

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Державний вищий навчальний заклад
«Національний гірничий університет»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання лабораторної роботи
«Конструкції і параметри
циліндричних та конічно-циліндричних редукторів»
з дисциплін «Деталі машин» та
«Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання»
для студентів галузі знань «27 Транспорт» спеціальності
«274 Автомобільний транспорт», галузі знань «13 Механічна
інженерія» спеціальностей «131 Прикладна механіка» і «133 Галузеве
машинобудування», галузі знань «18 Виробництво та технології»
спеціальності «184 Гірництво»

Дніпропетровськ
2016

Міністерство освіти і науки України
Державний вищий навчальний заклад
«Національний гірничий університет»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання лабораторної роботи
«Конструкції і параметри
циліндричних та конічно-циліндричних редукторів»
з дисциплін «Деталі машин» та
«Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання»
для студентів галузі знань «27 Транспорт» спеціальності
«274 Автомобільний транспорт», галузі знань «13 Механічна
інженерія» спеціальностей «131 Прикладна механіка» і «133 Галузеве
машинобудування», галузі знань «18 Виробництво та технології»
спеціальності «184 Гірництво»

Дніпропетровськ
2016

Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи
«Конструкції і параметри циліндричних та конічно-циліндричних редукторів»
з дисциплін «Деталі машин» та «Деталі машин і підйомно-транспортне
обладнання» для студентів галузі знань «27 Транспорт» спеціальності
«274 Автомобільний транспорт», галузі знань «13 Механічна інженерія»
спеціальностей «131 Прикладна механіка» і «133 Галузеве машинобудування»,
галузі знань «18 Виробництво та технології» спеціальності «184
Гірництво» / Укладач: К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб – Дніпропетровськ: НГУ,
2016

Затверджено редакційною радою університету (протокол №9 від
06.09.2016 р.) за поданням кафедри основ конструювання механізмів та машин
(протокол № 12 від 15.06.2016 р.).

Відповідальний за випуск – зав. кафедрою основ конструювання механізмів та машин: К.А. Зіборов, доц. к.т.н.

Мета роботи - ознайомитися з конструкцією редуктора, особливостями його зборки і розборки, регулюванням підшипників, системою змащення; визначити найважливіші розміри редуктора і параметри зубчастих передач, навчитися використовувати спеціалізовані вимірювальні прилади та навчитися використовувати сучасні САПР які допоможуть запобігти помилок та перевірити визначені параметри механічних передач, а також скоротити час на виконання розрахунків в умовах виробництва.

1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Редуктор - це механізм, встановлений у закритому корпусі який служить для зменшення частоти обертання та збільшення обертального моменту на відомому валу. Установка передач в окремому корпусі гарантує точність зборки, краще змащення, більш високий к.к.д., менший знос, а також захист від попадання в неї пилу і бруду, зручність монтажу і транспортування.

Редуктор - закінчений механізм, що з'єднується з двигуном і робочою машиною муфтами та іншими з'єднувальними пристроями. Це принципово відрізняє його від зубчастої передачі, що встановлюється у виконавчий механізм.

2. КЛАСИФІКАЦІЯ ТА ПОЗНАЧЕННЯ РЕДУКТОРІВ

Різновидів редукторів багато. Їх можна класифікувати по типам, типорозмірам і виконанням.

Тип редуктора визначається складом передач, порядком їхнього розміщення від швидкохідного валу до тихохідного і положенням осей зубчастих коліс у просторі.

Для позначення типу передачі використовують великі букви українського алфавіту: Ц - циліндрична, К - конічна, П - планетарна, Ч - черв'ячна, Х - хвильова, Г - глобоїдна.

Якщо однакових передач дві чи більш, то після букви ставиться відповідна цифра.

Помітимо, що в мотор-редуктора до звичайного позначення попереду додається буква М.

Кінематичні схеми деяких типів редукторів показані в табл. 1.

Найбільш поширені редуктори з валами, розташованими в горизонтальній площині. Цей основний тип спеціального позначення не має. Якщо усі вали розташовані в одній вертикальній площині, то до позначення типу додається індекс В; якщо вісь тихохідного вала вертикальна, то додається індекс Т, а якщо швидкохідного - індекс Ш.

Позначення типорозміру редуктора складається з позначення його типу і головного параметра тихохідної ступені. Для передач циліндричної, черв'ячної і глобоїдної головним параметром є міжосьова відстань; планетарної - радіус водила; конічної - діаметр основи ділильного конуса колеса; хвильовий - внутрішній посадковий діаметр гнучкого колеса в недеформованому стані.

Під виконанням розуміють передаточне число, варіант зборки і форми кінців валів.

Приклад: редуктор КЦ2_в – 200 – 63: 3^х - ступінчатий редуктор, перша ступінь - конічна, друга і третя - циліндричні; міжосьова відстань останньої ступені 200 мм, загальне передаточне число редуктора - 63, усі вали розташовані у вертикальній площині.

Основна енергетична характеристика редуктора - номінальний момент T , що представляє собою допустимий обертальний момент на його тихохідному валу при постійному навантаженні і числі циклів зубчатого колеса, рівному базі контактних напружень.

Критерієм технічного рівня служить відносна маса [2]

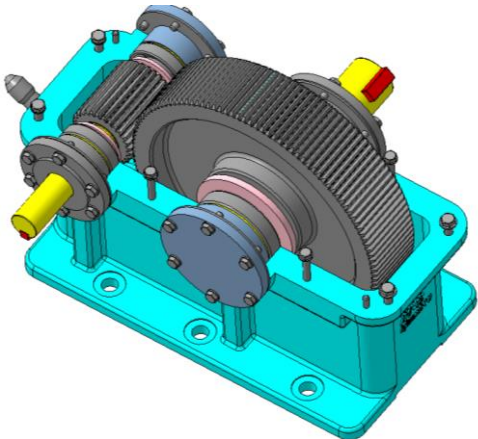
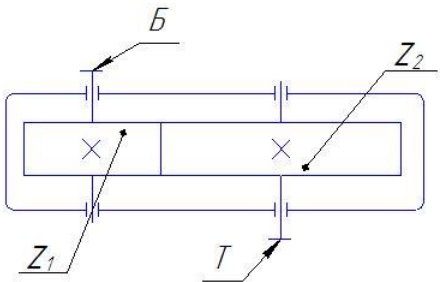
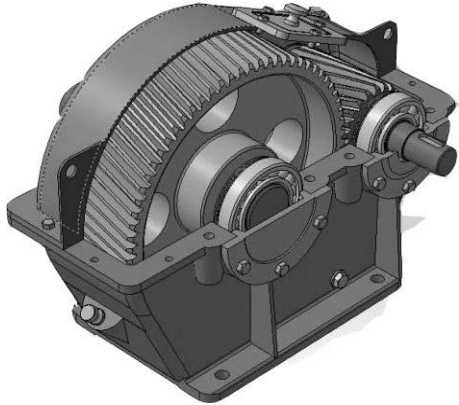
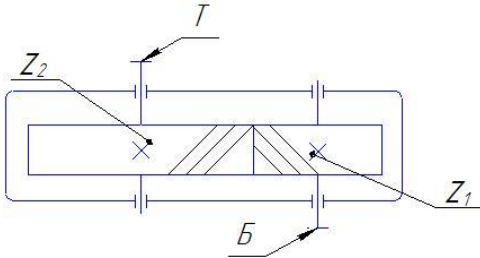
$$\gamma = \frac{m}{T},$$

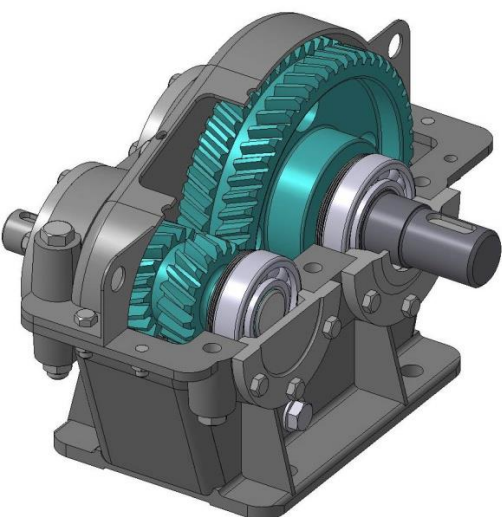
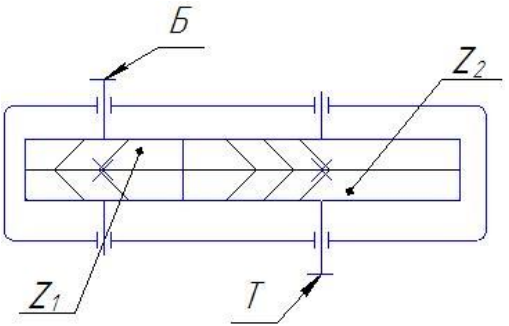
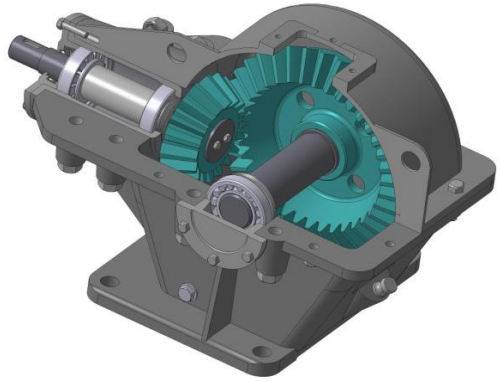
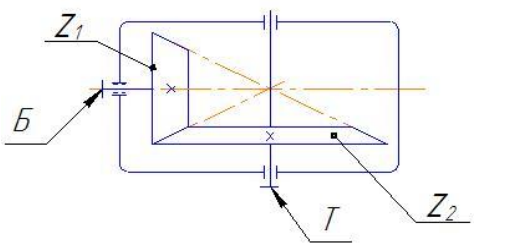
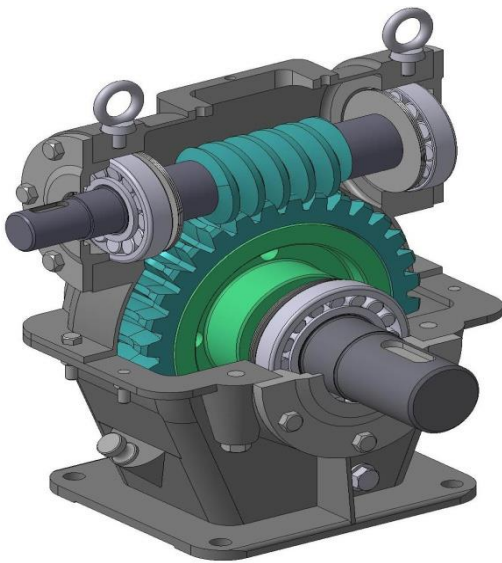
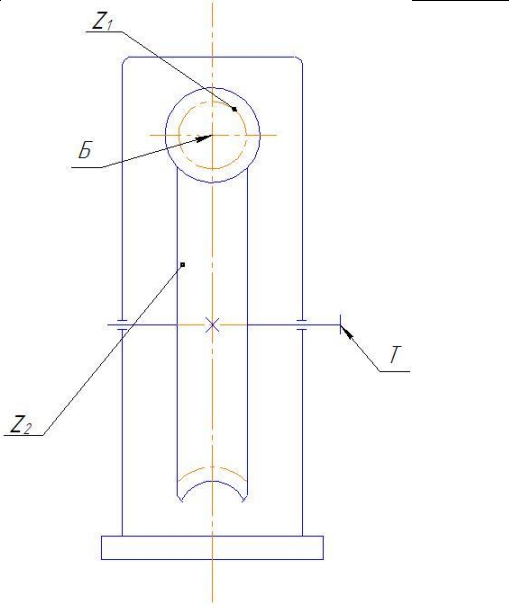
де m - маса редуктора, кг;

