

© С. М. Шуклінов,
доктор технічних наук, професор,
ORCID: 0000-0002-3157-3069,
e-mail: schuklinovsn@gmail.com;

© М. Г. Михалевич,
доктор технічних наук, професор,
проректор, ORCID: 0000-0001-9890-3838,
e-mail: mkolyag@gmail.com
(Харківський національний автомобільно-
дорожній університет)

© Serhii Shuklinov,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
ORCID: 0000-0002-3157-3069,
e-mail: schuklinovsn@gmail.com;

© Mykola Mykhalevych, Doctor of Technical Sciences,
Professor, Vice-Rector,
ORCID: 0000-0001-9890-3838,
e-mail: mkolyag@gmail.com
(Kharkiv National Automobile
and Highway University)

3D-МОДЕЛЮВАННЯ ГІПОЇДНОЇ ГОЛОВНОЇ ПЕРЕДАЧІ АВТОМОБІЛЯ В AUTODESK INVENTOR

3D MODELING OF A VEHICLE'S HYPOID FINAL GEAR IN AUTODESK INVENTOR

Анотація. У системі твердотільного параметричного проектування Autodesk Inventor Professional немає можливості безпосередньої побудови гіпоїдного зачеплення. Ця робота присвячена створенню методу побудови зубчастих коліс гіпоїдного зачеплення у програмі Autodesk Inventor для надання можливості 3D-компонування елементів гіпоїдної головної передачі та автоматизованого оформлення її конструкторської документації. Це підвищує рівень продуктивності проектування в конструкторському бюро, а в навчальному процесі – компетентності здобувачів та їхню зацікавленість у навчанні.

Ключові слова: головна передача, гіпоїдна передача, зубчасте колесо, зубчаста шестерня, нормальний модуль, зміщення в гіпоїдній передачі, кількість зубців, початковий конус гіпоїдних зубчастих коліс, кут зачеплення, кут нахилу лінії зуба, 3D-моделювання.

Abstract. It is difficult to imagine modern design of any unit and development of working drawings without the use of CAD elements. The Autodesk Inventor Professional solid-state parametric design system is a fairly powerful tool for performing design work and mechanical engineering drawings. But it should be noted that the existing gear generators in Autodesk Inventor can build cylindrical and bevel gears, even worm gears, but not hypoid. Therefore, when designing hypoid main gears of a car, difficulties arise in creating 3-D models of hypoid gears. The inability to directly build hypoid gears in the Autodesk Inventor gear generator does not allow for 3-D design of hypoid main gears, and this is a problem. This work is devoted to solving this problem, the purpose of which is to create a method for constructing a hypoid gear in the Autodesk Inventor program to provide the possibility of 3-D layout of hypoid main gear elements and further automated development of drawings. The method of achieving the goal is that two separate bevel gears are created in the Autodesk Inventor bevel gear generator, with the parameters of one gear corresponding to the parameters of the hypoid gear, and the second - the hypoid wheel, then a 3-D model of the hypoid gear is created as an assembly product from the hypoid gear and hypoid wheel models. The proposed method allows you to build a 3-D model of the hypoid gear in the Autodesk Inventor program, which allows 3-D layout of hypoid main gear elements and automated design of its design documentation. This increases the level of design productivity in the design office, and in the educational process, it increases the level of competence of applicants and their interest in learning.

Keywords. main gear, hypoid gear, gear wheel, pinion gear, normal module, offset in hypoid gear, number of teeth, initial cone of hypoid gears, meshing angle, tooth line inclination angle, 3D modeling.

Вступ

У проектуванні головних передач трансмісії автомобілів доцільно використовувати елементи систем автоматизованого проектування. При цьому серед вихідних даних застосовують як результати тягового розрахунку автомобіля:

- максимальний крутний момент двигуна $M_{e \max}$;
- частота обертання колінчатого валу двигуна за максимального моменту n_M ;

- тип головної передачі (одинарна з циліндричним або гіпоїдним зачепленням);

- передатне число, так і результати функціонального розрахунку головної передачі:

- кількість зубців у зачепленні;
- кут профілю зуба;
- модуль та кут нахилу зубців та ширина зубчастого венця.

Визначення решти геометричних параметрів зубчастих зачеплень у процесі проектування головної передачі доцільно виконати у

системі твердотільного параметричного проектування Autodesk Inventor Professional. Водночас створюється 3D-модель зубчастого зачеплення та решти складових головної передачі. У Autodesk Inventor є генератор зубчастих зачеплень, за допомогою якого будуються 3D-моделі циліндричного та конічного зубчастих зачеплень. Слід зазначити, що створення 3D-моделі гіпоїдного зачеплення у генераторі зубчастих зачеплень Autodesk Inventor не передбачено [1]. Це обумовлює неможливість побудови 3D-моделі головної передачі з гіпоїдним зачепленням.

Мета роботи – створення методики побудови гіпоїдного зачеплення у програмі Autodesk Inventor для можливості 3D-компонування елементів гіпоїдної головної передачі.

Робоча гіпотеза – створення 3D-моделі гіпоїдного зачеплення у генераторі зубчастих конічних зачеплень Autodesk Inventor як складальну одиницю з моделей шестерні та колеса окремих конічних зачеплень з параметрами, що відповідають параметрам гіпоїдної шестерні та гіпоїдного колеса.

Огляд та аналіз параметрів генератора зубчастих конічних зачеплень Autodesk Inventor

Для моделювання в генераторі конічних зачеплень Autodesk Inventor (Bevel Gears Component Generator) необхідно внести початкові дані (рис. 1):

