

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра механіки і проектування машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для виконання розрахунково-графічної та контрольної робіт

з освітньої компоненти

«ОСНОВИ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЕКТУВАННЯ»

Харків 2026

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 30 березня 2026 р., протокол № 13.

Призначено для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальності G4 «Енерговиробництво» механіко-енергетичного факультету всіх форм здобуття освіти.

Укладачі:

проф. В. І. Мороз,
доц. О. А. Логвіненко

Рецензент

доц. В. В. Захарченко

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Вибір вихідних даних для виконання розрахунково-графічної (контрольної) роботи.....	5
2 Оптимізаційне проектування зубчатих механізмів транспортних технічних засобів.....	6
3 Розрахунок основних геометричних параметрів рядового зубчатого механізму.....	8
4 Приклад виконання розрахунково-графічної (контрольної) роботи.....	9
4.1 Вибір оптимальних значень кількості зубців зубчатих коліс.....	11
4.2 Розрахунок геометричних параметрів механізму.....	12
4.3 Конструювання рядового зубчатого механізму.....	14
4.4 Розрахунок посадки з натягом.....	21
Список літератури.....	30
Додаток А Початкові дані.....	31
Додаток Б Механічні характеристики сталей.....	32
Додаток В Параметри призматичних шпонок (із СТ СЭВ 189-75).....	33
Додаток Г Параметри кулькових радіальних підшипників (із ДСТУ 8338:2008).....	34
Додаток Д Параметри кришок підшипників з отвором для манжетного ущільнення (із ГОСТ 18512-73).....	35
Додаток Е Параметри гумових армованих манжет для валів (із ГОСТ 8752-79).....	36
Додаток Ж Зразок креслення вала.....	37
Додаток И Зразок креслення зубчатого колеса.....	38
Додаток К Зразок складального креслення проєкції зубчатого механізму.....	39
Додаток Л Параметри кришок підшипників торцевих глухих (із ГОСТ 18511-73).....	40

ВСТУП

Освітню компоненту «Основи автоматизації проектування» (ОАП) викладають на кафедрі механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту для здобувачів вищої освіти механіко-енергетичного факультету спеціальності G4 «Енерговиробництво» усіх форм здобуття освіти. Базою для її засвоєння є набуті раніше знання з вищої математики, обчислювальної техніки та програмування, нарисної геометрії та інженерної графіки, матеріалознавства і технології матеріалів, теоретичної і технічної механіки.

Необхідність подальшої загальнонаукової та загальноінженерної підготовки на основі вивчення освітньої компоненти ОАП обумовлена тим, що сучасний інженер, окрім знань з освітніх компонент проектно-конструкторського профілю, повинен мати відповідну методологічну підготовку в галузі техніки і технічних наук. Це забезпечить можливість орієнтування молодих фахівців у світі техніки, безперервно оновлюваному. Тому освітня компонента ОАП передбачає вивчення здобувачами вищої освіти методології і сучасних методів проектування типових об'єктів відповідної галузі, застосування електронно-обчислювальних машин на різних етапах проектування, розроблення та оформлення конструкторської документації, принципів побудови та практичного використання систем автоматизованого проектування.

Типова і робоча програми з цієї освітньої компоненти передбачають, крім вивченням теоретичного курсу, виконання розрахунково-графічної роботи для денної та контрольної роботи для заочної форм здобуття освіти, які призначені для узагальнення математичних моделей для функціонального і структурного проектування технічних засобів транспорту і являють собою практичне розв'язання реальної оптимізаційної проектно-конструкторської задачі.

Запропонована методична розробка містить завдання та методичні вказівки для самостійного виконання розрахунково-графічної (контрольної) роботи з освітньої компоненти «Основи автоматизації проектування» здобувачами вищої освіти зазначеної вище спеціальності всіх форм здобуття освіти.

1 ВИБІР ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ (КОНТРОЛЬНОЇ) РОБОТИ

Для виконання розрахунково-графічної та контрольної робіт здобувачі вищої освіти денної і заочної форм навчання вибирають початкові дані з таблиці додатка А. При цьому здобувачі вищої освіти денної форми навчання вибирають початкові дані за наданим викладачем варіантом, а заочної форми навчання – за двома останніми цифрами власного навчального шифру.

Кожній із цифр варіанта чи навчального шифру відповідає літера **A** або **B** (додаток А). Наприклад, у варіанті (або останніх двох цифрах навчального шифру) **76** літері **A** відповідає цифра **7**, а літері **B** – цифра **6**.

Загальними початковими даними для всіх варіантів є:

- загальне передаточне відношення зубчатого механізму $i_{1-3} = 2$;
- інтервали варіювання кількості зубців вхідної шестірні $z_1 = 18...34$;
- інтервали варіювання кількості зубців паразитного зубчатого колеса $z_2 = 20...52$;
- узагальнені математичні моделі для показників, що контролюють для проведення дослідження:

$$A = (2 + 3 \cdot z_1 + z_2) \cdot m; \quad (1.1)$$

$$B = \left(\begin{array}{l} 15,30547 + 0,625 \cdot z_1 + 0,22916 \cdot z_2 + 0,04166 \cdot z_1^2 + \\ + 0,01041 \cdot z_2^2 - 0,03125 \cdot z_1 \cdot z_2 \end{array} \right) \cdot m; \quad (1.2)$$

$$\varepsilon = 1,25127 + 0,01088 \cdot z_1 + 0,0081 \cdot z_2 - 0,00012 \cdot z_1^2 - \\ - 0,00007 \cdot z_2^2 - 0,00001 \cdot z_1 \cdot z_2. \quad (1.3)$$

2 ОПТИМІЗАЦІЙНЕ ПРОЄКТУВАННЯ ЗУБЧАТИХ МЕХАНІЗМІВ ТРАНСПОРТНИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ

У розрахунково-графічній роботі (денна форма навчання) і контрольній роботі (заочна форма навчання) проєктують розповсюджений у техніці рядовий зубчатий механізм, кінематична схема якого подана на рисунку 2.1. Механізм містить вхідну шестірню 1 (із кількістю зубців z_1), паразитне зубчате колесо 2 (із кількістю зубців z_2) і вихідне зубчате колесо 3 (із кількістю зубців z_3). Для кожного варіанта загальне передаточне відношення механізму дорівнює $i_{1-3} = z_3 / z_1 = 2$.

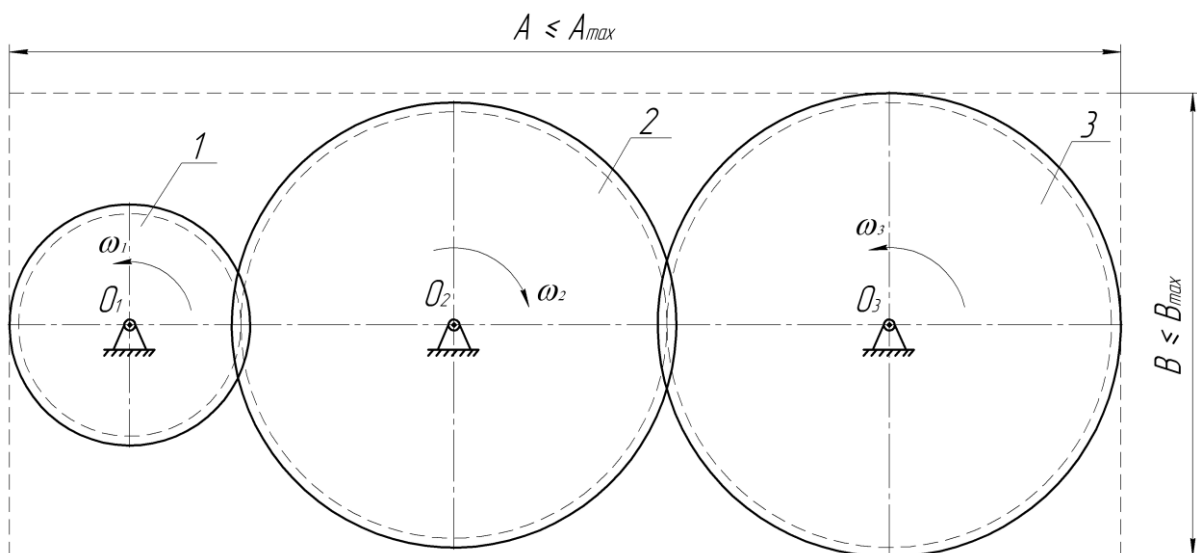


Рисунок 2.1 – Кінематична схема рядового зубчатого механізму

Виконання дослідження передбачає вибір із наданих інтервалів варіювання кількості зубців вхідної шестірні $z_1 = 18 \dots 34$ і паразитного колеса $z_2 = 20 \dots 52$ таких значень, за яких би габарити механізму не перевищували за розрахунковими вимірами A і B заданих граничних значень A_{max} і B_{max} і було забезпечено найбільше значення коефіцієнта перекриття ε для першого ступеня механізму (зачеплення коліс 1 і 2).

Відповідно до цього етап проектування механізму розглядають як задачу багатомірної оптимізації, для розв'язання якої коефіцієнт перекриття ε доцільно вибрати як основний критеріальний показник, граничні значення габаритів механізму A_{max} і B_{max} ураховують у вигляді функціональних обмежень, а задані інтервали варіювання кількості зубців (керованих змінних) z_1 і z_2 – у вигляді параметричних обмежень [1-3]. Тоді математичний запис задачі, що розглядають, матиме вигляд

$$\begin{aligned} \varepsilon(z_1^*, z_2^*) &= \varepsilon_{max}, \\ z_1^*, z_2^* &\in D_x \in D, \end{aligned} \quad (2.1)$$

де z_1^*, z_2^* – оптимальні значення кількості зубців z_1 і z_2 ;

$\varepsilon(z_1^*, z_2^*)$ – максимально можливе значення коефіцієнта перекриття ε за заданих інтервалів варіювання змінних z_1 і z_2 з урахуванням функціональних обмежень за габаритами $A \leq A_{max}$ і $B \leq B_{max}$.

