихідного вала 4 на виді A , якщо черв'як має праву нарізку, його число заходів $z_1=2$, а числа зубців коліс $z_2=30$, $z_3=20$, $z_4=60$.

Рішення:

1. Визначимо загальне передаточне відношення редуктора, перемноживши передаточні відношення двох його ступенів

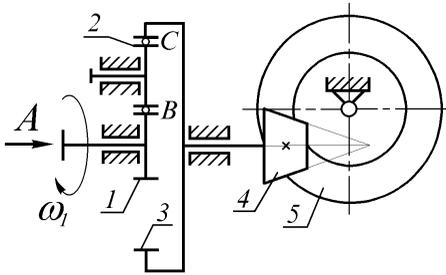


Рис. 3.16. Циліндро-гіпоїдна передача

Рішення:

1. Визначимо загальне передаточне відношення передачі, перемноживши передаточні відношення окремих ступенів

$$i_{заг} = i_{1-5} = |i_I| \cdot |i_{III}|$$

$$|i_{III}| = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_4} =$$

$$= \frac{20}{20} \cdot \frac{60}{20} \cdot \frac{60}{12} = 15.$$

Попутно відзначимо, що колесо 2 - паразитне, і його число

зубців z_2 у загальному передаточному відношенні не має значення, тому що скорочується.

2. Знайдемо напрямок обертання вихідного вала.

При зазначеному напрямку обертання вхідного вала 1 точка B буде рухатися з креслення. Тоді точка C буде рухатися всередину креслення й обумовить обертання вала 3-4 на виді A проти годинникової стрілки.

Тому що шестерня 4 гіпоїдної пари знаходиться над колесом 5, то останнє буде обертатися в площині креслення проти годинникової стрілки.

Відповідь:

1. Загальне передаточне відношення

$$i_{заг} = i_{1-5} = 15.$$

2. Вихідний вал колеса 5 обертається проти годинникової стрілки.

6. Контрольні запитання

1. Які різновиди багатоступінчастих зубчастих передач Вам відомі?
2. Які зубчасті колеса називаються паразитними?
3. Яке призначення паразитних зубчастих коліс?
4. Як визначити передаточне відношення багатоступінчастої передачі?
5. Яке зубчасте колесо називається ведучим?
6. Яке зубчасте колесо називається веденим?
7. Як впливає ККД (коефіцієнт корисної дії) передачі на величину вихідного обертового моменту сил?
8. Як визначити вихідний обертовий момент сил по вхідному?
9. Що таке реактивний момент сил передачі? Як його можна визначити?
10. Які особливості визначення передаточного відношення комбінованої багатоступінчастої передачі?