

### Висновки

Застосування цього методу реалізації ШІМ не призводить до суттєвих спотворень форми модульованого сигналу, тому є доцільним застосовувати його у системах керування на однокристальних МЕОМ.

Наведені в роботі графіки дозволяють правильно вибрати величину мікроперіоду  $\Delta T$  для забезпечення заданих похибок форми, часу та коефіцієнта нелінійних спотворень.

1. Михайлов О.П. *Автоматизированный электропривод станков и промышленных роботов: Учебник для вузов.* – М.: Машиностроение, 1990. – 304 с. 2. Стрепко І.Т., Тимченко О.В., Дурняк Б.В. *Проектування систем керування на однокристальних мікроЕОМ.* – К.: Фенікс. – 1998. – 285 с.

УДК 621.833:621.7

Е.М. Гуліда, А.М. Жаровський

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра технології машинобудування

## ВПЛИВ ТОЧНОСТІ ВИГОТОВЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ НА СТУПІНЬ ТОЧНОСТІ ЗУБЧАСТОГО КОЛЕСА

© Гуліда Е.М., Жаровський А.М., 2003

**Розглянуто вплив похибок, що виникають при виготовленні деталей зубчастої передачі на її кінцеву точність і на ступінь точності виготовлення зубчастих коліс. Результати теоретичних досліджень показали, що для забезпечення заданого ступеня точності зубчастої передачі необхідно зубчасті колеса виготовлювати точніше на один ступінь і відповідно підвищувати на один квалітет точності точність всіх інших складових елементів передачі.**

**Considered fault influence arising attached to making of details of gear on her final exactness and on making exactness degree of gear. The Results of theoretical researches showed that for guaranteeing of thrashed exactness degree of transmission necessary gears produce more exact on one degree and accordingly to raise on one qualitet exactness of all of other composing transmission elements.**

**Сучасний стан проблеми.** Під час виготовлення деталей зубчастої передачі та її складання виникають похибки. Вони визначають ступінь точності готової передачі, яка, згідно з ГОСТом 1643–81, характеризується відповідними показниками точності (кінематичної, контакту зубців у передачі, плавності роботи). Також, незалежно від ступеня точності, потрібно забезпечити потрібний вид спряження в передачі. У машинобудуванні найпоширенішими циліндричними зубчастими передачами є передачі 6 – 8 ступеня точності згідно з ГОСТом 1643–81. Встановлено, що для забезпечення вказаних ступенів точності зубчастої передачі необхідно зубчасті колеса виготовляти на один ступінь точніше [1]. Але це питання розглядалося тільки для редукторів загального призначення, у яких зубчасті колеса не мають переміщення вздовж вала, тобто колеса закріплені нерухомо. У цьому випадку кількість складових елементів (деталей) в передачі набагато менша, ніж у

передач загального призначення з пересувними колесами. Відомо, що кожний елемент зубчастої передачі впливає на кінцеву точність виготовлення зубчастих коліс [2], тобто зменшує точність передачі загалом.

### Мета роботи

Встановити вплив точності виготовлення елементів зубчастої передачі на ступінь точності зубчастих коліс і передачі загалом.

**Вплив точності складових елементів зубчастої передачі на ступінь точності коліс.** Розглянемо найпоширенішу схему зубчастої передачі, у якій міжосьова відстань передачі збігається з напрямом осі  $Y$  прямокутної системи координат (рис. 1).

Для повної характеристики та визначення ступеня точності циліндричної зубчастої передачі необхідно, в загальному випадку, розрахувати п'ять розмірних ланцюгів: два – на відстань між осями обертання зубчастих коліс по двох координатах ( $Y, Z$ ) для визначення додаткового радіального биття коліс ( $F'_{\text{пр}}$ ) та кутової похибки колеса ( $\Delta\varphi_{yz}$ ), два – на паралельність осей обертання в двох площинах та один ланцюг для визначення величини додаткового осьового биття зубчастих коліс ( $F'_{\text{рхнр}}$ ) та кутової похибки ( $\Delta\varphi_{x1}$ ) [1].

