

## ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Зубчасті передачі — це складні кінематичні пари, які мають ряд призначень, а саме: передача крутних моментів, зміни напрямку руху, зміни частоти обертання, перетворення обертального руху в поступальний і навпаки.

Класифікуються зубчасті передачі за такими ознаками: призначенням (кінематичні, швидкісні, силові, загального призначення); формою деталі (циліндричні, конічні, гіпоїдні, черв'ячні); напрямом зуба (прямо- і косозубі, шевронні); формою зуба (евольвентні, циклоїдальні, дуга кола).

Геометричні параметри зубів зубчастих коліс стандартизовані.

Найпоширеніші в промисловості зубчасті колеса з евольвентним профілем зуба, ГОСТ 13755-81.

**Система допусків циліндричних зубчастих коліс.** Параметри точності регламентують точність окремого колеса та експлуатаційні параметри передач за ГОСТ 1643-81.

Встановлено 12 ступенів точності зубчастих коліс і передач: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 (ступені 1 і 2 — перспективні).

Застосування передач з різними ступенями точності: 3 ... 5 — у контрольно вимірювальних приладах; 5 ... 7 — у верстатах; 6 ... 9 — в автомобілях і тракторах сільськогосподарських машинах; 9 ... 12 — у підйомно-вантажних машинах.

Для кожного ступеня точності встановлено норми допустимих відхилень параметрів, що визначають кінематичну точність, плавність роботи і контакт зубів (норми кінематичної точності, плавності роботи, контакту зубів).

Норми кінематичної точності. Кінематичні похибки колеса і передачі обмежуються.

Найбільша кінематична похибка зубчастого колеса — це найбільша алгебраїчна різниця значень кінематичної похибки зубчастого колеса в межах кута  $\varphi$  (повного оберту):

$$F'_{ir} = \Delta\varphi_{\max} - (-\Delta\varphi_{\max}) \quad (3.1)$$

де  $\Delta\varphi_{\max}$ ,  $-\Delta\varphi_{\max}$  — відповідно найбільша додатна і від'ємна похибка кута.

Графік кінематичної похибки зображений на рисунку 3.1.

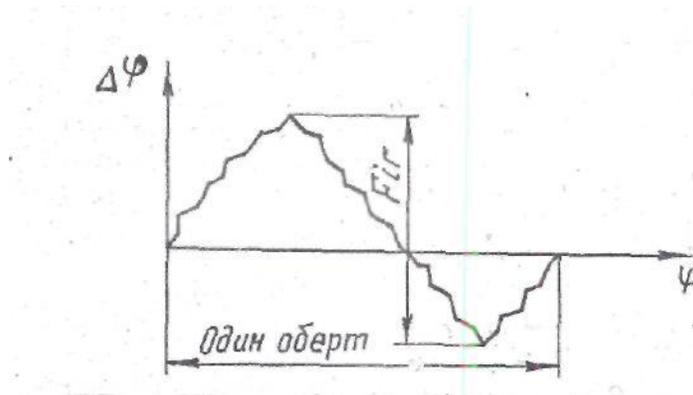


Рисунок 3.1

2. Накопичена похибка кроку зубчастого колеса  $F_{pr}$  — найбільша алгебраїчна різниця накопичених похибок у межах зубчастого колеса

$$F_{pr} = \Delta P_{\max} - (-P_{\max}) \quad (3.2)$$

де  $\Delta P_{\max}$ ,  $-P_{\max}$  — найбільша відповідно додатна і від'ємна похибка. Графік накопиченої похибки кроку зображено на рисунку 3.2.

3. Радіальне биття зубчастого вінця  $F_{rr}$  — це різниця дійсних граничних положень контуру в межах зубчастого колеса (рисунку 3.3)

$$F_{rr} = R_{\max} - R_{\min} \quad (3.3)$$

де  $R_{\max}, R_{\min}$  — відповідно найбільше і найменше граничне положення контуру зуба.

4. Коливання довжини спільної нормалі  $F_{wr}$  — це різниця між граничними довжинами спільної нормалі (рисунок 3.4)

$$F_{wr} = W_{\max} - W_{\min} \quad (3.4)$$

де  $W_{\max}, W_{\min}$  — найбільше і найменше значення довжини загальної нормалі.

На параметри кінематичної точності встановлено допуски.

Допуски  $F_i, F_p, F_r, F_w$  наведено в таблицях ГОСТ 1643-81.

**Норми плавності роботи** характеризують параметри, похибки яких на один оберт зубчастого колеса складають частину кінематичної похибки.

