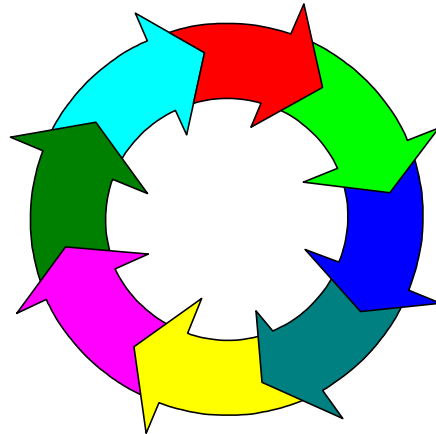


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ  
ІЗ КУРСУ “ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН”

для студентів машинобудівних спеціальностей

РОЗДІЛ: “СИНТЕЗ ЗУБЧАСТИХ ЗАЧЕПЛЕНЬ”



КИЇВ НТУУ “КПІ” 2009

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ  
ІЗ КУРСУ “ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН”

для студентів машинобудівних спеціальностей

РОЗДІЛ: “СИНТЕЗ ЗУБЧАСТИХ ЗАЧЕПЛЕНЬ”

*Затверджено Методичною радою НТУУ “КПІ”*

КИЇВ НТУУ “КПІ” 2009

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт із курсу “Теорія механізмів і машин” для студентів машинобудівних спеціальностей. Розділ “Синтез зубчастих зачеплень” / Укладачі: Кірієнко О.А., Овсієнко Л.Г. Київ, НТУУ “КПІ”. 2009. - 48 с.

*Гриф надано Методичною радою НТУУ “КПІ”  
(Протокол № 6 від 19.02.2009 р.)*

## Навчально-методичний посібник

### **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ ІЗ КУРСУ “ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН”**

для студентів машинобудівних спеціальностей

#### РОЗДІЛ: “СИНТЕЗ ЗУБЧАСТИХ ЗАЧЕПЛЕНЬ”

Укладачі:	Кірієнко Олена Анатоліївна, доцент, канд. техн. наук
	Овсієнко Лариса Григорівна, ст. викладач
Рецензенти:	Лукавенко В.П., доцент, канд. техн. наук
	Полешко О.П., доцент, канд. техн. наук
Відповідальний редактор:	Данильченко Ю.М., проф., докт. техн. наук

*Мета даних методичних вказівок* – допомогти студентам у вивченні розділу “Синтез зубчастих зачеплень” та практично реалізувати отримані знання при виконанні лабораторних робіт із цієї теми.

Методичні вказівки також допоможуть студентам у захисті цих лабораторних робіт, який відбувається у вигляді тестів, що містять по п'ять питань та декілька варіантів відповідей, з яких студент має вибрати одну правильну.

## 1. Основні відомості з теорії зачеплення

### *Основні поняття та задачі синтезу зубчастих зачеплень*

*Зубчасте зачеплення* – це вища кінематична пара, яка утворена послідовно взаємодіючими елементами двох ланок.

*Зубчаста передача* - це триланковий зубчастий механізм, який складено з двох зубчастих коліс і стояка.

Рухомими ланками зубчастого механізму є зубчасті колеса, які утворюють зі стояком *нижчу кінематичну пару*, а між собою – *вищу*.

Елементами цієї вищої кінематичної пари є *бокові поверхні зубців*.

Лінія перетину бокових поверхонь зубців із площиною, перпендикулярною до осі обертання колеса, називається *профілем зубця*.

Менше з двох коліс називається *шестірнею*, більше – *колесом*.

Шестірні присвоюється індекс 1, колесу – 2.

За формою колеса бувають *круглі, конічні та еліптичні*.

Задача синтезу зубчастого зачеплення *полягає в проектуванні елементів вищої кінематичної пари зубчастого зачеплення, тобто, профілів зубців, відповідно до заданих умов*.

*Умовами синтезу є:*

1. Положення осей обертання (паралельні, пересічні, перехресні).
2. Задане передаточне відношення.
3. Якісні показники зачеплення (коефіцієнти перекриття, відносного ковзання, питомого тиску).
4. Експлуатаційні умови (плавність і безшумність роботи, міцність, довговічність тощо).

Залежно від положення осей валів, між якими здійснюється передача обертового руху, зубчасті передачі поділяються на три типи:

- передачі циліндричними зубчастими колесами між паралельними валами;
- передачі конічними зубчастими колесами між валами, осі яких перетинаються;
- передачі гіперболоїдними зубчастими колесами між валами, осі яких перехрещуються.

Найпростішими та найпоширенішими є зубчасті передачі з *прямозубими циліндричними колесами*, у яких зубці розміщені паралельно вісі колеса, хоча вони і застосовуються при порівняно невеликих кутових швидкостях і не дуже великих навантаженнях.

*Передаточне відношення* – це відношення кутової швидкості ведучої ланки (шестірні) до кутової швидкості веденої ланки (колеса).

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

*Коефіцієнт перекриття*  $\varepsilon_\alpha$  показує скільки пар профілів зубців одночасно знаходяться в зачепленні. Характеризує плавність і безшумність роботи передачі. Значення  $\varepsilon_\alpha$  знаходиться в межах від 1,1 (необхідний мінімум) до 2,0 для прямозубих зубчастих передач. Визначення  $\varepsilon_\alpha$  здійснюється за формулами, наведеними в [4, с. 50].

*Коефіцієнти відносного ковзання*  $\lambda_{1,2}$  характеризують ступінь зношування бокових поверхонь зубців за рахунок наявності в зачепленні *тертя ковзання*. Значення  $\lambda_{1,2}$  розраховуються за формулами, наведеними в [4, с. 51]. У полюсі зачеплення коефіцієнти відносного ковзання дорівнюють нулю, отже, профілі перекочуються один по одному без ковзання.

*Коефіцієнт питомого тиску*  $\theta$  використовується при розрахунку зубчастих коліс на *контактну міцність*. Розраховується за формулами, наведеними в [4, с. 54].

### *Геометричні параметри зубчастого колеса*

Основні геометричні параметри зубчастих коліс розглянемо на прикладі циліндричних прямозубих зубчастих коліс (рис. 1).

Уся термінологія та визначення відповідають ГОСТ 16531-83.

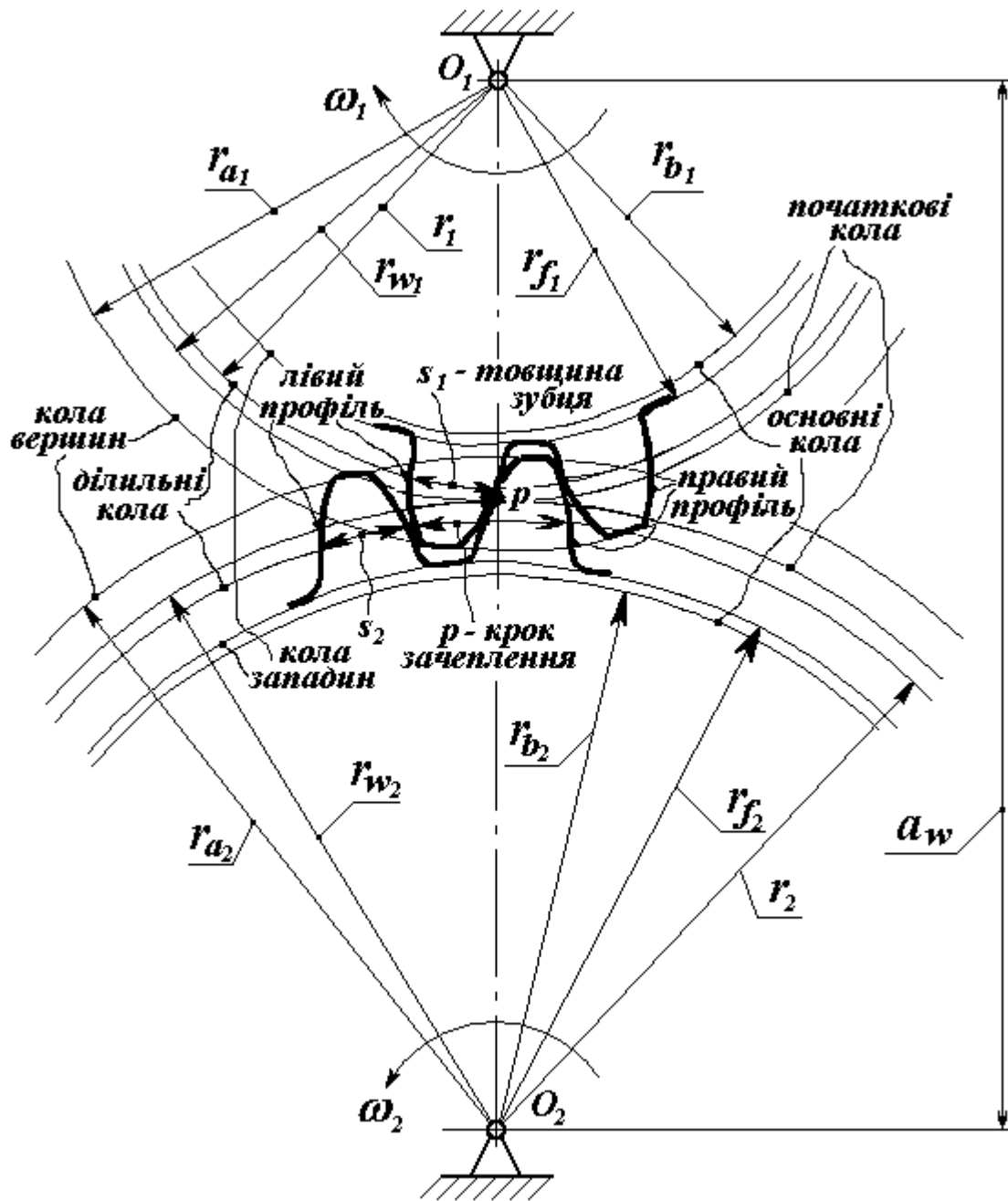


Рис. 1. Геометричні параметри зубчастого колеса

Міжосьова відстань  $a_w$  – це відстань між центрами обертання зубчастих коліс 1 і 2.

Ділильне коло - це базове коло, відносно якого визначаються геометричні параметри зубчастого колеса.  $r_{w_{1,2}}$  - радіуси ділильних кіл шестірні та колеса.

Основне коло - це геометричне місце центрів кривизни профілю зубця.  $r_{b_{1,2}}$  - радіуси основних кіл шестірні та колеса.

Крок зачеплення  $p$  - це відстань по ділильному колу між однойменними профілями сусідніх зубців.

Позначимо:  $p$  – крок зачеплення;  $z$  – число зубців колеса;  $d$  – діаметр ділильного кола. Тоді:

$$p \cdot z = \pi \cdot d - \text{довжина ділильного кола.}$$

Виразимо  $d$ :

$$d = \frac{p}{\pi} \cdot z.$$

$m$  - модуль зачеплення.

Модуль зачеплення  $m$  – це відношення кроку зачеплення до числа  $\pi$ .

$$m = \frac{p}{\pi}.$$

Це найважливіша характеристика зубчастих коліс. Модуль зачеплення вимірюється в міліметрах і є величиною стандартною (ГОСТ 9563-60).

Ділільне коло ділить зубець на дві частини: ділільну ніжку та ділільну головку.

Висота ділільної ніжки:

$$h_f = r - r_f.$$

Висота ділільної головки:

$$h_a = r_a - r.$$

Повна висота зубця:

$$h = h_f + h_a = r_a - r_f,$$

де  $r_a$ ,  $r_f$  - радіуси відповідно кіл вершин і западин.

### 1.3. Властивості евольвенти кола

Для побудови профілів зубців циліндричних зубчастих коліс, що використовуються в машинобудуванні, найперше застосовується евольвентний профіль.

Евольвентою кола називається крива, центри кривизни якої лежать на колі. Евольвента утворюється прямою (називається *твірною прямою*), яка перекочується без ковзання по колу (називається *основним колом*).

Побудова евольвенти кола докладно описана в [ 4, с. 42-43].

На рис. 2 показані основні параметри евольвенти кола.

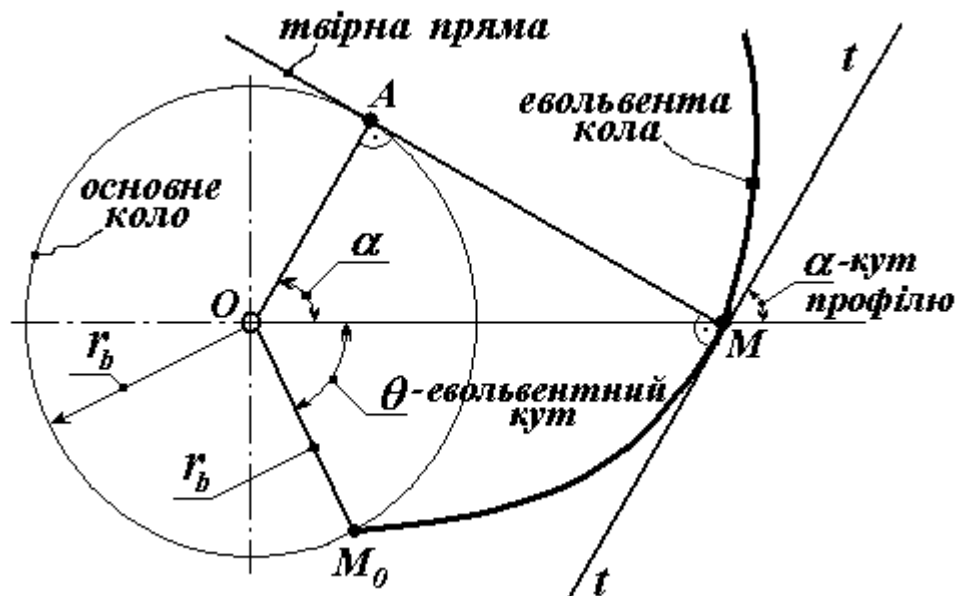


Рис. 2.