При цьому область можливих рішень, що визначена інтервалами варіювання змінних z_1 і z_2 ,

$$D = \left\{ z_1, z_2 \mid 18 \leq z_1 \leq 34; 20 \leq z_2 \leq 52 \right\}. \quad (2.2)$$

Область припустимих рішень з урахуванням функціональних обмежень

$$D_x = \left\{ z_1, z_2 \mid A \leq A_{max}; B \leq B_{max}; 18 \leq z_1 \leq 34; 20 \leq z_2 \leq 52 \right\}. \quad (2.3)$$

Остаточно обґрунтований вибір оптимальних значень кількості зубців z_1^* , z_2^* ($z_3^* = z_1^* \cdot i_{1-3}$) відбувається за допоміжним графіком, на якому з використанням УММ (1.1)...(1.3) будують ізолінії функціональних обмежень A_{max} , B_{max} , а також чотири ізолінії для рекомендованих початковими даними фіксованих значень коефіцієнта перекриття ε .

3 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РЯДОВОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНІЗМУ

За отриманими значеннями z_1^* , z_2^* і z_3^* розробляють кінематичну схему рядового зубчатого механізму (рисунок 2.1), що проєктують. Нижче подані розрахункові залежності для визначення основних геометричних параметрів механізму [4].

Діаметри кіл вершин

$$d_{ai} = m \cdot (z_i^* + 2). \quad (3.1)$$

Діаметри ділільних кіл

$$d_i = m \cdot z_i^*. \quad (3.2)$$

Міжцентрові відстані за ступенями

$$a_{1-2} = m \cdot (z_1^* + z_2^*) / 2, \quad (3.3)$$

$$a_{2-3} = m \cdot (z_2^* + z_3^*) / 2. \quad (3.4)$$

Розрахункові максимальні габарити механізму

$$A = d_{a1} / 2 + a_{1-2} + a_{2-3} + d_{a3} / 2, \quad (3.5)$$

$$B = m \cdot (z_{max}^* + 2). \quad (3.6)$$

4 ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ (КОНТРОЛЬНОЇ) РОБОТИ

Нижче розглянуто приклад виконання розрахунку рядового зубчатого механізму для таких початкових даних:

- модуль $m = 5 \text{ мм}$;
- допустимі напруження кручення $[\tau] = 20 \text{ МПа}$;
- віднесений до модуля крутний момент $\frac{T_3}{m} = 60 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}$;
- крутний момент $T_3 = 60 \cdot 5 = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- віднесений до модуля максимальний габарит $\frac{A_{max}}{m} = 120$;
- максимальний габарит $A_{max} = 120 \cdot 5 = 600 \text{ мм}$;
- віднесений до модуля максимальний габарит $\frac{B_{max}}{m} = 53$;
- максимальний габарит $B_{max} = 53 \cdot 5 = 265 \text{ мм}$;
- рекомендовані для виконання оптимізаційного дослідження значення коефіцієнта перекриття ε : $\varepsilon_1 = 1,63$; $\varepsilon_2 = 1,64$; $\varepsilon_3 = 1,65$; $\varepsilon_4 = 1,66$;
- передаточне відношення $i_{1-3} = 2$;

- інтервали варіювання кількості зубців вхідної шестірні
 $z_1 = 18 \dots 34$;

- інтервали варіювання кількості зубців паразитного колеса
 $z_2 = 20 \dots 52$;

- узагальнені математичні моделі для показників, що контролюють, проводячи дослідження:

$$A = (2 + 3 \cdot z_1 + z_2) \cdot m; \quad (4.1)$$

$$B = \left(\begin{array}{l} 15,30547 + 0,625 \cdot z_1 + 0,22916 \cdot z_2 + 0,04166 \cdot z_1^2 + \\ + 0,01041 \cdot z_2^2 - 0,03125 \cdot z_1 \cdot z_2 \end{array} \right) \cdot m; \quad (4.2)$$

$$\varepsilon = 1,25127 + 0,01088 \cdot z_1 + 0,0081 \cdot z_2 - 0,00012 \cdot z_1^2 - \\ - 0,00007 \cdot z_2^2 - 0,00001 \cdot z_1 \cdot z_2. \quad (4.3)$$

Математичний запис задачі оптимізаційного проєктування рядового зубчатого механізму має вигляд

$$\varepsilon(z_1^*, z_2^*) = \varepsilon_{max}, \quad z_1^*, z_2^* \in D_x \in D.$$

Область можливих рішень, що визначена інтервалами варіювання змінних z_1 і z_2 ,

$$D = \{z_1, z_2 \mid 18 \leq z_1 \leq 34; 20 \leq z_2 \leq 52\}.$$

Область припустимих рішень з урахуванням заданих функціональних обмежень

$$D_x = \{z_1, z_2 \mid A \leq 600; B \leq 265; 18 \leq z_1 \leq 34; 20 \leq z_2 \leq 52\}.$$

4.1 Вибір оптимальних значень кількості зубців зубчатих коліс

Обґрунтований вибір оптимальних значень кількості зубців зубчатих коліс z_1^* , z_2^* ($z_3^* = z_1^* \cdot i_{1-3}$) роблять з аналізу допоміжного графіка, на якому з використанням УММ (4.1), (4.2) і (4.3) будують ізолінії функціональних обмежень $A_{max} = 600$ мм, $B_{max} = 265$ мм, а також п'ять ізоліній для рекомендованих початкових даних фіксованих значень коефіцієнта перекриття $\varepsilon_1 = 1,63$; $\varepsilon_2 = 1,64$; $\varepsilon_3 = 1,65$; $\varepsilon_4 = 1,66$.

На рисунку 4.1 подано допоміжний графік, який побудовано для наведених вище початкових даних (для зручності побудови графіка на форматі *A4* і його аналізу рекомендовані габарити поля *ABCD* 160×160 мм). На графіку область **можливих рішень** D (*ABCD*) визначена інтервалами варіювання змінних $z_1 = 18 \dots 34$ і $z_2 = 20 \dots 52$. Ізолінії граничних значень функціональних обмежень $A_{max} = 600$ мм і $B_{max} = 265$ мм, що будують за допомогою УММ (4.1) і (4.2), виділяють в області D область **допустимих рішень** D_x (незаштрихована область графіка *A E F G K D*), у якій і будуть шукати оптимальні значення кількості зубців. Ізолінії фіксованих значень критеріального показника $\varepsilon_1 = 1,63$; $\varepsilon_2 = 1,64$; $\varepsilon_3 = 1,65$; $\varepsilon_4 = 1,66$ побудовані за допомогою УММ (4.3) [5, 6]. Видно, що найбільшого значення коефіцієнта перекриття $\varepsilon_2 = 1,657$ із виконанням обмежень за максимальними габаритами механізму $A_{max} = 600$ мм і $B_{max} = 261,85$ мм можна досягти для кількості зубців $z_1^* = 24$ і $z_2^* = 46$ (точка *H*). Кількість зубців колеса 3 $z_3^* = 24 \cdot 2 = 48$.