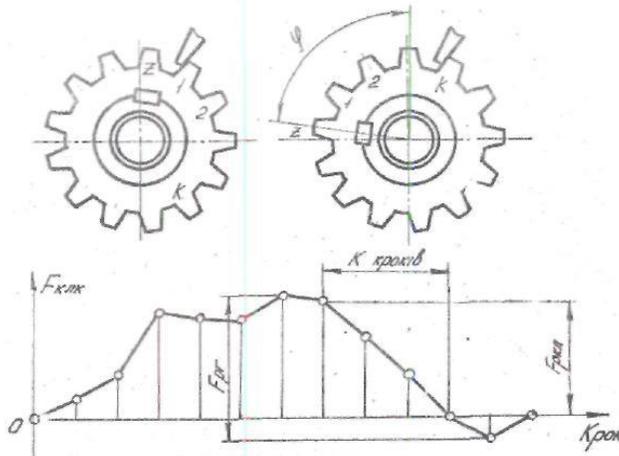


Рисунок 3.2

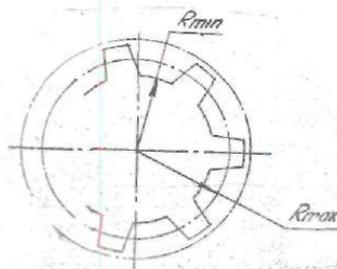


Рисунок 3.3

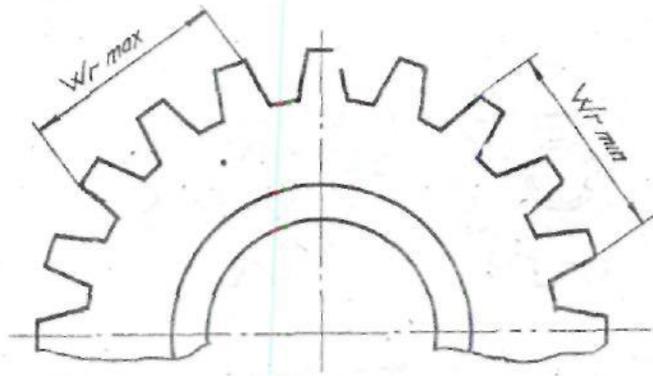


Рисунок 3.4

1. Найбільша місцева кінематична похибка зубчастого колеса  $f_{ir}$  — це подвоєна амплітуда складової кінематичної похибки (найбільша різниця між сусідніми граничними значеннями похибок зубчастого колеса, рисунок 3.5).

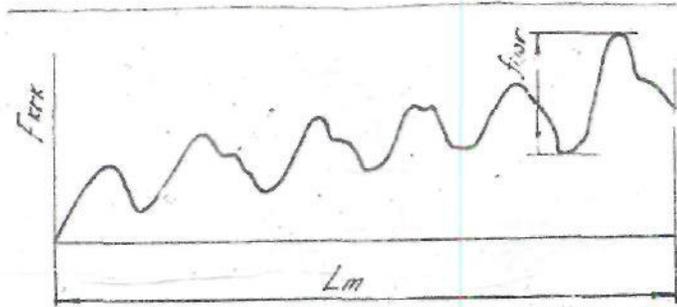


Рисунок 3.5

2. Похибка профілю зуба  $f_{fr}$  — це відстань між дотичними до профілю.

Похибка профілю зменшує поверхню контакту зубів і погіршує плавність роботи (рисунок 3.6).



Рисунок 3.6

3. Похибка кроку  $f_{pr}$  — це різниця між дійсним і номінальним кроками (рисунок 3.7)

$$f_{pr} = P_A - P_H$$

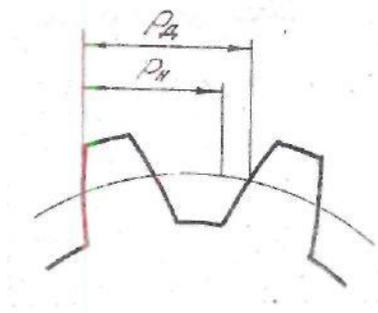


Рисунок 3.7

На всі параметри норм плавності передбачені допуски.

Допуски  $f_i, f_f, f_p$  тощо наведені в таблицях.

**Норми контакту зубів.** Контакт зубів у передачі визначає довговічність, Якість контакту може характеризуватись плямою контакту, похибкою напряду зуба, непаралельністю осей і їх перекосом.

1. Сумарна пляма контакту — це частина активної бокової поверхні зуба колеса, на якій розміщуються сліди прилягання його до зубів парного колеса. На зуби парного колеса попередньо наносять фарбу. Пляма контакту визначається відносними розмірами — у відсотках (рисунок 3.8).