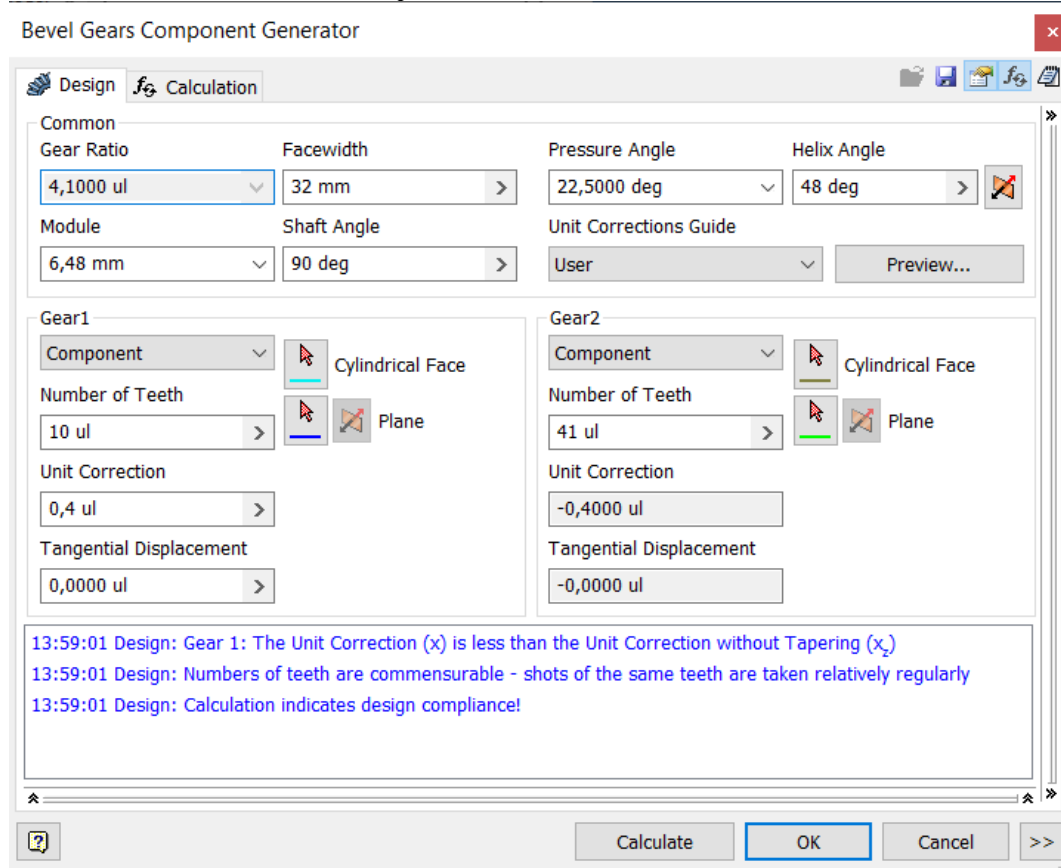


Рис. 1. Діалогове вікно генератора конічних зачеплень Autodesk Inventor

- кількість зубців шестерні $z_{ш}$ (Gear 1 Number of Teeth) та колеса z_k (Gear 2 Number of Teeth);
- кут нахилу зубців шестерні та колеса β (Helix Angle);
- торцевий модуль m_t (Module);
- ширину зубчастого вінця b_{ω} (Facewidth);
- кут зачеплення α (Pressure Angle);
- кут перетину осей шестерні та колеса (Shaft Angle).

Коефіцієнт зміщення (Unit Correction) та тангенціальне зміщення (Tangential Displacement) розраховуються автоматично. Але є можливість корегування цих значень для шестерні з метою наближення до рівномірності зубців шестерні та колеса.

Для розрахунку параметрів моделі зубчастого зачеплення треба натиснути «Розрахунок» (Calculate). Значення отриманих результатів можна подивитися, відкривши вкладку

«Огляд» (Preview). Приклад результатів розрахунку геометричних параметрів шестерні (Gear 1) та колеса (Gear 2) конічного зачеплення наведено на рис. 3.2. Слід зазначити, що результатом розрахунку є геометричні параметри зубчастих коліс та параметри профілю

зуба у конічному зачепленні. Також треба підкреслити, що профіль зуба в конічному зачепленні є симетричним на відміну від профілю зуба коліс гіпоїдного зачеплення. Крім цього, конструювання зубчастих коліс виконується окремо у форматі «.ipt».

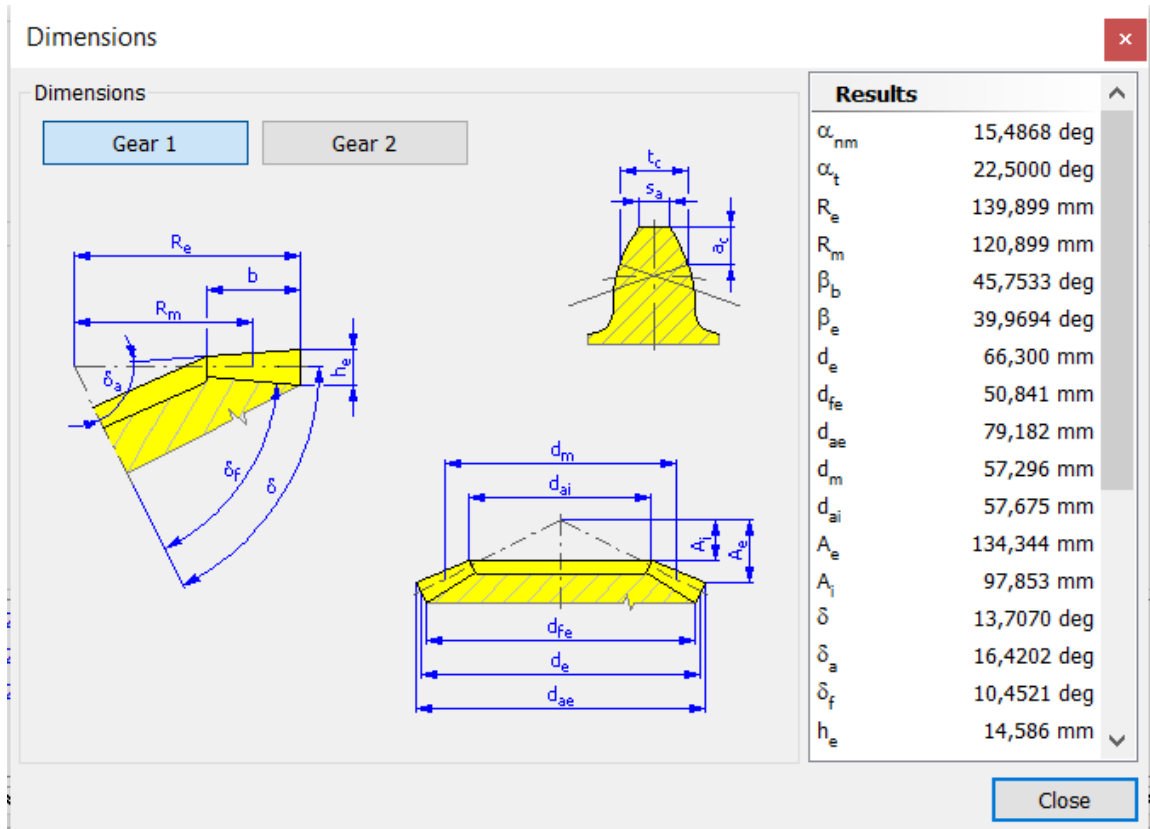


Рис. 2. Вкладка «Огляд» (Preview) діалогового вікна генератора конічних зачеплень Autodesk Inventor