Евольвента кола та її параметри

Кут профілю  $\alpha$  - це гострий кут між дотичною до евольвенти в точці  $M$  і радіусом-вектором евольвенти  $OM$ .

Евольвентний кут  $\theta$  - це кут, утворений початковим радіусом-вектором евольвенти  $OM_0$  та її поточним радіусом  $OM$ .

Рівняння евольвенти в параметричній формі виходить з умови перекочування твірної прямої по основному колу:

$$\overline{AM} = \overset{\cup}{AM_0} \quad (1)$$

Умову (1) можна записати у вигляді:

$$\cancel{r_b} \cdot \cancel{tg\alpha} = \cancel{r_b} (\alpha + \theta) \quad (2)$$

Звідки:

$$\theta = \underbrace{tg\alpha - \alpha}_{inv \alpha}$$



Функція  $tg\alpha - \alpha$  називається *інволютою евольвенти* і позначається  $inv\alpha$ .

Отже:

$$\theta = inv\alpha \quad (3)$$

Радіус-вектор евольвенти  $R$  :

$$R = (OM) = \frac{r_b}{\cos \alpha} \quad (4)$$

Широке використання евольвенти при проектуванні профілів зубців пояснюється низкою важливих властивостей як самої евольвенти, так і евольвентного зачеплення.

*Властивості евольвенти:*

1. Дотична до основного кола є нормаллю до евольвенти в точці перетину з нею.
2. Точка дотику нормалі до евольвенти з основним колом є центром кривизни евольвенти.
3. Відстань по нормалі між еквідистантними (рівновіддаленими) евольвентами дорівнює довжині дуги основного кола між основами евольвент.
4. Із збільшенням радіуса основного кола  $r_b$  кривизна евольвенти зменшується і при  $r_b = \infty$  евольвента вироджується в пряму лінію.

#### *1.4. Властивості евольвентного зачеплення*

1. Профіль зубця другого колеса, спряжений із евольвентним профілем першого, є евольвентним.
2. Профіль зубця, спряжений із прямолінійним профілем другого елемента, який переміщується поступально, є евольвентним.
3. Евольвентне зачеплення допускає змінювання міжосьової відстані в межах, що не порушує умови:

$$\varepsilon_{\alpha} \geq 1,1.$$

4. Евольвентне зачеплення забезпечує передачу обертального руху зі сталим передаточним відношенням.

*Доповнення до четвертої умови:* при змінюванні міжосьової відстані передаточне відношення не змінюється, а змінюється величина радіусів початкових кіл і кут зачеплення.

## 2. Деякі відомості про методи виготовлення зубчастих коліс [2, с.389-394]

На рис. 3 наведена блок-схема, що показує існуючі основні методи виготовлення зубчастих коліс.

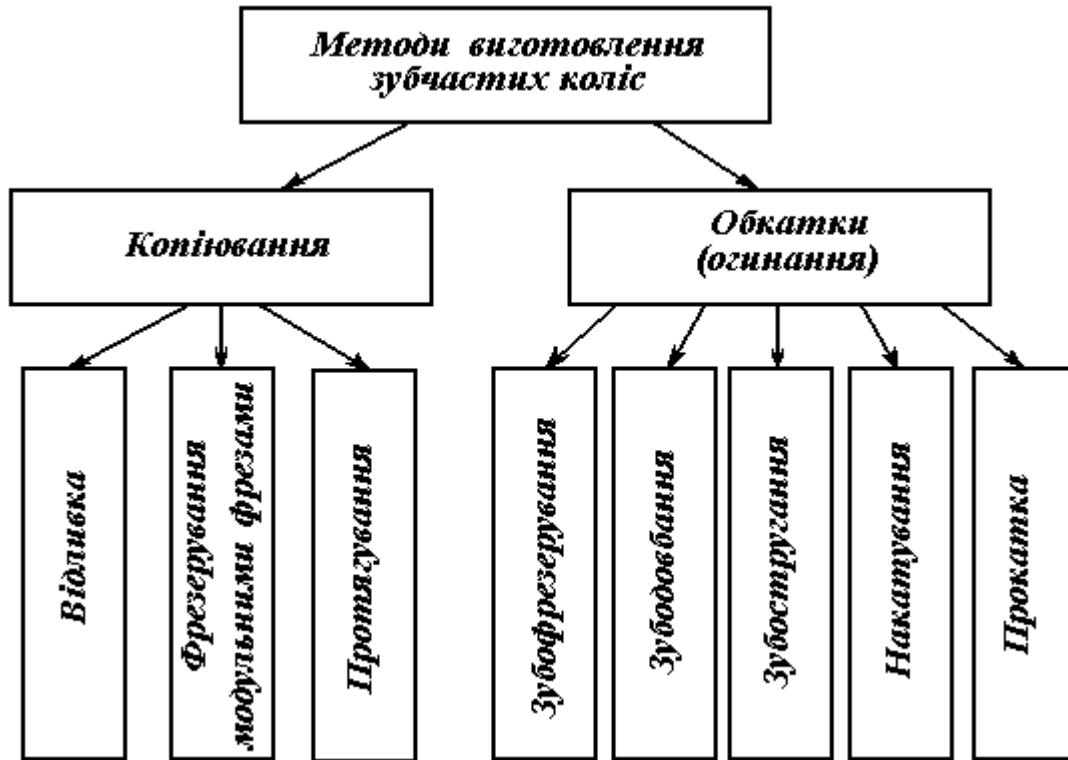


Рис. 3. Методи виготовлення зубчастих коліс

Існують два принципово різні методи виготовлення зубців коліс: *копіювання та обкатка (огинання)*.

### 2.1. Метод копіювання

При цьому методі зубчасті колеса нарізають інструментом, профіль якого точно збігається з профілем западин колеса, що нарізається, тобто профіль інструмента копіюється на колесі (див. рис. 4, а, б, в).

Інструментом може бути *модульна (пальцева або дискова) фреза*. Обертаючись, фреза пересувається вздовж зубця. За кожний хід фрези нарізається одна западина. Після цього заготовка повертається на кутовий крок  $\tau = \frac{2\pi}{z}$ . За допомогою цього методу можна нарізати прямозубі, косозубі та шевронні зубчасті колеса, для останніх заготовка в процесі нарізання повертається на відповідний кут.

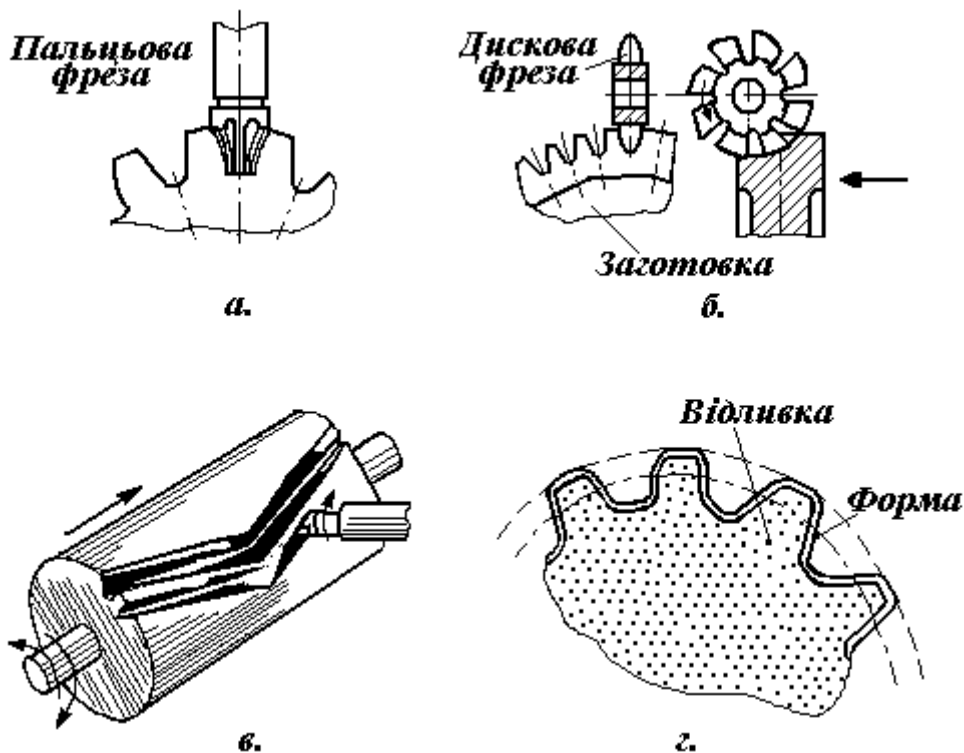


Рис. 4. Нарізання зубчастих коліс методом копіювання  
 а, б, в – фрезерування модульними фрезами; г - відливка

До методу копіювання відноситься і *метод відливки* (рис. 4, г), коли зубчасте колесо є “відображенням” внутрішньої частини форми, що виконана у вигляді майбутнього зубчастого колеса. Відливанням виготовляють колеса великих розмірів, хоча позитивним фактором є те, що метод відливки – *безвідхідний*.

*Основний недолік методу копіювання* полягає в тому, що різальний інструмент є фасонним, тобто має криволінійні різальні кромки, і при його виготовленні неминучі похибки, які передаються колесу, що нарізається. Крім цього, при використанні набору модульних фрез доводиться навмисно вносити ще й додаткові похибки за таких причин: діаметр основного кола, за евольвентою якого обкреслений профіль зубців, визначається модулем  $m$  і числом зубців  $z$ , що нарізується. Отже, для кожної комбінації  $m$  і  $z$  треба мати окрему фрезу. Однак, оскільки в стандарті більше ніж 50 модулів, а число зубців може перевищувати 100, то в універсальному комплекті повинно бути понад 5000 фрез.

Для скорочення номенклатури інструменту діапазон чисел  $z$  розбивають на інтервали і в межах кожного інтервалу використовують одну і ту ж саму фрезу для нарізання коліс із різними числами зубців.

Для кожного модуля комплект складається з 8-15 фрез.

Через низьку точність коліс і малу продуктивність процесу нарізання методом копіювання, він використовується переважно в індивідуальному та дрібносерійному виробництві для виготовлення малонавантажених і тихохідних передач.

*Недоліком* методу копіювання є також те, що для реалізації будь-якої зміни в геометрії зубців необхідно виготовляти спеціальний інструмент, що пов'язано зі значними трудовими та матеріальними затратами.

## 2.2. Метод обкатки (огинання)

При цьому методі в основу геометрії інструменту покладено так зване твірне колесо або рейку, бокові поверхні зубців яких мають різальні кромки.

При нарізанні зубців твірному колесу (інструменту) і колесу (заготовці), що нарізається, надаються відносні рухи, які б мали ці колеса, перебуваючи в зачепленні одне з одним. Зачеплення твірного колеса з оброблюваним колесом називається верстатним зачепленням.

На рис. 5, а показано нарізання зубців евольвентним твірним колесом (зуборізним довбачем). Довбач і заготовка здійснюють такі ж рухи, які б вони мали, знаходячись у зачепленні. Профіль зубця виходить як огинаюча всіх положень різальної кромки довбача.

Оскільки для будь-якого зубчастого колеса можна спроектувати спряжену з колесом зубчасту рейку, то замість інструмента-колеса може бути рейка, яка називається інструментальною рейкою або гребінкою (що впливає з однієї з властивостей евольвентного зачеплення (див п. 1.3)). У процесі нарізання рейка здійснює вздовж осі заготовки зворотно-поступальний рух (рис. 5,б). Заготовка має подвійний рух у горизонтальній площині: обертовий навколо своєї осі та поступальний вздовж рейки. Отже, заготовка здійснює рух колеса відносно рейки, і профілі зубців колеса одержують процесом обкатки. Весь процес здійснюється на спеціальних зубодовбальних верстатах.

На жаль, процес нарізування за допомогою рейки не є безперервним, що пояснюється обмеженою кількістю зубців самої рейки. Після того, як заготовка перекотилася по всій довжині рейки, процес обкатки припинається, заготовку повертають у вихідне положення і продовжують обкатку. Це зменшує точність і продуктивність зубонарізування.

Для безперервності процесу обкатки використовують так звані черв'ячні фрези (рис. 5, в). Зачеплення фрези з колесом, що нарізається, аналогічно зачепленню черв'яка з черв'ячним колесом, при цьому рухи фрези та заготовки такі, які б вони мали, перебуваючи в зачепленні.