T - обертаючий момент, Н·м.

Таблиця 1.

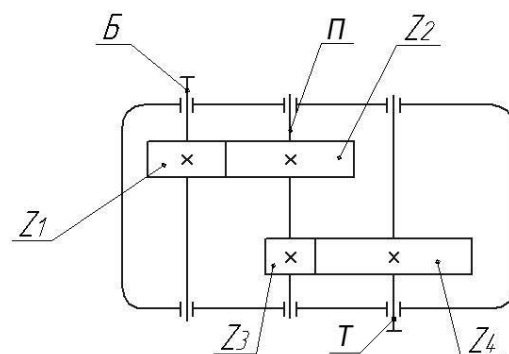
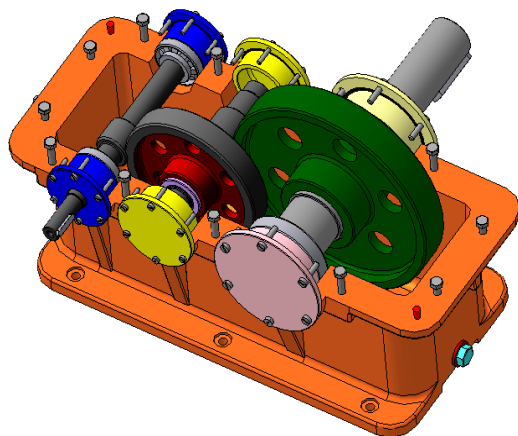
Кінематичні схеми редукторів

Одноступінчасті		
Циліндричний прямозубий		
Циліндричний косозубий		

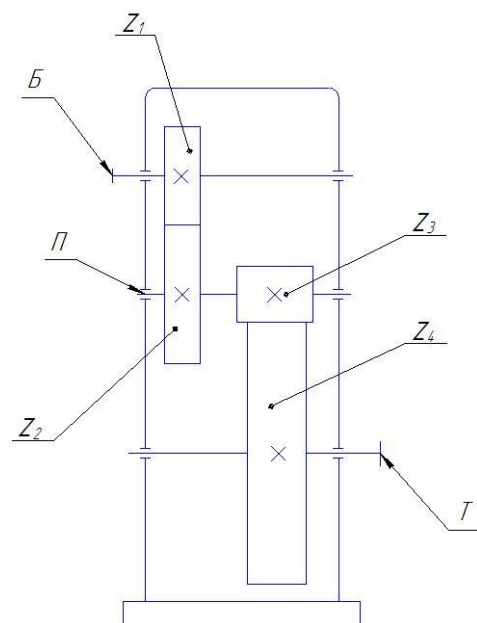
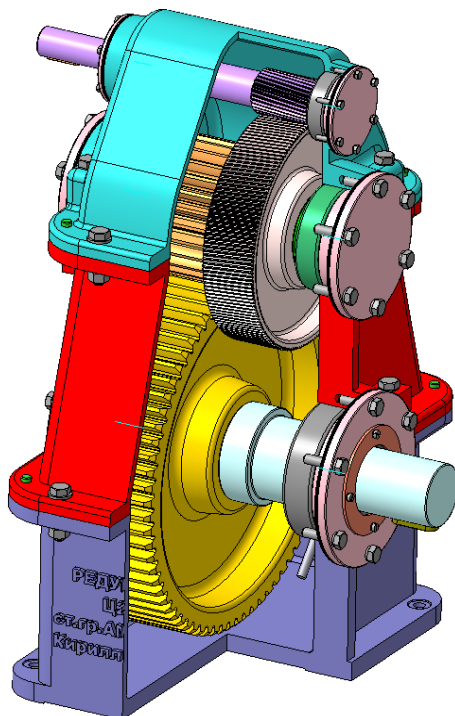
Циліндричний шевронний		
Конічний		
Черв'ячний		

Двохступінчасті

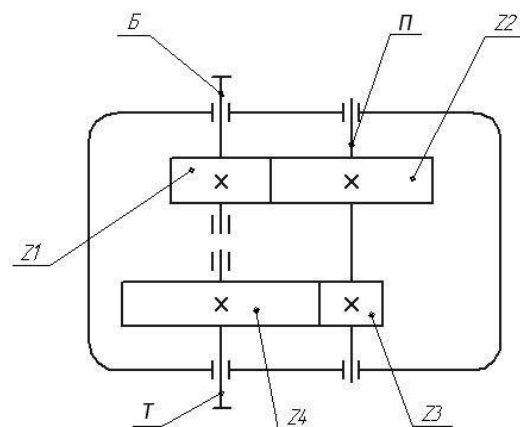
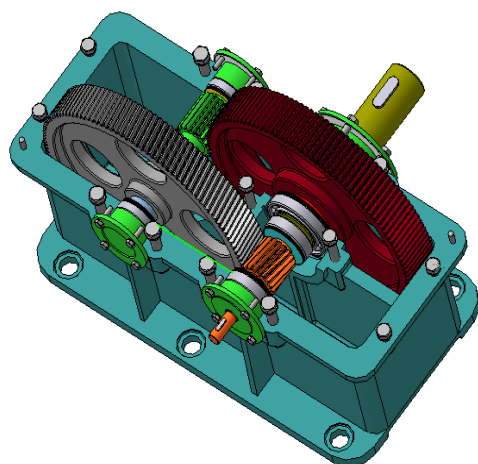
Циліндричний
горизонтальний

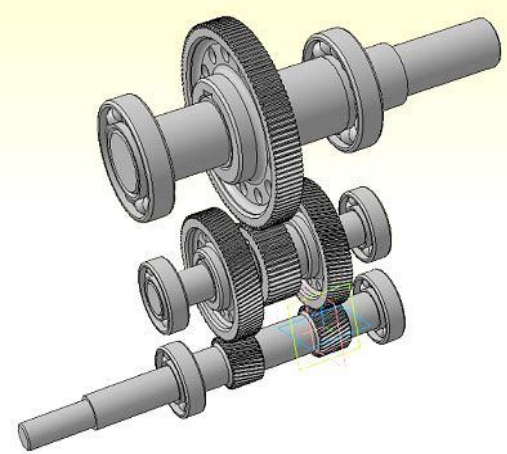
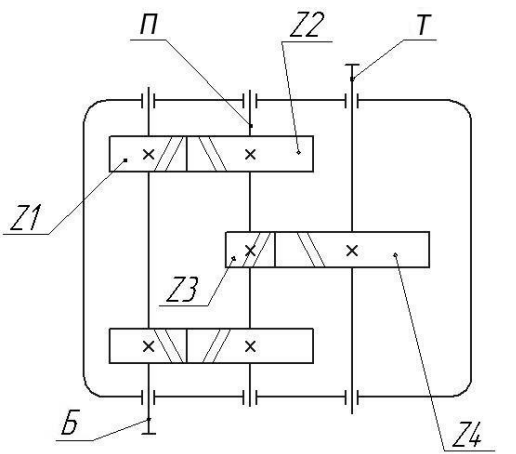
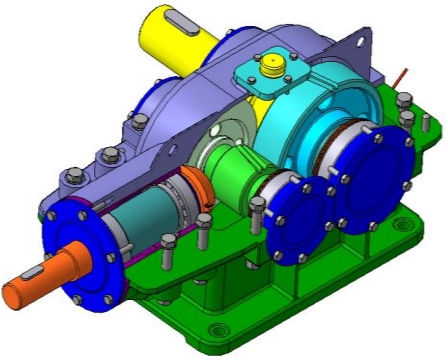
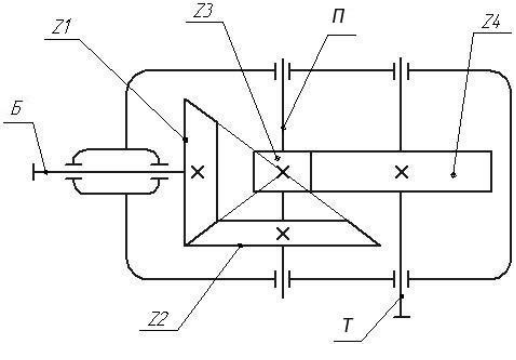
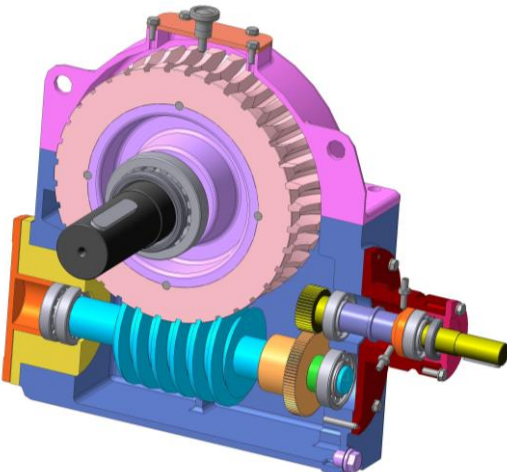
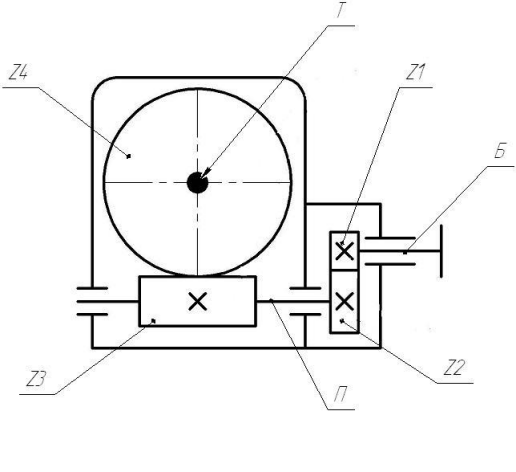


Циліндричний
вертикальний



Циліндричний
співвісний



Циліндричний з роздвоєною швидкісною ступінню		
Конічно— циліндричний		
Черв'ячно— циліндричний		

3. ПАРАМЕТРИ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Усі поняття і терміни, які стосуються геометрії та кінематики зубчастих передач (рис. 1), стандартизовані. Стандарти встановлюють терміни, визначення і позначення, а також методи розрахунку геометричних параметрів. Параметрам шестірні приписують індекс 1, а колеса – 2 (рис. 1).