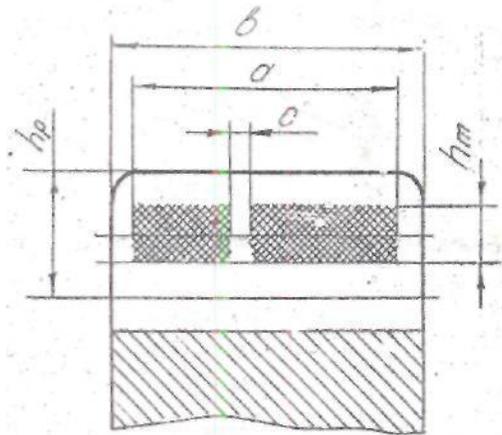


Рисунок 3.8

2. Похибки напряду зуба — відстань за нормами між двома ближчими номінальними ділильними лініями зуба, між якими розміщена дійсна ділильна лінія зуба (рисунок 3.9).

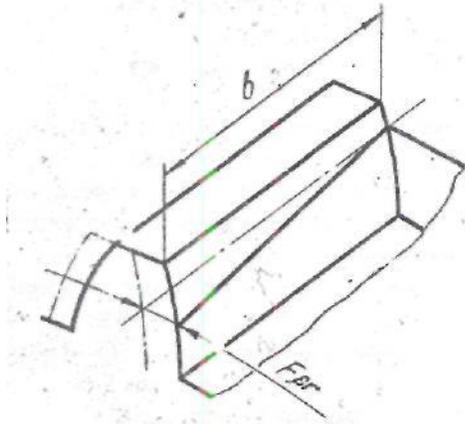


Рисунок 3.9

3. Відхиленням від паралельності осей  $f_{xr}$  - називається відхилення від паралельності проєкцій робочих осей зубчастих коліс в передачі на площину, в якій лежить одна із осей і точки другої осі в середній площині передачі (рис 3.10,а). Середня площа— це площа, що проходить через середину робочої ширини вінця:

$$f_{xr} = a_1 - a_2 \quad (3.6)$$

4. Перекос осей  $f_{yr}$  — відхилення від паралельності проєкцій робочих осей зубчастих коліс в передачі на площину, паралельну одній із осей і перпендикулярну до площини, в якій лежить ця вісь, і точка перетину другої осі.

Середня площа передачі (рисунк 3.10, б)

$$f_{yr} = a_1 + a_2 \quad (3.7)$$

**Види спряжень зубів коліс.** З метою запобігання заклинюванню при перегріві передачі, забезпечення умов змащування і обмеження мертвого ходу при реверсуванні у передачі повинен бути боковий зазор  $j_n$  (між неробочими профілями зубів спряжених коліс). Передбачено шість видів спряжень, які визначають різні значення  $j_{n\min}$  (рисунк 3.11). Кожний вид спряження має умовну назву, символ і передбачає різні значення зазору, а саме: вид *A* — збільшений; *B* - нормальний; *C* — зменшений; *D*— малий; *E*— особливо малий; *H*—нульовий (рисунк 3.12).

У результаті збільшення температури при роботі в передачі розміри коліс збільшуються, а боковий зазор зменшується. Необхідний для компенсації температурних деформацій і розміщення мастильного матеріалу боковий зазор

$$j_{n\min} = V + a_w (\alpha_1 \Delta t_1^0 - \alpha_2 \Delta t_2^0) 2 \sin \alpha \quad (3.8)$$

де  $V$ —товщина шару мастила між зубами;

$a_w$  - міжосьова відстань;

$\alpha_1, \alpha_2$  — температурні коефіцієнти лінійного розширення матеріалу відповідно коліс і корпусу;

$\Delta t_1^0, \Delta t_2^0$  — відхилення температур коліс і корпусу від 20°C;

$\alpha$  — кут профілю вихідного контура.

Боковий зазор, що забезпечує нормальні умови змащування, орієнтовно приймають в межах від 0,01  $m_n$  (для тихохідних кінематичних передач) до 0,03  $m_n$  (для високошвидкісних передач), де

$m_n$  — нормальний модуль.

На боковий зазор встановлено допуск  $T_{jn}$ , який визначається різницею між найбільшим і найменшим зазорами. На нього встановлено вісім видів допуску

$$T_{jn} : x, y, z, a, b, c, d, h.$$

Принципи побудови системи допусків для зубчастих конічних передач за ГОСТ 1758-81 аналогічні принципам побудови системи для циліндричних передач

Позначення параметрів точності. Приклади позначення зубчастих коліс і передач:

7-В ГОСТ 1643-81 -циліндрична передача 7-ї степені точності з видом спряження *B* видом допуску бокового зазора *b*.