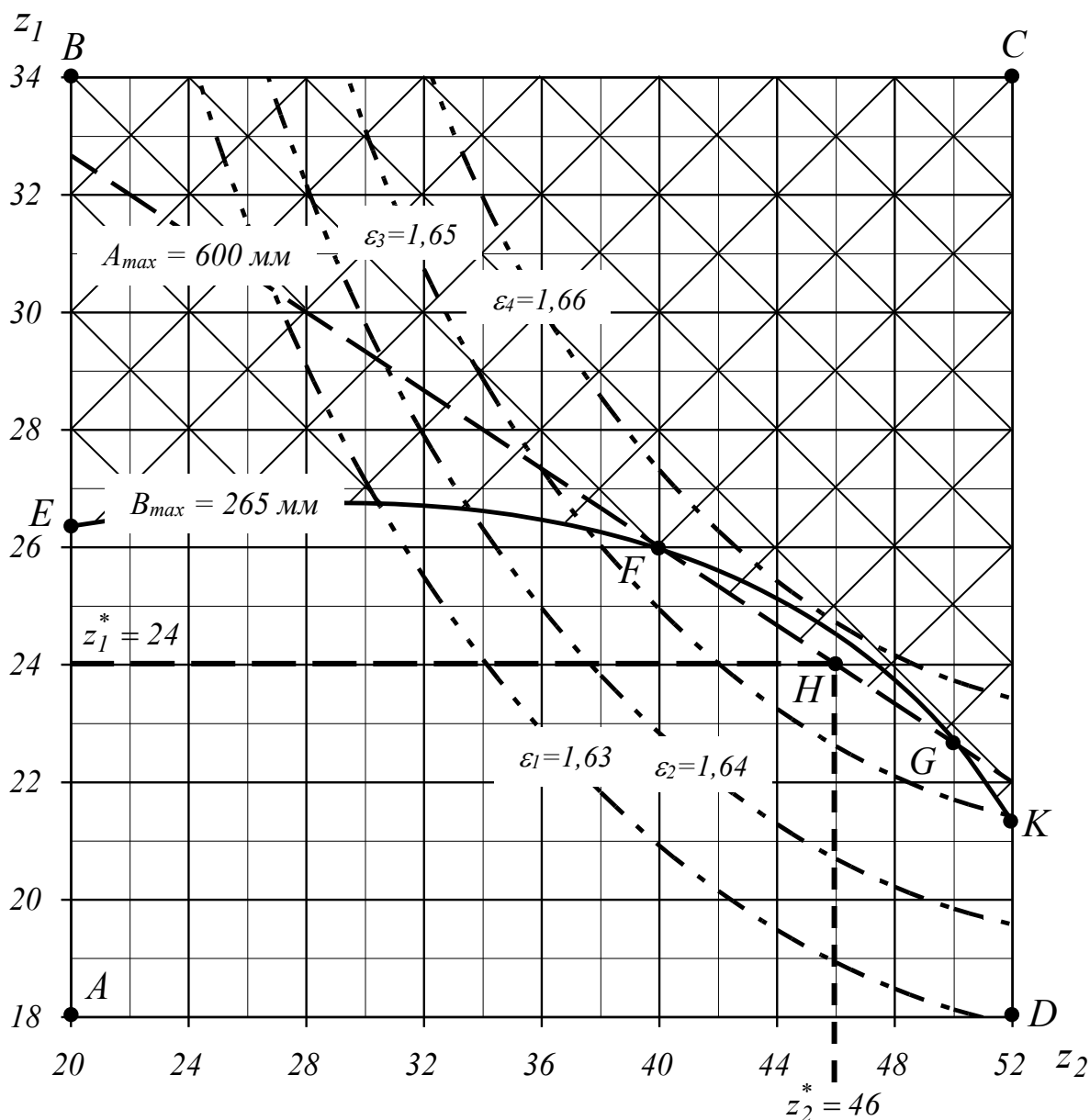


Рисунок 4.1 – Допоміжний графік для вибору оптимальних значень кількості зубців зубчатого механізму

4.2 Розрахунок геометричних параметрів механізму

Нижче наведені результати розрахунків геометричних параметрів наведеного на рисунку 4.1 механізму.

Діаметри кіл вершин

$$d_{a1} = m \cdot (z_1^* + 2), \quad (4.4)$$

$$d_{a1} = 5 \cdot (24 + 2) = 130 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2^* + 2), \quad (4.5)$$

$$d_{a2} = 5 \cdot (46 + 2) = 240 \text{ мм},$$

$$d_{a3} = m \cdot (z_3^* + 2), \quad (4.6)$$

$$d_{a3} = 5 \cdot (48 + 2) = 250 \text{ мм}.$$

Діаметри ділительних кіл

$$d_1 = m \cdot z_1^*, \quad (4.7)$$

$$d_1 = 5 \cdot 24 = 120 \text{ мм},$$

$$d_2 = m \cdot z_2^*, \quad (4.8)$$

$$d_2 = 5 \cdot 46 = 230 \text{ мм},$$

$$d_3 = m \cdot z_3^*, \quad (4.9)$$

$$d_3 = 5 \cdot 48 = 240 \text{ мм}.$$

Міжцентрові відстані за ступеннями

$$a_{1-2} = m \cdot (z_1^* + z_2^*) / 2, \quad (4.10)$$

$$a_{1-2} = 5 \cdot (24 + 46) / 2 = 175 \text{ мм},$$

$$a_{2-3} = m \cdot (z_2^* + z_3^*) / 2, \quad (4.11)$$

$$a_{2-3} = 5 \cdot (46 + 48) / 2 = 235 \text{ мм}.$$

Розрахункові максимальні габарити механізму

$$A = \frac{d_{a1}}{2} + a_{1-2} + a_{2-3} + \frac{d_{a3}}{2}, \quad (4.12)$$

$$A = \frac{130}{2} + 175 + 235 + \frac{250}{2} = 600 \text{ мм},$$

$$B = m \cdot (z_{max}^* + 2), \quad (4.13)$$

$$B = 5 \cdot (48 + 2) = 250 \text{ мм.}$$

4.3 Конструювання рядового зубчатого механізму

Подальші дослідження в розрахунково-графічній роботі для денної та контрольній роботі для заочної форм навчання передбачають виконання таких робіт:

- розроблення конструкції вала вихідного зубчатого колеса (*робоче креслення вала виконують на аркуші формату А3*);
- розроблення конструкції вихідного зубчатого колеса 3 (*робоче креслення зубчатого колеса виконують на аркуші формату А3*);
- розрахунок посадки з натягом з'єднання колеса 3 із валом;
- розроблення проєкції складального креслення рядового зубчатого механізму в корпусі (*виконують на аркуші формату А2*).

Початковими даними для виконання конструкторської розробки є модуль зубців m , визначені в пункті 4.1 кількості зубців z_1^*, z_2^*, z_3^* , обертальний момент T_3 на валу вихідного зубчатого колеса, допустимі напруження кручення $[\tau]$ матеріалу вала. Вибираючи матеріали вала і зубчатого колеса, потрібно керуватися рекомендаціями додатка Б.

За умовами для конструювання, відповідні ділянки вала (рисунок 4.2) з'єднані з елементом механічної передачі (або півмуфтою) 1, підшипниками кочення 2, вихідним зубчатим колесом 3, кришкою підшипника 4, гумовим армованим ущільненням 5, дистанційним кільцем 6. Проєктувальний розрахунок вала виконують за умов міцності для кручення, він має на меті визначення діаметра d_i і довжини l_i кожної з позначених ділянок [7, 8]. Ділянки 1 і 3 вала виконують зі шпонковими пазами, параметри яких призначають за додатком В.

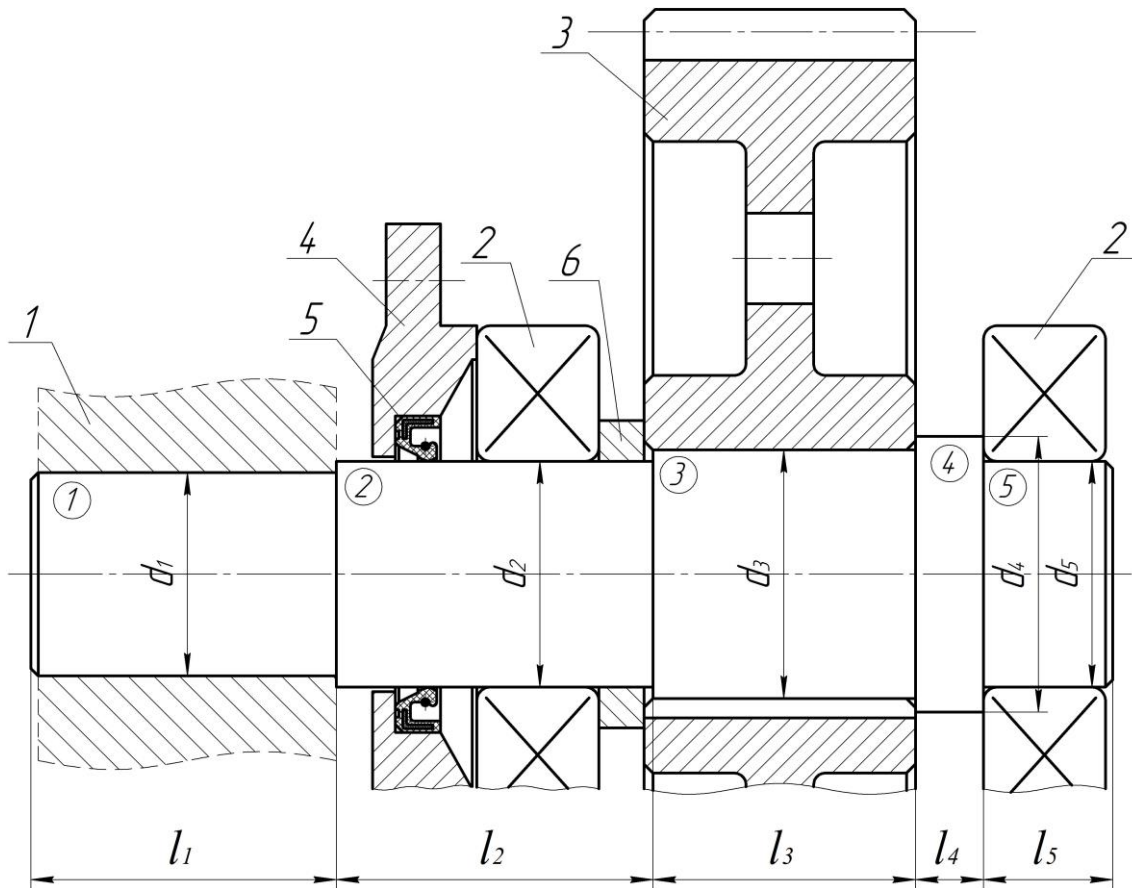


Рисунок 4.2 – Конструкція вихідного вала механізму

Порядок проєктувального розрахунку вала з урахуванням наведених вище початкових даних

Ділянка 1 – під елемент передачі (півмуфту). Діаметр першої ділянки вала

$$d_1 = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3}{[\tau]}}, \quad (4.14)$$

$$d_1 = 17,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{300}{20}} = 42,17 \text{ мм.}$$

Величину d_1 округляємо до ближчого більшого значення з ряду $R_a 40$ (ГОСТ 6636-69): **12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28,**

30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120.

Отже, для нашого випадку вибираємо $d_1 = 45$ мм.

Довжина першої ділянки вала

$$l_1 = (1,3 \dots 1,5) \cdot d_1, \quad (4.15)$$

$$l_1 = 1,5 \cdot d_1 = 1,5 \cdot 45 = 67,5 \text{ мм.}$$

Ширину фаски f_6 вала на першій ділянці вибирають залежно від її діаметра за таблицею 4.1.