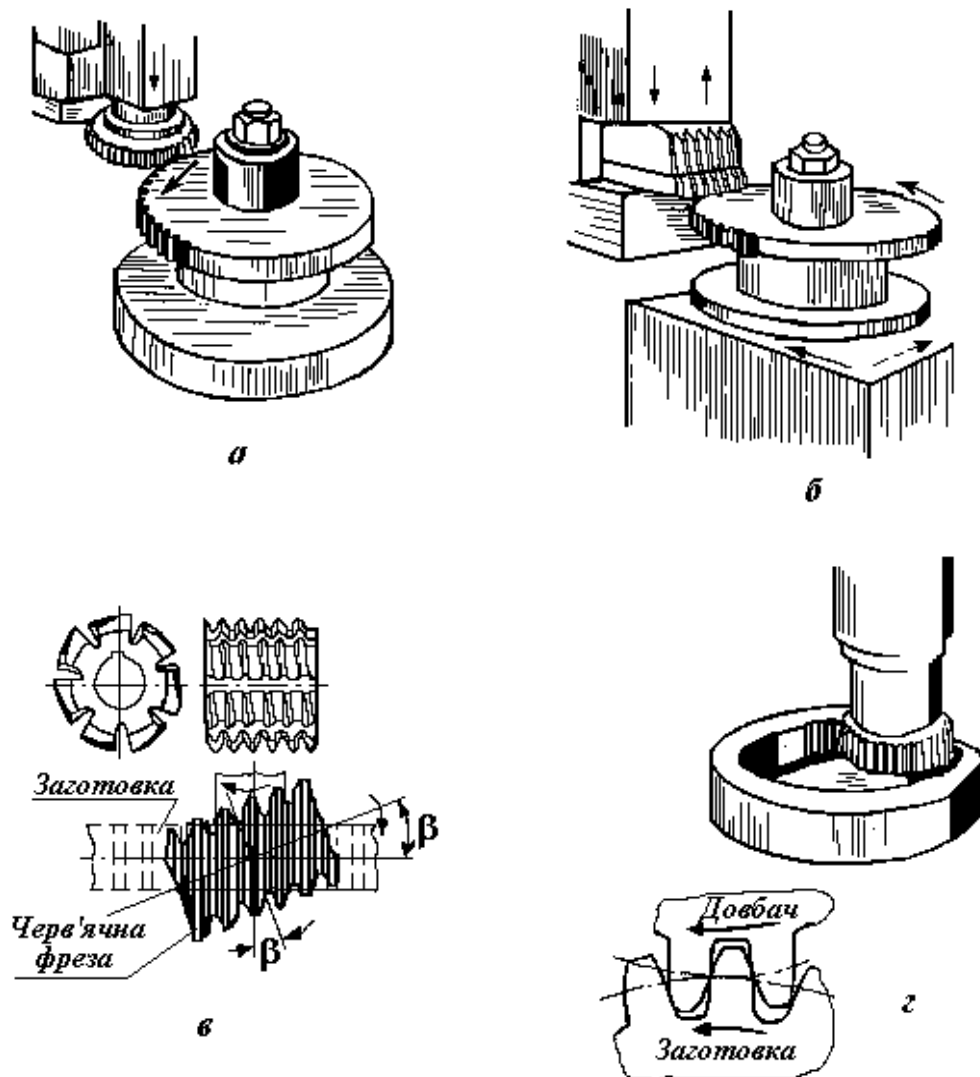


Рис. 5. Нарізування зубчастих коліс методом обкатки:  
 а, г – зуборізним довбачем; в. - черв'ячною фрезою; б.- гребінкою

Останніми роками поширився новий метод обкатки – накатка зубчастих коліс у холодному (для дрібномодульних коліс) або гарячому стані. Інструмент у вигляді зубчастого колеса та заготовка виконують такі ж рухи, які вони б мали, перебуваючи у зачепленні. Завдяки пластичній деформації інструмент формує на заготовці зубці евольвентного профілю.

При методі прокатки заготовка під тиском проходить через спеціальний отвір верстата у вигляді майбутнього зубчастого колеса.

Накатування та прокатка є безвідхідними методами.

Значною перевагою всіх методів обкатки є висока продуктивність, велика точність та незначна кількість інструменту. Одним інструментом (даного модуля) можна нарізати зубчасті колеса з будь-яким числом зубців. Метод обкатки використовують у масовому виробництві.

## **Побудова евольвентних профілів зубців методом обкатки**

*Мета роботи* – вивчити технологічний процес нарізування зубчастих коліс *методом обкатки*, придбати навички розрахунку та проектування профілю зубців, що не має *підрізу*, отримати експериментальні дані, які характеризують вплив зміщення вихідного твірного контуру на геометрію зубчастого колеса.

### **1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА**

Одним із найпоширеніших методів виготовлення зубчастих коліс є *метод обкатки (огинання)*.

При цьому методі інструмент, за допомогою якого виготовляють зубчасте колесо, виконується в формі зубчастого елемента, і на спеціальних зубовиробляючих верстатах заготовка зубчастого колеса та інструмент відтворюють такі ж рухи, які б мало готове зубчасте колесо з даним зубчастим елементом.

Цей метод є поширеним у масовому та великосерійному виробництві.

При нарізуванні зубчастого колеса методом обкатки профіль зубця формується як огинаюча положень профілю зубця інструменту в його русі відносно заготовки.

Колеса одного модулю та різного числа зубців можуть нарізатися одним і тим ж інструментом, що скорочує номенклатуру інструменту.

Для нарізування евольвентних профілів зубців найбільш поширеним є рейковий інструмент (інструмент у вигляді *зубчастої рейки*), так як профіль зубця зубчастої рейки являє собою пряму лінію (теоретичною основою цього є одна з властивостей евольвентного зубчастого зачеплення – див. п. 1.3).

На рис. 1.1. показано контур зубців рейки, який називається *вихідним*, тому що він є основою для визначення форм і розташування різальних кромок.

Профіль зубця різального інструменту відрізняється від вихідного контуру тим, що висота головки збільшена на радіальний зазор ( на рис. 1.1 це показано штриховою лінією), тому що головка зубця різального інструменту вирізає ніжку зубця в заготовці.

Цей контур називається *твірним*, тому що при русі різальних кромок він утворює твірну поверхню.

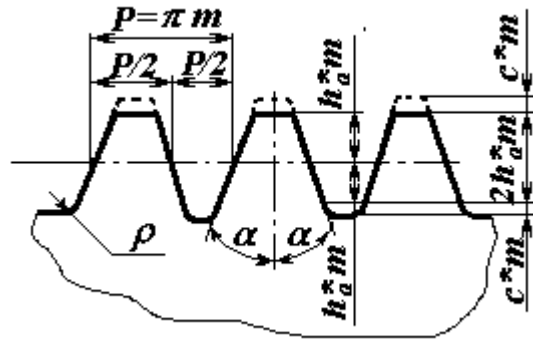


Рис. 1.1. Параметри вихідного контуру зубонарізної рейки

Модуль  $m$ , згідно з яким визначають розміри вихідного контуру, вибирають із стандартного ряду модулів зубців.

Пряма, по якій товщина зубця дорівнює ширині западини, називається *середньою лінією рейки*.

Параметри вихідного контуру зубчастої рейки за ГОСТ 13755-81 мають такі значення: кут профілю  $\alpha = 20^\circ$ , коефіцієнт висоти головки зубця  $h_a^* = 1,0$ , коефіцієнт радіального зазору  $c^* = 0,25$ , коефіцієнт глибини заходу зубців  $h_d^* = 2,0$ , радіус закруглення  $\rho = 0,4$ .

У деяких випадках можуть бути відхилення від стандартних значень кута  $\alpha$  і коефіцієнта  $h_a^*$ .

На рис. 1.2 схематично показано нарізування циліндричних зубчастих коліс на зубостругальних верстатах методом обкатки. При цьому зубчаста рейка рухається поступально у вертикальній площині, а заготовка зубчастого колеса обертається навколо нерухомої осі  $z$  та рухається поступально за стрілкою  $C$ .

Цей поступальний рух заготовки здійснюється під час холостого ходу рейки. Зв'язок між поступальним і обертальним переміщеннями визначається за формулою  $\Delta S = \Delta \varphi \cdot r$ . Після сходу заготовки з останнього зубця рейки, рух обкатки припиняється, заготовка без обертання відсувається назад під перший зубець, і процес знову повторюється.

Після обкатки інструментом усього кола заготовки, останній надається переміщення в радіальному напрямку до рейки (за стрілкою  $D$ ) для здійснення потрібної глибини нарізування.

У залежності від взаємного розташування зубчастої рейки та заготовки колеса, можуть бути виготовлені так звані *нульові*, *додатні* або *від'ємні* колеса, які потім використовуються для утворення різних видів зачеплень.

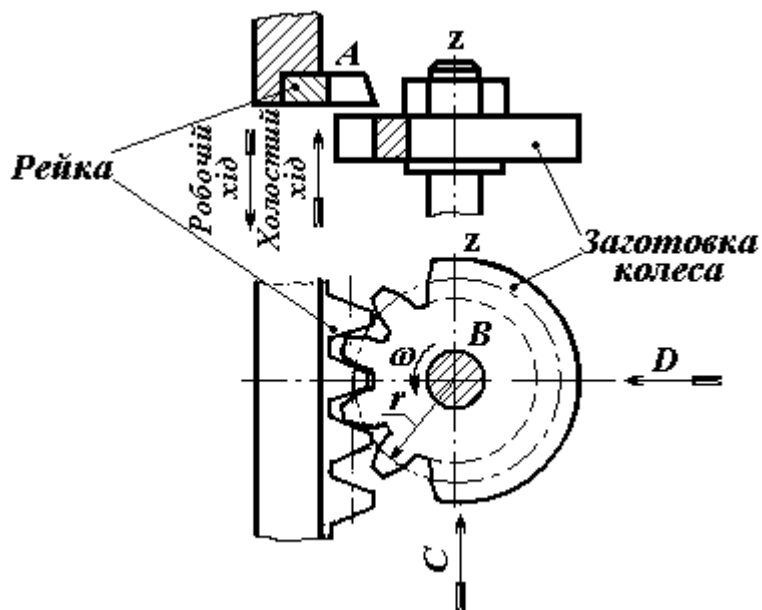


Рис. 1.2. Схема нарізування зубчастих коліс методом обкатки

На рис. 1.3 показано три різних варіанти нарізування зубців зубчастою рейкою, які відрізняються розташуванням твірного контуру та заготовки.

На рис. 1.3, а показано нарізування так званих *нульових коліс*, коли *середня лінія рейки є дотичною до ділільного кола заготовки*. При цьому *товщина зубця  $s$  по ділільному колу дорівнює ширині западини* (так само як і ширині западини рейки по її середній лінії).

$$s = 0,5\pi m.$$

Кількість зубців при нарізуванні нульових коліс не має бути менш ніж 17, інакше виникає так званий *підріз ніжки зубця* (рис.1.3, г), який є неприпустимим із двох причин.

*Перша причина:* при підрізуванні зубця зменшується його згинальна міцність (зменшується площа небезпечного перерізу).

*Друга причина:* за рахунок спотворення евольвентного профілю зубця зникає головна позитивна якість евольвентного зачеплення – *сталість передаточного відношення*.

Із метою усунення *підрізу* ніжки зубця при нарізуванні коліс із числом зубців менш ніж 17, зменшення зношування та підвищення *міцності* зубців застосовують так зване *коригування* (зміщення рейки відносно центру заготовки).



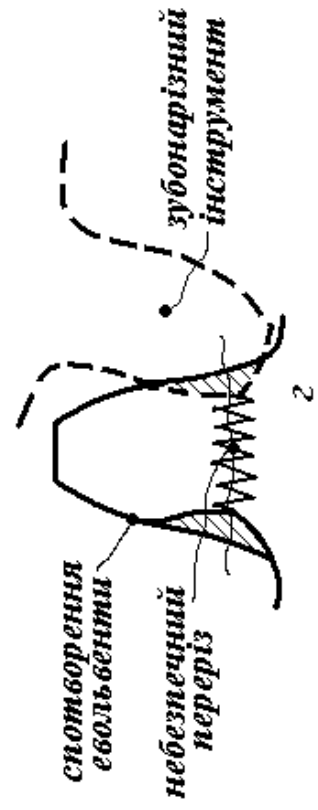
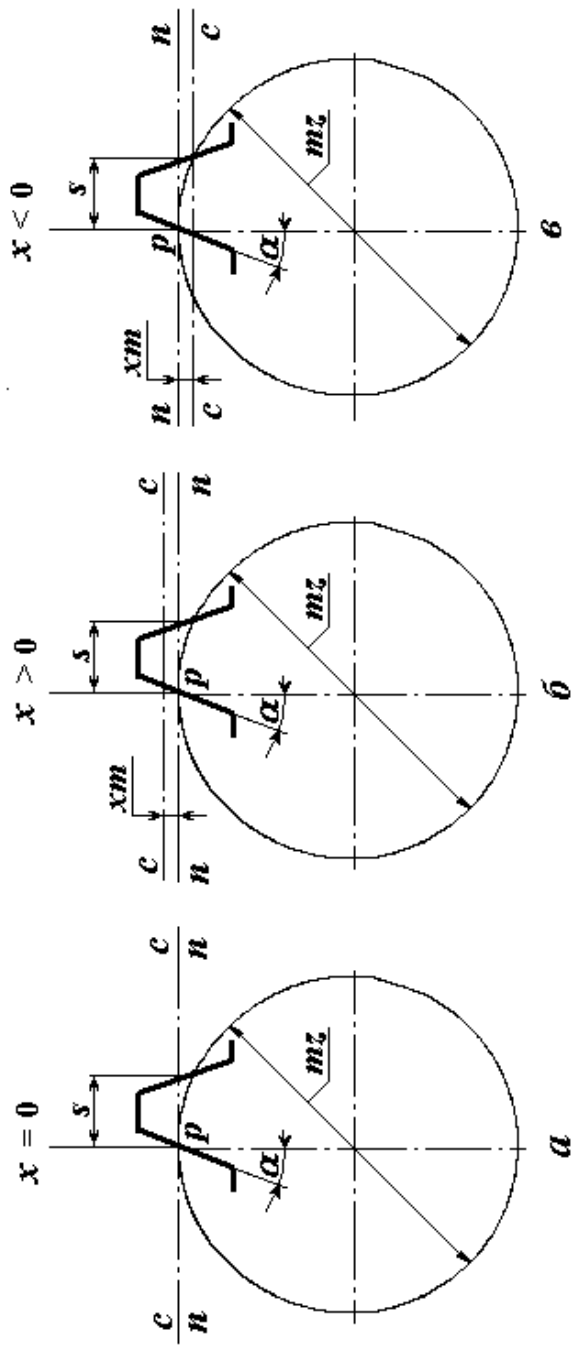


Рис. 1.3. Варіанти нарізування зубчастих коліс методом обкатки  
 а. – нульове колесо; б. – додатне колесо; в. – від’ємне колесо; г. – підріз зубця

Коефіцієнт зміщення рейки, необхідний для усунення підрізу, визначається за формулою:

$$x_i = \frac{17 - z_i}{17},$$

де  $z_i$  - число зубців, яке необхідно нарізати. *Індекси:*  $i = 1$  для шестірні та  $i = 2$  для колеса.