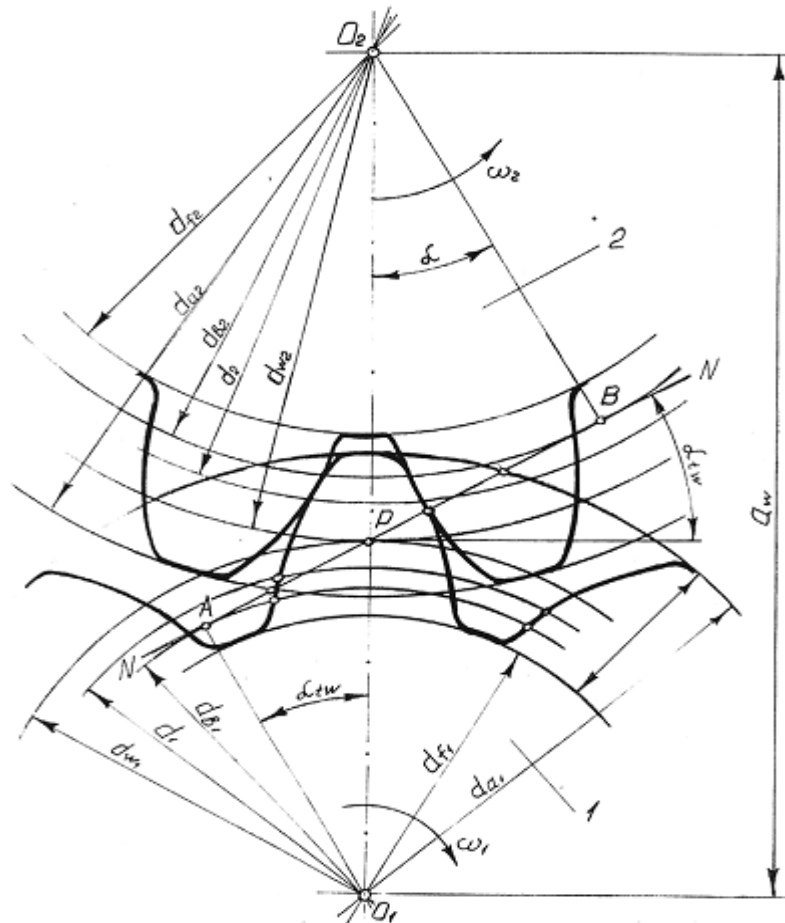


Рис. 1. Параметри зубчастої передачі

Основним параметром зубчастого зачеплення є **модуль зубців** m – величина, пропорційна кроку P по ділительному обводу, тобто циліндрові, на якому крок зубчастого колеса дорівнює кроку вихідного контуру – кроку створювальної рейки.

Крок P , як і довжина обводу або кола, є кратним числу r і тому незручним для прийняття його як основного параметра зачеплення.

Для косозубих передач розглядають колові та нормальні кроки і відповідно модулі.

Коловий ділительний крок P_t – це відстань між однойменними профілями сусідніх зубців, виміряна по дузі ділительного обводу або кола зубчастого колеса. Отже $P_t = pd/z$. Відповідно коловий модуль $m_t = d/z$.

Нормальний крок P_n – найкоротша відстань по ділительному обводу як циліндру між однойменними профільними поверхнями двох суміжних зубців $P_n = P_t \cos \beta$ (тут β – кут нахилу лінії зубців по ділительному обводу).

Відповідно нормальний модуль $m_n = m = m_t \cos \beta$. Для прямозубих передач колові та нормальні кроки і модулі відповідно співпадають.

Основною кінематичною умовою для профілів зубців зубчастих коліс є умова сталості передаточного числа. Цій умові задовольняють багато кривих, за допомогою яких можуть бути окреслені профілі зубців. Однак профілі зубців повинні бути такими, щоб сприяти нескладному виготовленню зубчастих коліс із різним числом зубців та забезпечувати високий ККД передачі, достатню міцність зубців тощо. Цим вимогам найбільше відповідає *евольвентне зачеплення*, і тому його широко застосовують у зубчастих передачах загального машинобудування.

Евольвентне зачеплення, ідея якого належить Л. Ейлеру, має суттєві технологічні та експлуатаційні переваги: простота побудови евольвентних профілів зубців; евольвентні зубці як прямозубих, так і косозубих коліс можуть бути точно нарізані простим інструментом рейкового типу; одним інструментом можна нарізати колеса з різним числом зубців, оскільки профіль евольвентного зубця окреслюється однотипною кривою; правильність евольвентного зачеплення не порушується при відхиленнях міжосьової відстані коліс від розрахункового значення; евольвентне зачеплення допускає виправлення (коригування) робочого профілю зубців із метою вибору оптимальних відрізків евольвенти, що забезпечує кращу працездатність, ККД та інші характеристики передачі.

Зубці з евольвентним профілем можуть бути нарізані на зубчастих колесах як зовнішнього, так і внутрішнього зачеплення.

За висотою зубці обмежені поверхнею вершин зубців та поверхнею впадин. Концентричне коло, що належить поверхні вершин, називається колом вершин зубців, а концентричне коло, що належить поверхні впадин, називається колом впадин. Діаметри кіл вершин зубців позначаються d_{a1} і d_{a2} (відповідно для шестірні та колеса на рис. 1) і називаються діаметрами вершин зубців. Відповідно діаметри кіл впадин позначаються d_{f1} і d_{f2} і називаються діаметрами впадин.

Відношення кутової швидкості вхідної ланки до кутової швидкості вихідної ланки називається передатним відношенням зубчастої передачі. Якщо передатне відношення визначається в напрямку потоку потужності від вхідної до вихідної ланки, то його позначатимемо u_{12} , яке становить

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

де ω , рад/с; n , с⁻¹.

Якщо передача багатоступінчаста, то її передатне відношення визначається добутком передатних відношень ступенів, тобто

$$u = \prod_{i=1}^u u_i$$

4. КОНСТРУКЦІЯ ТА ХАРАКТЕРИСТИКА РЕДУКТОРІВ

Редуктор складається з корпусу і розміщених у ньому деталей: зубчастих чи черв'ячних коліс, закріплених на валах, що спираються на підшипники, які розміщені в гніздах. В основному використовують підшипники кочення.

Корпус редуктора виконують здебільшого рознімним по площині, у якій знаходяться осі валів. Це забезпечує зручність зборки редуктора, коли кожен вал окремо збирається з установленими на ньому деталями. Нижня частина корпусу з'єднується з верхньої (кришкою) болтами, штифтами, що фіксують відносне положення його частин. Штифти ставлять перед остаточною обробкою отворів під підшипники. Для усунення течі мастила стик поверхні сполучення частин корпусу перед остаточною зборкою покривають шаром пасти «Герметик» У-30 М ДСТ 13 489-68 чи шелаку, а болти затягують. Для точної установки кришки на основі корпусу використовують конічні штифти.

Для відділення корпусних деталей, що склеїлися, при подальшому розбиранні редуктору часто передбачають віджимні гвинти, що вгвинчуються в одну частину корпусу й упираються в поверхню стику іншої частини.

У сучасних редукторах, як правило, застосовують косозубі і шевронні циліндричні колеса, із криволінійним зубом - конічні колеса, тому що вони володіють більшою навантажувальною здатністю і плавністю роботи з порівняння з прямозубими.

Шестірня звичайно виконується разом з валом, колеса - кованими та штампованими, рідше - литими (при діаметрах понад 500.. 600 мм). Матеріалом шестірні та коліс звичайно служать середньовуглицеві, леговані сталі, що піддаються термічному чи хіміко-термічному зміцненню (нормалізації, поліпшенню, загартуванню, цементації, газової нітроцементації, азотуванню, механічному зміцненню).

Підшипники на кожному валу приймають однаковими, що забезпечує можливість одержати різні варіанти зборки шляхом зміни положення кінців валів.

Для більш рівномірного розподілу навантаження між підшипниками одного валу бажано шестірню на ведучому і колесо на відомому валах розташовувати далі від опори у випущеного кінця, оскільки тут установлюють муфти чи деталі передач, що дають додаткове навантаження, в основному сприймане найближчим підшипником.

Крім того, таке розташування шестірні в багатьох випадках зменшує коефіцієнт концентрації навантаження.