Функціональний розрахунок гіпоїдної передачі

Функціональний розрахунок гіпоїдної передачі починається з вибору кількості зубців у зачепленні гіпоїдної головної передачі. Кількість зубців у гіпоїдному зачепленні визначається залежно від значення передавального числа головної передачі u_0 , що отримано в тяговому розрахунку автомобіля. Залежно від значення передатного числа головної передачі вибирають кількість зубців $z_{ш}$ ведучої гіпоїдної шестерні за рекомендаціями досвіду автомобілебудування (табл. 1). Кількість зубів z_k веденого гіпоїдного колеса обчислюють за формулою

$$z_k = z_{ш} \cdot u_0 \tag{1}$$

Кількість зубів z_k веденого гіпоїдного колеса, що визначено за формулою (1), округлюють до цілого значення й уточнюють передатне число головної передачі відповідно до визначених значень кількості зубців шестерні та колеса:

$$u_0 = \frac{z_k}{z_{ш}} \tag{2}$$

Таблиця 1

Рекомендації для визначення кількості зубців шестерні та колеса гіпоїдної передачі

u_0	2,5	3	4	5	6,...,8
$z_{ш}$	15	12	9	7	5, 6
Сумарна кількість зубців у зачепленні $z_{\Sigma} = z_{ш} + z_k = 50...60$					

Гіпоїдне зачеплення характеризується зміщенням осей валів шестерні та колеса – гіпоїдним зміщенням e . Його максимальна величина у проектуванні головної передачі зазвичай обмежується технологічними умовами виготовлення та зро-станням специфічних особливостей гіпоїдного зачеплення – повздовжнє ковзання між зубцями, несиметричність зачеплення та ін. Зазвичай для визначення величини гіпоїдного зміщення використовують відносну величину – коефіцієнт гіпоїдного зміщення $k_e = e/r_{\text{ок}}$ ($r_{\text{ок}}$ – середній радіус зачеплення гіпоїдного колеса). Значення якого з досвіду автомобілебудування рекомендується приймати: $k_e = 0,4$ для головних передач легкових автомобілів та $k_e = 0,2$ – для вантажних автомобілів. За однакових розмірів коліс конічної та гіпоїдної передач, тобто за однакової кількості їхніх зубців, остання матиме більше передавальне число. Збільшення передатного числа гіпоїдної передачі характеризується коефіцієнтом збільшення гіпоїдної шестерні

$$k_{\text{гип}} = \cos\beta_2 / \cos\beta_1, \quad (3)$$

де β_1, β_2 – кути нахилу лінії зубців відповідно до шестерні та колеса.

З досвіду автомобілебудування рекомендується приймати: $k_{\text{гип}} = 1,35 \dots 1,5$ для головних передач легкових автомобілів та $k_e = 1,17 \dots 1,2$ – для вантажних автомобілів.

Розрахунковий радіус середнього ділильного кола конічного колеса відповідно методу погонного навантаження визначається за:

$$r_{\text{ок}} = \sqrt{\frac{M_p \cdot \sin \delta_K}{0,35 \cdot [q]}}, \quad (4)$$

де M_p – розрахунковий момент на колесі головної передачі;

$\delta_K \approx \arctg \left(\frac{z_K}{z_{\text{ш}}} \cdot \sqrt{1 - 0,9 \cdot k_e^2} \right)$ – кут ділильного конуса зубчастого колеса;

$[q]$ – допустиме погонне навантаження на зуб.

Розрахунковий момент M_p на колесі головної передачі визначається за трьома режимами:

– розрахунковий режим за максимальним моментом двигуна:

$$M_e = M_{e \text{ max}} \cdot u_{\text{к1}} \cdot \frac{z_K}{z_{\text{ш}}}, \quad (5)$$

де $M_{e \text{ max}}$ – максимальний крутний момент двигуна;

$u_{\text{к1}}$ – передатне число першої передачі коробки передач.

– розрахунковий режим за максимальною силою зчеплення ведучих коліс:

$$M_{\text{ф}} = G_B \cdot \varphi_x \cdot r_D, \quad (6)$$

де G_B – вага, що припадає на ведучі колеса;

φ_x – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс;

r_D – динамічний радіус ведучих коліс.

– Розрахунковий режим за максимальним моментом двигуна на вищій передачі:

$$M_{eV} = M_{e \text{ max}} \cdot u_{\text{кV}} \cdot \frac{z_K}{z_{\text{ш}}}, \quad (7)$$

де $u_{\text{кV}}$ – передатне число коробки передач, за якого досягається максимальна швидкість руху автомобіля.

Допустиме погонне навантаження на зуб $[q]$ вибирають залежно від типу автомобіля та навантажувального режиму.

Для першого та другого навантажувального режиму:

$$[q] = \begin{cases} 0,9 \text{ кН/мм} - \text{ для легкових автомобілів;} \\ 1,5 \text{ кН/мм} - \text{ для вантажних автомобілів;} \\ 1,0 \text{ кН/мм} - \text{ для автобусів;} \\ 0,6 \text{ кН/мм} - \text{ для автомобілів підвищеної} \\ \text{прохідності.} \end{cases}$$

Для третього режиму навантаження:

$$[q] = \begin{cases} 0,35 \text{ кН/мм} - \text{ для легкових автомобілів;} \\ 0,3 \text{ кН/мм} - \text{ для вантажних автомобілів і} \\ \text{автобусів;} \\ 0,6 \text{ кН/мм} - \text{ для автомобілів підвищеної} \\ \text{прохідності.} \end{cases}$$

Після розрахунку значень радіусу середнього ділильного кола конічного колеса за формулою (4) для трьох режимів вибирають розрахункове значення за пропонованою методикою. Вибір значення радіуса середнього ділильного кола конічного колеса проходить у два етапи, що наведено нижче.