Абсолютна величина зміщення зубонарізної рейки визначається за формулою:

$$b = x_i \cdot m,$$

де  $m$  - модуль зачеплення, мм.

Якщо зубонарізну рейку зсунути на величину  $b$  від центра заготовки, то отримуємо так зване *додатне колесо*, характерною ознакою якого є те, що *ширина зубця* по ділильному колу *більш* ніж ширина западини (рис.1.3, б).

Ширина зубця додатного колеса розраховується за формулою:

$$s = 0,5m + 2x_i m \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

де  $\alpha = 20^\circ$  - кут профілю зубонарізної рейки.  $x_i > 0$ .

Якщо зубонарізну рейку наблизити на величину  $b$  до центра заготовки, то отримуємо так зване *від'ємне колесо*, характерною ознакою якого є те, що *ширина зубця* по ділильному колу *менш* ніж ширина западини (рис. 1.3, в).

Ширина зубця від'ємного колеса розраховується за формулою:

$$s = 0,5m - 2x_i m \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

тут враховано, що  $x_i < 0$ .

*Рівнозміщене зачеплення* – це зачеплення шестірні та колеса, які нарізані з рівними за абсолютною величиною, але протилежними за знаком зміщеннями. Причому шестірня має бути *додатною* ( $x_1 > 0$ ), тому що вона є ведучим колесом, має меншу кількість зубців та більшу частоту обертання, ніж колесо, отже, кожен зубець має більшу кількість циклів навантаження. Колесо є *від'ємним* ( $x_2 < 0$ ).

$$x_1 + x_2 = 0.$$

*Нерівнозміщене зачеплення* – це зачеплення нарізаних із різними за абсолютною величиною зміщеннями шестірні та колеса. Найчастіше обидва колеса є *додатними*, чим вирішується проблема міцності коліс.

При виконанні даної лабораторної роботи нульові, додатні та від'ємні профілі зубців накреслюють на лабораторному приладі ТММ-42, схема якого наведена на рис. 1.4.

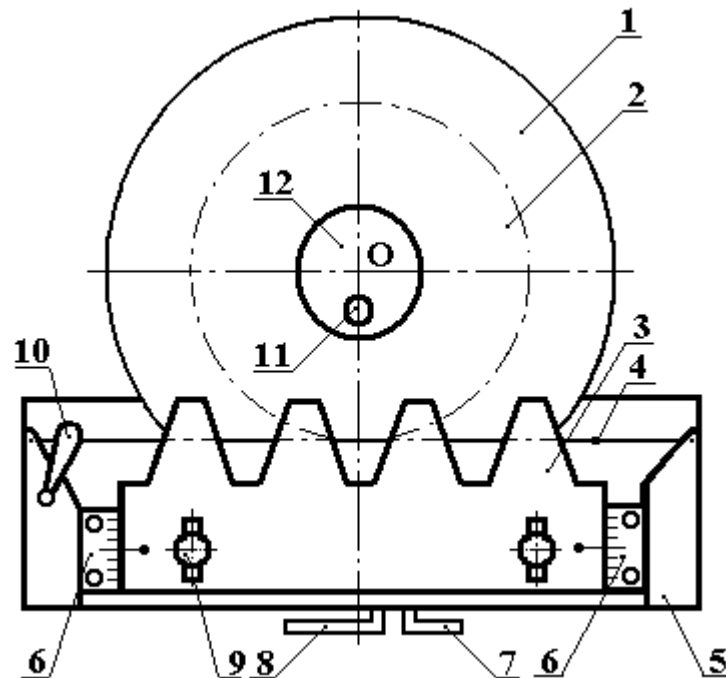


Рис. 1.4. Схема лабораторного приладу ТММ-42

## ***2. ОПИС ЛАБОРАТОРНОГО ПРИЛАДУ***

Прилад складається з диска та рейки, змонтованих на спільній панелі.

Диск складається з двох частин: верхньої частини 1, яка виконана з органічного скла та призначена для закріплення на ній паперової заготовки колеса, та нижньої металевої частини 2, діаметр якої дорівнює діаметру ділильного кола колеса. Обидва круги жорстко з'єднані між собою.

При накреслюванні зубців на заготовці диск приладу повертається навколо нерухомої осі  $O$ , а рейка переміщується поступально, при цьому ділильне коло заготовки перекочується без ковзання по середній лінії (ділильній прямій) рейки.

Кінематичним зв'язком, що забезпечує переміщення обох ланок, є струна 4, яка охоплює диск 2 ділильного кола та закріплена своїми кінцями на рейці.

Рейка 3 може рухатися поступально в напрямках 5.

Спільний рух рейки та диска здійснюється за допомогою храпового механізму, який приводиться до руху важелем 8. Натисканням на важіль 8

рейка робочою “собачкою” подається вліво на 4...5 мм; при звільненні важеля 8 рейка фіксується “собачкою”, що запирає її.

Натисканням на важіль 8 обидві “собачки” виводяться з зачеплення з гребінкою рейки, і остання може вільно рухатися від руки вліво та вправо. Крім того, рейка може переміщуватися до центра або від центра заготовки. Це переміщення відраховується за шкалою 6 та фіксується гвинтами 9.

Цим переміщенням рейку можна встановити таким чином, щоб будь-яка ділильна пряма рейки торкалася та перекочувалася без ковзання по ділильному колу 2.

На верхній площині рейки награвіровані:  $m$  – модуль зачеплення, мм;  $\alpha$  - кут профілю рейки,  $\alpha = 20^{\circ}$ ,  $d$  - діаметр ділильного кола, мм.

### 3. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ:

1. Поділити видане викладачем паперове кружало за допомогою транспортира на 3 рівні частини: для накреслювання *нульового*, *додатного* та *від'ємного* коліс.
2. Закріпити паперове кружало на диску 1 за допомогою кришки 12 та гвинта 11.

*Увага!* На диску 1 є спеціальні штифти для центрування кришки.

3. Змістити рейку в *крайнє праве положення*, звільнивши за допомогою важеля 8 храповий механізм рейки.
4. За допомогою важеля 10 (*повернути вліво*) звільнити диск 1 та прокрутити його таким чином, щоб початок сектору на паперовому кружалі збігався з *лівим зубцем* рейки. Після цього струну треба знов натягти за допомогою важеля 10 (*повернути вправо*).
5. Переконатися, що рейка знаходиться в положенні “*на нулі*”. Це відповідає нарізанню *нульового колеса*. Зсув рейки вверх і вниз здійснюється за допомогою гвинтів 9.
6. Олівцем (рекомендується, *кольоровим*) обводити *всі зубці рейки*, які знаходяться на даному секторі. Потім натисканням на педаль 7 пересувати рейку (разом з нею повертається й заготовка) на один крок. Так продовжувати доти, доки рейка не прийде в *крайнє ліве положення*, а на секторі не накресляться *два-три зубці* нульового колеса.

*Увага!* Поки один чи два студенти з бригади виконують профілювання зубців, інші члени бригади розраховують параметри, що

наведені в протоколі лабораторної роботи (див. *зразок*): крок зачеплення  $p$ , число зубців  $z$ , коефіцієнт зміщення  $x$ , абсолютну величину зміщення  $b$ , діаметри всіх кіл, товщину зубців  $s$ , та заносять їх у бланк протоколу.

7. Після розрахунку значення  $b$ , можна “нарізувати” *додатні* та *від’ємні* колеса. Звільнивши важелем 8 диск, знов прокрутити його таким чином, щоб сумістити початок нового сектора з лівим зубцем рейки. Рейка має знаходитися в крайньому правому положенні (див. п. 3).  
Для отримання *додатного* колеса рейку 3 слід змістити на розраховану величину  $b$  від *центра заготовки* за допомогою гвинтів 9. Далі повторити описане в п. 6.  
Для отримання *від’ємного* колеса рейку 3 слід зсунути на величину  $b$  до *центра заготовки* за допомогою гвинтів 9. Далі повторити описане в п. 6.
8. У результаті на паперовому кружалі будуть накреслені по 2-3 зубця *нульового*, *додатного* та *від’ємного* коліс.
9. Остаточно, на кружало наносяться за допомогою циркуля геометричні параметри коліс:
  - = ділильне коло (спільне для всіх коліс);
  - = основне коло (спільне для всіх коліс);
  - = кола вершин і западин ( розраховані для кожного виду коліс).
  - = по ділильному колу відмічаються товщині зубців  $s$ , які вимірюються, та значення заноситься в протокол у колонку “Вимір.”.
10. На зворотному боці кружала записати номер приладу та прізвища студентів даної бригади.

**Увага!** Всі кола наносити акуратно! Стирати на кружалі не дозволяється!

*Примітка:* Коло вершин відсікає від зубця деяку частину, утворюючи “площинку”, яка називається *фланком*. Це робиться з метою усунення “гострих” зубців, у яких коефіцієнти відносного ковзання сягають свого максимуму. Як відомо, коефіцієнти відносного ковзання характеризують негативний вплив сил тертя на зношування поверхонь зубців.

*Захист лабораторної роботи* здійснюється по картках-питальниках, в яких пропонується 5 питань та декілька варіантів відповідей, з яких студент має вибрати один правильний.

*Зразок протоколу та список контрольних питань* додається.

	НАЗВА КОЛІС									
	НУЛЬОВЕ				ДОДАТНЕ				ВІДСМІНЕ	
	Розрахункова формула	Розмір, мм	Розрахункова формула	Розмір, мм	Розрахункова формула	Розмір, мм	Розрахункова формула	Розмір, мм	Відмір	
	Розра х.	Відмі р.		Розрах к.	Відмі р.		Розрах к.	Відмі р.		
ЩО ВИЗНАЧАЄТЬСЯ										
1. Крок зачеплення	$p = \pi m$	-	$p = \pi m$	-	$p = \pi m$	-	$p = \pi m$	-	-	
2. Число зубців колеса	$z = d/m$	-	$z = d/m$	-	$z = d/m$	-	$z = d/m$	-	-	
3. Діаметр основного кола	$d_o = d \cos \alpha$	-	$d_o = d \cos \alpha$	-	$d_o = d \cos \alpha$	-	$d_o = d \cos \alpha$	-	-	
4. Коефіцієнт зміщення	$x_y = \frac{17 - z}{17}$	-	$x_y = \frac{17 - z}{17}$	-	$x_y = \frac{17 - z}{17}$	-	$x_y = \frac{17 - z}{17}$	-	-	
5. Абсолютна величина зміщення	$\delta = x_y m$	-	$\delta = x_y m$	-	$\delta = x_y m$	-	$\delta = x_y m$	-	-	
6. Діаметр кола зазедін	$d' = m(z - 2,5)$	-	$d' = m(z - 2,5) + 2\delta$	-	$d' = m(z - 2,5) + 2\delta$	-	$d' = m(z - 2,5) - 2\delta$	-	-	
7. Діаметр кола вершини	$d_v = m(z + 2)$	-	$d_v = m(z + 2) + 2\delta$	-	$d_v = m(z + 2) + 2\delta$	-	$d_v = m(z + 2) - 2\delta$	-	-	
8. Товщина зубця по лінії кола	$s = \pi m/2$	...	$s = \pi m/2 + 2\delta \lg 21^0$	...	$s = \pi m/2 + 2\delta \lg 21^0$	...	$s = \pi m/2 - 2\delta \lg 21^0$	...	...	

ПРИМІПКА:  $\cos 20^\circ = 0,9396$ ;  $\lg 20^\circ = 0,364$ . Приклад № ..... Задані параметри:  $m = \dots$  мм,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $d = \dots$  мм.

**Контрольні питання до лабораторної роботи  
“Побудова евольвентних профілів зубців методом обкатки”**

1. Що називається модулем зачеплення?
2. Що називається кроком зачеплення?
3. Що називається ділильним колом?
4. Що називається основним колом?
5. Які існують методи нарізування зубчастих коліс?
6. Що називається середньою лінією рейки?
7. Що таке коригування зубчастих коліс?
8. Чим небезпечне підрізування ніжки зубця?
9. Яке мінімальне число зубців для нульового колеса можна нарізати без підрізу?
10. Як визначається коефіцієнт підрізу  $x$ ?
11. Як визначається абсолютна величина зміщення рейки?
12. Характерна ознака нульового, додатного, від'ємного колеса.
13. Як по відношенню до центра заготовки зміщується рейка при нарізуванні нульового, додатного, від'ємного колеса?
14. Як визначити товщину зубця: нульового, додатного, від'ємного колеса?
15. Як визначити діаметр ділильного кола?
16. Як визначити діаметр основного кола?
17. Як визначити діаметр кола вершин: нульового, додатного, від'ємного колеса?
18. Як визначити діаметр кола западин: нульового, додатного, від'ємного колеса?
19. Що таке кут профілю?
20. Що таке кут зачеплення?
21. Як визначити висоту головки зубця для нульового колеса?
22. Як визначити висоту ніжки зубця нульового колеса?
23. З якою метою здійснюють коригування зубчастих коліс?
24. Яким інструментом нарізують зубчасті колеса при методі копіювання?
25. Яким інструментом нарізують зубчасті колеса при методі обкатки?
26. Що таке рівнозміщене зачеплення?
27. Що таке нерівнозміщене зачеплення?
28. Чому дорівнює кут зачеплення для нульового, рівнозміщеного, нерівнозміщеного зачеплення?