Таблиця 4.1

d_1	17...24	25...30	31...40	41...50	51...60	61...70	71...85
f_6	1,0	1,0	1,2	1,6	2,0	2,0	2,5

Ділянка 2 – під ущільнення кришки з отвором і підшипник. Діаметр другої ділянки вала

$$d_2 = d_1 + (4 \dots 6), \quad (4.16)$$

$$d_2 = 45 + 5 = 50 \text{ мм.}$$

Остаточню d_2 приймаємо з додатка Г (діаметр внутрішнього кільця вибраного підшипника). Зважаючи на це, вибираємо підшипник № 310, для якого діаметр внутрішнього кільця $d = 50$ мм, отже, $d_2 = 50$ мм.

Ширина вибраного підшипника $B = 27$ мм, а діаметр зовнішнього кільця $D = 110$ мм. Орієнтуючись на цей діаметр, із додатка Д вибираємо ширину кришки підшипника з отвором під манжетне ущільнення, а саме $H_1 = 23$ мм.

Ширину дистанційного кільця, розташованого на другій ділянці вала між підшипником і зубчатим колесом, вибирають з інтервалу $c = 10 \dots 12$ мм.

Довжина другої ділянки вала

$$l_2 = H_1 + B + c + 10, \quad (4.17)$$
$$l_2 = 23 + 27 + 10 + 10 = 70 \text{ мм}.$$

Ділянка 3 – під зубчате колесо. Діаметр третьої ділянки вала

$$d_3 = d_2 + (4 \dots 6), \quad (4.18)$$
$$d_3 = 50 + 5 = 55 \text{ мм}.$$

Довжина третьої ділянки вала

$$l_3 = b - f_k, \quad (4.19)$$
$$l_3 = 60 - 2 = 58 \text{ мм}.$$

Ширину зубчатого вінця вихідного зубчатого колеса розраховують за формулою

$$b = (0,2 \dots 0,25) \cdot m \cdot z_3^*, \text{ а саме } b = 0,25 \cdot 5 \cdot 48 = 60 \text{ мм}.$$

Ширину фаски f_k зубчатого колеса (рисунок 4.3) вибирають залежно від діаметра вала на третій ділянці, на якій і розташовано це колесо, за таблицею 4.2.

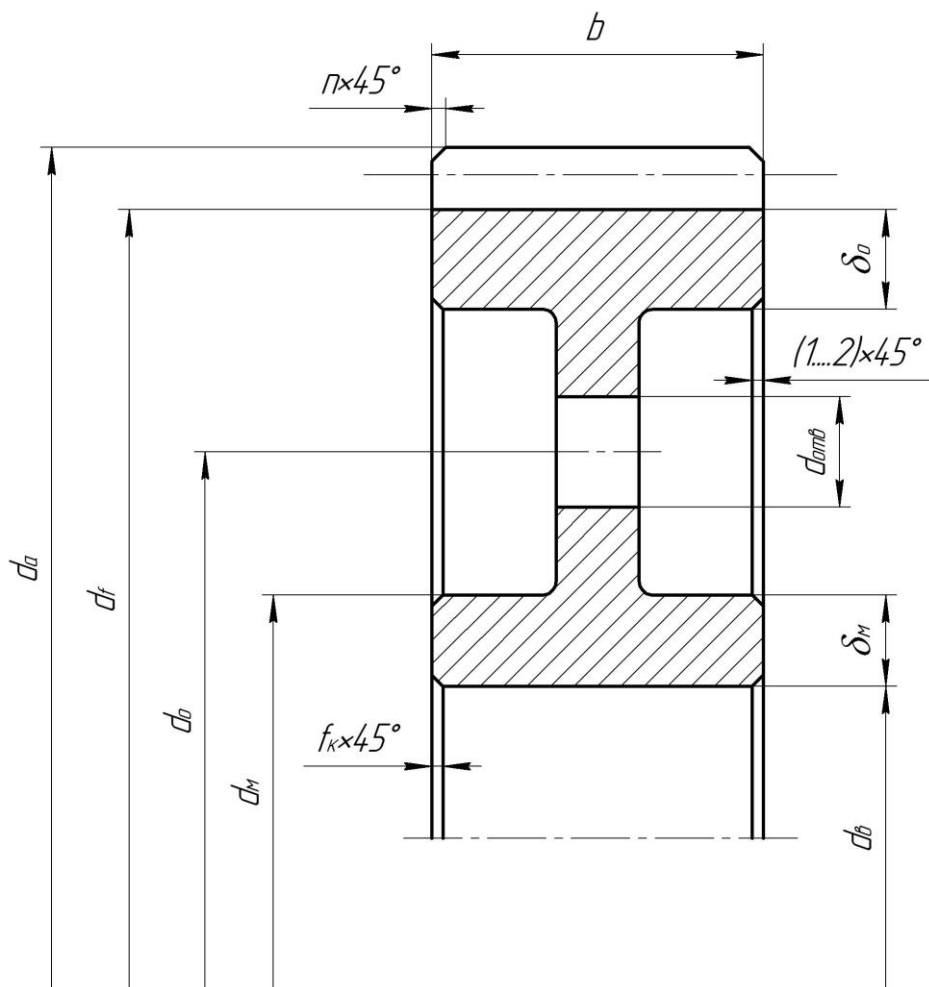


Рисунок 4.3

Таблиця 4.2

d_3	від 20 до 30	> 30 до 40	> 40 до 50	> 50 до 80	> 80 до 120	> 120 до 150
f_k	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0

Ділянка 4 – вільна (бурт). Діаметр четвертої ділянки вала

$$d_4 = d_3 + 2 \cdot t, \quad (4.20)$$

$$d_4 = 55 + 2 \cdot 3 = 61 \text{ мм.}$$

Параметр t вибирають залежно від діаметра вала на третій ділянці за таблицею 4.3.

Таблиця 4.3

d_3	17...24	25...30	31...40	41...50	51...60	61...70	71...85
t	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,3	3,5

Довжина четвертої ділянки вала

$$l_4 = 10 \dots 15 \text{ мм} = 15 \text{ мм}.$$

Ділянка 5 – під підшипник. Діаметр п'ятої ділянки вала $d_5 = d_2 = 50 \text{ мм}$.

Довжина п'ятої ділянки вала

$$l_5 = B + f_g, \quad (4.21)$$

$$l_5 = 27 + 1,6 = 28,6 \text{ мм}.$$

Ширину фаски f_g вала на п'ятій ділянці вибирають залежно від її діаметра за таблицею 4.4.

Загальна довжина вала

$$l = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5, \quad (4.22)$$

$$l = 67,5 + 70 + 58 + 15 + 28,6 = 239,1 \text{ мм}.$$

Таблиця 4.4

d_5	17...24	25...30	31...40	41...50	51...60	61...70	71...85
f_g	1,0	1,0	1,2	1,6	2,0	2,0	2,5

Конструктивні параметри вихідного зубчатого колеса (рисунок 4.3) розраховують за наведеними нижче формулами.

Ширина зубчатого вінця

$$b = (0,2 \dots 0,25) \cdot m \cdot z_3^*, \quad (4.23)$$

$$b = 0,25 \cdot 5 \cdot 48 = 60 \text{ мм}.$$

Діаметр вершин

$$d_a = m \cdot (z_3^* + 2), \quad (4.24)$$

$$d_a = 5 \cdot (48 + 2) = 250 \text{ мм}.$$

Діаметр западин

$$d_f = m \cdot (z_3^* - 2,5), \quad (4.25)$$

$$d_f = 5 \cdot (48 - 2,5) = 227,5 \text{ мм}.$$

Товщина маточини

$$\delta_m = (0,25 \dots 0,35) \cdot d_g, \quad (4.26)$$

$$\delta_m = 0,3 \cdot 55 = 16,5 \text{ мм},$$

де $d_g = d_3 = 55 \text{ мм}.$

Діаметр маточини

$$d_m = d_g + 2 \cdot \delta_m, \quad (4.27)$$

$$d_m = 55 + 2 \cdot 16,5 = 88 \text{ мм}.$$

Товщина обода

$$\delta_o = (0,25 \dots 0,35) \cdot b, \quad (4.28)$$

$$\delta_o = 0,3 \cdot 60 = 18 \text{ мм}.$$

Ширина диска

$$c = 0,25 \cdot b, \quad (4.29)$$

$$c = 0,25 \cdot 60 = 15 \text{ мм}.$$

Діаметр отворів $d_{отв} = 10...20 \text{ мм} = 20 \text{ мм}$.

Розмір фаски

$$n = 0,5 \cdot t, \quad (4.30)$$

$$n = 0,5 \cdot 5 = 2,5 \text{ мм}.$$

Примітка – для розроблення робочого креслення зубчатого колеса ураховують, що розміри (δ_m) , (δ_o) і (c) мають бути не менше 10 мм .

4.4 Розрахунок посадки з натягом

Розраховуючи посадку з натягом для з'єднання зубчатого колеса з валом потрібно забезпечити виконання таких вимог [9, 10]:

1) найменший натяг вибраної стандартної посадки $N_{\min.ст.}$ має забезпечити відсутність зсуву деталей із передаванням навантаження (нерухомість з'єднання);

2) для найбільшого натягу вибраної стандартної посадки $N_{\max.ст.}$ деталі, що з'єднані, не мають руйнуватися.