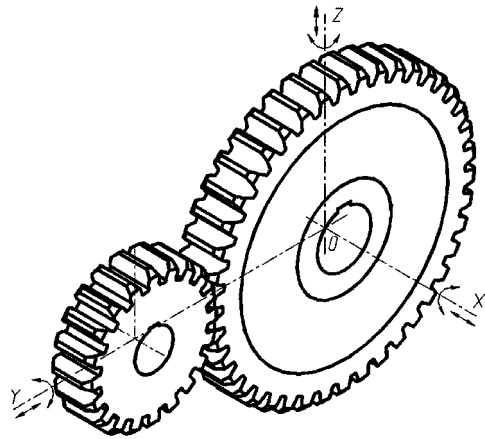


Рис. 1. Схема зубчастої передачі в прямокутній системі координат

Розміщення точки, осі чи площини одного колеса відносно точки, осі чи площини другого колеса визначаються кількістю ступенів вільності її переміщення в напрямку координатних осей та повороту навколо них. Кожний ступінь вільності вказує на необхідність складання та розрахунку відповідного розмірного ланцюга.

**Розмірний ланцюг, що визначає точність зубчастої передачі в напрямку координатної осі  $Y$ .** При складанні розмірного ланцюга використовуємо зубчасту передачу, конструкція якої схематично зображена на рис. 2. Шліцевий вал з пересувним блоком зубчастих коліс обертається в підшипниках, встановлених у втулки. Втулки встановлені в посадкових отворах 3-ї та 4-ї опор корпусу. Ведені зубчасті колеса напресовані на шийки вала, встановленого на підшипниках кочення в отворах втулок 1-ї та 2-ї опор корпусу.

Розрахунковий ланцюг Б (рис. 3) визначає точність розміщення точок контакту зубців у передачі, тобто зміну міжосьової відстані в напрямку координатної осі  $Y$ .

Цей ланцюг (рис. 3) складається з таких ланок:

Б<sub>1</sub> – зміщення осей доріжок кочення та зовнішнього циліндра зовнішнього кільця підшипника першої опори;

Б<sub>2</sub> – зміщення осей зовнішнього та внутрішнього циліндрів втулки першої опори;

Б<sub>3</sub> – радіальне биття посадкового місця під зубчасте колесо відносно зовнішніх циліндрів опорних шийок вала;

Б<sub>4</sub> – те ж, що й Б<sub>2</sub>, другої опори;

Б<sub>5</sub> – те ж, що й Б<sub>1</sub>, другої опори;

Б<sub>6</sub> – відстань між осями отворів у корпусі;

Б<sub>7</sub> – те ж, що й Б<sub>1</sub>, третьої опори;

Б<sub>8</sub> – те ж, що й Б<sub>2</sub>, третьої опори;

Б<sub>9</sub> – зазор в шліцах;

Б<sub>10</sub> – радіальне биття шліців відносно зовнішніх циліндрів опорних шийок вала;  
 Б<sub>11</sub> – те ж, що й Б<sub>2</sub>, четвертої опори;  
 Б<sub>12</sub> – те ж, що й Б<sub>1</sub>, четвертої опори.