*Примітка:* на с. 23 наведено зразок картки-питальника для захисту даної лабораторної роботи

НТУУ “Київський політехнічний інститут”  
Кафедра прикладної механіки

## КАРТКА-ПИТАЛЬНИК

до захисту лабораторної роботи з ТММ на тему:  
“Побудова евольвентних профілів зубців методом обкатки”

## Варіант 1

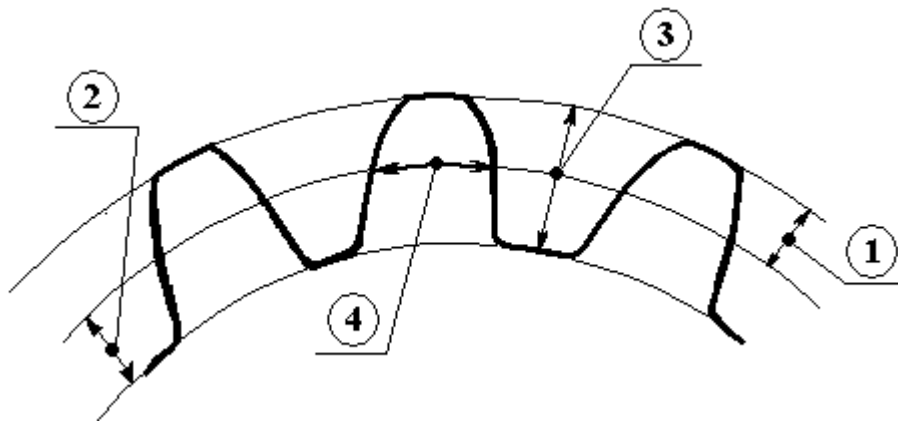
1. При нарізуванні *нульового* зубчастого колеса методом обкатки підрізування ніжки зубця не буде, якщо число зубців *не менш ніж*:  
1) 17                      2) 18                      3) 14                      4) 15

2. Коефіцієнт зміщення рейки  $x$ , який необхідний для усунення підрізування зубця при нарізуванні *нульового* зубчастого колеса з числом зубців  $z = 10$  дорівнює:  
1) 0,25                      2) 0,5                      3) 0,41                      4) 0,15

3. Товщина зубця нульового зубчастого колеса визначається за формулою.....  
1)  $\frac{\pi \cdot m}{2}$ ;                      2)  $\frac{p}{\pi}$ ;                      3)  $m \cdot z$ ;                      4)  $\pi \cdot m$ ;

4. Геометричне місце центрів кривизни евольвентного профілю зубця називається.....  
1) основним колом; 2) колом вершин; 3) ділительним колом;  
4) колом западин.

5. Висота ніжки зубця  $h_f$  на рисунку показана цифрою.....





## Обмірювання зубчастих коліс

*Мета роботи* – навчити студентів визначати основні параметри зубчастих коліс, а саме: число зубців колеса –  $z$ ; модуль зачеплення –  $m$ ; кут профілю інструментальної рейки –  $\alpha$ ; коефіцієнт зміщення інструментальної рейки –  $x$ ; зміщення інструментальної рейки –  $b$ ; діаметри ділильного кола  $d$ , основного кола  $d_b$ , кола западин  $d_f$ , кола вершин  $d_a$ ; товщину зубця по ділильному колу  $s$ .

### 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

При виконанні цієї лабораторної роботи всі виміри виконуються за допомогою штангенциркуля. Це прилад побудований на принципі використання штанги з основною шкалою і ноніуса. Він використовується для зовнішніх і внутрішніх вимірів. Схема штангенциркуля наведена на рис. 2.1.

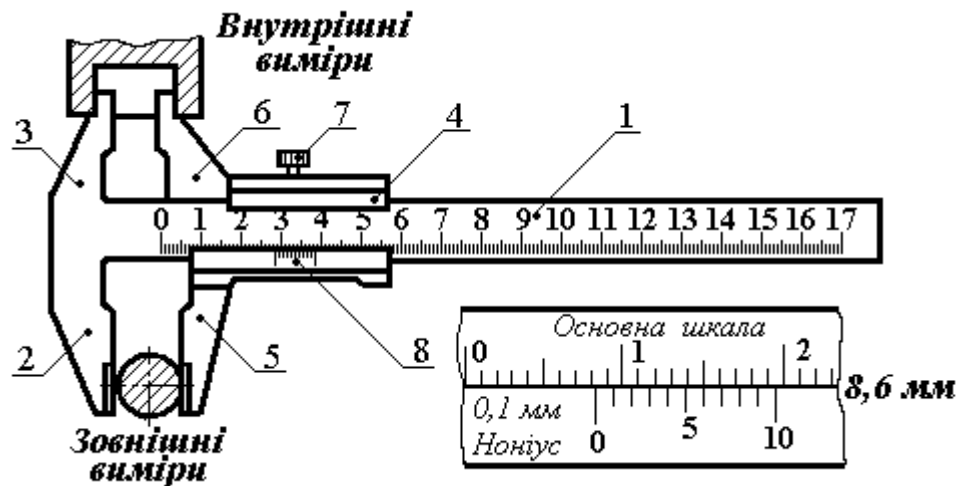


Рис. 2.1. Схема штангенциркуля

Штангенциркуль складається зі штанги 1, яка виконана у вигляді лінійки, що закінчується двома губками 2 і 3. На штанзі надягнута рамка 4, яка закінчується двома губками 5 і 6. Рамка переміщується вздовж штанги і може бути закріплена в потрібному положенні за допомогою гвинта 7.

У вирізі рамки розміщений ноніус 8. На штанзі нанесена основна шкала. Вона аналогічна шкалі вимірювальної лінійки і має ціну поділки 1 мм. Допоміжна шкала називається ноніусом. Ноніуси штангенциркуля виготовляють з відліком 0,1; 0,05 і 0,02 мм.

Виміри виконуються таким чином: робочі поверхні губок приладу тісно притискають до поверхонь, розміри яких вимірюються, і по основній шкалі напроти нульової відмітки ноніуса визначають цілу кількість мм, а десяті (або соті мм) визначають по допоміжній шкалі ноніуса по першій рисці ноніуса, яка збіглася із рисою основної шкали. На рис. 2.1 зображені основна шкала та шкала ноніуса при вимірі розміру 8,6 мм.

*Увага:* при вимірі внутрішніх розмірів до знятого результату потрібно додати товщину губок, яка вказана на них.

Починати виконання лабораторної роботи потрібно з підрахунку числа зубців, оскільки всі інші параметри визначаються в залежності від кількості зубців і від того, яке це число парне чи непарне.

Якщо число зубців *парне*, то діаметри западин  $d_f$  і вершин  $d_a$  визначають безпосереднім вимірюванням за допомогою штангенциркуля.

Якщо число зубців *непарне*, то штангенциркулем вимірюють діаметр отвору  $d_{oms}$  і величини хорд  $H_a$  та  $H_f$  (див. рис. 2.2), а діаметри вершин і западин визначають за формулами:

$$d_a = d_{oms} + 2H_a; \quad (2.1)$$

$$d_f = d_{oms} + 2H_f. \quad (2.2)$$

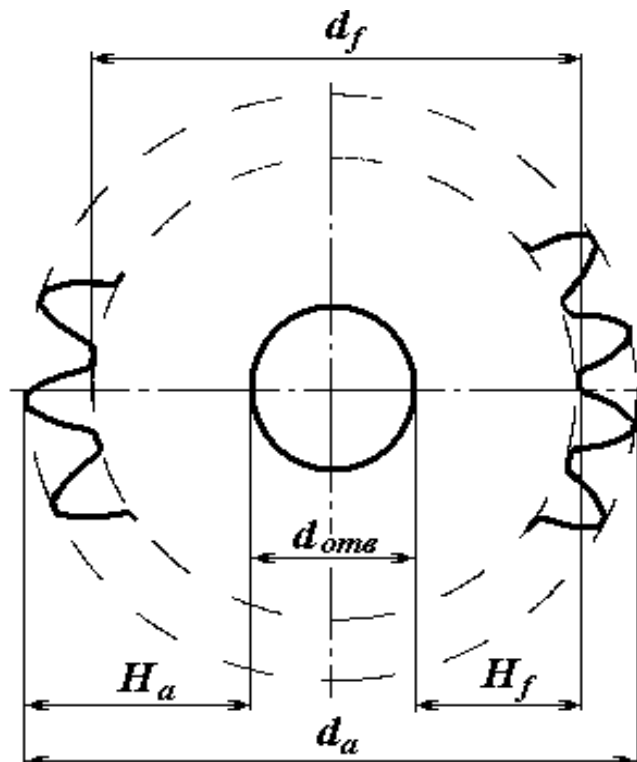


Рис. 2.2. Схема обміру діаметрів зубчастого колеса

*Увага:* оскільки при виготовленні коліс можливі похибки і при роботі всі поверхні спрацьовуються по різному, то розміри потрібно вимірювати в декількох різних положеннях (не менше ніж в трьох) і всі розрахунки в подальшому проводити за середнім значенням.

Методи визначення модуля зачеплення  $m$  і кута профілю інструментальної рейки  $\alpha$  базуються на основних властивостях евольвенти, а саме:

- нормаль до евольвенти в будь якій її точці є дотичною до основного кола колеса;
- довжина нормалі до евольвенти дорівнює довжині розгорнутої дуги основного кола.

Крім того відомо, що два криволінійні профілі в точці контакту мають загальну нормаль. Звідси випливає, що якщо обхопити кілька зубців колеса губками штангенциркуля, то пряма між точками дотику буде дотичною до основного кола, так як вона є нормаллю в точках дотику робочим площинам губок штангенциркуля, а, значить, є нормаллю до профілів зубців у цих точках.

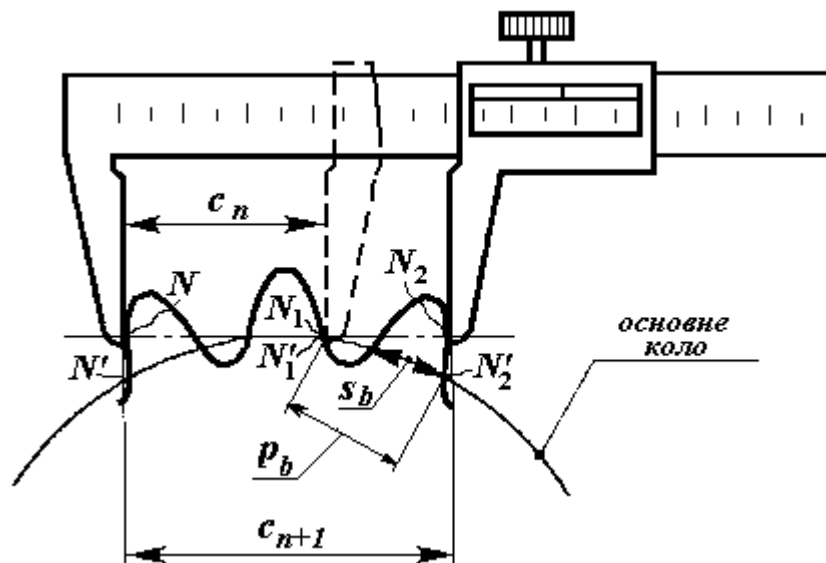


Рис. 2.3. До визначення величини кроку по основному колу

З рис. 2.3 видно, що  $\overline{N_1N_2} = \cup N'_1N'_2 = p_b$ .

Таким чином, якщо виміряти спочатку розмір  $c_n$ , що відповідає  $n$  – зубцям, а потім виміряти розмір  $c_{n+1}$ , обхопивши губками штангенциркуля на один зуб більше, то крок по основному колу  $p_b$  буде дорівнювати різниці між цими вимірами:

$$p_b = c_{n+1} - c_n. \quad (2.3)$$

Але останній вираз буде дійсним лише в тому випадку, якщо губки штангенциркуля будуть дотикатися евольвентної частини профілю зубця. Для того, щоб ця вимога була витримана, необхідно кількість зубців, що будуть охоплюватися губками штангенциркуля, обирати згідно з табл.2.1.

Таблиця 2.1.

$z$	12...18	19...27	28...36	37...45	46...54	55...63	64...72	73...81
$n$	2	3	4	5	6	7	8	9

Модуль зачеплення можна визначити за формулою:

$$m = \frac{p_b}{\pi \cdot \cos \alpha} = \frac{c_{n+1} - c_n}{\pi \cdot \cos \alpha}$$

Але так як розміри  $c_{n+1}$  і  $c_n$  визначаються з деякою похибкою (похибки при виготовленні та при вимірах), то отримане значення модулю буде приблизним і його необхідно порівняти зі стандартним значенням. У табл. 2.2. зведені значення основного кроку для стандартних модулів при трьох найбільш поширених величинах профільних кутів інструменту. Отже, щоб визначити модуль і профільний кут зубчастого колеса, потрібно в табл. 2.2 знайти значення кроку по основному колу, найбільш близьке до величини, яка була підрахована за формулою (2.3). Далі по вертикалі визначити профільний кут, а по горизонталі – стандартний модуль.

Діаметри ділильного  $d$  і основного  $d_b$  кіл визначаємо за формулами:

$$d = m \cdot z; \quad (2.4)$$

$$d_b = d \cdot \cos \alpha. \quad (2.5)$$

Для визначення коефіцієнта зміщення  $x$  користуються формулою, яка відома з теорії евольвентного зачеплення:

$$s_b = \frac{p_b}{\pi} \cdot \left( 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{x}{2} + z \cdot \operatorname{inv} \alpha \right). \quad (2.6)$$

З іншого боку з рис. 2.3 видно, що  $s_b = c_{n+1} - n \cdot p_b$  і після підстановки в цю формулу виразу для  $p_b$  з формули (2.3) отримуємо:

$$s_b = n \cdot c_n - (n - 1) \cdot c_{n+1}. \quad (2.7)$$

Таблиця 2.2.