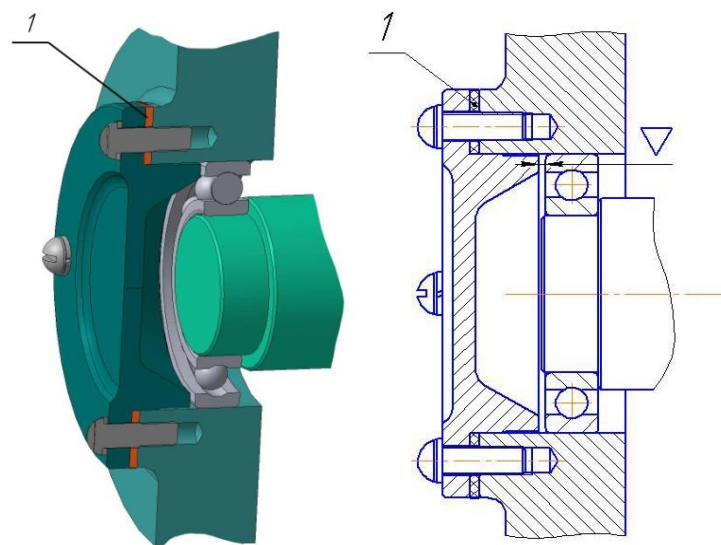
Часто колеса редукторів виконують з одним напрямком косих зубів. Це дає можливість колесо тихохідної ступені редуктора одного типорозміру використовувати як колесо швидкохідної ступені іншого, більш великого редуктора, а також забезпечити притиснення колеса до фіксуючого буртику проміжного валу-шестірні при будь-якій обертанні, усуваючи небезпеку сповзання колеса зі свого місця.

Шестірня і колесо проміжного вала в цьому випадку мають різний напрямок зубів, що викликає осьові сили одного напрямку і на підшипники діє сума цих сил. У цьому недолік редуктора з однаковим напрямком зубів коліс.

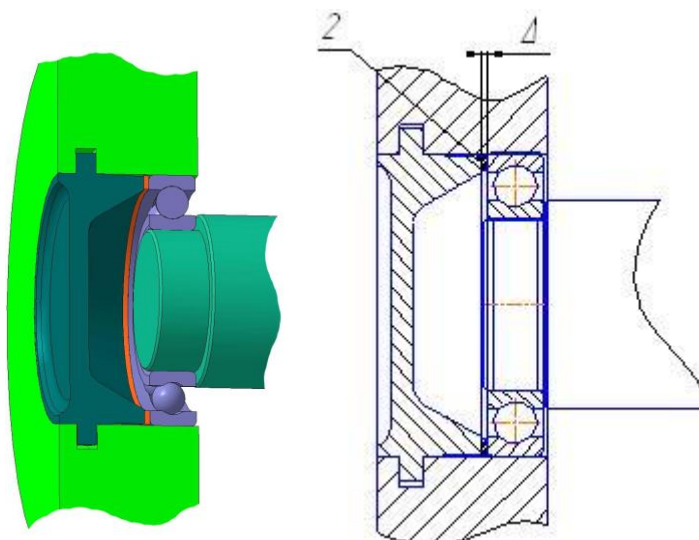
Колеса на вал встановлюють по посадках з натягом $\frac{H7}{r6}$, $\frac{H7}{p6}$ та ін.

Зборку цих деталей здійснюють під пресом. У гніздах зовнішні кільця підшипників встановлюються з вільними посадками $/H7, H8/$. Це, по-перше, виключає защемлення тіл кочення, по-друге, збільшує довговічність зовнішнього кільця за рахунок його повороту, у третіх, забезпечує осьові переміщення при монтажі та регулюванні зазорів.

Кришки підшипників



а)



б)

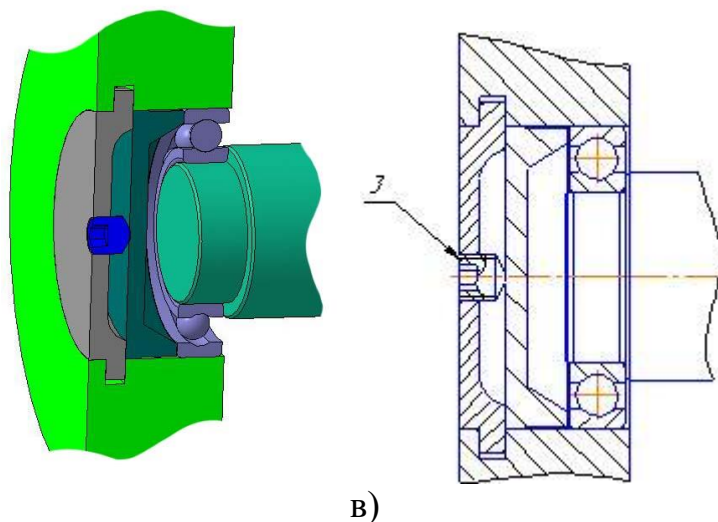


Рис. 2. а - прикладна; б - закладна; в - закладна з гвинтом.

Кришки підшипників бувають прикладні чи закладні (**рис. 2**). Перші зручні в експлуатації, тому що забезпечують доступ до підшипників не перебираючи всього редуктора; другі спрощують конструкцію і знижують вагу редуктора.

При застосуванні прикладних кришок регулювання необхідного сумарного зазору роблять підбором товщини прокладок **1**, а при закладних – товщиною компенсуючого кільця **2**; регулювання можна також робити за допомогою гвинта **3** з сферичною поверхнею на кінці.

У кінцевих редукторів підшипники валу-шестірні найчастіше розміщують усередині склянок (1), що встановлюють у корпусі редуктора (рис. 3).

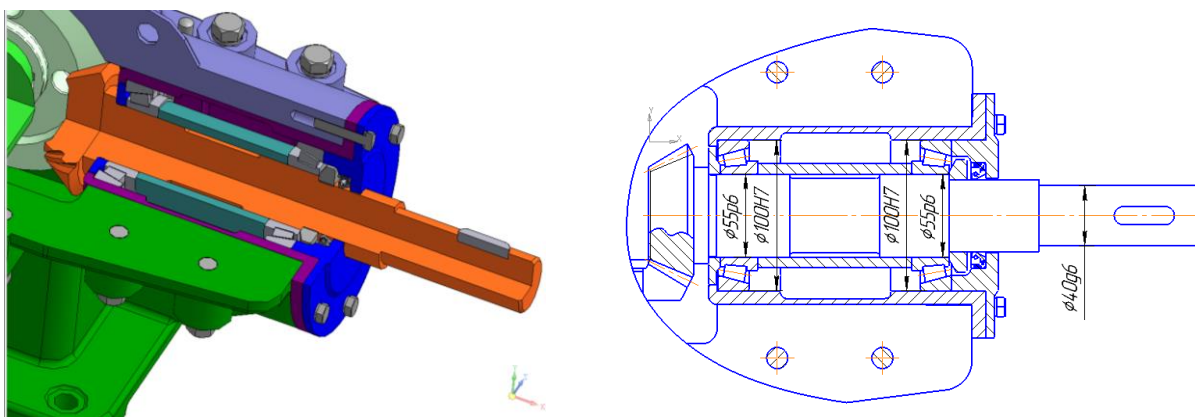


Рис.3

Між фланцем склянки та корпусом розмішують прокладки, набором яких регулюють правильність зачеплення; регулювання підшипників цього валу проводиться описаними вище методами.

5. ЗМАЩЕННЯ РЕДУКТОРА

Змащення служить для зменшення сил тертя між контактуючими поверхнями, видалення продуктів зносу та відводу тепла.

У правильно установлених підшипниках кочення тепловиділення невелике (к.к.д. 0,99 - 0,995), тому для них достатньо мізерного змащення. Рясне змащення навіть шкідливе, тому що збільшує барботажні втрати. Тому підшипники, що розташовано в опорах швидкообертових косозубих шестірень, захищають масловідбивними кільцями.

Оскільки к.к.д. зубчастої передачі менше к.к.д. підшипника (0,97 - 0,98), то для неї потрібно більш рясне змащення. Найчастіше вона забезпечується зануренням усіх чи частини коліс в масло на визначену глибину. Місткість масляної ванни приймається з розрахунку 0,35 - 0,7 л на 1 кВт передаваної потужності. До підшипників, не зануреним колесам та шестірням змащення попадає за рахунок розбризкування - при швидкості понад 2-4 м/с, стікання по колесах та валах, конденсації паров масла.

Для заливання масла та промивання редуктора гасом передбачаються люк і зливальна пробка, для контролю за рівнем масла - маслопоказник. Щоб зручніше зливати масло, дно корпусу редуктора виконують похилим. Для запобігання підвищенню тиску в корпусі від нагрівання і викидання масла через сполучення корпусу передбачають вентиляційний отвір (віддушина, сапун).

6. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

За сучасними вимогами виробництва інженер повинен вміти визначити основні параметри зубчастого механізму та зуміти вирахувати інші необхідні параметри. А також зуміти, для підвищення точності та скорочення витрат часу на розрахунки, використовувати спеціалізовані вимірювальні інструменти та сучасні системи автоматичного проектування, які здатні йому допомогти. Тому лабораторна робота виконується в 3 етапи:

- Перший етап – використовуючи мінімальну кількість вимірювальних інструментів (лінійку та штангель циркуль) виміряти доступні необхідні розміри та за допомогою нижче наведеної методики визначити основні параметри редуктора та зубчастих коліс.
- Другий етап – використовуючи професійні спеціалізовані вимірювальні прилади (.....) уточнити параметри редуктора та зубчастих коліс.
- Третій етап – використовуючи САПР «Компас», за допомогою прикладної бібліотеки «Вали та механічні передачі» уточнити параметри зубчастої передачі, привести їх до стандартного ряду та побудувати картину евольвентного зачеплення.

6.1. Перший етап. Визначення основних параметрів редуктора.

Відповідно до рис. 4 визначають основні, габаритні та приєднувальні розміри редуктора.