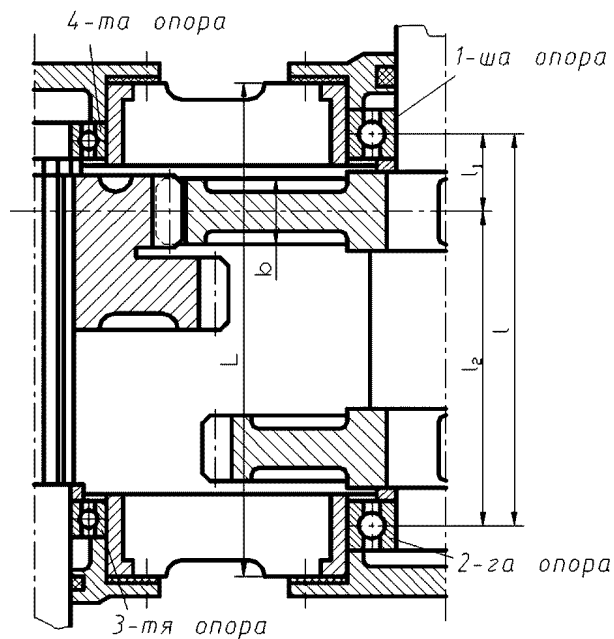


Рис. 2. Конструкція зубчастієї передачі

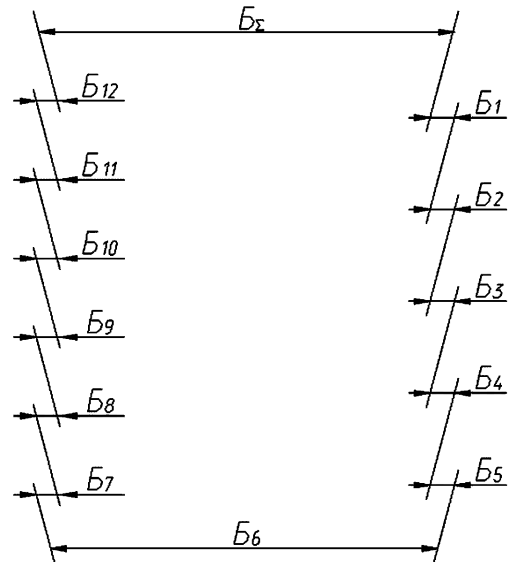


Рис. 3. Схема розмірного ланцюга зубчастієї передачі

Передатні відношення ланок розмірного ланцюга Б<sub>1</sub>...Б<sub>12</sub> (рис. 2) мають такі значення:

$$A_1 = A_2 = A_3 = A_9 = A_{10} = A_{11} = A_{12} = \frac{1_2}{1}; \quad A_4 = A_5 = A_7 = A_8 = -\frac{1_1}{1}; \quad A_6 = 1,0.$$

Рівняння розмірного ланцюга з урахуванням рекомендацій [2] буде

$$B_{\Sigma} = \frac{1_2}{1}(B_1 + B_2 + B_3 + B_9 + B_{10} + B_{11} + B_{12}) - \frac{1_1}{1}(B_4 + B_5 + B_7 + B_8) + B_6. \quad (1)$$

Похибки ланок Б<sub>1</sub>, Б<sub>5</sub>, Б<sub>7</sub>, Б<sub>12</sub> є заданими – це похибки підшипників кочення. Усі складові ланки, окрім Б<sub>6</sub>, можна подати у вигляді векторів.

Якщо прийняти допуски на биття підшипників такими, що дорівнюють Т<sub>п</sub>, на втулки Т<sub>вт</sub>, на вал Т<sub>в</sub>, на зазор та радіальне биття шліців відповідно Т<sub>шз</sub> та Т<sub>шр</sub>, а на міжцентрову відстань між осями отворів у корпусі Т<sub>к</sub>, то рівняння для визначення відхилення відстані між осями обертання коліс буде мати такий вигляд:

$$\Delta y = \frac{1}{2k_y} \sqrt{2 \left( \left( \frac{1_2}{1} \right)^2 - \left( \frac{1_1}{1} \right)^2 \right) (k_{\text{п}}^2 T_{\text{п}}^2 + k_{\text{вт}}^2 T_{\text{вт}}^2) + \left( \frac{1_2}{1} \right)^2 (k_{\text{в}}^2 T_{\text{в}}^2 + k_{\text{шз}}^3 T_{\text{шз}}^3 + k_{\text{шр}}^2 T_{\text{шр}}^2) + k_{\text{к}}^2 T_{\text{к}}^2}, \quad (2)$$

де  $k_{\text{п}}$ ,  $k_{\text{вт}}$ ,  $k_{\text{в}}$ ,  $k_{\text{шз}}$ ,  $k_{\text{шр}}$ ,  $k_{\text{к}}$  – коефіцієнти відносного розсіювання. При розрахунках, у випадку коли немає точних даних про закони розсіювання, можна приймати  $k_i^2 = 0,5 \dots 0,65$  [1]. У нашому випадку приймаємо  $k_i^2 = 0,6$ .