Стандартне значення модуля $t$ , мм	$\alpha = 15^{\circ}$	$\alpha = 20^{\circ}$	$\alpha = 25^{\circ}$
	Основний крок: $p_b = \pi t \cdot \cos \alpha$		
1	2	3	4
1,00	3,035	2,953	2,847
1,25	3,793	3,690	3,559
1,50	4,551	4,428	4,271
1,75	5,311	5,166	4,982
2,00	6,069	5,904	5,694
2,25	6,828	6,643	6,406
2,50	7,586	7,380	7,118
2,75	8,345	8,118	7,829
3,00	9,104	8,857	8,542
3,25	9,862	9,594	9,253
3,50	10,821	10,333	9,965
3,75	11,380	11,071	10,676
4,00	12,138	11,808	11,389
4,25	12,897	12,547	12,100
4,50	13,655	13,284	12,802
5,00	15,173	14,761	14,236
5,50	16,690	16,237	15,650
6,00	18,208	17,713	17,090
6,50	19,724	19,189	18,507
7,00	21,242	20,655	19,931
8,00	24,277	23,627	22,778
9,00	27,511	26,569	25,625
10,00	30,346	29,521	28,472
11,00	33,380	32,473	31,320
12,00	36,414	35,425	34,167
13,00	39,449	38,373	37,014
14,00	42,483	41,330	39,862

Із рівняння (2.6) знаходять вираз для визначення коефіцієнту зміщення  $x$ :

$$x = \frac{\pi \cdot \frac{s_b}{p_b} - z \cdot \operatorname{inv} \alpha}{2 \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{2}}. \quad (2.8)$$

Тут  $inv\alpha = tg\alpha - \alpha$  - евольвентна функція або інвалюта. Цю функцію беруть з табл.2.3.

Таблиця 2.3.

$\alpha^0$	$inv\alpha = tg\alpha - \alpha$						
	Порядок	0'	10'	20'	30'	40'	50'
10	0,00	17941	18860	19812	20795	21810	22859
11	0,00	23941	25057	26208	27394	28616	29875
12	0,00	31171	32504	33875	35285	36735	38224
13	0,00	39754	41325	42938	44993	46291	48033
14	0,00	49819	51650	53526	54448	57417	59434
15	0,00	61498	63611	65773	67985	70246	72561
16	0,0	07493	07735	07982	08234	08492	08756
17	0,0	09025	09299	09580	09866	10158	10456
18	0,0	10760	11871	11387	11709	12038	12373
19	0,0	12715	13063	13418	13779	14148	14523
20	0,0	14904	15293	15689	16092	16502	16920
21	0,0	17345	17777	18217	18665	19120	19583
22	0,0	20054	20533	21019	21514	22018	22529
23	0,0	23049	23577	24114	24660	25214	25778
24	0,0	26350	26931	27225	27820	28729	29348
25	0,0	29975	30613	31260	31907	32583	33260
26	0,0	33947	34644	35352	36069	36796	37537
27	0,0	38287	39047	39819	40602	41395	42201
28	0,0	43,017	43845	44685	45537	46400	47276
29	0,0	48164	49064	49976	50901	51838	52788
30	0,0	53751	54728	55717	56720	57736	58765
31	0,0	59809	60866	61937	63022	64122	65236
32	0,0	66364	67507	68665	69838	71026	72230
33	0,0	73449	74684	75934	77200	78483	79781
34	0,0	81097	82428	83777	85142	86525	87925
35	0,0	89342	90777	92230	93701	95190	96698
36	0,	09822	09977	10133	10292	10452	10614
37	0,	10778	10944	11113	11283	11455	11630
38	0,	11806	11985	12165	12348	12534	12721
39	0,	12911	13102	13297	13493	13692	13893
40	0,	14097	14303	14511	14722	14936	15152

Після визначення коефіцієнта зміщення, можна підрахувати величину зміщення інструментальної рейки та товщину зубця по ділильному колу:

$$b = x \cdot m; \quad (2.9)$$

$$s = m \cdot \left( \frac{\pi}{2} + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (2.10)$$

Унаслідок неточності виготовлення зубчастих коліс або їх зносу під час роботи, можуть виникнути відхилення фактичних розмірів коліс від проектних.

Якщо ці відхилення перевищують норми, які встановлені стандартом, то зубці під час роботи можуть заклинюватися або ударятися. Таки зубчасті колеса бракуються. Тому виникає необхідність контрольних вимірів товщини зубців коліс під час їх виготовлення та експлуатації.

### *Контроль відхилень фактичних розмірів зубців від проектних*

Товщину зубця нульових або коригованих коліс проводять за хордою ділильного кола або будь-якою іншою хордою. Якщо у виправленого колеса коефіцієнт зміщення  $x \leq 1,987$ , то товщину зубця зручно виміряти за *постійною хордою*  $AB$  (див. рис. 2.4), яка з'єднує точки дотику  $A$  і  $B$  зубців колеса із зубцями рейки.

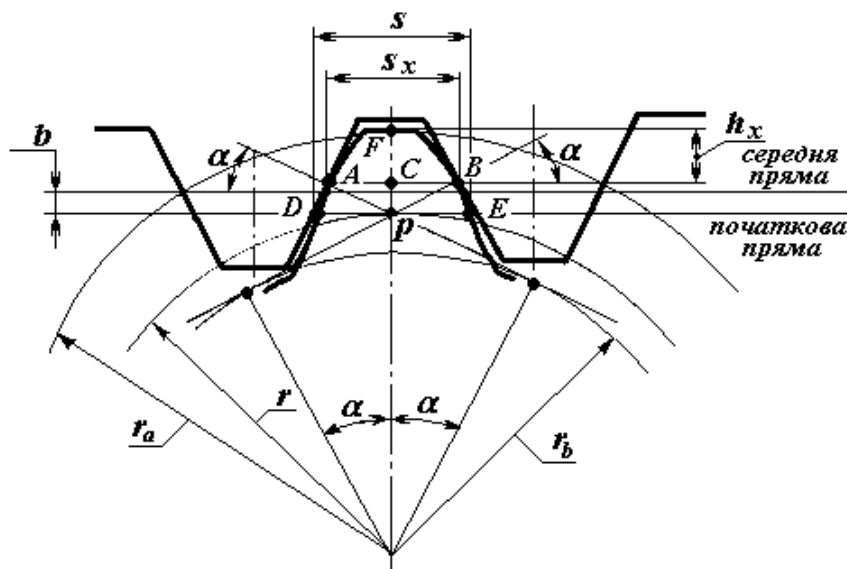


Рис. 2.4. Контроль відхилень фактичних розмірів

Довжина постійної хорди зуба виправленого колеса:

$$S_x = AB = 2 \cdot (Ap) \cdot \cos \alpha; \quad (2.11)$$

$$(Ap) = (Dp) \cdot \cos \alpha; \quad (2.12)$$

$$(Dp) = \frac{s}{2} = \frac{m}{2} \left( \frac{\pi}{2} + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (2.13)$$

Ураховавши співвідношення (2.12) і (2.13), отримуємо:

$$S_x = m \left( \frac{\pi}{2} + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \cdot \cos^2 \alpha = m \left( \frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha + x \cdot \sin 2\alpha \right). \quad (2.14)$$

Якщо колесо нарізано без зміщення рейки ( $x = 0$ ), то довжина постійної хорди зубця:

$$S_x = \frac{\pi m}{2} \cdot \cos^2 \alpha. \quad (2.15)$$

Відстань від постійної хорди до кола вершин колеса  $h_x = (Fp) - (Cp)$ . А так як  $(Fp) = r_a - r$  і  $(Cp) = 0,5S_x \cdot \operatorname{tg} \alpha$ , то:

$$h_x = (r_a - r) - 0,5S_x \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.16)$$

У табл. 2.4 наведені розрахункові формули для визначення розмірів  $S_x$  і  $h_x$  виправлених коліс при різних кутах профілю різальної рейки.

Таблиця 2.4.

$\alpha^0$	Довжина постійної хорди $S_x$	Відстань від постійної хорди до кола виступів $h_x$
15	$S_x = m(1,4648 + 0,5x)$	$h_x = (r_a - r) - 0,134S_x$
20	$S_x = m(1,387 + 0,643x)$	$h_x = (r_a - r) - 0,182S_x$
25	$S_x = m(1,289 + 0,766x)$	$h_x = (r_a - r) - 0,233S_x$

Але оскільки під час роботи зубці нагріваються та розширюються, то щоб уникнути заклинювання їх в западинах другого колеса, товщину зубців роблять дещо меншою її теоретичного розміру. Тому дійсний розмір  $S_x$  постійної хорди повинен бути меншим за її розрахунковий розмір.



## 2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Підрахувати кількість зубців колеса  $z$ .
2. Визначити діаметри кіл виступів  $d_a$  і западин  $d_f$ . Виміри провести три рази в різних місцях колеса та підрахувати їх середнє значення.
3. За табл. 2.1 визначити число зубців  $n$ , яке потрібно обхопити губками штангенциркуля при замірах  $c_n$  і  $c_{n+1}$ .
4. Провести по три заміри  $c_n$  і  $c_{n+1}$ . При цьому охоплювати кожного разу інші зубці і визначити середнє значення цих величин.
5. Обчислити за формулами (2.3) і (2.7) величини  $p_b$  і  $s_b$  по середнім значенням  $c_n$  і  $c_{n+1}$ .
6. Використовуючи знайдену величину  $p_b$  за табл. 2.2, визначити величини стандартного модуля  $m$  і профільного кута  $\alpha$ .
7. За формулою (2.8) підрахувати величину коефіцієнта зміщення  $x$ .
8. За формулою (2.9) визначити абсолютне зміщення рейки  $b$ .
9. За формулою (2.10) визначити товщину зубця по ділильному колу  $s$ .
10. Підрахувати діаметр ділильного кола  $d$  за формулою (2.4).
11. Підрахувати  $S_x$  і  $h_x$  за формулами, які наведені в табл. 2.4.
12. Усі виміри та розрахунки занести до протоколу, форма якого наведена наприкінці лабораторної роботи.

### **Контрольні питання до лабораторної роботи “Обмірювання зубчастих коліс”**

1. Як визначити діаметри западин і вершин при парній та непарній кількості зубців?
2. Які властивості евольвенти використовують для визначення кроку зачеплення?
3. Чим викликана необхідність у перевірці товщини зубця колеса на протязі його використання?
4. Як визначити крок зачеплення по основному колу?
5. Як визначити товщину зубця по основному колу?
6. Що таке крок зачеплення?
7. Що таке товщина зубця?
8. Який інструмент використовують для вимірювання основних геометричних розмірів зубчастих коліс?

## ОБМІРЮВАННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Схема заміру $c_n$		Результати вимірювань							
		№ заміру	$c_n$	$c_{n+1}$	$p_b$	Діаметр кола вершин $d_a$		Діаметр кола западин $d_f$	
						$d_a$	$H_a$	$d_f$	$H_f$
1									
2									
3									
.Сер...зн.									

### Результати обчислень геометричних параметрів зубчастого колеса

Величина, яку визначають	Познач.	Один.вим.	Розрахункова формула	Результати обчислень
1. Крок по основному колу	$p_b$	мм		
2. Модуль зачеплення	$m$	мм		
3. Кут профілю рейки	$\alpha$	град		
4. Товщина зубця по основному колу	$s_b$	мм		
5. Коефіцієнт зміщення рейки	$x$	-		
6. Зміщення рейки	$b$	мм		
7. Товщина зубця по дільному колу	$s$	мм		
8. Діаметр дільного кола	$d$	мм		
9. Діаметр основного кола	$d_b$	мм		
10. Довжина постійної хорди	$S_x$	мм		
11. Відстань від вершини зубця до постійної хорди	$h_x$	мм		

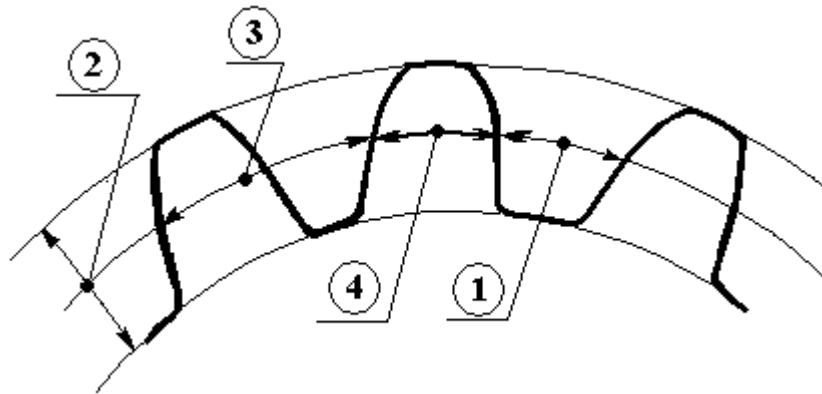
НТУУ “Київський політехнічний інститут”  
Кафедра прикладної механіки

КАРТКА-ПИТАЛЬНИК  
до захисту лабораторної роботи з ТММ на тему:

**“Обмірювання зубчастих коліс”**

Варіант № 2

1. Крок зачеплення показаний цифрою.....



2. Діаметр кола западин зубчастого колеса з непарною кількістю зубців  
.....

- 1) заміряють лінійкою; 2) розраховують, як  $d_{омв} + 2H_f$ ;  
3) розраховують, як  $d_{омв} + 2H_a$ ; 3) заміряють штангенциркулем

3. За довжиною спільної нормалі до евольвентного профілю зубців  $c_n$   
та  $c_{n+1}$  визначають величину .....

- 1) кроку по основному колу; 2) товщини зубця по ділільному колу;  
3) ширини западини; 4) кроку по ділільному колу

4. Губки штангенциркуля при вимірі довжини спільної нормалі повинні  
торкатися .....

- 1) кромок; 2) середини зубця; 3) евольвентної частини профілю; 4)  
ніжки зубця

5. Діаметр ділільного кола колеса з модулем 5 мм і числом зубців 40  
дорівнює .....

1) 120 мм

2) 195 мм

3) 250 мм

4) 200 мм

## Лабораторна робота № 3

### Визначення передаточного відношення багатоланкового зубчастого механізму

*Мета роботи* – навчити студентів визначати передаточні відношення багатоланкових зубчастих механізмів.

#### 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

*Передаточним відношенням* називається відношення кутової швидкості (частоти обертання) ведучого колеса 1 до кутової швидкості (частоти обертання) веденого колеса 2 (рис. 3.1).