Етап №1.

$$r_{\omega k(1-2)} = \begin{cases} r_{\omega k(1)} & \text{якщо } r_{\omega k(1)} \leq r_{\omega k(2)} \\ r_{\omega k(2)} & \text{якщо } r_{\omega k(1)} > r_{\omega k(2)} \end{cases}.$$

Етап №2.

$$r_{\omega k} = \begin{cases} r_{\omega k(1-2)} & \text{якщо } r_{\omega k(1-2)} \geq r_{\omega k(3)} \\ r_{\omega k(3)} & \text{якщо } r_{\omega k(1-2)} < r_{\omega k(3)} \end{cases},$$

де $r_{\omega k(1)}$, $r_{\omega k(2)}$, $r_{\omega k(3)}$ – значення радіусів ділильного кола, що розраховані для відповідних режимів;

$r_{\omega k(1-2)}$ – значення радіусу ділильного кола, що обрано на етапі №1.

Відповідно середній розрахунковий радіус ділильного кола шестерні визначають за виразом:

$$r_{\omega ш} = \frac{r_{\omega k}}{u_0} \cdot k_{гпш}. \quad (8)$$

Початкові конуси шестерні та колеса кінчного зачеплення є дотичними один одного по всій довжині їхніх утворюючих. У гіпоїдного зачеплення початкові конуси шестерні та колеса є дотичними тільки в одній точці « p » – точці перетину їхніх утворюючих, яка є полюсом зачеплення (рис. 3). Причому вісь шестерні та

полюс зачеплення p належать площині, яка нахилена до горизонтальної площини колеса під кутом η . Визначення кутів спіралей зубців шестерні й колеса та їхніх торцевих модулів і ширини зубчатих вінців базується на геометричних залежностях, що описують взаємне розташування утворюючих їхніх початкових конусів та полюса зачеплення p .

Кут нахилу η площини, де лежать полюс зачеплення та вісь шестерні (рис. 3):

$$\eta = \arctg \left(\frac{e}{r_{\omega k} \cdot \operatorname{tg} \delta_k + r_{\omega ш}} \right). \quad (9)$$

Значення кута ε між проекцією утворюючої початкового конуса колеса, яка проходить через полюс зачеплення, на вертикальну площину і горизонтальної осі колеса розраховується за виразом

$$\varepsilon = \arcsin(\operatorname{tg} \eta \cdot \operatorname{tg} \delta_k). \quad (10)$$

Кут ділильного конуса шестерні визначає формула:

$$\delta_{ш} = \arcsin(\cos \varepsilon \cdot \cos \delta_k). \quad (11)$$

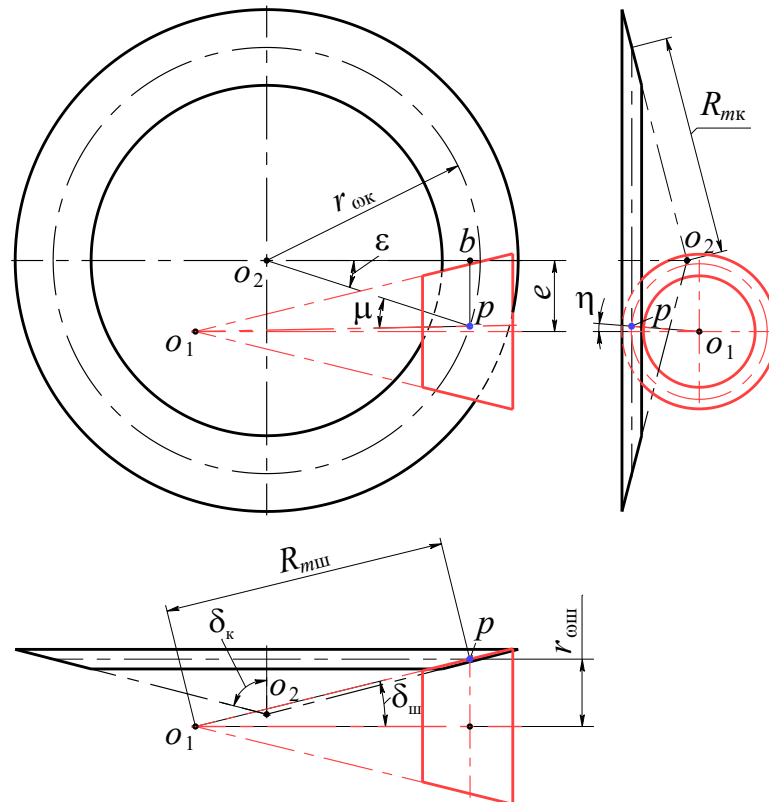


Рис. 3. Схема розташування початкових конусів шестерні та колеса гіпоїдної передачі

Конусні відстані колеса та шестерні дорівнюють:

$$R_{mK} = \frac{r_{\omega K}}{\sin \delta_K}; R_{mШ} = \frac{r_{\omega Ш}}{\sin \delta_{Ш}}. \quad (12)$$

Перевірка відповідності вибраних та розрахованих параметрів гіпоїдної передачі виконується за умовою:

$$\frac{R_{mШ}/R_{mK} - k_{ГіП}}{k_{ГіП}} \cdot 100 \leq 5\%. \quad (13)$$

Відмінність μ кутів нахилу зубців шестерні та колеса визначає залежність:

$$\mu = \beta_{Ш} - \beta_K = \arcsin\left(\frac{\sin \varepsilon}{\cos \delta_{Ш}}\right). \quad (14)$$

Кут нахилу зубців колеса розраховують за формулою:

$$\beta_K = \arctg\left(\frac{\cos \mu - 1/k_{ГіП}}{\sin \mu}\right), \quad (15)$$

а кут нахилу зубців шестерні розраховують за формулою:

$$\beta_{Ш} = \arctg\left(\frac{k_{ГіП} - \cos \mu}{\sin \mu}\right). \quad (16)$$

Нормальний модуль зачеплення у середній площині дорівнює:

$$m_n = \frac{2r_{\omega K} \cdot \cos \beta_K}{z_K} = \frac{2r_{\omega Ш} \cdot \cos \beta_{Ш}}{z_{Ш}}. \quad (17)$$

Довжина зуба колеса за утворюючою конуса (ширина зубчатого вінця колеса) $b_{\omega K}$ визначається як менше із двох значень:

$$b_{\omega K} \leq 0,35R_{mK}; b_{\omega K} \leq 10m_n. \quad (18)$$

Довжина зуба шестерні за утворюючою конуса (ширина зубчатого вінця шестерні) $b_{\omega Ш}$ визначається за формулою:

$$b_{\omega Ш} = b_{\omega K} \cdot \frac{\sin \delta_K}{\cos \varepsilon \cdot \cos \delta_{Ш}} + 4. \quad (19)$$

