

**МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра механіки і проектування машин**

**ВИБІР КОЕФІЦІЄНТІВ ЗМІЩЕННЯ  
ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ЗУБЧАТИХ МЕХАНІЗМІВ**

**ДОПОМІЖНІ МАТЕРІАЛИ**

**до виконання курсового проекту**

**з дисципліни**

***«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»***

**Харків - 2014**

Методичне забезпечення розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 27 листопада 2013 р., протокол № 4.

Укладачі:

проф. В.І. Мороз,  
доц. О.В. Братченко

Рецензент

доц. В.В. Захарченко

ВИБІР КОЕФІЦІЄНТІВ ЗМІЩЕННЯ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ  
ЗУБЧАТИХ МЕХАНІЗМІВ

ДОПОМІЖНІ МАТЕРІАЛИ  
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ  
з дисципліни  
«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»

Відповідальний за випуск Братченко О.В.

Редактор Буранова Н.В.

---

Підписано до друку 26.12.13 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 1,0. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,  
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

## Зміст

Вступ.....	4
.....	
1 Особливості вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення при розв'язанні задачі геометричного синтезу зубчатого зачеплення.....	5
.....	
2 Сучасні підходи до вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення шестірні і колеса.....	8
.....	
3 Початкові дані для виконання розділу курсового проекту.....	11
.....	
4 Приклад побудування і аналізу комплексного графіка для вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення.....	15
.....	
Список літератури.....	24

## Вступ

Одною з головних тенденцій розвитку сучасної вищої школи України є підсилення базової загальноінженерної підготовки майбутніх фахівців. При цьому особлива роль відводиться впровадженню активних методів навчання, які передбачають залучення студентів до різних видів самостійної роботи і насамперед у курсовому проектуванні.

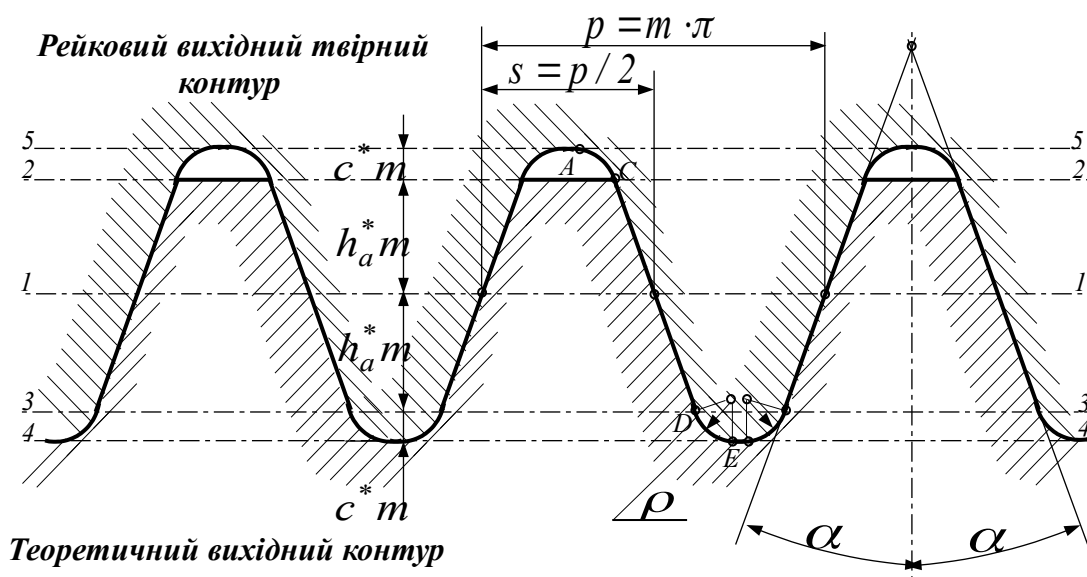
Навчальними планами підготовки фахівців залізничного транспорту в УкрДАЗТ на будівельному факультеті (спеціальність 7.05050308 Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання), механічному факультеті (спеціальності 7.07010501 Локомотиви та локомотивне господарство і 7.07010502 Вагони та вагонне господарство) для студентів усіх форм навчання передбачається виконання комплексного курсового проекту з дисципліни «Теорія механізмів і машин».

Обов'язковим розділом проекту є геометричний синтез прямозубого зовнішнього зачеплення, який виконується при заданих модулі  $m$  і числах зубців шестірні  $z_1$  і колеса  $z_2$ , а також відповідних умовах на проектування зубчатого механізму (зубчатої передачі). При цьому розв'язання такої задачі цілком залежить від вибору коефіцієнтів зміщення інструментальної рейки при нарізанні шестірні  $x_1$  і колеса  $x_2$ . Дана методична розробка містить рекомендації з вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення шестірні  $x_1^*$  і колеса  $x_2^*$ , основою яких є новий підхід, розроблений на кафедрі «Механіка і проектування машин».