Розмір найменшого розрахункового натягу для забезпечення **першої вимоги** визначають за формулою, мм,

$$N_{min} = p \cdot d \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) + 1,2 \cdot (R_{ZD} + R_{Zd}), \quad (4.31)$$

де p – питомий експлуатаційний тиск по поверхні контакту, МПа;

d – номінальний розмір з'єднання (діаметр третьої ділянки вала), мм;

E_D, E_d – модулі пружності матеріалів зубчатого колеса (отвору) і вала,

для сталених деталей $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

R_{ZD}, R_{Zd} – шорсткість поверхонь отвору зубчатого колеса і вала (прийняти з додатків Ж і И), мм;

C_D, C_d – безрозмірні коефіцієнти для отвору та вала,

$$C_D = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu; \quad C_d = 0,7, \quad (4.32)$$

де d_2 – зовнішній діаметр маточини зубчатого колеса (приймають із розрахунків параметрів зубчатого колеса);

μ – коефіцієнт Пуассона, для сталі $\mu = 0,3$.

Величина питомого експлуатаційного тиску для заданого обертального моменту T_3 , МПа,

$$p = \frac{2 \cdot k \cdot T_3}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f \cdot 10^6}, \quad (4.33)$$

де $k = 1,5 \dots 2$ – коефіцієнт запасу міцності з'єднання з урахуванням можливих перевантажень і впливу вібрацій;

d – номінальний розмір з'єднання, м;

l – довжина з'єднання (довжина третьої ділянки вала), м;

f – коефіцієнт тертя ковзання, для деталей із сталі для термічного складання приймають $f = 0,11 \dots 0,14$.

Стандартну посадку в системі отвору вибирають із таблиці 4.5 за умови

$$N_{min.cm} \geq N_{min}, \quad (4.34)$$

де $N_{min.cm}$ – мінімальний натяг стандартної посадки (таблиця 4.5).

Для виконання **другої вимоги** (міцності деталей для з'єднання з максимальним стандартним натягом $N_{ct.max}$) і для маточини зубчатого колеса, і для вала контролюють умову

$$N_{max.ct} \leq N_{max}. \quad (4.35)$$

Таблиця 4.5 – Вибір посадок за значеннями натягів N_{min} / N_{max} , мкм

Інтервал діаметрів, мм	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H8}{s7}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{s7}$	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$
> 24...30	$\frac{1}{35}$	$\frac{2}{56}$	$\frac{14}{48}$	$\frac{14}{56}$	$\frac{15}{81}$	$\frac{27}{69}$	$\frac{31}{97}$	$\frac{55}{121}$
> 30...40	$\frac{1}{42}$	$\frac{4}{68}$	$\frac{18}{59}$	$\frac{18}{68}$	$\frac{21}{99}$	$\frac{35}{85}$	$\frac{41}{119}$	$\frac{73}{151}$
> 40...50	$\frac{1}{42}$	$\frac{4}{68}$	$\frac{18}{59}$	$\frac{18}{68}$	$\frac{31}{109}$	$\frac{45}{95}$	$\frac{58}{136}$	$\frac{97}{175}$
> 50...65	$\frac{2}{51}$	$\frac{7}{83}$	$\frac{23}{72}$	$\frac{23}{83}$	$\frac{39}{133}$	$\frac{57}{117}$	$\frac{76}{168}$	$\frac{126}{218}$
> 65...80	$\frac{2}{51}$	$\frac{13}{89}$	$\frac{29}{78}$	$\frac{29}{89}$	$\frac{56}{148}$	$\frac{72}{132}$	$\frac{100}{192}$	$\frac{164}{256}$
> 80...100	$\frac{2}{59}$	$\frac{17}{106}$	$\frac{36}{93}$	$\frac{36}{106}$	$\frac{70}{178}$	$\frac{89}{159}$	$\frac{124}{232}$	$\frac{202}{312}$
> 100...120	$\frac{2}{59}$	$\frac{25}{114}$	$\frac{44}{101}$	$\frac{44}{114}$	$\frac{90}{198}$	$\frac{109}{179}$	$\frac{156}{264}$	$\frac{256}{364}$

Максимальний розрахунковий допустимий натяг для маточини колеса і вала N_{max} визначають за формулою

$$N_{max D,d} = P_{don D,d} \cdot d \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right), \quad (4.36)$$

де P_{don} – допустимий питомий контактний тиск, МПа.

Для маточини колеса

$$P_{don.D} = 0,58 \cdot \sigma_y \cdot \left(1 - \frac{d^2}{d_2^2} \right), \quad (4.37)$$

для вала

$$P_{don.d} = 0,58 \cdot \sigma_y, \quad (4.38)$$

де σ_y – границя текучості матеріалу деталей, МПа (додаток Б).

Для побудови схеми розташування полів допусків отвору і вала з утворенням вибраної посадки з натягом (рисунок 4.4) ураховують основні розміри та відхилення:

- D, d – номінальний розмір з'єднання;
- T_D, T_d – допуски розмірів отвору та вала,

$$T_{D,d} = a \cdot i, \quad (4.39)$$

де i – одиниця допуску, визначають номінальним розміром (таблиця 4.6);

a – кількість одиниць допуску, визначають вибраним із позначення посадки квалітетом точності (таблиця 4.7);

- ES, EI – верхнє і нижнє граничні відхилення розміру отвору (для вибраної посадки в системі отвору $EI = 0$):

$$ES = EI + T_D; \quad (4.40)$$

- es, ei – верхнє і нижнє граничні відхилення розміру вала;

$$ei = ES + N_{cm.min}, \quad (4.41)$$

$$es = ei + T_d; \quad (4.42)$$

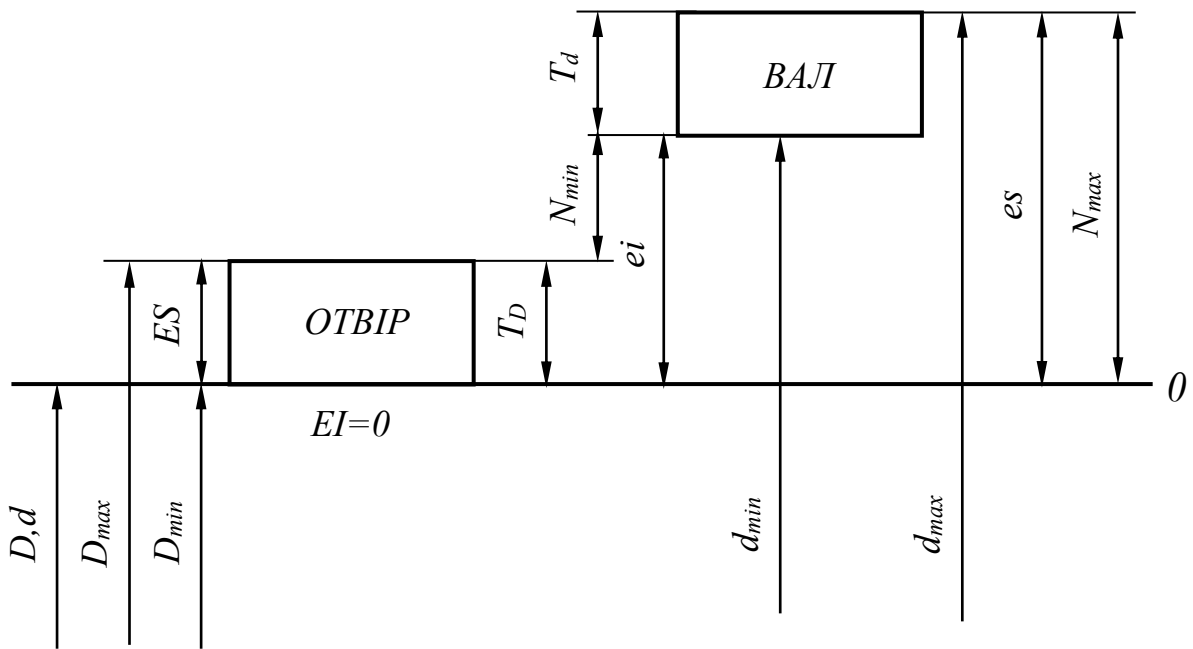


Рисунок 4.4 – Схема полів допусків посадки з натягом

- D_{max}, D_{min} – максимальний і мінімальний граничні розміри отвору

$$D_{max} = D + ES, \quad (4.43)$$

$$D_{min} = D + EI = D; \quad (4.44)$$

- d_{max}, d_{min} – максимальний і мінімальний граничні розміри вала

$$d_{max} = d + es, \quad (4.45)$$

$$d_{min} = d + ei. \quad (4.46)$$

Таблиця 4.6 – Для визначення одиниць допуску розмірів

Інтервал розмірів, мм	19...30	31...50	51...80	81...120
Одиниця допуску і, мкм	1,31	1,56	1,88	2,17

Таблиця 4.7 – Для визначення кількості одиниць допуску розмірів

Вибраний квалітет точності	5	6	7	8	9
Кількість одиниць допуску α	7	10	16	25	40

Приклади робочих креслень на аркушах формату $A3$ вала і зубчатого колеса наведені в додатках $Ж$ і $И$. Для розроблення складального креслення рядового зубчатого механізму в корпусі на аркуші формату $A2$ потрібно користуватися додатками $К$ і $Л$.

Для розрахунку посадки з натягом вала і зубчатого колеса ураховують діаметр з'єднання $d = 55$ мм, довжину $l = 58$ мм, діаметр маточини $d_2 = 88$ мм, обертальний момент $T_3 = 300$ Нм, шорсткість поверхонь отвору $R_{ZD} = 6,3$ мкм = $0,0063$ мм, вала $R_{Zd} = 6,3$ мкм = $0,0063$ мм, коефіцієнт тертя ковзання $f = 0,12$.