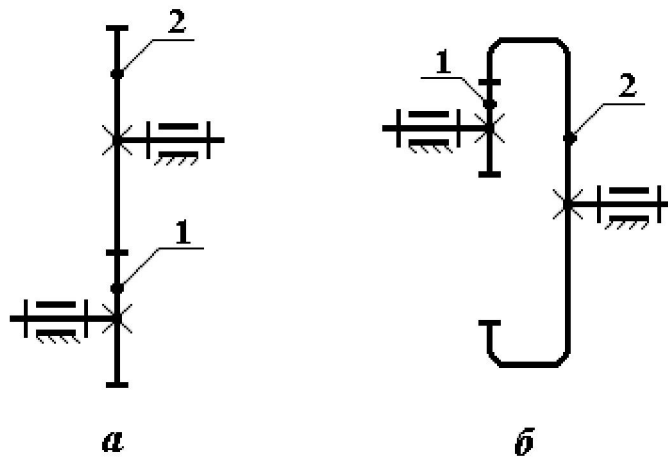


Рис. 3.1:

- а. – зубчата пара зовнішнього зачеплення;  
б. – зубчата пара внутрішнього зачеплення

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Передаточне відношення зубчастих передач можна також виразити через відношення числа зубців коліс, що входять до складу передачі (*передаточне число*):

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_2}{z_1},$$

де знак “–” - для зовнішнього зачеплення; “+” - для внутрішнього зачеплення.

Механізми триланкових зубчастих передач, що складаються з двох зубчастих коліс і стояка, зазвичай, мають передаточні відношення до 4...5.

При проектуванні зубчастих механізмів багатьох машин і приладів виникає необхідність забезпечення передачі обертального руху з великими передаточними відношеннями або при значних міжосьових відстанях.

Отже, при необхідності забезпечення великих передаточних відношень ( $> 5 \dots 10$ ) застосовується декілька послідовно з'єднаних зубчастих коліс, де крім вхідного та вихідного, є ще й проміжні колеса, тобто, *багатоланкові зубчасті передачі*.

Якщо швидкість обертання вихідного вала знижується порівняно зі швидкістю вхідного вала, то зубчаста передача називається редуктором (в корпусі), якщо швидкість підвищується, - мультиплікатором.

Багатоланкові зубчасті механізми поділяються на два основних види:

1. Зубчасті механізми з *нерухомими осями* коліс – так звані *рядові з'єднання*.
2. Зубчасті механізми з *рухомими осями* деяких коліс - зазвичай, так звані, *планетарні передачі*.

### 1.1. Зубчасті механізми з *нерухомими осями* коліс (*рядові з'єднання*)

Зубчасті механізми з *нерухомими осями* всіх коліс поділяються на два види: *ступінчасті передачі* (рис. 3.2, а) та передачі з *паразитними колесами* (рис. 3.2, б).

У *ступінчастих передачах* (рис. 3.2, а) кожне колесо входить тільки в одне зубчасте зачеплення ( колесо 1 з колесом 2, колесо 3 з колесом 4, колесо 5 з колесом 6).

*Паразитні колеса* – це проміжні колеса в зубчастій передачі (на рис. 3.2, б це колеса 2 і 3), які не впливають на величину передаточного відношення і застосовуються лише для отримання кутової швидкості потрібного знаку, а також для передачі обертального руху між далеко віддаленими один від одного валами.

Передаточне відношення рядового з'єднання може бути визначено аналітичним і графічним методами.

Застосуємо аналітичний метод визначення передаточних відношень для схем, наведених на рис. 3.2.

1.1.1. Загальне передаточне відношення для рядового з'єднання, наведеного на рис. 3.2, а, згідно з поняттям “передаточне відношення”, можна визначити як відношення кутової швидкості вхідного вала до кутової швидкості вихідного вала механізму:

$$i_{16} = \frac{\omega_1}{\omega_6}$$

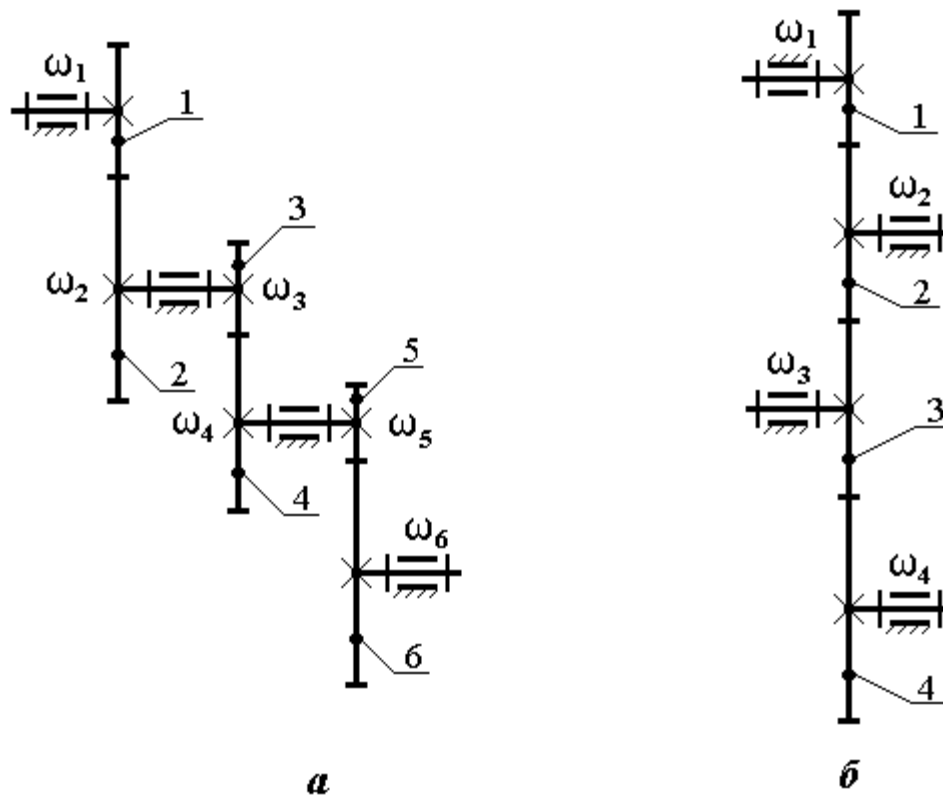


Рис. 3.2:  
 а. - ступінчасте рядове з'єднання;  
 б. - передача з паразитними колесами 2-3

У свою чергу для кожної пари зубчастих коліс можна також визначити передаточні відношення:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4}; \quad i_{56} = \frac{\omega_5}{\omega_6}.$$

Перемножимо одержані передаточні відношення:

$$i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} \cdot \frac{\omega_5}{\omega_6} = \frac{\omega_1}{\omega_6} = i_{16},$$

тому, що  $\omega_2 = \omega_3$ ;  $\omega_4 = \omega_5$  (колеса знаходяться на одному валу).

Виразимо передаточні відношення через число зубців коліс, враховуючи їхні знаки (нагадаємо, що для зовнішнього зачеплення коліс знак “-”, тобто напрям кутової швидкості веденого колеса змінюється; внутрішнє зачеплення не змінює напрям обертання коліс [ 2 , с. 450-451]).

$$i_{12} = -\frac{z_2}{z_1}; \quad i_{34} = -\frac{z_4}{z_3}; \quad i_{56} = -\frac{z_6}{z_5}.$$

Перемножимо одержані передаточні відношення:

$$i_{16} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) \cdot \left(-\frac{z_6}{z_5}\right) = -\frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}.$$

У загальному випадку, коли в рядовому зачепленні знаходяться  $n$  коліс, маємо:

$$i_{1n} = (-1)^m \frac{z_2 \cdot z_4 \cdot \dots \cdot z_n}{z_1 \cdot z_3 \cdot \dots \cdot z_{n-1}},$$

де коефіцієнт  $(-1)^m$  дає можливість визначити знак передаточного відношення;  $m$  - число тільки зовнішніх зачеплень.

Отже, передаточне відношення багатоланкового зубчастого механізму з нерухомими осями дорівнює добутку передаточних відношень окремих його ступенів, узятих із урахуванням їхніх знаків.

1.1.2. Розглянемо визначення передаточного відношення для зубчастого механізму з паразитними колесами, наведеного на рис. 3.2, б.

Визначимо передаточні відношення для кожної пари коліс:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3}; \quad i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4}.$$

Перемножимо ці передаточні відношення:

$$i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = i_{14}.$$

Виразимо передаточні відношення ступенів через числа зубців коліс:

$$i_{12} = -\frac{z_2}{z_1}; \quad i_{23} = -\frac{z_3}{z_2}; \quad i_{34} = -\frac{z_4}{z_3}.$$

Перемножимо ці передаточні відношення:

$$i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2}\right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) = -\frac{z_4}{z_1} = i_{14}.$$

Як бачимо, загальне передаточне відношення є таким, нібито в передачі взагалі немає коліс 2 і 3 (в даній схемі вони введені для передачі обертального руху між далеко віддаленими між собою вхідним та вихідним колесами). Зберігається також знак “-”, як для зовнішнього зачеплення вхідного та вихідного коліс.

*Слід зауважити*, що якщо в багатоланковому зубчастому механізмі з паразитними колесами останніх непарне число (1, 3...), то змінюється знак передаточного відношення, а якщо парне (2, 4...) – то як було показано в попередньому прикладі (рис. 3.2, б) передаточне відношення дорівнює передаточному відношенню звичайної зубчастої пари.

## 1.2. Зубчасті механізми з рухомими осями коліс

У деяких багатоланкових зубчастих механізмах осі окремих коліс є рухомими.

*Планетарні передачі* – це зубчасті передачі, в яких є зубчасті колеса, що обертаються як навколо власної осі, так і навколо центральної осі. Такі колеса називаються *сателітами*.

Важіль, на якому розташовані осі сателітів називається *водилом*. На схемах водило прийнято позначати літерою Н.

Центральні колеса називаються *сонячними*.

У планетарних передачах одне сонячне колесо є рухомим, а друге – нерухомим.

Якщо всі колеса зубчастого механізму є рухомими, то передача називається *диференціальним механізмом* або просто диференціалом.

У машинобудуванні та приладобудуванні часто зустрічаються так звані *комбіновані багатоланкові зубчасті механізми*, які складаються з різних видів зубчастих механізмів (ступінчастих, паразитних, планетарних тощо).

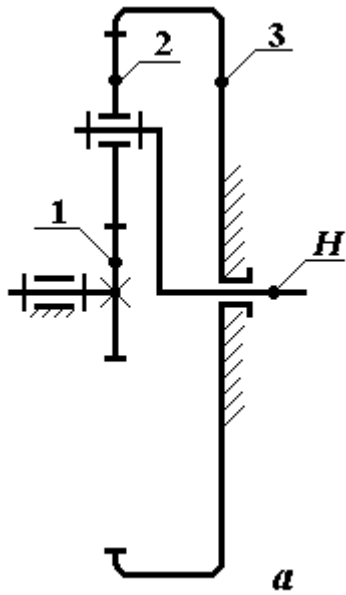
### 1.2.1. Планетарні передачі

Найбільш поширеними є чотири типи планетарних редукторів, кінематичні схеми яких наведені на рис. 3.3.

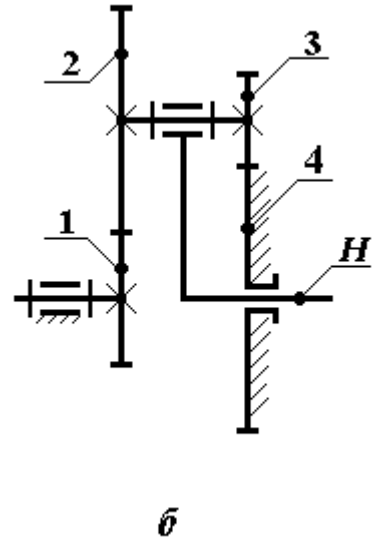
*Редуктор* – це *передача в корпусі*, що призначена для зниження кутової швидкості та відповідно збільшення обертального моменту.



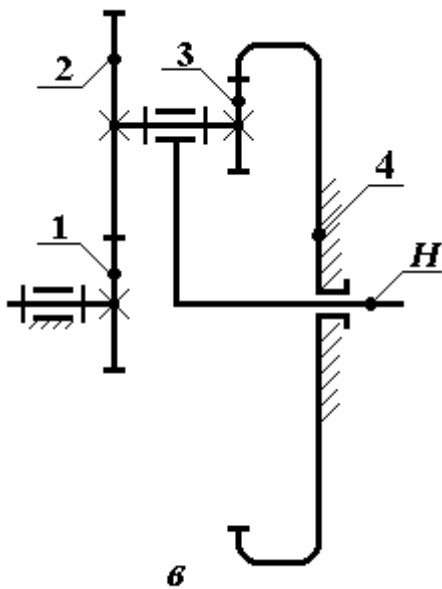
1 тип (Джеймса)  
(1 зовнішнє, 1 внутрішнє зачеплення)



2 тип (Девида)  
(2 зовнішніх зачеплення)



3 тип (Девида)  
(1 зовнішнє, 1 внутрішнє зачеплення)



4 тип (Девида)  
(2 внутрішніх зачеплення)

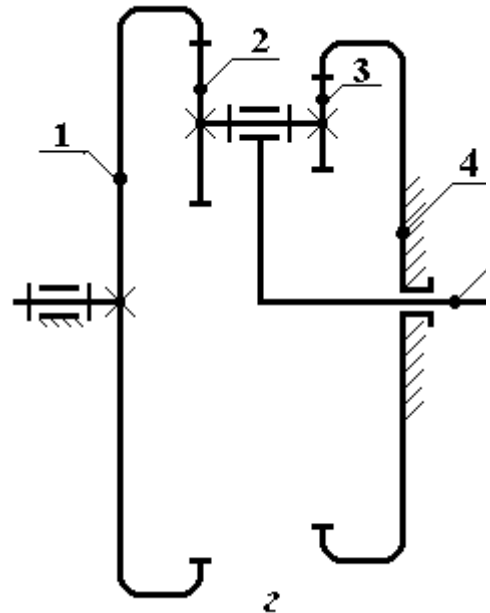


Рис. 3.3. Планетарні редуктори

Передаточне відношення планетарного редуктора визначається за формулою:

$$i_{1H}^{(n)} = 1 - i_{1n}^{(H)},$$

де  $i_{1n}^{(H)}$  - називається передаточним відношенням в “оберненому русі”, згідно з яким усім колесам і водилу надається кутова швидкість, що дорівнює за величиною, але протилежна за знаком кутовій швидкості водила; тоді водило вважається “зупиненим”, і механізм можна розглядати як звичайний зубчастий механізм з нерухомими осями.