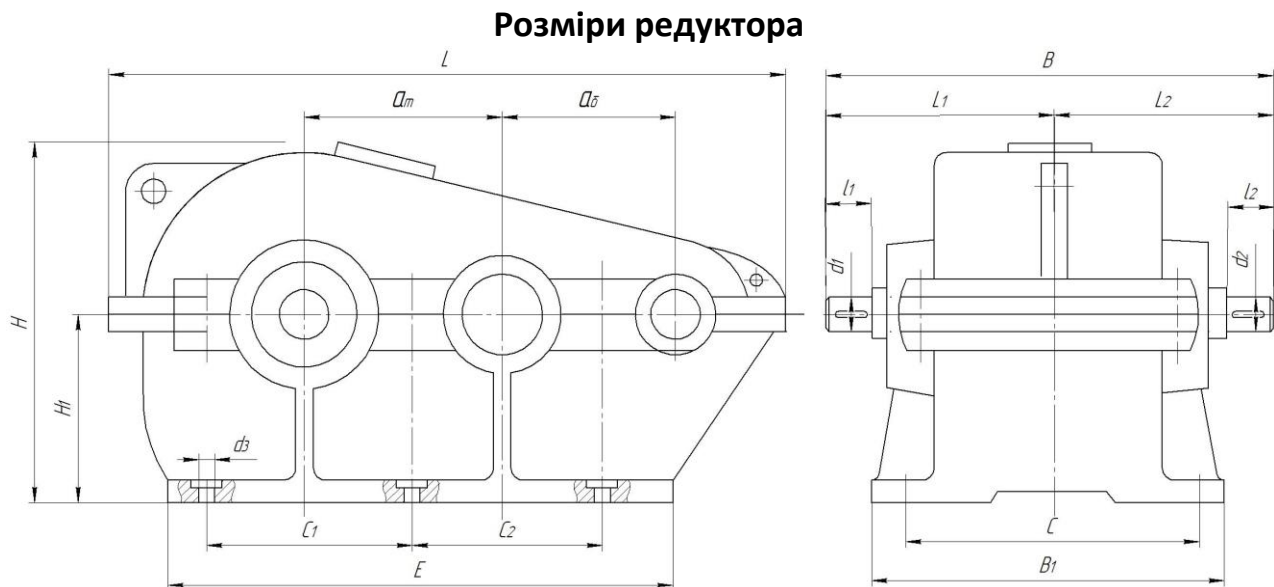


Рис. 4. Основні розміри

Основні розміри редуктора - міжосьова «а» ($a_T =$ мм; $a_B =$ мм.) і конусна «Re» відстані.

Габаритні - три найбільших розміри по довжині, висоті та ширині (розміри: L, H, B).

Приєднувальні розміри: $d_1, d_2, l_1, l_2, c, c_1, c_2, H, E, B_1, d_3$

Приєднувальні розміри визначають взаємне розташування поверхонь, приєднання редуктора до інших деталей.

До них відносяться:

- розміри по поверхні, що сполучається з плитою чи рамою;
- розміри отворів під гвинти і розміри, що визначають положення цих отворів;
- розміри вихідних кінців валів та ін.

6.2. Визначають розміри зачеплень усіх ступенів.

6.2.1. Циліндричні:

- числа зубців шестірень та колес ($Z_1 u Z_2$);
- ширина колес (b_2);

- передаточні числа ступенів $U = \frac{Z_2}{Z_1}$;

- міжосьова відстань a ;

- коефіцієнт ширини колес $\psi_a = \frac{b_2}{a}$;

- діаметри окружності вершин шестірень d_{a1} та колес d_{a2} (якщо можливо).

Після цього роблять геометричний розрахунок, приймаючи до уваги, що в редукторах найчастіше застосовують некориговане зачеплення ($X_1 = X_2 = 0$) чи висотне коригування ($X_1 = X_2$).

Визначення модулів треба робити декількома шляхами.

Торцевий (окружний) модуль обчислити по формулах:

$$\text{а) } m_t = \frac{2a}{Z_1 + Z_2} ; \quad \text{б) } m_t = \frac{P_t}{\pi} ; \quad \text{де } P_t = \frac{P_{bt}}{\cos \alpha}$$

Окружний крок по основній окружності P_{bt} визначають виміром штангенциркуля; α - кут зачеплення ($\alpha = 20^\circ$). Завмер кроку штангенциркулем роблять таким способом. Охоплюють губками штангенциркуля Z_n зубців так, щоб площини губок торкалися евольвентної частини профілю.

Число зубців Z_n вибирають по **табл. 2** у залежності від числа Z зубців колеса.

Таблица 2

Z	12-18	19-27	28-30	37-45	46-54	55-63	64-72	73-61
Z _n	2	3	4	5	6	7	8	9

Роблять, як мінімум, три обмірювання, обчислюють середнє значення. Потім виконують подібні виміри, але захоплюючи в губки штангенциркуля вже на один зуб більше.

Крок по основній окружності одержують вирахуванням від результату другого виміру результат першого виміру.

Необхідно відзначити, що подібним чином можна вимірити крок по основній окружності в нормальному перетині.

Нормальний модуль обчислюють по наступних формулах:

$$\text{а) } m_n = \frac{P_n}{\pi} ;$$

$$\text{де } P_n = \frac{P_{bn}}{\cos \alpha} ;$$

нормальний крок по основній окружності P_{bn} визначають виміром штангенциркуля;

$$б) m_n = \frac{h_3}{2,25};$$

де h_3 - висота зуба. Вона визначається вимірами;

$$в) m_n = m_t \cos \beta;$$

де β - кут нахилу лінії зубів. Визначають по формулі

$$\beta = \arccos \frac{b}{l};$$

де b - ширина колеса; l - довжина зуба.

Ширина і довжина визначаються вимірами.

У результаті всіх обчислень з **табл. 3** вибирають найближчий стандартний модуль.

Таблиця 3

Модулі зубчастих коліс (мм) за ДСТ 9563-60

1 ряд		1,25		1,5	1,6*		2		2,5		3	3,15*		4
2 ряд	1,125		1,375			1,75		2,25		2,75			3,5	

1 ряд		5		6	6,3*		8		10
2 ряд	4,5		5,5			7		9	

Значення модулів, позначених зірочкою, можуть бути в колесах, виготовлених в останні роки.

Кут нахилу зуба уточнюють так:

$$\beta = \arccos \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2a};$$

діаметр окружностей вершин шестірні і коліс обчислюють по формулі

$$d_a = m_n \left(\frac{Z}{\cos \beta} + 2 \right)$$

і оцінюють їх з обмірюваними значеннями. При збігу підрахованих та обмірюваних значень діаметрів дійдемо висновку, що передача некоригована. При розбіжності - коригована.

6.2.2. Конічні:

- числа зубців шестірні і колеса (Z_1, Z_2);
- ширина вінця колеса і шестірні (b_1, b_2);

- передаточне число $U = \frac{Z_2}{Z_1}$;

- кути ділильних конусів шестірні і колеса

$$\delta_2 = \arctg U;$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2;$$

- висота зуба на зовнішньому торці h ;

- відношення $\frac{b}{R_e}$ приймають для кругових зубів рівним 0,285;

- визначення модуля можна робити декількома способами.

Зовнішній торцевий модуль (на зовнішньому торці) визначається по формулах:

$$a) m_{te} = \frac{2R_e}{\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}$$

Для кругових зубів конусна відстань $R_e = \frac{b}{0,285}$;

$$б) m_{te} = m_{tm} + \frac{b \sin \delta_1}{Z_1}$$

Окружний модуль у середньому перетині $m_{tm} = \frac{2R_m}{\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}$

Конусна відстань до середнього перетину $R_m = R_e - 0,5b$

По отриманим з формул а) та б) значенням обчислюють середнє значення m_{te} .

Якщо редуктор стандартний, то зазначений модуль можна уточнити таким способом:

Визначають діаметр зовнішньої ділильної окружності колеса

$$d_{e2} = 2R_e \sin \delta_2$$

Отримане значення d_{e2} порівнюють зі стандартним (ДСТ 12289-66), приведеним у **табл. 4**.

Таблиця 4

Стандартні діаметри зовнішньої ділильної окружності

1 ряд	50		63		80		100		125		160	
2 ряд		56		71		90		112		140		180
1 ряд	200		250	280	315							
2 ряд		225										

Для уточнення m_{te} приймають найближче стандартне значення d_{e2} .

Тоді $m_{te} = \frac{d_{e2}}{Z_2}$

Зовнішній нормальний модуль визначають по формулах:

а) $m_{na} = \frac{h_e}{2,2};$

б) $m_{ne} = m_{te} \cos \beta_e;$

де β_e - кут нахилу лінії зуба на зовнішньому торці (у додаткового конуса) $tg \beta_e = 1 - 0,5 \frac{b}{R_e} tg \beta_m$

При

$$\frac{b}{R_e} = 0,285; \beta_m = 35^{\circ}$$

$$\beta_e = 41^{\circ}59'; \cos 41^{\circ}59' = 0,7433$$

$$m_{ne} = 0,7433 m_{te}$$

6.3. Використовуючи спеціалізовані вимірювальні інструменти уточнити параметри зубчастих передач.

Зубчасте колесо представляє собою досить складний об'єкт для дослідження та виготовлення на виробництві. Його якість багато в чому визначається точністю цілого ряду параметрів, що залежать від технічного стану зубообробного обладнання, рівня технології, якості ріжучого інструменту і якості контрольно-вимірювальних операцій зубообробного виробництва.

Вимоги до точності більшості параметрів зубчастих коліс не однакові і залежать в основному від конкретного призначення коліс і передачі в цілому. Для коробок швидкостей верстатів і для точних приладів особливо високі вимоги висувають до параметрів, що характеризують точність передачі руху, тобто *кінематичну точність*. У високошвидкісних передачах першочерговими є параметри, що визначають *плавність роботи*, що забезпечує зменшення шуму, вібрацій і зносу. Для силових передач важливо строго витримати параметри, що впливають на умови *контакту зубців*.

З метою компенсації деяких похибок виготовлення реальні передачі мають зазор між непрацюючими поверхнями профілів, який називають бічним зазором. Значення цього зазору особливо велике для передач, що працюють в умовах великих коливань температури і в реверсивних механізмах.

У ДСТУ «Передачі зубчасті циліндричні. Допуски» всі вимоги до забезпечення точності параметрів зубчастих коліс розділені на чотири групи, які називаються нормами точності. ДСТУ передбачає норми *кінематичної точності, норми плавності, норми контакту зубів і норми бічного зазору*. У перших трьох групах допуски на конкретні параметри установлюються в залежності від ступеня точності. Всього існує 12 ступенів точності. Однак в стандарті обумовлені значення параметрів тільки з 3-тньої по 12-ту, а найбільш точні, 1-а і 2-я ступінь, залишені в якості резервних.

Застосовувані для поелементного (диференційованого) контролю прилади по конструкції діляться на накладні (Н) і станкові (С).

Першими перевіряють, як правило, великогабаритні деталі, які важко встановлювати на станкові прилади. Однак через те, що базою для накладних приладів служить коло виступів колеса, а не експлуатаційна база (отвір колеса або вал шестерні), похибка їх більше, ніж станкових.