Коефіцієнт відносного розсіювання замикаючої ланки  $k_y$  визначаються за емпіричною залежністю [1]

$$k_y = 1 + \frac{0,55}{\sum_i |A_i| T_i} \left( \sqrt{\sum_i A_i^2 k_i^2 T_i^2} - \sqrt{\sum_i A_i^2 T_i^2} \right). \quad (3)$$

**Розмірний ланцюг, що визначає точність зубчастої передачі при переміщенні осей коліс у напрямку координатної осі Z** на величину  $\Delta z$  спричиняє зміну міжосьової відстані. Для складання рівняння розмірного ланцюга скористаємося рис. 3, на якому ланка Б<sub>6</sub> є в даному випадку зміщенням осей посадкових отворів корпусу в напрямку осі Z. Передатні відношення та рівняння розмірного ланцюга такі ж як і при визначенні  $\Delta y$ . Допуск на зміщення осей отворів корпусу в напрямку осі Z приймаємо таким, що дорівнює  $T_{kz}$ . Рівняння визначення похибки зміщення осей зубчастих коліс у напрямку осі Z

$$\Delta z = \frac{1}{2k_z} \sqrt{2 \left( \left( \frac{l_2}{1} \right)^2 - \left( \frac{l_1}{1} \right)^2 \right) (k_{\Pi}^2 T_{\Pi}^2 + k_{\text{ВТ}}^2 T_{\text{ВТ}}^2) + \left( \frac{l_2}{1} \right)^2 (k_{\text{В}}^2 T_{\text{В}}^2 + k_{\text{ШЗ}}^3 T_{\text{ШЗ}}^3 + k_{\text{ШР}}^2 T_{\text{ШР}}^2) + k_{\text{КЗ}}^2 T_{\text{КЗ}}^2}, \quad (4)$$

де  $k_z$  – коефіцієнт відносного розсіювання замикаючої ланки, який визначають залежністю, що і  $k_y$  [1].

**Поворот осей зубчастих коліс навколо осі Y** приводить до їх перекосу, величину якого визначаємо за залежністю

$$f_{yr} = \frac{1}{k_{f_{yr}}} \sqrt{k_{f_{ypr}}^2 f_{ypr}^2 + \frac{1}{2} \left( \frac{L}{1} \right)^2 (2k_{\Pi}^2 T_{\Pi}^2 + k_{\text{В}}^2 T_{\text{В}}^2 + k_{\text{ШЗ}}^2 T_{\text{ШЗ}}^2 + k_{\text{ШР}}^2 T_{\text{ШР}}^2 + 2k_{\text{ВТ}}^2 T_{\text{ВТ}}^2)}, \quad (5)$$

де  $f_{yr}$  – перекося осей зубчастих коліс на довжині  $L$ ;  $f_{ypr}$  – допуск на перекося осей отворів у корпусі на довжині  $L$ ;  $k_{f_{yr}}$  – коефіцієнт відносного розсіювання величини  $f_{yr}$ , знаходимо так само як і  $k_y$ .

**Поворот осей зубчастих коліс навколо осі Z** приводить до їх непаралельності, що визначається за залежністю

$$f_{xr} = \frac{1}{k_{f_{xr}}} \sqrt{k_{f_{xpr}}^2 f_{xpr}^2 + \frac{1}{2} \left( \frac{L}{1} \right)^2 (2k_{\Pi}^2 T_{\Pi}^2 + k_{\text{В}}^2 T_{\text{В}}^2 + k_{\text{ШЗ}}^2 T_{\text{ШЗ}}^2 + k_{\text{ШР}}^2 T_{\text{ШР}}^2 + 2k_{\text{ВТ}}^2 T_{\text{ВТ}}^2)}, \quad (6)$$

де  $f_{xr}$  – непаралельність осей зубчастих коліс на довжині  $L$ ;  $f_{xpr}$  – допуск на непаралельність осей отворів у корпусі на довжині  $L$ ;  $k_{f_{xr}}$  – коефіцієнт відносного розсіювання величини  $f_{xr}$ , визначається так само як і  $k_y$ .

Відхилення міжосьової відстані в передачі

$$f_{ar} = \sqrt{(a_w + \Delta y)^2 + \Delta z^2} + b \frac{f_{xr}}{L} - a_w, \quad (7)$$

де  $a_w$  – номінальне значення міжосьової відстані зубчастої передачі.

Радіальне биття зубчастого колеса буде визначатися за залежністю

$$F_{rr} = \sqrt{\left( \frac{2\sqrt{\Delta y^2 + \Delta z^2} + b \frac{f_{xr}}{L}}{1,2\sqrt{2}} \right)^2 + (F_{rr}'')^2}, \quad (8)$$

де  $F_{ГТ}''$  – радіальне биття зубчастого колеса зумовлене похибкою при зубообробленні. У зв'язку з тим, що радіальне биття підпорядковується нормальному закону розподілу, коефіцієнт відносного розсіювання дорівнює 1.