Величина питомого експлуатаційного тиску по поверхні контакту для заданого обертального моменту T_3 для коефіцієнта запасу $k = 2$

$$p = \frac{2 \cdot 2 \cdot 300}{3,14 \cdot 0,055^2 \cdot 0,058 \cdot 0,12 \cdot 10^6} = 18,15 \text{ МПа}.$$

Безрозмірний коефіцієнт:

- для отвору

$$C_D = \frac{1 + (55 / 88)^2}{1 - (55 / 88)^2} + 0,3 = 2,58;$$

- вала $C_d = 0,7$.

Розмір мінімального розрахункового натягу для забезпечення першої вимоги щодо посадки

$$N_{min} = 18,15 \cdot 55 \cdot \left(\frac{2,58 + 0,7}{2,1 \cdot 10^5} \right) + 1,2 \cdot (0,0063 + 0,0063) = 0,0307 \text{ мм}.$$

За отриманим значенням $N_{min} = 0,0307$ мм для діаметра з'єднання $d = 55$ мм із таблиці 4.5 вибирають посадку H8/u8, яка на складальному кресленні позначена Ø 55 H8/u8.

Для цієї посадки мінімальний і максимальний стандартні натяги складають $N_{ст.мин} = 0,039$ мм та $N_{ст.маx} = 0,133$ мм.

Для контролю виконання другої вимоги щодо посадки визначаємо допустимий питомий контактний тиск:

- для маточини колеса

$$P_{дон.D} = 0,58 \cdot 800 \cdot \left(1 - \frac{55^2}{88^2}\right) = 282,75 \text{ МПа};$$

- вала

$$P_{дон.d} = 0,58 \cdot 360 = 208,8 \text{ МПа}.$$

Максимальний розрахунковий допустимий натяг:

- для маточини колеса

$$N_{маx D} = 282,75 \cdot 55 \cdot \left(\frac{2,58 + 0,7}{2,1 \cdot 10^5}\right) = 0,243 \text{ мм} > N_{ст.маx} = 0,133 \text{ мм};$$

- вала

$$N_{маx d} = 208,8 \cdot 55 \cdot \left(\frac{2,58 + 0,7}{2,1 \cdot 10^5}\right) = 0,179 \text{ мм} > N_{ст.маx} = 0,133 \text{ мм}.$$

Видно, що друга вимога для маточини та вала виконувана і з утворенням посадки деталі не руйнуються.

Для побудови схеми розташування полів допусків отвору і вала з утворенням вибраної посадки з натягом Ø 55 H8/u8 (рисунок 4.5)

визначають основні розміри та відхилення за номінального розміру з'єднання $D = d = 55 \text{ мм}$.

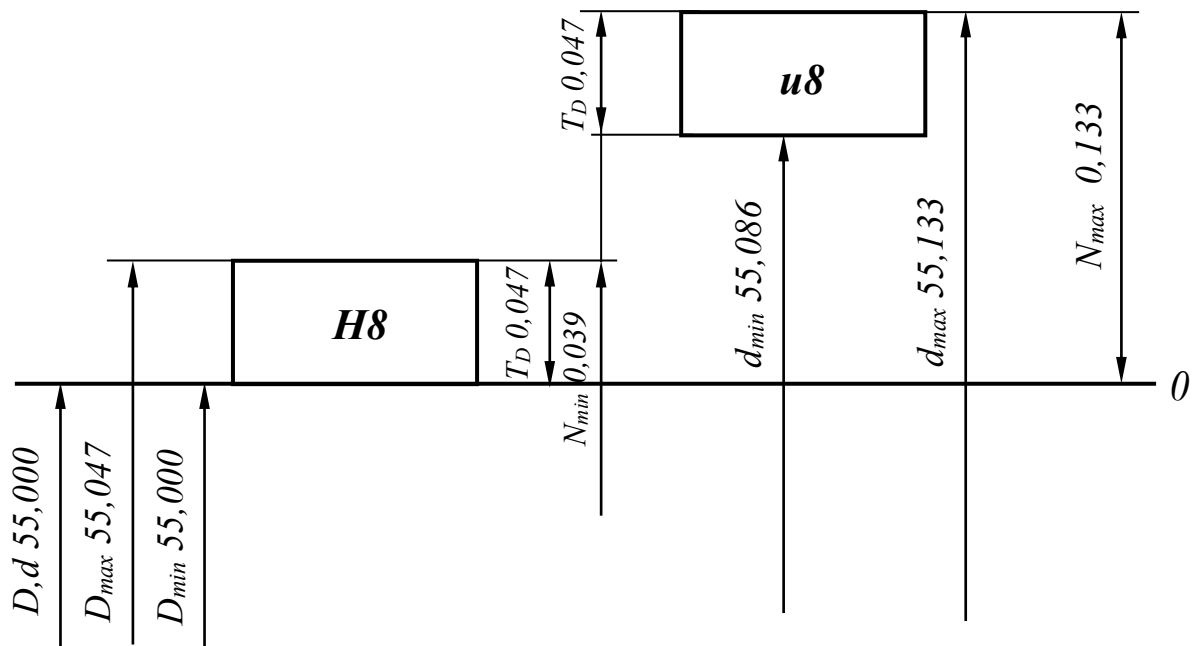


Рисунок 4.5 – Схема полів допусків посадки з натягом 55 H8/u8

Для цього розміру з таблиці 4.6 одиниця допуску $i = 1,88 \text{ мкм} = 0,00188 \text{ мм}$. Отвір і вал виготовляють за 8 квалітетом точності, для якого кількість одиниць допуску $a = 25$ (таблиця 4.7).

Допуски розмірів отвору та вала

$$T_D = T_d = 25 \cdot 1,88 = 47 \text{ мкм}.$$

Нижнє граничне відхилення отвору $EI = 0$. Верхнє граничне відхилення отвору

$$ES = 0 + 47 = 47 \text{ мкм}.$$

Верхнє і нижнє граничні відхилення розміру вала

$$ei = 47 + 39 = 86 \text{ мкм},$$

$$es = 86 + 47 = 133 \text{ мкм}.$$

Максимальний і мінімальний граничні розміри отвору

$$D_{max} = 55 + 0,047 = 55,047 \text{ мм} ,$$

$$D_{min} = 55 + 0 = 55 \text{ мм} .$$

Максимальний і мінімальний граничні розміри вала

$$d_{max} = 55 + 0,133 = 55,133 \text{ мм} ,$$

$$d_{min} = 55 + 0,086 = 55,086 \text{ мм} .$$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Мороз В. І., Братченко О. В., Логвіненко О. А. Основи автоматизації проектування: конспект лекцій. Харків: УкрДУЗТ, 2019. 98 с.
- 2 Мороз В. І., Братченко О. В., Лінков В. В. Основи конструювання і САПР: навч. посіб. Харків: ПП видавництво «Нове слово», 2003. 194 с.
- 3 Мороз В. І., Братченко О. В., Логвіненко О. А. Методичні вказівки до самостійного вивчення дисципліни «Основи автоматизації проектування». Харків: УкрДУЗТ, 2019. 42 с.
- 4 Мороз В. І., Братченко О. В., Громов В. І., Логвіненко О. А. Технічна механіка (складові загальноінженерної компетентності): навч. посіб. Харків: УкрДУЗТ, 2023. 136 с.
- 5 Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / за ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. Харків: Вид. центр НТУ «ХП», 2004. 428 с.
- 6 Павлов О. О. Комп'ютерне моделювання та проектування технічних систем: навч. посіб. Львів: «Новий Світ-2000», 2016. 256 с.
- 7 Проектування приводів загальномашинобудівного призначення: навч. посіб. / В. І. Мороз, В. В. Захарченко, О. В. Надтока та ін. Харків: УкрДУЗТ, 2020. 206 с.
- 8 Гайдамака А. В. Деталі машин: підруч. для студ. техн. спец. усіх форм навч. Харків: ФОП Панов А. М., 2023. 316 с.
- 9 Мороз В. І., Надтока О. В., Шуліка О. С. Конспект лекцій з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і метрологія». Харків: УкрДАЗТ, 2012. 67 с.
- 10 Григор'єв О. М., Петренко В. В. Метрологічне забезпечення виробництва: підручник. Одеса: ОНПУ, 2022. 284 с.