8-7-6-Ва ГОСТ 1643-81 — циліндрична зубчаста передача 8-ї степені точності за нормами кінематичної точності, 7-ї — за нормами планості, 6-ї—за нормами контакту зубів, з видом спряження *B*, видом допуску бокового зазора *a*.

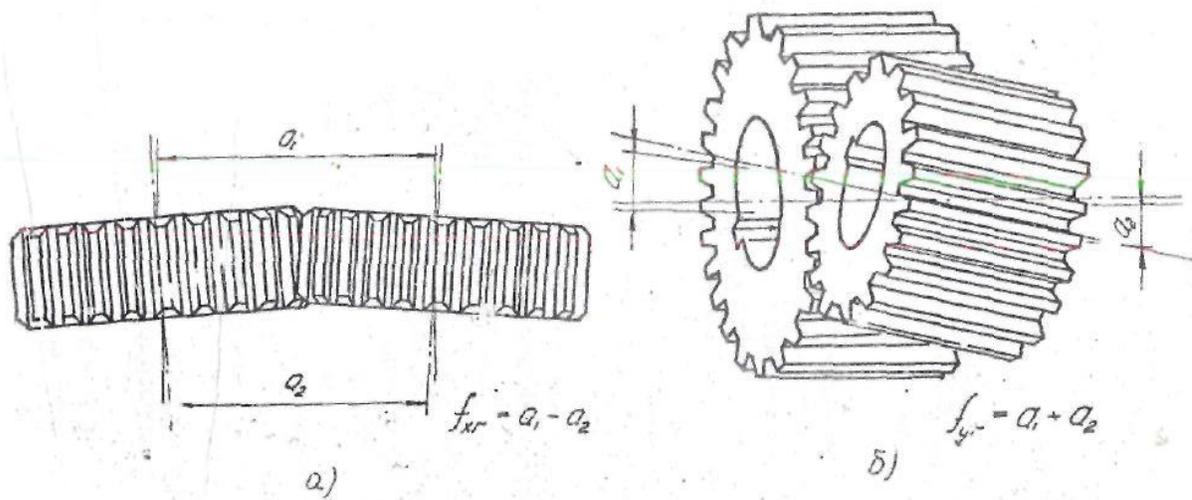


Рисунок 3.10

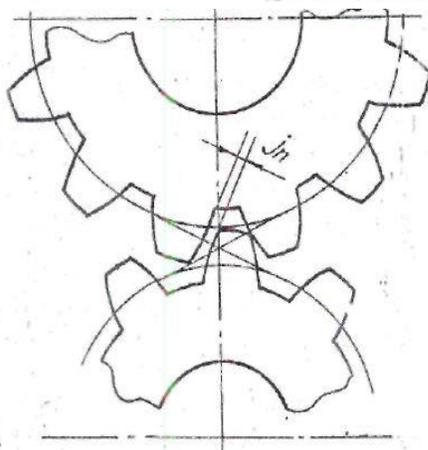


Рисунок 3.11

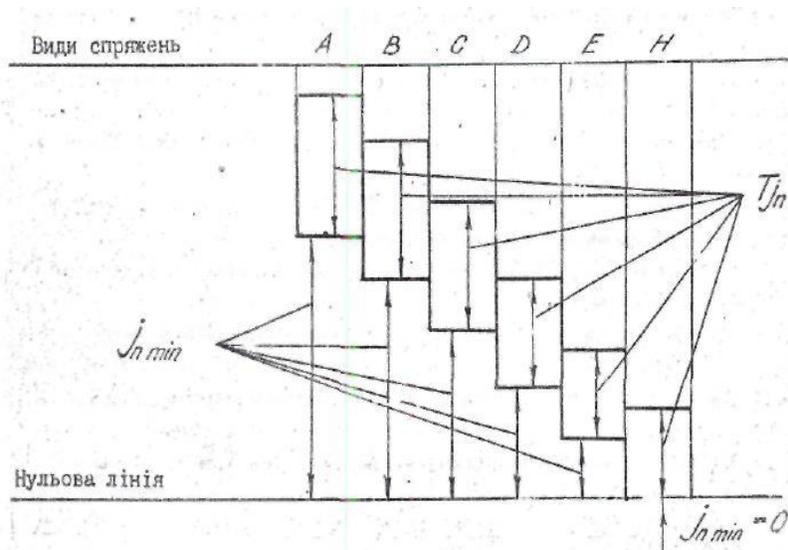


Рисунок 3.12

### Завдання 10

Умова задачі

Для циліндричної зубчатої передачі 6-7-6-Вс ГОСТ 1643-81 з такими вихідними даними:  $Z_1 = Z_2 = 70$ ; модуль  $m=3,0\text{мм}$ ;  $\beta = 0$ ; коефіцієнт зміщення вихідного контура  $X=0$ ; кут зачеплення в передачі  $\alpha = 20^\circ$  (кут нахилу  $\beta=0$ ) потрібно:

- розшифрувати умовне позначення зубчатих коліс відповідно до ГОСТ 1643-81;
- визначити довжину загальної нормалі і її точність для контролю взаємного розташування різноіменних профілів зубів коліс.

Задана прямозуба циліндрична передача

1. Умовне позначення зубчатої передачі 6-7-6-Вс ГОСТ 1643-81 означає, що для неї задана, відповідно до ГОСТ 1643-81:

- 6-та степінь для норм кінематичної точності;
- 7-ма степінь для норм плавності роботи;
- 6-та степінь для норм повноти контакту зубів;
- В – вид спряження, якому відповідає вид допуску – с.

2. Довжину загальної нормалі  $W$  можна визначити розрахунком [4, ч.2, с.360-362].

Спочатку обчислюється число зубів, які будуть охоплюватися при вимірюванні або контролі на довжині загальної нормалі. Якщо коефіцієнт зміщення вихідного контура  $X=0$ ,  $\beta = 0$ ,  $\alpha = 20^\circ$ , то число зубів, охоплюване при вимірюванні визначається за формулою:

$$Z = \frac{Z}{9} + 0,5.$$

Значення  $Z_n$  округлюється до ближчого цілого числа.

Для  $Z_1 = Z_2 = 70$ ;

$$Z_n = \frac{70}{9} + 0,5 = 8,27$$

Заокруглення дає  $Z_n = 8$ . Для прямозубих коліс без зміщення ( $X=0$ ,  $\beta = 0$ ) довжина загальної нормалі дорівнює:

$$W = W_1 \cdot m,$$

де  $W_1$  - значення довжини загальної нормалі при модулі  $m=1\text{мм}$  [4, ч.2, с.360-361];

при  $m = 3,0$ ,  $Z_n = 8$ ;  $W_1 = 23,12134\text{мм}$ ;  $W = 23,12134 \cdot 3,0 = 69,364\text{ мм}$ , (округлено до 0,001 мм).

3.Точність довжини загальної нормалі  $W$  регламентується найменшим відхиленням  $E_{Wms}$  (верхнім відхиленням) та її допуском  $T_{Wm}$  в стандарті ГОСТ 1643-81. Ці величини задаються нормами бокового зазору в передачі 6-7-6-Вс..

Для визначення  $E_{Wms}$  необхідно до складової I, величина якої залежить від величини ділильного діаметра  $d=m \cdot Z$  та виду спряження, додати складову II, величина якої залежить від допуску радіального биття зубчатого вінця, регламентованого нормами кінематичної точності 6-ї степені:

-ділильний діаметр колеса  $d=m \cdot Z = 3,0 \cdot 70 = 210\text{мм}$ ;

-допуск радіального биття вінця колеса в нормах кінематичної ності 6-ї степені  $F_r = 0,036\text{ мм}$  (ГОСТ 1643-81);

-найменше (верхнє) відхилення довжини загальної нормалі складова I -  $E_{WmsI} = 0,14\text{ мм}$ , складоваII -  $E_{WmsII} = 0,009\text{ мм}$  (ГОСТ 1643-81);

-допуск на середню довжину загальної нормалі  $T_{Wm} = 0,05\text{мм}$  (ГОСТ 1643-81).

Граничні відхилення середньої довжини загальної нормалі для коліс із зовнішніми зубами задаються "в мінус" від номінала.

Отже, верхнє відхилення середньої довжини загальної нормалі

$$E_{Wms} = -(E_{WmsI} + E_{WmsII}) = -(0,14 + 0,009) = -0,149\text{ мм}$$

Нижнє відхилення середньої довжини загальної нормалі

$$E_{Wmi} = -( |E_{Wms}| + T_{Wm} ) = - ( |-0,149| + 0,05 ) = - 0,199\text{ мм}.$$

Таким чином, на кресленні колеса в другій частині таблиці параметрів зубчатого вінця повинно бути проставлено для контролю довжини загальної нормалі:

$$W = 69,364 \begin{matrix} -0,149 \\ -0,159 \end{matrix}$$