На основі наведених вище формул проводимо обчислення, враховуючи умови необхідності отримання зубчастої передачі 7-го ступеня точності. Відправні дані до розрахунку вибираємо за 7 квалітетом точності [3] та зводимо в табл. 1.

Таблиця 1

## Відправні дані до розрахунків

	Назва чинника	Модуль $m$ , мм	
		4	8
Розміри зубчастої передачі	Ділильний діаметр колеса $d_d$ , мм	168	336
	Ділильний діаметр шестерні, мм	80	160
	Міжосьова відстань $a_w$ , мм	124	248
	Посадковий діаметр колеса, мм	35	70
	Діаметр вершин шліців, мм	25	50
	Розміри передачі, мм		
	$l$	120	240
	$l_1$	24	48
	$l_2$	96	192
	Ширина зубчастого вінця $b$ , мм	20	50
	Ширина редуктора $L$ , мм	150	312
	Кількість зубів		
	– шестерні	20	20
– колеса	42	42	
Допуски згідно з ГОСТ 1643-81 та ГОСТ 25347-82	Допуск на посадковий діаметр вала $T_v$ , мкм	25	30
	Допуск на отвір колеса $T_o$ , мкм	25	30
	Допуск на міжцентрову відстань $T_k$ , мкм	45	63
	Допуск на зміщення осей в напр. осі $Z T_{kz}$ , мкм	35	50
	Допуск на радіальне биття підшипників $T_p$ , мкм	10	10
	Допуск на ексцентричність втулок $T_{вт}$ , мкм	30	40
	Зазор в шліцевому з'єднанні $T_{шз}$ , мкм	11	15
	Радіальне биття шліців $T_{шр}$ , мкм	11	15
	Допуск шліцевого отвору $C_{шот}$ , мкм	13	16
	Допуск на перекося осей в корпусі $f_{упр}$ , мкм	20	22
	Допуск на непаралельність осей в корпусі $f_{хпр}$ , мкм	22	25
	Додаткове радіальне биття $F_{ГТ}''$ , мкм	20	25

Результати обчислень за залежностями (1), (2), (4), (5), (7) і (8) записуємо в табл. 2.

Таблиця 2

## Результати обчислень

Назва чинника	Модуль $m$ , мм			
	4		8	
	Результат	Допуск згідно ГОСТ 1643-81	Результат	Допуск згідно ГОСТ 1643-81
Перекося осей зубчастих коліс $f_{ур}$ , мкм	5,7	5,6	9	8
Відхилення міжосьової відстані $f_{ат}$ , мкм	33,1	18	52,4	22
Радіальне биття зубчастого колеса $F_{ГТ}$ , мкм	50,5	40	64	63

На підставі результатів розрахунків можна зробити висновки, що для забезпечення сьомого ступеня точності зубчастої передачі, допуски на зубчасті колеса і складові елементи передачі повинні бути жорсткішими. Тому, для визначення дійсного ступеня точності зубчастого колеса і квалітету точності складових елементів, для розрахунків приймаємо допустимі відхилення, які наведені в табл. 3.

Таблиця 3

## Відправні дані до розрахунків

Допуски згідно з ГОСТ 1643-81 та ГОСТ 25347-82	Модуль $m$ , мм	
	4	8
Допуск на посадковий діаметр вала $T_b$ , мкм	16	19
Допуск на отвір колеса $T_o$ , мкм	16	19
Допуск на міжцентрову відстань $T_k$ , мкм	25	28
Допуск на зміщення осей в напр. осі $Z T_{kz}$ , мкм	20	25
Допуск на радіальне биття підшипників $T_n$ , мкм	10	10
Допуск на ексцентричність втулок $T_{vt}$ , мкм	19	25
Зазор в шліцевому з'єднанні $T_{sz}$ , мкм	7	9
Радіальне биття шліців $T_{sr}$ , мкм	7	9
Допуск шліцевого отвору $C_{шо}$ , мкм	8	10
Допуск на перекося осей в корпусі $f_{упр}$ , мкм	10	12
Допуск на непаралельність осей в корпусі $f_{хпр}$ , мкм	14	16
Додаткове радіальне биття $F_{rr}''$ , мкм	15	18

Результати обчислень за залежностями (1), (2), (4), (5), (7) і (8) записуємо в табл. 4.