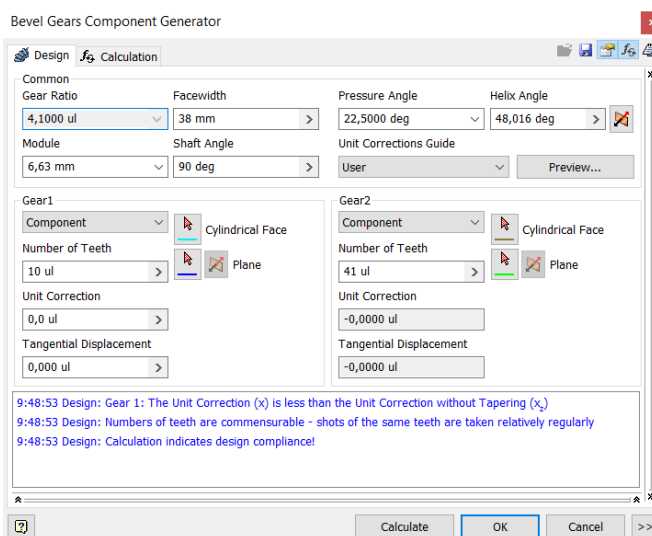
Значення торцевого модуля колеса розраховують за виразом:

$$m_{tK} = \frac{m_n \cdot (R_{mK} + 0,5b_{\omega K})}{R_{mK} \cdot \cos \beta_K}, \quad (20)$$

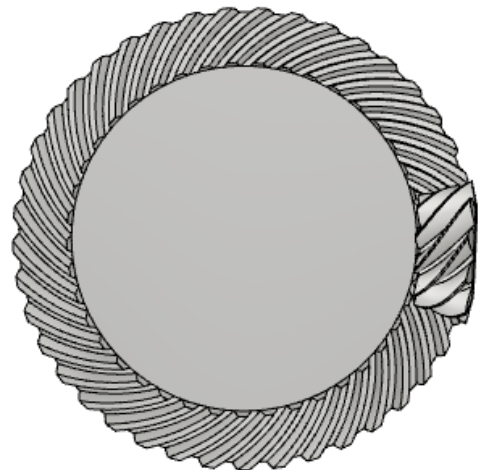
а шестерні:

$$m_{tШ} = \frac{m_n \cdot (R_{mШ} + 0,5b_{\omega Ш})}{R_{mШ} \cdot \cos \beta_{Ш}}. \quad (21)$$

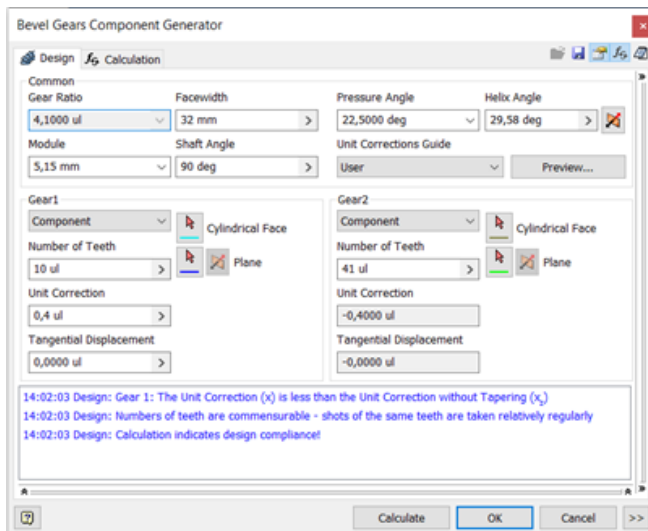
Для побудови 3D-моделей зубчатих коліс гіпоїдної передачі необхідно виконати моделювання двох конічних зачеплень з однаковими значеннями числа зубців z_1 і z_2 та кутом зачеплення α , але з різними значеннями (рис. 4):



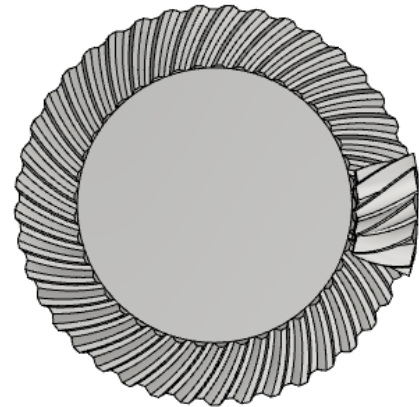
а



б



В



Г

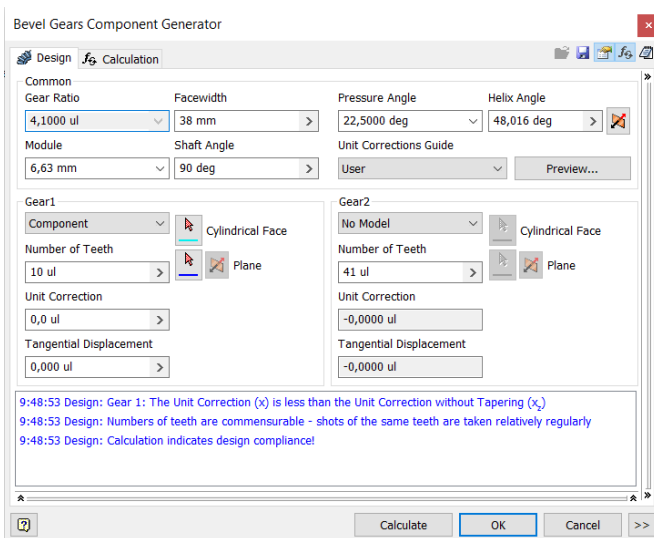
Рис. 4. Діалогові вікна генератора зубчастого зачеплення та 3D-моделі конічних передач: а, б – з параметрами гіпоїдної шестерні; в, г – з параметрами гіпоїдного колеса

- кутів нахилу зубців відповідно β_k та $\beta_{ш}$;
- торцевих модулів зубців відповідно $m_{тк}$ та $m_{тш}$;
- шириною зубчастого вінця відповідно $b_{ок}$ та $b_{ош}$.