Коливання довжини загальної нормалі W контролюють приладами, мають дві паралельні вимірювальні поверхні і пристрій для вимірювання відстані між ними. Виміряти довжину загальної нормалі абсолютним методом можна мікрометричними зубомірами типу МЗ (рис. 5, а) з ціною поділки 0,01 мм і діапазонами вимірювань 0 ... 25; 25 ... 50; 50 ... 75 і 75 ... 100 мм.

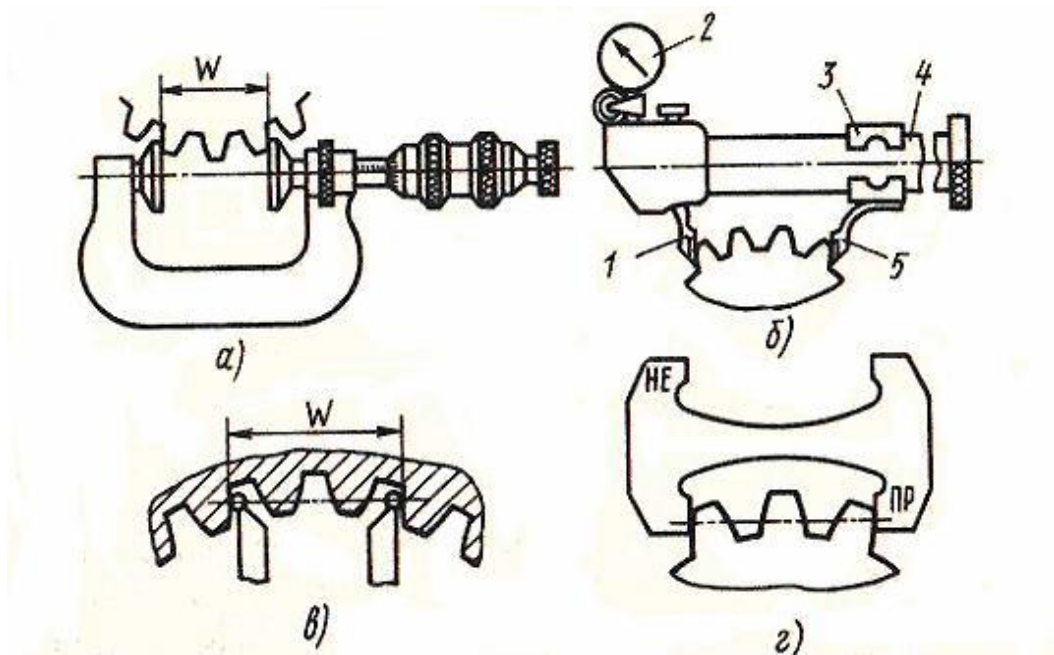


Рис. 5. Мікрометричний зубомір (а), нормалемір (б), сферичні наконечники (в) і граничний калібр (г) для контролю довжини загальної нормалі

Вимірювання довжини загальної нормалі (а також її коливань) методом порівняння проводять за допомогою нормалеміра (рис. 5, б), який має дві вимірювальні губки: базову 5 і рухливу 1. Остання з'єднана передавальним механізмом з вимірювальною голівкою 2. Базова губка за допомогою розрізної втулки 3 кріпиться в необхідному положенні на штанзі 4 при налаштуванні приладу на нуль по блоку кінцевих мір. Рухливу губку 1 відводять аретиром. Губками охоплюють ряд зубів, потім відпускають вимірювальну губку і зчитують зі шкали відхилення довжини загальної нормалі від номінального значення.

Застосовуючи сферичні вимірювальні наконечники (рис. 5, в), можна виміряти довжину загальної нормалі методом безпосередньої оцінки або визначити її відхилення від номінального значення методом порівняння. Як засоби вимірювань при цьому використовують універсальні зубовимірювальні прилади. В умовах багатосерійного і масового виробництва контроль довжини загальної нормалі здійснюють за допомогою граничних калібрів (рис. 5, г).

Вимірювання кроку зачеплення (основного кроку) проводиться шляхом визначення відстані між двома паралельними площинами, дотичними до двох однойменною робочих поверхонь сусідніх зубців зубчастого колеса. У розглянутому прикладі вимірювання з допомогою накладного крокоміру паралельними є площини, в яких лежать вимірювальні наконечники 1 і 4 (рис. 6 а). Відстань Р вимірюється по лінії а-а. Рухомий вимірювальний наконечник 1 через систему важеля передачу 2 пов'язаний з вимірювальною голівкою 3. Наконечник 4 нерухомий і є базовим. Перед вимірюванням здійснюють установку приладу на нуль за спеціальним пристроєм. В процесі вимірювання прилад похитують відносно опорного наконечника 5. За

відхилення значення кроку зачеплення від номінального приймають мінімальне показання за шкалою головки 3.

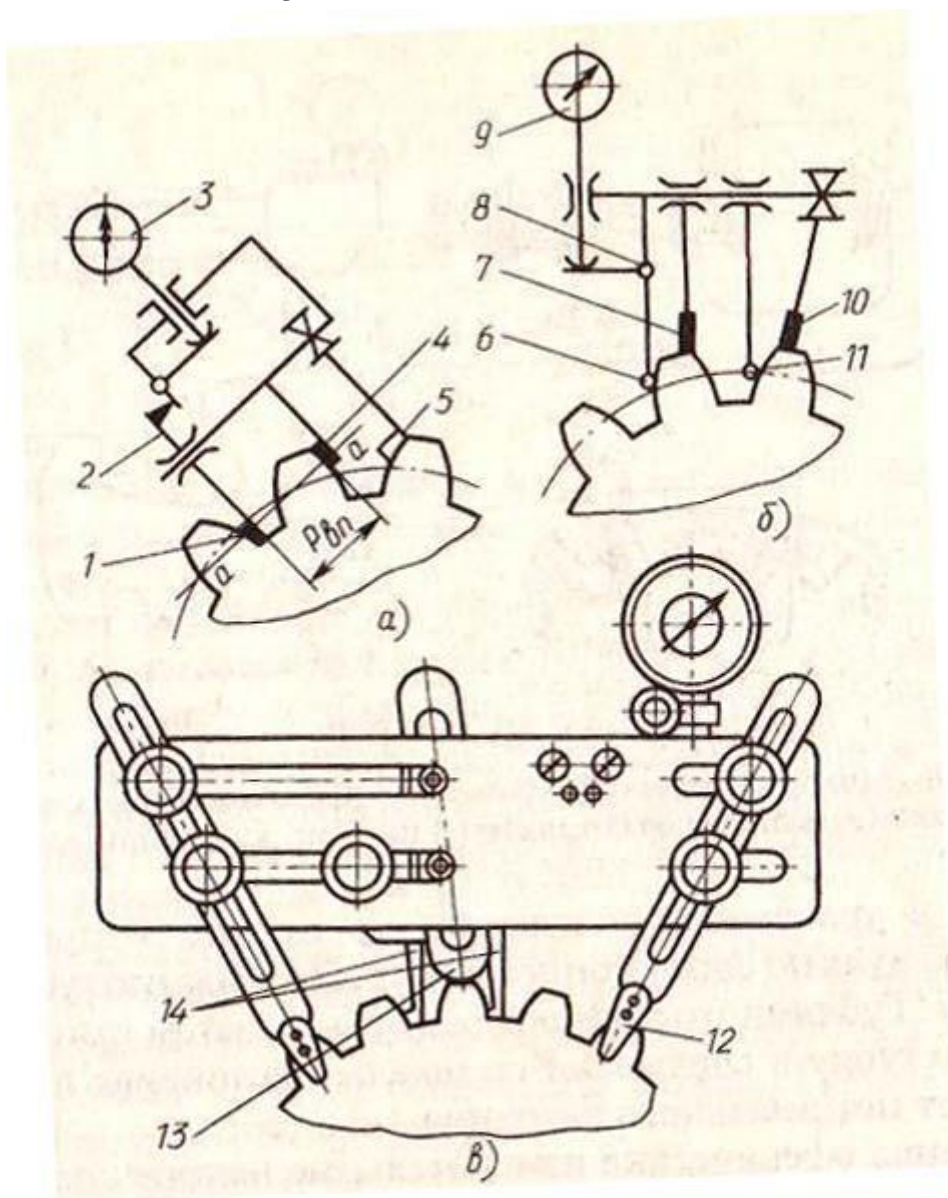


Рис. 6. Схеми вимірювання кроку зачеплення (а) і контролю його рівномірності (б) за допомогою накладного крокоміру (в)

Контроль рівномірності кроку полягає у визначенні відхилень дійсного кроку від середнього значення. З цією метою використовують накладні прилади. Крок зубчастого колеса повинен вимірюватися на постійному діаметрі. Для цього прилад забезпечений спеціальними регульованими наконечниками 7 і 10 (рис. 6, б), за допомогою яких його базують на циліндричній поверхні зубів. У приладі є два вимірювальних наконечника – рухомий 6 і нерухомий 11. Рухомий наконечник передає відхилення кроку через систему важеля передачі 8 на вимірювальну головку 9. Перед вимірюванням здійснюють установку приладу на нуль по одному з кроків перевіряється зубчастого колеса. Прилад дозволяє вимірювати як різниця між сусідніми кроками, так і накопичену похибка кроків зубчастого колеса.

Накладний крокомір (рис. 6, в), крім установчого упору 13, що спирається на циліндричну поверхню зубів, забезпечений ще двома упорами 12, базується прилад по торцевій поверхні зубчастого колеса. Крокомір має рухливий і нерухомий плоскі наконечники 14. Вимірювання здійснюється в тій же послідовності.

Порядок виконання замірів та розрахунку.

1. Вивчити конструкцію, принцип дії штангензубоміру і мікрометричного крокоміри типу МЗ.
2. Визначити і записати в звіт метрологічні характеристики штангензубоміра і мікрометричного крокоміру.
3. Накреслити схему вимірювання товщини зуба зубчастого колеса і вимірювання довжини загальної нормалі зубчастого колеса.
4. Визначити половину висоти зуба h за формулою

$$h = \frac{d_a - d_f}{4}$$

де d_a – діаметр вершин зубів колеса; d_f – діаметр впадин колеса.

5. Провести вимірювання товщини десяти зубів кожного зубчастого колеса.
6. Провести вимірювання довжини загальної нормалі зубчастих коліс мікрометричним зубоміром.
7. Результати вимірювань занести до таблиці (табл. 5, 6).