Для визначення  $i_{1n}^{(H)}$  застосовується так звана формула Вілліса:

$$i_{an}^{(H)} = \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_n - \omega_H} = \frac{\omega_a}{\omega_n},$$

де  $\omega_a$  - кутова швидкість будь-якого потрібного колеса;

$\omega_n$  - кутова швидкість останнього колеса;

$\omega_H$  - кутова швидкість водила; в “оберненому русі”  $\omega_H = 0$ .

Отже, на прикладі редуктора 2-го типу (рис. 3.3, б) виведемо формулу для передаточного відношення:

- в “оберненому русі”:

$$i_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = (-1)^2 \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

- остаточно:

$$i_{1H}^{(4)} = 1 - i_{14}^{(H)} = 1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

Аналогічно для інших типів редукторів:

1 тип: 
$$i_{1H}^{(3)} = 1 - i_{13}^{(H)} = 1 - (-1)^1 \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

3 тип: 
$$i_{1H}^{(4)} = 1 - i_{14}^{(H)} = 1 - (-1)^1 \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$$

4 тип:

$$i_{1H}^{(4)} = 1 - i_{14}^{(H)} = 1 - (-1)^0 \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$$

*Примітка:* Формули для інших чотирьох умов синтезу планетарних редукторів у даній роботі не розглядаються та докладно описані в [4, с. 8-14].

### 1.2.2. Комбіновані багатоланкові зубчасті механізми

На рис. 3.4. наведено схему комбінованого багатоланкового зубчастого механізму, який складається з послідовно з'єднаних механізмів:

1 ступінь – планетарний редуктор 2-го типу, 2 ступінь – рядове з'єднання з паразитним колесом 6.

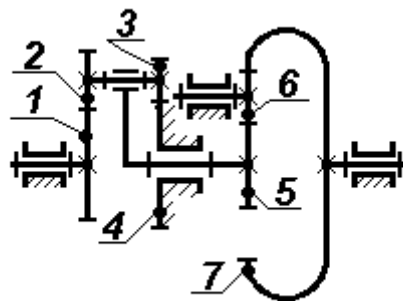


Рис. 3.4. Схема комбінованого багатоланкового зубчастого механізму

Визначимо загальне передаточне відношення даного механізму.

Як відомо, при послідовному з'єднанні механізмів [2, с. 451] загальне передаточне відношення дорівнює добутку передаточних відношень окремих механізмів, отже:

$$i_{17} = \frac{\omega_1}{\omega_7} = i_{1H}^{(4)} \cdot i_{57}$$

Визначимо передаточні відношення окремих механізмів:

- планетарного редуктора:

$$i_{1H}^{(4)} = 1 - i_{14}^{(H)} = 1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$$

- рядового з'єднання з паразитним колесом 6:

$$i_{57} = (-1)^1 \frac{z_7}{z_5} = -\frac{z_7}{z_5}.$$

Остаточно:

$$i_{17} = \left(1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}\right) \cdot \left(-\frac{z_7}{z_5}\right).$$

### ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ:

1. Отримавши модель багатоланкового зубчастого механізму, вивчити його побудову, визначити вхідне та вихідне колеса (або вхідний і вихідний вали). В планетарному механізмі визначити сонячні колеса, сателіти, водило.

2. Скориставшись умовними позначеннями зубчастих механізмів, намалювати ескіз кінематичної схеми багатоланкового зубчастого механізму в бланку протоколу, зразок якого надається.

3. Підрахувати числа зубців усіх коліс багатоланкового зубчастого механізму та записати їх у таблицю бланку протоколу.

4. Підрахувати передаточні відношення окремих механізмів і загальне передаточне відношення всього багатоланкового зубчастого механізму  $i_{1n}$ . Дані занести в таблицю.

5. Експериментально визначити загальне передаточне відношення багатоланкового зубчастого механізму. Для цього треба відрахувати на дисках із поділками синхронні кути  $\varphi_1$  і  $\varphi_n$  повороту ведучого та веденого коліс, а потім визначити передаточне відношення за формулою:

$$i'_{1n} = \frac{\varphi_1}{\varphi_n}.$$

Дані записати в таблицю.

6. Порівняти експериментальне передаточне відношення  $i'_{1n}$  з розрахунковим  $i_{1n}$ , визначивши похибку, яка має знаходитися в межах інженерної точності [5%].

$$\Delta i_{1n} = \frac{i_{1n} - i'_{1n}}{i_{1n}} \leq [5\%].$$

Номер моделі: _____	Назва механізму: _____									
<i>Ескіз кінематичної схеми Багатоланкового зубчастого механізму</i>										
<i>Визначення передаточного відношення багатоланкового зубчастого механізму</i>										
<i>Аналітично (формули та розрахунок)</i>	<i>Експериментально</i>									
<i>Порівняльний аналіз:</i>										
<i>Таблиця чисел зубців коліс механізму</i>										
Номер колеса	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кількість зубців										

**Контрольні питання до захисту лабораторної роботи**  
**“Визначення передаточного відношення**  
**багатоланкового зубчастого механізму”**

1. Що називається передаточним відношенням?
2. У яких межах знаходяться передаточні відношення для однієї пари зубчастих коліс?
3. Який знак має передаточне відношення пари коліс зовнішнього зачеплення ?
4. Який знак має передаточне відношення пари коліс внутрішнього зачеплення?
5. Для чого потрібні багатоланкові зубчасті механізми?
6. Що називається редуктором?
7. Що називається мультиплікатором?
8. На які види підрозділяються багатоланкові зубчасті механізми?
9. Які колеса називаються “паразитними”?
10. Яке число – парне або непарне - паразитних коліс потрібно для зміни знаку передаточного відношення зубчастого механізму?
11. Яке число – парне або непарне - паразитних коліс потрібно для передачі руху між далеко віддаленими вхідним і вихідним колесами?
12. Чому дорівнює передаточне відношення багатоланкового зубчастого механізму?
13. Як визначити передаточне відношення “рядового з'єднання”?
14. Що показує показник степеню  $m$  при  $(-1)$  в формулі для визначення передаточного відношення “рядового з'єднання”?
15. На які види підрозділяються багатоланкові зубчасті механізми з рухомими осями?
16. Які механізми називаються “планетарними”?
17. Які механізми називаються “диференціальними”?
18. Які колеса називаються “сателітами”?
19. Що таке “води́ло”?
20. Які колеса називаються “сонячними”?
21. Які існують типи планетарних редукторів?
22. Як визначити передаточне відношення планетарного редуктора?
23. Що таке “метод обернення руху”?
24. Що таке “комбіновані” багатоланкові зубчасті механізми?
25. Як визначити передаточне відношення комбінованого зубчастого механізму?

НТУУ “Київський політехнічний інститут”

Кафедра прикладної механіки

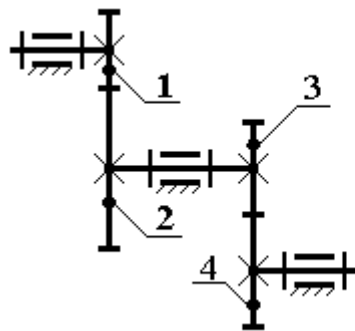
КАРТКА-ПИТАЛЬНИК

до захисту лабораторної роботи з ТММ на тему:

**Визначення передаточного відношення багатоланкового  
зубчастого механізму**

**Варіант 1**

1. Передаточне відношення показано на рис. рядового з'єднання дорівнює:



$$z_1 = 20; z_2 = 40;$$

$$z_3 = 20; z_4 = 80.$$

- 1) 8;                      2) -10;                      3) 12;                      4) -4.

2. Показник степеню  $m$  у формулі для визначення передаточного відношення рядового з'єднання вказує на:

- 1) число зовнішніх зачеплень; 2) число внутрішніх зачеплень;  
3) число коліс рядового з'єднання; 4) число ступенів коліс.

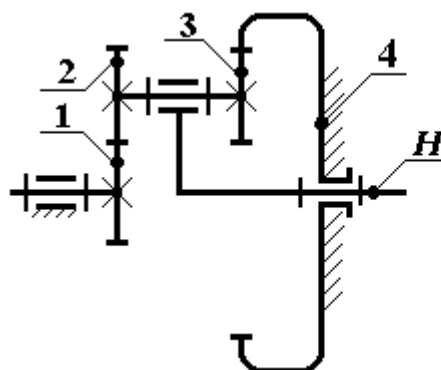
3. Водилом називається:

- 1) центральне колесо планетарного редуктора; 2) нерухоме колесо;  
3) важіль, на якому розташовані осі сателітів; 4) вхідне колесо.

4. Диференціальними механізмами називаються механізми з:

- 1) усіма нерухомими осями коліс; 2) усіма рухомими осями коліс;  
3) одним нерухомим колесом; 4) кількома нерухомими осями коліс.

5. Передаточне відношення показано на рис. планетарного редуктора дорівнює:



$$z_1 = 30; z_2 = 30;$$

$$z_3 = 20; z_4 = 80.$$

- 1) 10;                      2) -4;                      3) 5;                      4) -5.

**Приклад дослідження багатоланкового зубчастого механізму  
аналітичним методом**

Визначити кутову швидкість вихідної ланки багатоланкового зубчастого механізму, наведеного на рис. Д.1, якщо кутова швидкість вхідного валу механізму  $\omega_1 = 100 \text{ рад/с}$ , а число зубців усіх коліс наведено на схемі.

$$\begin{aligned} z_1 &= 20; \\ z_2 &= 40; \\ z_3 &= 15; \\ z_4 &= 45; \\ z_5 &= 20; \\ z_6 &= 80. \end{aligned}$$

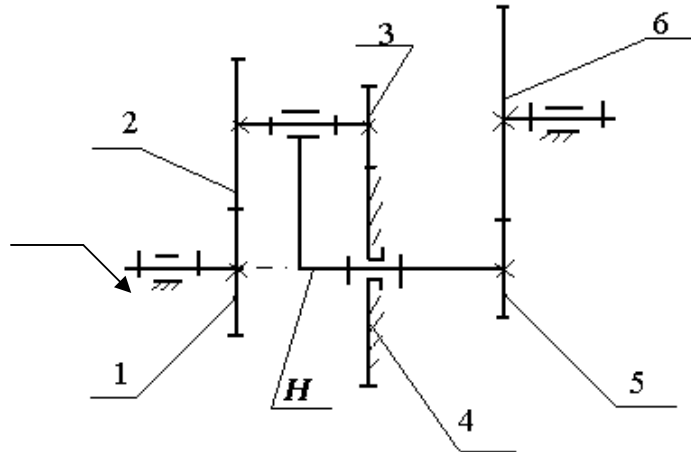


Рис. Д.1.

**Порядок розв'язання задачі:**

1. Загальне передаточне відношення:

$$i_{16} = \frac{\omega_1}{\omega_6} = i_{1H} \cdot i_{56}.$$

2. Передаточне відношення планетарного редуктора 2-го типу:

$$i_{1H}^{(4)} = 1 - i_{14}^{(H)} = 1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 1 - \frac{40 \cdot 45}{20 \cdot 15} = 1 - 6 = -5.$$

3. Передаточне відношення відкритої зубчастої пари 5-6:

$$i_{56} = -\frac{z_6}{z_5} = -\frac{80}{20} = -4.$$

4. Отже:  $i_{16} = (-5) \cdot (-4) = 20.$

5. Кутова швидкість вихідного вала:

$$\omega_6 = \frac{\omega_1}{i_{16}} = \frac{100}{20} = 5 \text{ рад/с.}$$



## Література

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Підручник. - Київ.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин.- М.: Высшая школа, 1978. – 270 с.
4. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з теорії механізмів і машин. Розділ “Синтез та аналіз механізму привода” для студентів машинобудівних спеціальностей і слухачів ФПК /Укл. О.А.Кірієнко, Л.Г.Овсієнко. - К.: КПІ, 1993. – 64 с.
5. Теория механизмов и механика машин / Учебник для вузов. Под. ред. К.В. Фролова. 2-е изд. перераб. и доп. - М.: Высшая школа, 1998. – 496 с.
6. Фролов К.В., Попов С.В., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и механика машин. - М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. – 664 с.

## З М І С Т

1. Основні відомості з теорії зачеплення .....	3
1.1. Основні поняття та задачі синтезу зубчастих зачеплень.....	3
1.2. Геометричні параметри зубчастого колеса .....	4
1.3. Властивості евольвенти .....	6
1.4. Властивості евольвентного зачеплення .....	8
2. Деякі відомості про методи виготовлення зубчастих коліс.....	9
2.1. Метод копіювання .....	9
2.2. Метод обкатки (огинання) .....	11
<b>Лабораторна робота № 1 “Побудова евольвентних профілів зубців методом обкатки” .....</b>	<b>13</b>
<b>Лабораторна робота № 2 “Обмірювання зубчастих коліс.....</b>	<b>24</b>
<b>Лабораторна робота № 3 “Визначення передаточного відношення багатоланкового зубчастого механізму”.....</b>	<b>34</b>
ДОДАТОК. Приклад дослідження багатоланкового зубчастого механізму аналітичним методом.....	47
Література .....	48