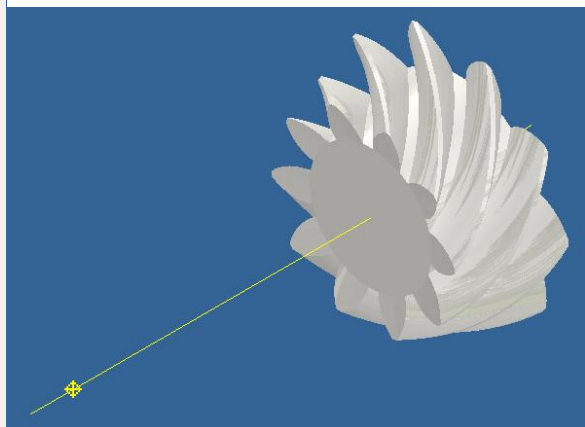
Середній кут зачеплення гіпоїдної передачі різний для протилежних сторін зубів. У генераторі зубчатих зачеплень Inventor кут профілю задається однаковим для обох сторін

зуба, тому як припущення можна прийняти його значення рівним 22,5 градусів.

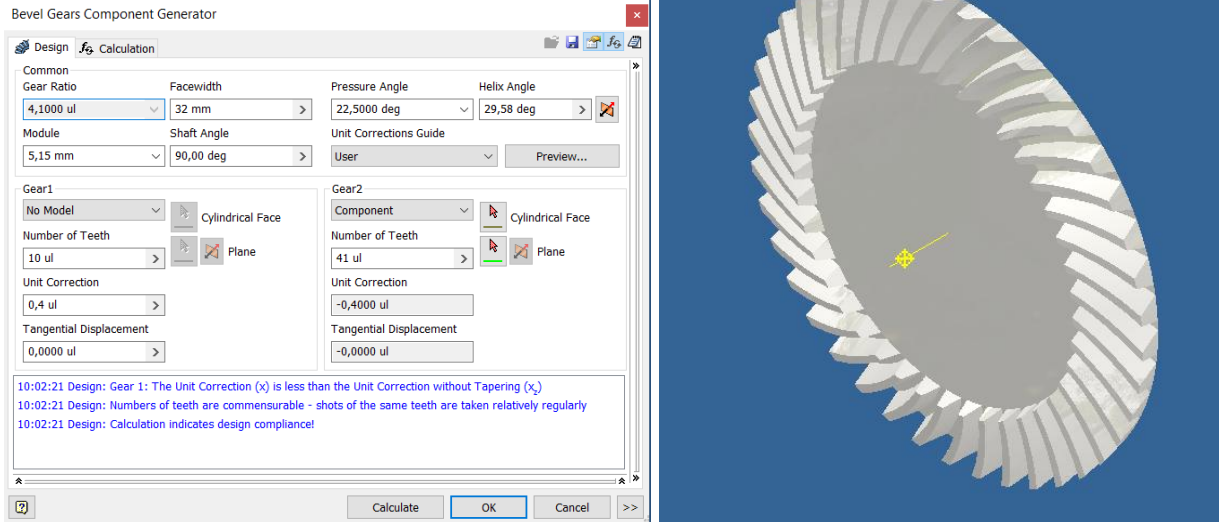
Для отримання окремих 3D-моделей шестерні та колеса з розрахунковими параметрами гіпоїдної передачі в діалоговому вікні відповідної 3D-моделі зубчастого зачеплення треба вказати, що «Gear 2» і «Gear 1» не мають моделі (**рис. 5**).



а



б



В

Г

Рис. 5. Побудова 3D-моделі конічних шестерень: а, б – з параметрами гіпоїдної шестерні; в, г – з параметрами гіпоїдного колеса

Зазвичай для взаємного орієнтування у процесі складання гіпоїдної передачі визначаються базові торці шестерні та колеса. Для цього треба визначити конструктивні елементи шестерні та колеса й побудувати їх на отриманих моделях у форматі «.art». У Autodesk Inventor є можливість орієнтування моделей шестерні та колеса у процесі складання гіпоїдного зачеплення за ординатами вершин їхніх початкових конусів. Для цього треба визначити відмінність координат вершин початкових конусів шестерні та колеса гіпоїдної передачі порівняно з конічною передачею.

Визначення координат відносного зміщення вершин початкових конусів гіпоїдних шестерні та колеса

Inventor будує моделі конічних шестерні та колеса в зачепленні так, що вершини їхніх початкових конусів збігаються, при цьому зачеплення відбувається у полюсі p . Побудовані, окремо одна від одної, моделі шестерні та ко-

леса у процесі складання з них гіпоїдної передачі треба розташувати так, щоб зачеплення відбувалося у полюсі p . Для цього необхідно забезпечити взаємне розташування шестерні та колеса, так щоб їх ділильні кола були дотичними в полюсі зачеплення. Як уже зазначалося, гіпоїдна передача, на відміну від конічної, має зміщення початкових конусів шестерні та колеса у трьох площинах, тому вершини їх початкових конусів також зміщені одна відносно другої. Крім цього, в гіпоїдної передачі шестерня та колеса мають різні значення конусних відстаней та сума кутів їхніх ділильних конусів не дорівнює куту між їх осями. Для визначення відносних координат вершин початкових конусів шестерні та колеса гіпоїдної передачі скористаємось **рис. 6**.

Зміщення осі шестерні у вертикальній площині від горизонтальної площини колеса характеризує відстань гіпоїдного зміщення « e », яке є функціональним параметром гіпоїдної передачі.