Таблиця 5.

Результати вимірювання товщини зуба по хорді

Деталь	Розмір, мм										
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇	S ₈	S ₉	S ₁₀	S _{CP}
Зубчасте колесо 1											
Зубчасте колесо 2											

Таблиця 6.

Результати вимірювання довжини загальної нормалі

Деталь	Розміри, мм			
	Переріз 1- I	Переріз II - II	Переріз III - III	Переріз IV - IV
Зубчасте колесо 1				
Зубчасте колесо 2				

8. Визначити модуль m зубчастих коліс за формулою

$$m = \frac{d}{z}$$

де d – діаметр ділильного кола зубчастого колеса; z – число зубців.

Приблизне значення діаметра ділильного кола обчислюємо як

$$d = \frac{d_a - d_f}{2}$$

9. Визначити бічний зазор зубчастого зачеплення коліс 1 і 2 та порівняти з нормами за ДСТУ.

10. Розрахувати найбільшу накопичену похибку окружного кроку зубчастого колеса за наведеною нижче методикою.

Для визначення найбільшої накопиченої похибки окружного кроку зубчастого колеса слід налаштувати крокомір на нуль по одній будь-якої парі зубців, а потім ставити його послідовно на всі сусідні кроки, визначаючи по індикатору і записуючи відхилення цих кроків від першого ($\Delta t_{\text{відн}}$). Слідом за тим отримані дані піддаються наступній математичній обробці:

1) визначається алгебраїчна сума всіх відхилень ($\sum \Delta t_{\text{відн}}$) і ділиться на кількість зубців колеса, отримана величина з протилежним знаком дорівнює похибці окружного кроку першої пари зубців ($\Delta t_{1 \text{ абс}} = -\frac{\sum \Delta t_{\text{відн}}}{n}$);

2) до відхилення кожного кроку додається похибка першого кроку, певна в пункті 1); отримані величини являють собою похибки кожного окружного кроку колеса ($\Delta t_{i \text{ абс}} = \Delta t_{i \text{ відн}} + \Delta t_{1 \text{ абс}}$);

3) для кожного кроку складаються суми похибок всіх попередніх кроків, починаючи з першого; отримані величини являють собою відповідні накопичені похибки ($\Delta t_{\Sigma} = \sum \Delta t_{i \text{ абс}}$);

4) з отриманого ряду чисел виділяються найбільше та найменше і складається їх алгебраїчна різниця, яка буде найбільшою накопиченою похибкою окружного кроку колеса (δt_{Σ})

Запис і обробка даних ілюструються приміром, наведеними в наступній таблиці:

№ зуба	Вимірювання відхилення окружного кроку в мк	Обчислення похибки окружного кроку в мк	Обчислення накопиченої похибки окружного кроку в мк
1	0	+1	+1
2	+1	+2	+3
3	-3	-2	+1
4	+1	+2	+3
5	+7	+8	+11

6	+3	+4	+15
7	0	+1	+16
8	-4	-3	+13
9	-6	-5	+8
10	-8	-7	+1
11	-11	-10	-9
12	-5	-4	-13
13	0	+1	-12
14	+2	+3	-9
15	+6	+7	-2
16	+2	+3	+1
17	0	+1	+2
18	-3	-2	-0
	$\sum \Delta t_{\text{відн}} = -18$ $\Delta t_{1 \text{ абс}} = +\frac{18}{18} = +1$		$\delta t_{\Sigma} = +16 - (-13) = 29$

6.4. Використовуючи САПР «КОМПАС» уточнити параметри зубчастих передач, привести їх до стандартного ряду та побудувати картину евольвентного зачеплення.

Після завершення розрахунку лабораторної роботи переходять до побудови картини евольвентного зачеплення зубчастих коліс, які виконують у бібліотеці програми, що має назву КОМПАС-SHAFT 2D, використавши вхідні дані у вигляді результатів деяких проміжних обчислень.

За бажанням, студент може скористатися вищезазначеною бібліотекою САПР «КОМПАС», або самостійно «вручну» виконати кресленик евольвентного зачеплення за методикою, яку наведено в курсі електронних відео уроків дисципліни теорія механізмів і машин «Заняття 8. Побудова картини евольвентного зачеплення» за посиланням: <http://okmm.nmu.org.ua/ua/tmm1.php#.Vx96cdSLTGh> або аналогічне відео на каналі youtub: <https://www.youtube.com/watch?v=K3kaGb5Un7c>

Для побудови в картини евольвентного зачеплення за допомогою бібліотеки САПР КОМПАС передусім створюють новий файл програми КОМПАС і зберігають під уже знайомим іменем, наприклад, «Шестірня», залежно від того, з якої деталі зубчастого зачеплення розпочинають побудову (це може бути колесо). Потім в меню  «Менеджер библиотек» відкривають бібліотеку «Расчет и построение» та КОМПАС-SHAFT 2D, після чого подають команду  «Построение модели». У падаючому меню натискають кнопку  «Новая модель», а в новому підменю «Выбор типа отрисовки» вибирають, наприклад, напис «В полуразрезе» і підтверджують це натисканням кнопки «ОК» в діалоговому вікні програми.

Для побудови шестерні передачі необхідно в меню КОМПАС-SHAFT 2D натиснути кнопку  «Элементы механических передач», вибрати опцію  «Шестерня цилиндрической передачи», а вже потім вводити в клітинки розрахунків чисельні значення (рис. 7).

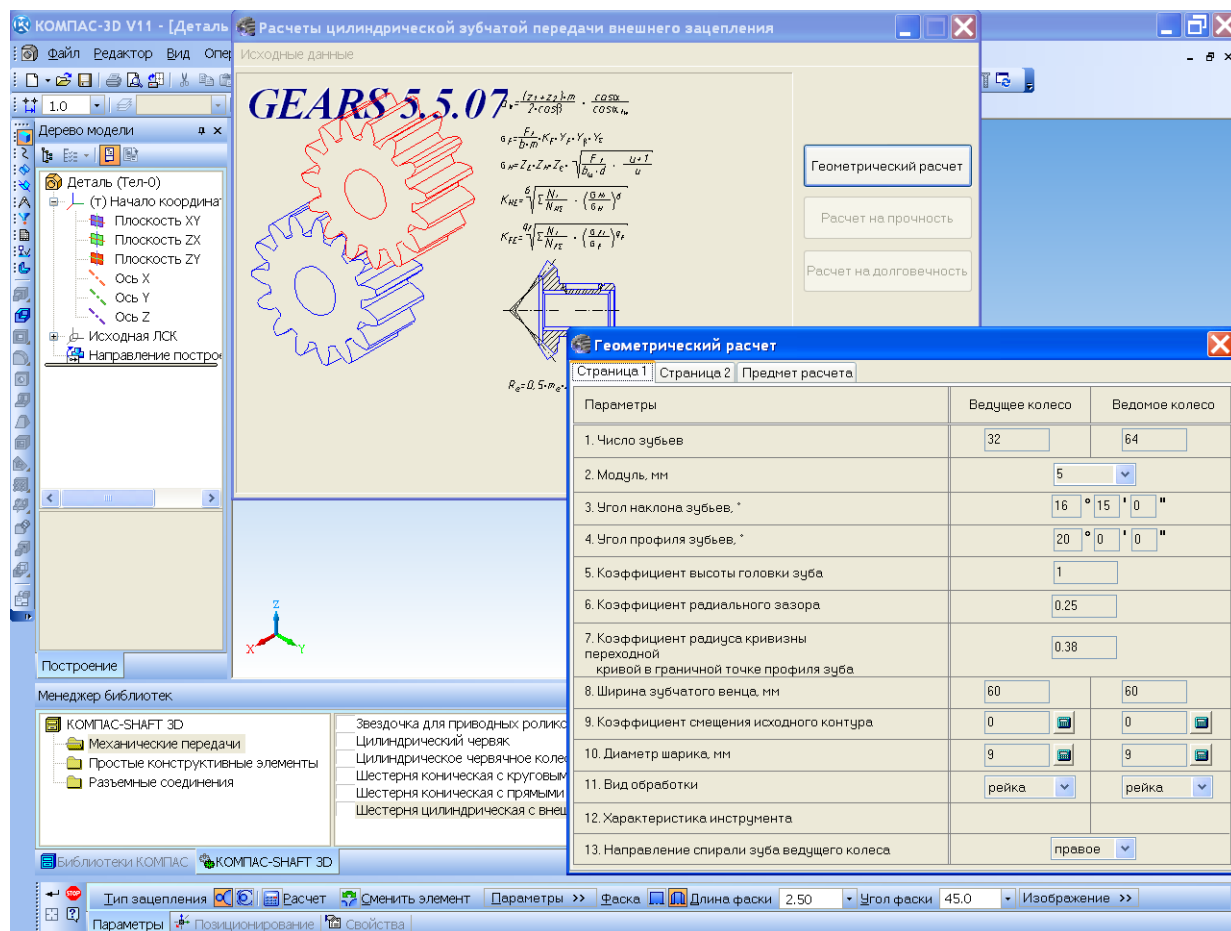
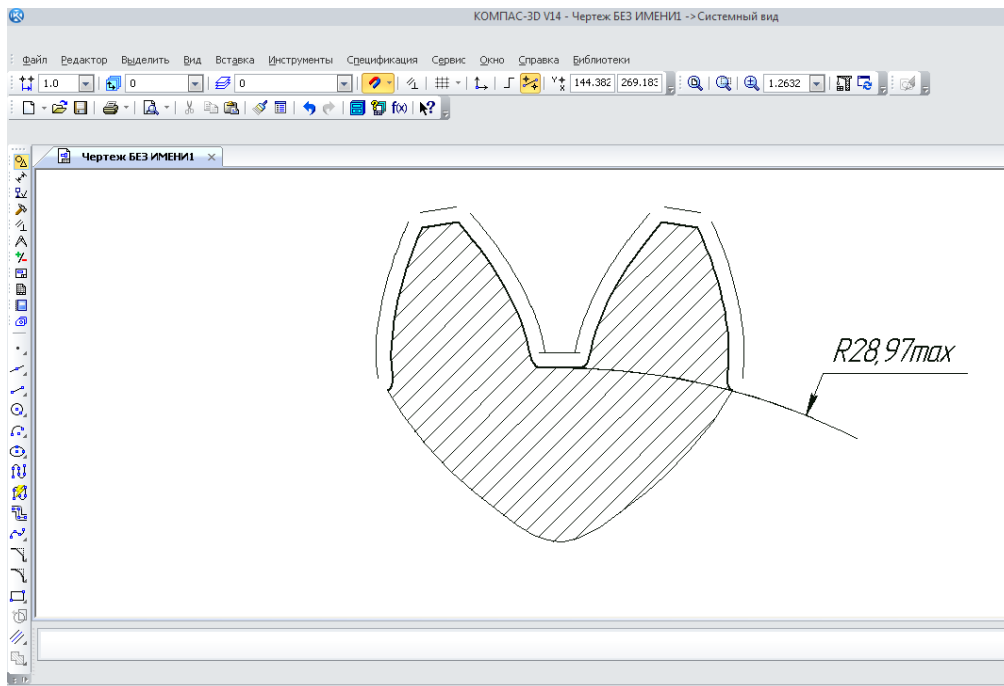


Рис. 7

Виконавши побудову, слід натиснути кнопку  «Дополнительные элементы ступеней» і додати до зображення зубчастого колеса за допомогою кнопки  «Кольцевые пазы», чи  «Кольцевые отверстия» відповідні елементи (при необхідності).