ДОДАТОК А
Початкові дані

Початкові дані		Варіант					
		0	1	2	3	4	
Модуль зубців m , мм		3	4	5	3	4	А
Допустимі напруження кручення $[\tau]$, МПа		30	20	15	30	20	
Віднесений до модуля крутний момент T_3/m , Нм/мм		25	35	45	55	65	Б
Віднесений до модуля максимальний габарит A_{max}/m		90	95	100	110	115	
Віднесений до модуля максимальний габарит B_{max}/m		42	45	48	50	53	
Рекомендовані для дослідження значення коефіцієнта перекриття ε	ε_1	1,57	1,57	1,58	1,61	1,61	
	ε_2	1,58	1,59	1,60	1,63	1,63	
	ε_3	1,59	1,60	1,62	1,64	1,64	
	ε_4	1,60	1,61	1,63	1,65	1,65	
Початкові дані		Варіант					
		5	6	7	8	9	
Модуль зубців m , мм		5	3	4	5	3	А
Допустимі напруження кручення $[\tau]$, МПа		15	30	20	15	30	
Віднесений до модуля крутний момент T_3/m , Нм/мм		75	88	95	105	135	Б
Віднесений до модуля максимальний габарит A_{max}/m		120	130	135	140	145	
Віднесений до модуля максимальний габарит B_{max}/m		56	59	61	63	66	
Рекомендовані для дослідження значення коефіцієнта перекриття ε	ε_1	1,62	1,64	1,64	1,65	1,65	
	ε_2	1,64	1,66	1,66	1,67	1,67	
	ε_3	1,66	1,67	1,67	1,68	1,68	
	ε_4	1,68	1,68	1,68	1,69	1,69	

ДОДАТОК Б

Механічні характеристики сталей

Механічні характеристики сталей, що використовують
для виготовлення зубчатих коліс

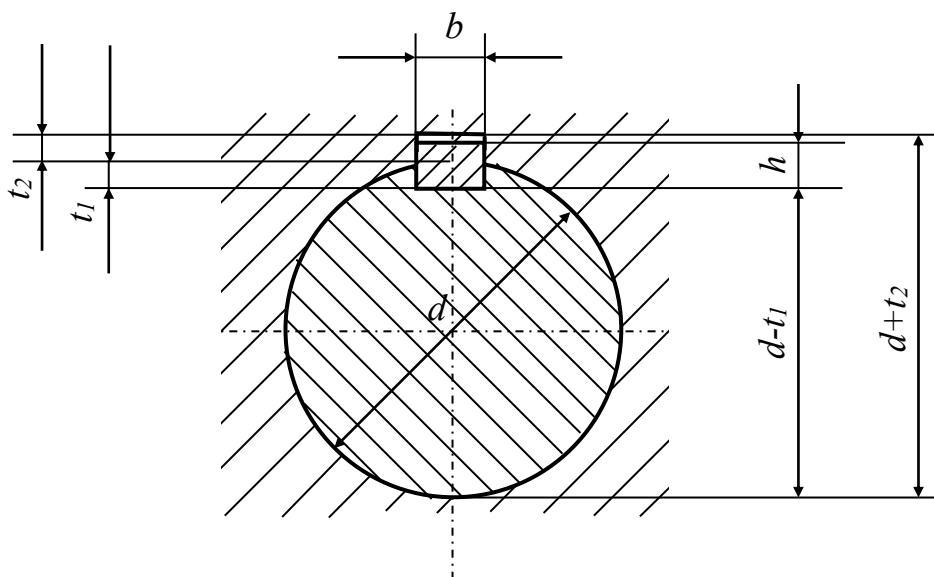
Марка сталі (ДСТУ)	Термообробка	Механічні властивості після термообробки		
		Твердість НВ	Границя текучості σ_y , МПа	Границя міцності σ_{ut} , МПа
35 (7809:2015)	Нормалізація	140...190	320	540
35Л (8781:2018)	Нормалізація	≥ 145	280	500
40 (7809:2015)	Нормалізація	190...230	400	700
40Л (8781:2018)	Нормалізація	≥ 150	290	520
45 (7809:2015)	Поліпшення	170...215	340	600
50 (7809:2015)	Поліпшення	180...230	350	640
50Л (8781:2018)	Нормалізація	≥ 155	340	580
40Х (7806:2015)	Поліпшення	260...280	800	1000
40ХЛ (8781:2018)	Поліпшення	180	500	650
40ХН (7806:2015)	Поліпшення	230...300	600	850
40ХНЛ (8781:2018)	Нормалізація	200	500	700
18ХГТ (7806:2015)	Цементация	285	900	1000
25ХГТ (7806:2015)	Цементация	300	950	1150
12ХН3А (7806:2015)	Цементация	300	800	1000
12Х2Н4А (7806:2015)	Цементация	290	800	1000
20Х2Н4А (7806:2015)	Цементация	350	1100	1300

Механічні характеристики сталей, що використовують
для виготовлення редукторних валів

Марка сталі (ДСТУ)	Твердість НВ, не менше	σ_{ut} , МПа	σ_y , МПа	τ_y , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа	ψ_σ	ψ_τ
45 (7809:2015)	197	610	360	210	270	150	0,1	0,05
40Х (7806:2015)	217	1000	800	450	450	250	0,15	0,1
40ХН (7806:2015)	229	1000	800	450	450	250	0,15	0,1
12ХН3А (7806:2015)	217	950	700	420	420	240	0,15	0,1
18ХГТ (7806:2015)	217	1000	900	540	450	250	0,15	0,1
30ХГТ (7806:2015)	229	1500	1300	780	670	80	0,15	0,1

ДОДАТОК В

Параметри призматичних шпонок (із СТ СЭВ 189-75)

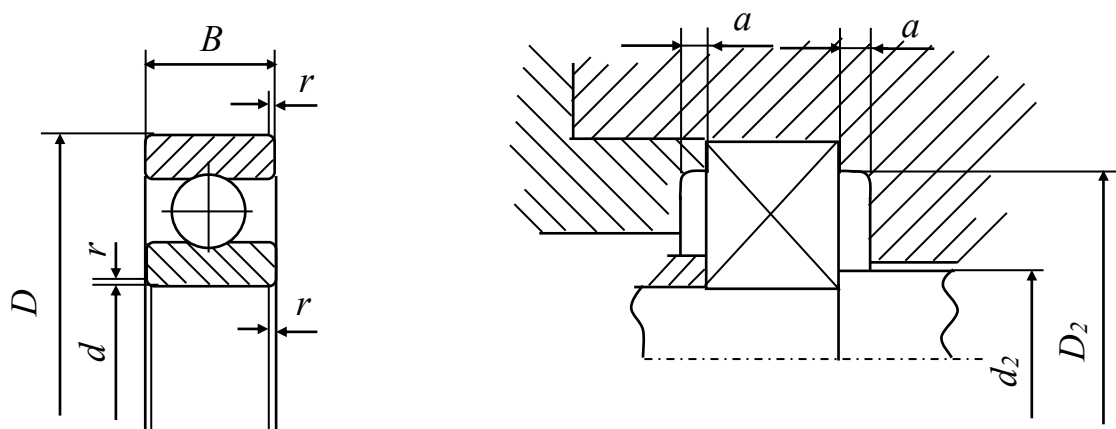


Діаметр вала d , мм	Переріз шпонки, мм		Інтервали довжини l , мм	Глибина шпонкового паза, мм	
	b	h		t_1	t_2
>22...30	8	7	18...90	4	3,3
>30...38	10	8	22...110	5	3,3
>38...44	12	8	28...140	5	3,6
>44...50	15	9	36...160	5,5	3,8
>50...58	16	10	45...180	6	4,3
>58...65	18	11	50...200	7	4,4
>65...75	20	12	56...220	7,5	4,9
>75...85	22	14	63...250	9	5,4
>85...95	25	14	70...280	9	5,4
>95...110	28	16	80...320	10	6,4
>110...180	32	18	90...360	11	7,4

Примітка – довжину шпонки потрібно вибрати з ряду: 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 63; 70; 80; 90; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250

ДОДАТОК Г

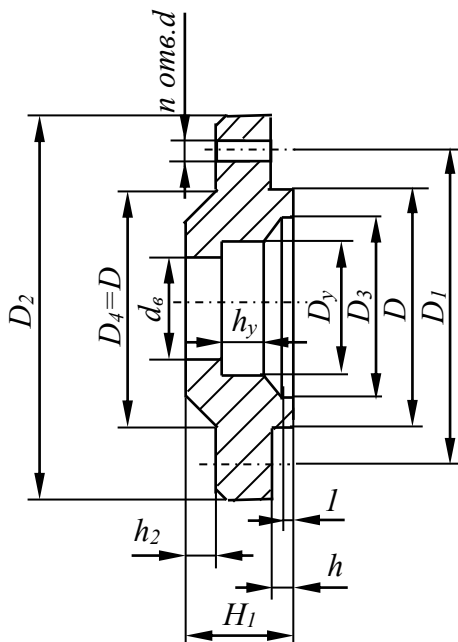
Параметри кулькових радіальних підшипників (із ДСТУ 8338:2008)



Умовне позначення підшипника	d , мм	D , мм	B , мм	r , мм	C , H	d_{2min} , мм	D_{2max} , мм	a , мм
300	10	35	11	1	6360	14	30,8	1,8
301	12	37	12	1,5	7630	17	31,2	2,0
302	15	42	13	1,5	8900	20	36,2	2,0
303	17	47	14	1,5	10900	22	41,2	2,0
304	20	52	15	2	12500	26,5	45	2,0
305	25	62	17	2	17600	31,5	55	2,0
306	30	72	19	2	22000	36,5	65	2,0
307	35	80	21	2,5	26200	43	71	2,0
308	40	90	23	2,5	31900	48	81	2,0
309	45	100	25	2,5	37800	53	91	2,0
310	50	110	27	3	48500	60	99	2,0
311	55	120	29	3	56000	64,4	111	3,0
312	60	130	31	3,5	64100	71	118	3,0
313	65	140	33	3,5	72700	76	128	3,0
314	70	150	35	3,5	81700	81	138	3,0
315	75	160	37	3,5	89000	86	148	3,0

ДОДАТОК Д

Параметри кришок підшипників з отвором для манжетного ущільнення (із ГОСТ 18512-73)

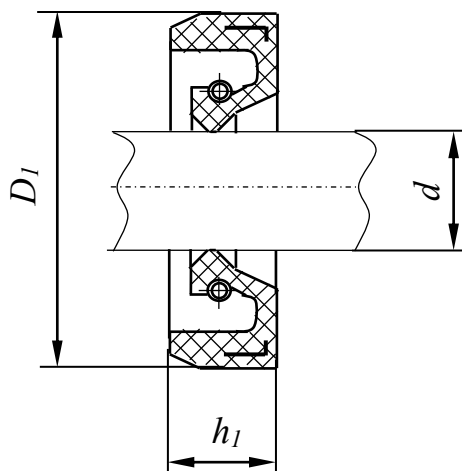


Примітка – розміри D_y і h_y у кришці обробляють відповідно до параметрів прийнятого ущільнення з додатка Е.