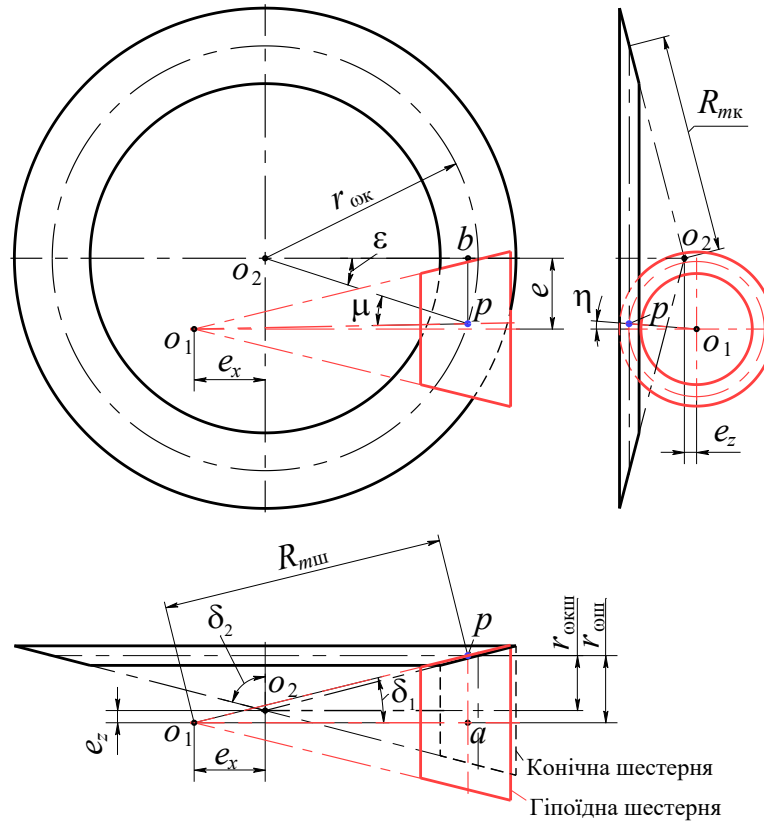


Рис. 6. Схема для визначення координат відносного зміщення вершин початкових конусів гіпоїдних шестерні та колеса

Зміщення вершини конуса гіпоїдної шестерні відносно осі колеса у повздовжній площині e_x відбувається завдяки збільшенню її конусної відстані та зміщенню полюса зачеплення. Відносна повздовжня координата вершини конуса шестерні визначається з рис. 6 як різниця відрізків o_1a та o_2b .

$$\begin{aligned} e_x &= o_1a - o_2b = \\ &= r_{\omega_k} \cdot \cos \varepsilon - R_{mш} \cdot \cos \delta_{ш} \end{aligned} \quad (22)$$

Завдяки гіпоїдному збільшенню радіуса зачеплення шестерні вісь її валу зміщується від полюса зачеплення в поперечній площині на відстань e_z . Відносна поперечна координата вершини конуса шестерні визначається з рис.

6 як різниця радіусів зачеплення гіпоїдної та конічної шестерень.

$$e_z = r_{\omega_{ш}} - r_{\omega_{кш}} \quad (23)$$

Радіус зачеплення гіпоїдної шестерні $r_{\omega_{ш}}$ визначено у функціональному розрахунку гіпоїдного зачеплення. Значення радіуса зачеплення конічної шестерні $r_{\omega_{кш}}$ визначають, як половину діаметра у середній площині зачеплення d_m , який розраховано у Inventor за моделювання конічних шестерень із параметрами гіпоїдного колеса (рис. 5в). У вкладці «Огляд» (Preview) у результатах розрахунку для колеса 1 (Gear 1) знаходять його значення, як це видно з **рис. 7**.