Якщо зображення зубчастого колеса формувалось у файлі типу «Чертеж», то, натиснувши кнопку  «Дополнительные элементы ступени», за допомогою кнопки можна дати «замовлення» на побудову елементів  «Профиль зубьев», а також  «Полный профиль зубьев», що необхідно при виконанні кресленика евольвентного зачеплення зубчастого колеса. Результат отриманий при побудові профілю шестерні зображено на рис. 8.



Аналогічно отримуємо профіль зубців зубчастого колеса. Профілі зубчастого колеса та шестерні необхідно поєднати та оформити як показано на рис. 9 та вказати діаметри зубчастих коліс та побудувати теоретичну та практичну лінії зачеплення.

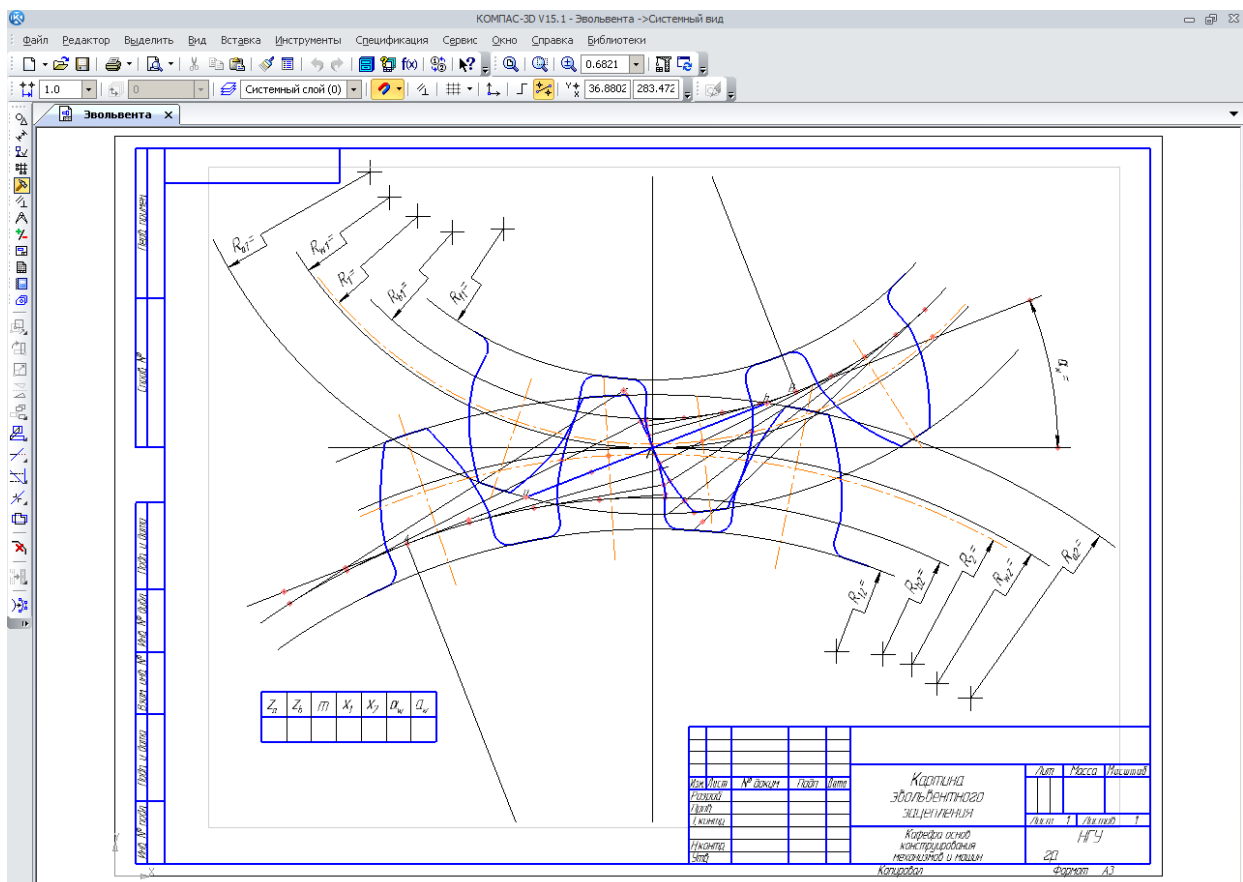


Рис. 9

ОФОРМЛЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ

1. Зміст звіту по лабораторній роботі
2. Номер, назва, мета, матеріальне забезпечення лабораторної роботи.
3. Виконують ескіз редуктора в двох проекціях з вказівкою заміряних розмірів, ескіз підшипникового вузла.
4. Призначення і пристрій розглянутих засобів вимірювання.
5. Схема вимірювання товщини зуба по хорді і довжини загальної нормалі зубчастих коліс.
6. Таблиці з результатами вимірювання (див. табл. 1, 5 та 6) та необхідні розрахунки.
7. Висновок по лабораторній роботі.
8. Заповнюють табл. 8, де для всіх ступенів приводять:
 - 1) тип передачі (прямозуба, косозуба, шевронна,...);
 - 2) передаточне число;
 - 3) міжосьова чи конусна відстань, мм;
 - 4) ширину колеса, мм;
 - 5) коефіцієнт ширини колеса;
 - 6) нормальний модуль зачеплення, мм;
 - 7) число зубів шестірні і колеса;
 - 8) кут нахилу зубів на ділильному циліндрі;
 - 9) напрямок зуба;
 - 10) ступінь точності.

Вказівки до оформлення звіту.

Звіт з лабораторної роботи виконується на стандартних аркушах білого паперу формату А4 (210 х 297 мм) зі стандартною рамкою. Перший аркуш оформляється як титульний. Внизу кожного подальшого аркуша викреслюється кутовий штамп для вказівки номеру. При виконанні пояснювальної записки на комп'ютері допускається рамку не виконувати. При цьому використовується шрифт Times New Roman, розмір - 14, інтервал між рядками - 1.

Таблиця 8

Характеристика передачі

№ п/п	Найменування показників	Позначення	Одиниця фізичної величини	Ступені	
				1	2
1.	Тип передачі циліндрична, конічна				
2.	Міжосьова відстань	A	мм		
3.	Конусна відстань	R_e	мм		
4.	Передаточне число	I			
5.	Ширина колеса	B	мм		

6.	Коефіцієнт ширини колеса	$\varphi_a \cdot \varphi_{Re}$			
7.	Модуль зачеплення	m_n, m_{ne}	мм		
8.	Число зубів шестірні, колеса				
9.	Кут нахилу зубів	β, β_m	град		
10.	Ступінь точності по ДСТУ (циліндр.) ДСТУ (конічн.)				

Контрольні запитання

1. Що таке редуктор?
2. Як визначається тип редуктору?
3. Яка основна енергетична характеристика редуктору?
4. Що таке передавальне число?
5. Що таке модуль зачеплення?
6. З яких розумінь призначають кути нахилу зубів ?
7. Які переваги та недоліки однакового і різного напрямків зубів шестірні і колеса, розташованих на проміжному валу?
8. Де вигідніше розташовувати шестірню на валу?
9. Як роблять роз'єднання частин корпусу?
10. Яке призначення компенсуючих кілець і прокладок?
11. Як змащуються зубчасті передачі? Контроль за рівнем мастила?
12. Де і для чого встановлюють маслорозбійні кільця?
13. Які основні геометричні залежності використані при розшифровці зубчатого зачеплення?
14. З яких основних частин складається штангензубомір, мікрометричний зубомір і для чого вони призначені?
15. Яка методика вимірювання штангензубоміром і мікрометричним зубоміром?
16. Які норми точності зубчастих коліс встановлені стандартом?
17. Перерахуйте основні види контролю зубчастих коліс?
18. За допомогою яких засобів і як вимірюють відхилення і довжину загальної нормалі?
19. Якими приладами і як можна перевірити показники, що визначають бічний зазор в зубчастому зачепленні?
20. Як побудувати електронну модель картини евольвентного зачеплення зубчастих коліс, використовуючи САПР?

Список літератури

1. Проектування редукторів з використанням САПР КОМПАС [Текст]: навч. посібник / В.В. Проців, К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 178 с. іл.
2. Курс електронних відео уроків дисципліни «Теорія механізмів і машин. Заняття 8. Побудова картини евольвентного зачеплення» за посиланням <http://okmm.nmu.org.ua/ua/tmm1.php#.Vx96cdSLTGh>
3. Инструкция. Шагомер для проверки колебаний окружного шага цилиндрических и конических зубчатых колес. Ленинградский инструментальный завод. Ленинград, 1954. -10 с.
4. Решетов Д.Н. Детали машин. - М.: Машинобудування, 1975. - 656с.
5. Проектування механічних передач С.А. Чернявський, -М.: Машинобудування, 1984. -660 с.

Укладачі:
Зав. каф. ОКММ, доц. Зіборов К.А., асист. Твердохліб О.М..

Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи по дисциплінах «Деталі машин» та «Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання»

Видання кафедри основ конструювання механізмів та машин
Державний ВНЗ «НГУ»
49027, г. Дніпропетровськ, пр. Д.Яворницького, 19