D	D_1	D_2	D_3	Отвори під ГВИНТИ		H_1	h	h_2
				d	n			
62	75	95	52	7	4	15	5	2
72	90	110	62	9	4	18	6	3
80	100	120	72	9	4	18	6	3
90	110	130	80	9	4	18	6	3
100	120	145	90	11	6	23	8	3
110	130	155	95	11	6	23	8	3
120	140	165	105	11	6	26	8	4
130	150	175	115	11	6	26	8	4
140	160	185	125	13	6	26	10	4
150	170	195	135	13	6	26	10	5
160	180	205	145	13	6	26	10	5
170	190	215	155	13	6	30	13	5
180	200	225	165	15	6	30	13	5
190	210	235	175	15	6	30	13	5

ДОДАТОК Е

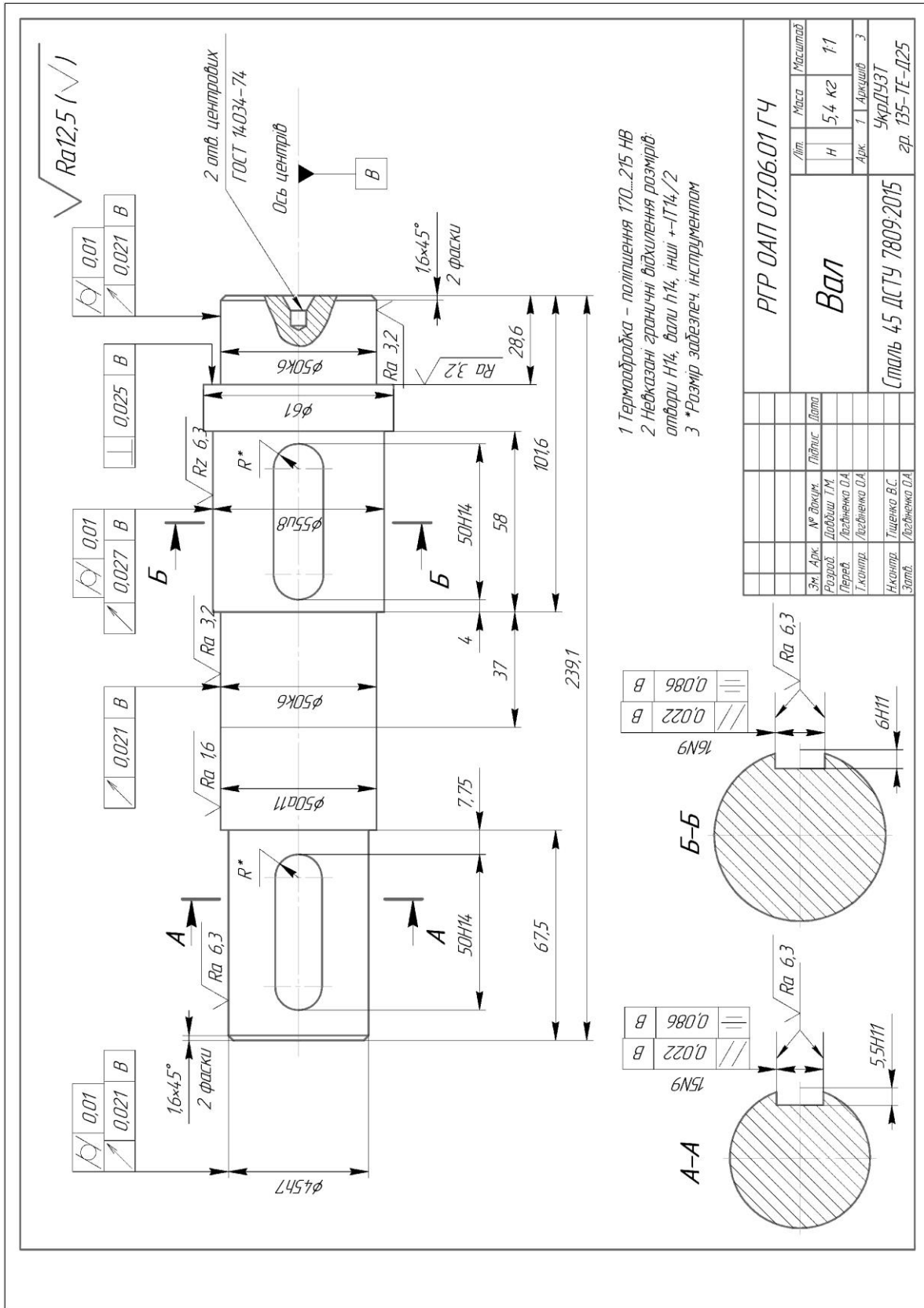
Параметри гумових армованих манжет для валів (із ГОСТ 8752-79)



Діаметр вала d , мм	D_1	h_1	Діаметр вала d , мм	D_1	h_1
20	40	8	50	70	10
25	42	8	55	80	10
30	52	10	60	85	10
35	58	10	65	90	10
40	60	10	70	95	10
45	65	10	75	100	12

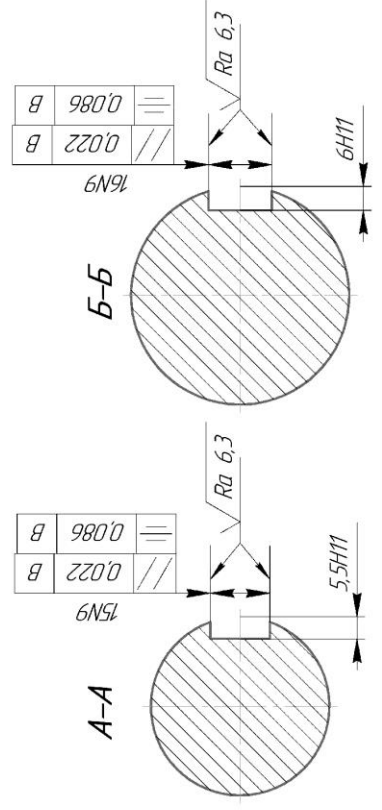
ДОДАТОК Ж

Зразок креслення вала



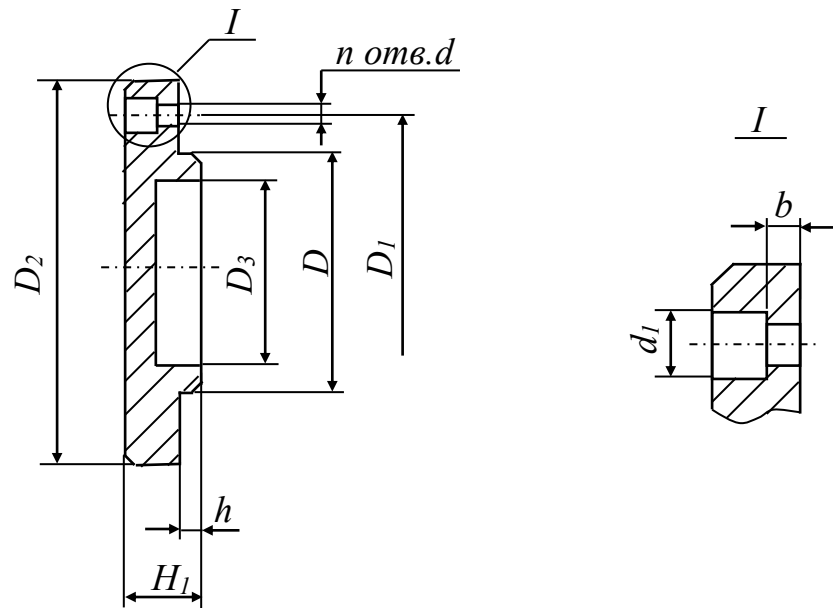
- 1 Термообробка – поліщення 170...215 НВ
- 2 Невказані граничні відхилення розмірів: отвори Н14, вали h14, інші $\pm IT14/2$
- 3 *Розмір забезпеч. інструментом

РГР ОАП 07.06.01 ГЧ		Лит.	Маса	Масштаб
Вал		Н	5,4 кг	1:1
		Арх. Т. Л. Архцифр. 3	УкрДУЗТ	
Сталь 45 ДСТУ 7809:2015		ар. 135-ТБ-Д25		



ДОДАТОК Л

Параметри кришок підшипників торцевих глухих (із ГОСТ 18511-73)



D	D_1	D_2	D_3	Отвори під гвинти			H_1	h	b
				d	d_1	n			
62	75	95	52	7	12	4	15	5	5
72	90	110	62	9	15	4	18	6	6
80	100	120	72	9	15	6	18	6	6
90	110	130	80	9	15	6	18	6	6
100	120	145	90	11	18	6	22	8	7
110	130	155	95	11	18	6	22	8	7
120	140	165	105	11	18	6	22	8	7
130	150	175	115	11	18	6	22	8	7
140	160	185	125	13	21	6	25	10	8
150	170	195	135	13	21	6	25	10	8
160	180	205	145	13	21	6	25	10	8
170	190	215	155	13	21	6	30	13	9
180	200	225	165	15	24	6	30	13	9
190	210	235	175	15	24	6	30	13	9

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
для виконання розрахунково-графічної та контрольної робіт
з освітньої компоненти
«ОСНОВИ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЕКТУВАННЯ»

Відповідальний за випуск Логвіненко О. А.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 22.04.2026 р.
Умовн. друк. арк. 2,5. Тираж . Замовлення № .
Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.