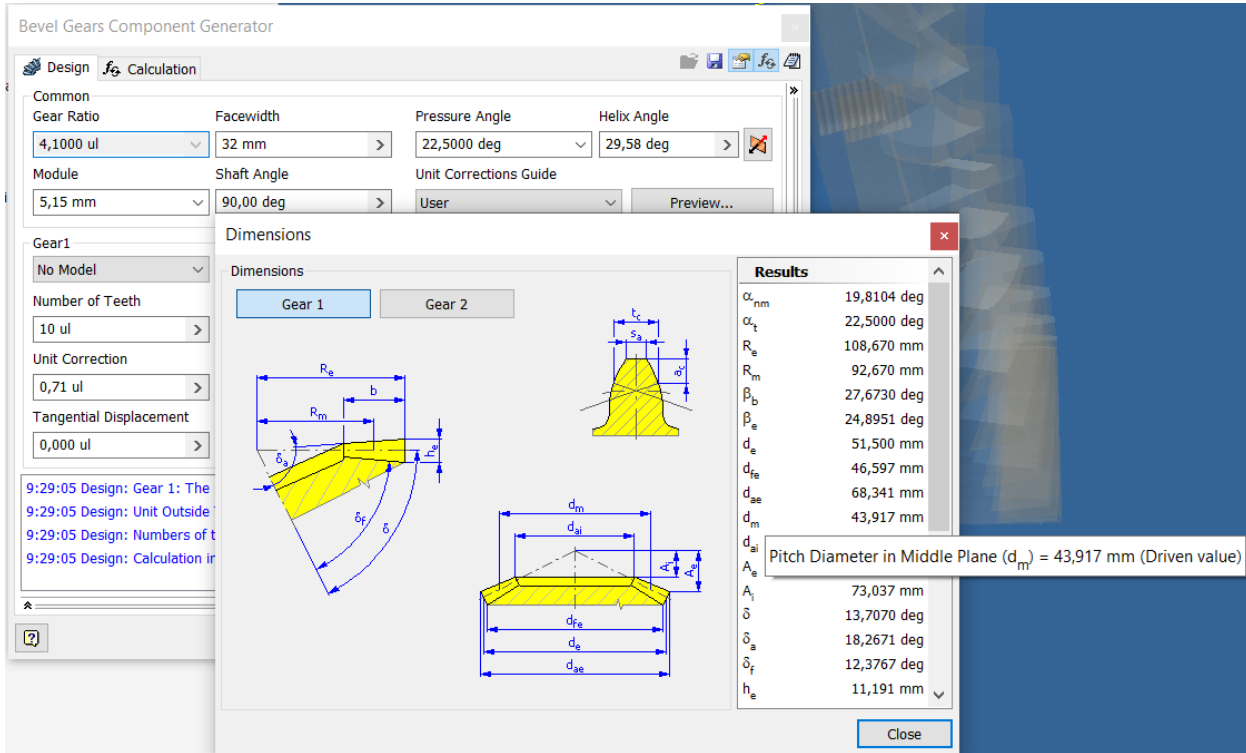


Рис. 7. Визначення діаметра d_m конічної шестерні у середній площині зачеплення

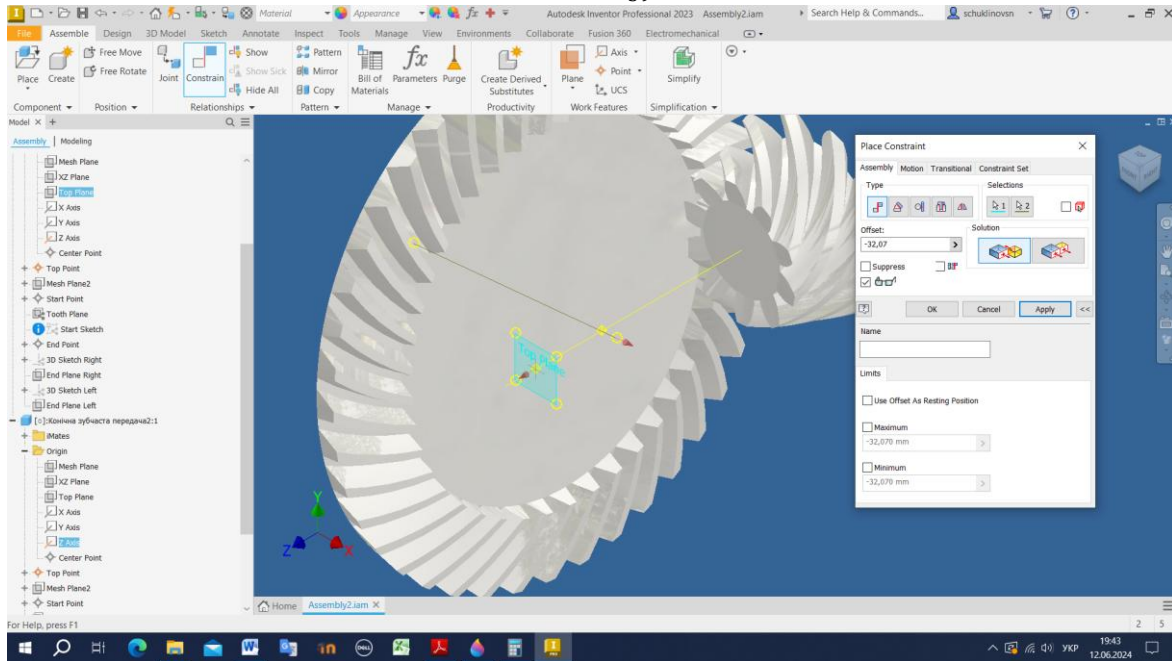
Для побудови 3D-моделі гіпоїдного зачеплення створюється новий файл із розширенням «.iam» (рис. 8). У цьому файлі складаються моделі гіпоїдної шестерні та гіпоїдного колеса, які треба поєднати так, щоб полюс їхнього зачеплення перебував у розрахунковому місці. Поєднання моделей гіпоїдної шестерні та гіпоїдного колеса у Inventor виконується командою «суміщення» (Constrain) у такий спосіб (рис. 8а). За допомогою вкладки «Залежності» у збиранні задаємо тип залежності та:

- відносну координату e_x , значення якої розраховано за формулою (22), шляхом зміщення між верхньою площиною (Top Plane)

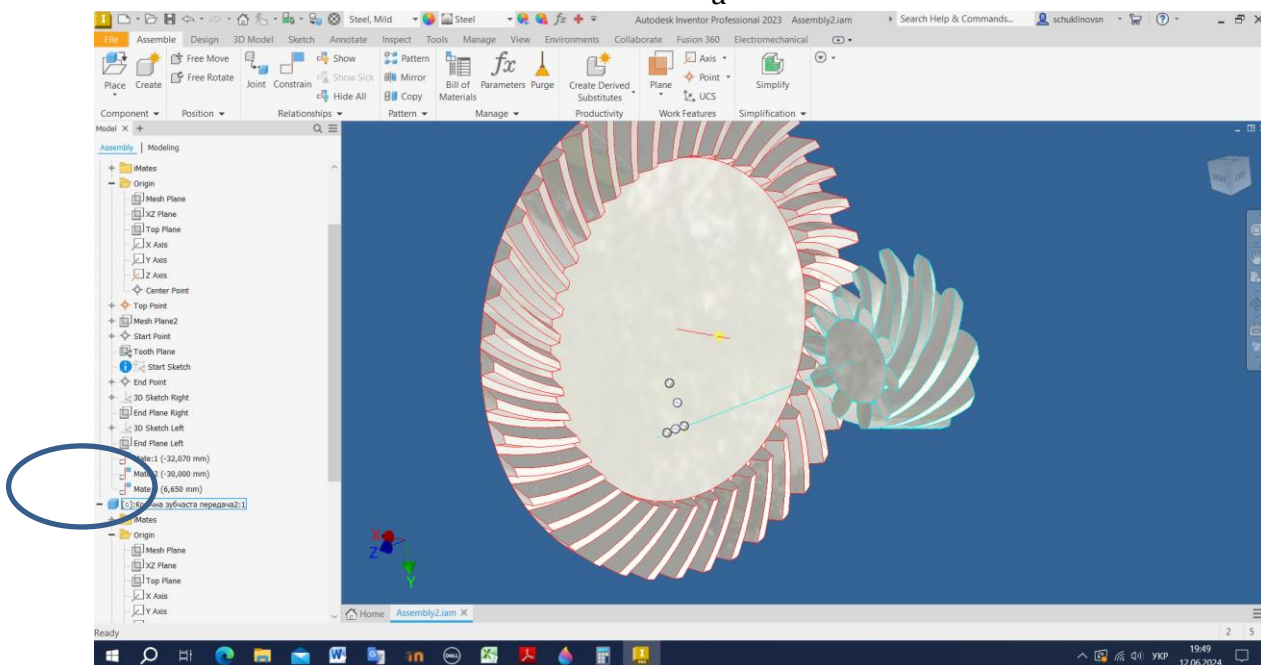
шестерні та віссю обертання колеса, тобто віссю Z колеса (**рис. 8-а**);

- гіпоїдне зміщення e осі вала шестерні відносно осі обертання колеса у вертикальній площині шляхом зміщення між площиною XZ шестерні та віссю обертання колеса, тобто його осі Z ;

- відносну координату e_y , значення якої розраховано за формулою (23), шляхом зміщення між верхньою площиною (Top Plane) колеса та вертикальною площиною XY шестерні.



а



б

Рис. 8. Завдання параметрів суміщення та результат суміщення у трьох площинах

Результатом відносного орієнтування шестерні та колеса є 3D-модель гіпоїдного зачеплення, яка дає можливість компонування і побудови 3D-моделі гіпоїдної головної передачі та

автоматизованого оформлення конструкторської документації. Для цього на моделях шестерні й колеса добудовують їхні конструктивні елементи відповідно до компонувальної схеми головної передачі (рис. 9).