Таблиця 4

## Результати обчислень

Назва чинника	Модуль $m$ , мм			
	4		8	
	Результат	Допуск згідно ГОСТ 1643-81	Результат	Допуск згідно ГОСТ 1643-81
Перекося осей зубчастих коліс $f_{ур}$ , мкм	3,6	5,6	5,1	8
Відхилення міжосьової відстані $f_{ар}$ , мкм	18	18	21,9	22
Радіальне биття зубчастого колеса $F_{rr}$ , мкм	29,6	40	35,7	63

## Висновки

Результати теоретичного аналізу розмірних ланцюгів циліндричної зубчастої передачі свідчать:

1. Для забезпечення заданого ступеня точності зубчастої передачі необхідно підвищувати ступінь точності зубчастого колеса і квалітет точності її складових елементів.

2. Встановлено, що для забезпечення сьомого ступеня точності зубчастої передачі необхідно зубчасті колеса виготовляти на один ступінь точніше, а інші елементи (деталі) передачі за 6 квалітетом точності.

3. Для впровадження отриманих висновків необхідно при розробленні технологічного процесу виготовлення зубчастої передачі впроваджувати певні заходи, які забезпечували б встановлений ступінь точності зубчастої передачі.

4. Доцільно продовжити роботу в напрямку удосконалення методики визначення необхідного ступеня точності зубчастих коліс і точності елементів всієї передачі з метою забезпечення встановленого ступеня точності зубчастої передачі загалом.

1. Гулида Э.Н. *Технология отделочных операций зубообработки цилиндрических колес*. – Львов: Вища школа, 1977. – 168 с. 2. Дунаев П.Ф. *Размерные цепи*. – М.: МашГИЗ, 1963. – 308 с. 3. Зенкин А.С., Петко И.В. *Допуски и посадки в машиностроении // Справочник*. – К.: Техника, 1981. – 256 с. 4. *Передачи зубчатые цилиндрические // ГОСТ 1643-81*. – М., ГОСКОМ СССР по стандартам, 1985. – 66 с.

УДК 621.787

О.Д. Клименко

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра технології машинобудування

## ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНО-ВІДЦЕНТРОВОГО ЗМІЦНЮВАЧА ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

© Клименко О.Д., 2003

**Застосовуючи електротензометрію та контрольно-вимірну апаратуру для зняття і опрацювання віброграм, досліджено характер змін сили деформування при вібраційно-відцентровому зміцненні зубчастих коліс силових передач. Експериментально встановлено, що сила деформування пропорційна масі та ексцентриситету обкатника зміцнювача та частоті його обкочувального руху і зростає при збільшенні цих конструктивних параметрів. Дані дослідження є підставою для вибору оптимальних, з погляду надійності в експлуатації, конструктивних параметрів вібраційно-відцентрових зміцнювачів зубчастих коліс.**

**Character of change of force of deformation is investigated at vibratory-centrifugal hardening. Thus it was used electric strain measurement and checking-measuring equipment the instrumentation for vibrograms removing and processing. It is experimentally established, that force of deformation is proportional to weight and eccentricity of an element of strengthening machine and its reeling movements frequency. Deformation force grows at increase of the specified construction data. Researches are the basis for a choice optimum, from the point of view of operational reliability, construction data of vibrating centrifugal strengthening machines for cogwheels.**

Загальновідомо, що здебільшого руйнування металевих деталей починається із їх поверхневих шарів, метал яких не тільки знаходиться на межі розділення фаз, а і сприймає переважно більшість експлуатаційних навантажень та зазнає, подекуди, шкідливого впливу навколишнього середовища. Яскравим підтвердженням цьому є зубчасті колеса, матеріал робочих поверхонь зубів яких в поверхневих шарах внаслідок взаємного тертя та контактних навантажень піддається інтенсивному зношуванню і контактному викришуванню. Це зумовило запровадження до технологічних процесів виготовлення зубчастих коліс відповідальних передач, зокрема силових, оздоблювально-викінчувальних операцій, метою