## 1 Особливості вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення при розв'язанні задачі геометричного синтезу зубчатого зачеплення

Задачею геометричного синтезу зубчатого зачеплення є визначення геометричних параметрів шестірні, колеса, зубчатої передачі (ЗП), а також якісних показників зачеплення (коефіцієнтів перекриття, питомих ковзань, питомих тисків) з урахуванням заданих чисел зубців  $z_1$  і  $z_2$ , модуля зачеплення  $m$  і методу виготовлення коліс.

При виконанні розділу курсового проекту передбачається, що колеса нарізуються методом обкатки (огинання) інструментальною рейкою. Форма і геометричні параметри рейкового вихідного твірного контуру регламентуються ГОСТ 13755 – 81 (рисунок 1.1): кут профілю  $\alpha = 20^\circ$ ; коефіцієнт висоти головки зубців  $h_a^* = 1,0$ ; коефіцієнт радіального зазору  $c^* = 0,25$ ; коефіцієнт радіуса перехідної кривої  $\rho_f^* = 0,384$ .



1-1 – ділильна пряма; 2-2, 3-3 – прямі граничних точок;  
4-4 – пряма вершин, 5-5 – пряма западин

Рисунок 1.1 – Основні параметри рейкового вихідного твірного контуру

При заданих числах зубців  $z_1$  і  $z_2$  та модулі зачеплення  $m$  на геометричні параметри і якісні показники зачеплення суттєво впливає величина коефіцієнтів зміщення  $x_1$  і  $x_2$ , які визначають абсолютне зміщення інструментальної рейки при виготовленні шестірні і колеса. При цьому зміна коефіцієнтів  $x_1$  і  $x_2$ , яка сприяє поліпшенню однієї з характеристик зачеплення, погіршує деякі інші його характеристики.

Надійність і довговічність ЗП, що функціонує в певних умовах, в значній мірі визначаються окремими характеристиками зачеплення. Тому виникає задача такого вибору величин розрахункових коефіцієнтів зміщення  $x_1^*$  і  $x_2^*$ , в результаті якого б забезпечувались характеристики зубчатого зачеплення, що визначають надійність і довговічність ЗП у даних умовах експлуатації, при одночасному збереженні в допустимих межах величини інших характеристик.

Границі інтервалу  $x_{1,2min} \leq x_{1,2}^* \leq x_{1,2max}$ , з якого можуть вибиратися розрахункові коефіцієнти зміщення  $x_1^*$  і  $x_2^*$ , визначаються вимогами, виконання яких обов'язкове, незалежно від умов функціонування ЗП:

1 Величини  $x_{1,2min}$  - умовою відсутності подрізання зубців шестерні і колеса

$$x_{1,2min} = 1 - 0,0585 \cdot z_{1,2}. \quad (1.1)$$

2 Величини  $x_{1,2max}$  визначаються комплексом вимог до забезпечення працездатності ЗП:

- безперервність і плавність зачеплення в ЗП – розрахунковий коефіцієнт перекриття

$$\varepsilon \geq \varepsilon_{min}; \quad (1.2)$$

- відсутність загострення зубців шестірні і колеса – товщина зубців шестірні і колеса за колом вершин:

$$s_{a1} \geq s_{a1min}; \quad (1.3)$$

$$s_{a2} \geq s_{a2min}; \quad (1.4)$$

- відсутність інтерференції зубців шестірні і колеса (заклинювання ЗП).

Окрім того, за рахунок обґрунтованого підбору розрахункових коефіцієнтів зміщення  $x_1^*$  і  $x_2^*$  в межах визначених інтервалів їх зміни можливо розв'язання таких інженерних задач:

1 Вирівнювання максимальних коефіцієнтів питомих ковзань на ніжках зубців шестірні і колеса  $\lambda_{1max} = \lambda_{2max}$  ( $\Delta\lambda = \lambda_{1max} - \lambda_{2max} = 0$ ), при якому забезпечується найменше зношування активних поверхонь зубців коліс відкритих ЗП.

2 Вписування ЗП у задану міжосьову відстань  $a_w$  для випадків, коли  $a_w \neq m \cdot (z_1 + z_2) / 2$ .

3 Забезпечення найменших напружень згину зубців шестірні і колеса ЗП.

Таким чином, обґрунтований вибір розрахункових коефіцієнтів зміщення  $x_1^*$  і  $x_2^*$  з урахуванням вимог (1.1)...(1.4) і відповідних умов на проектування ЗП являє собою досить складну задачу, розв'язання якої потребує використання сучасних підходів.

## **2 Сучасні підходи до вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення шестірні і колеса**

При урахуванні заданих умов на проектування циліндричної прямозубої евольвентної зубчатої передачі зовнішнього зачеплення з заданим числом зубців шестірні  $z_1$  і колеса  $z_2$  (при передаточному числі  $u_{12} = z_2/z_1$ ) найбільш раціональним є вибір коефіцієнтів  $x_1^*$  і  $x_2^*$  на побудованому в координатах  $x_1$  і  $x_2$  комплексному графіку (рисунк 2.1).

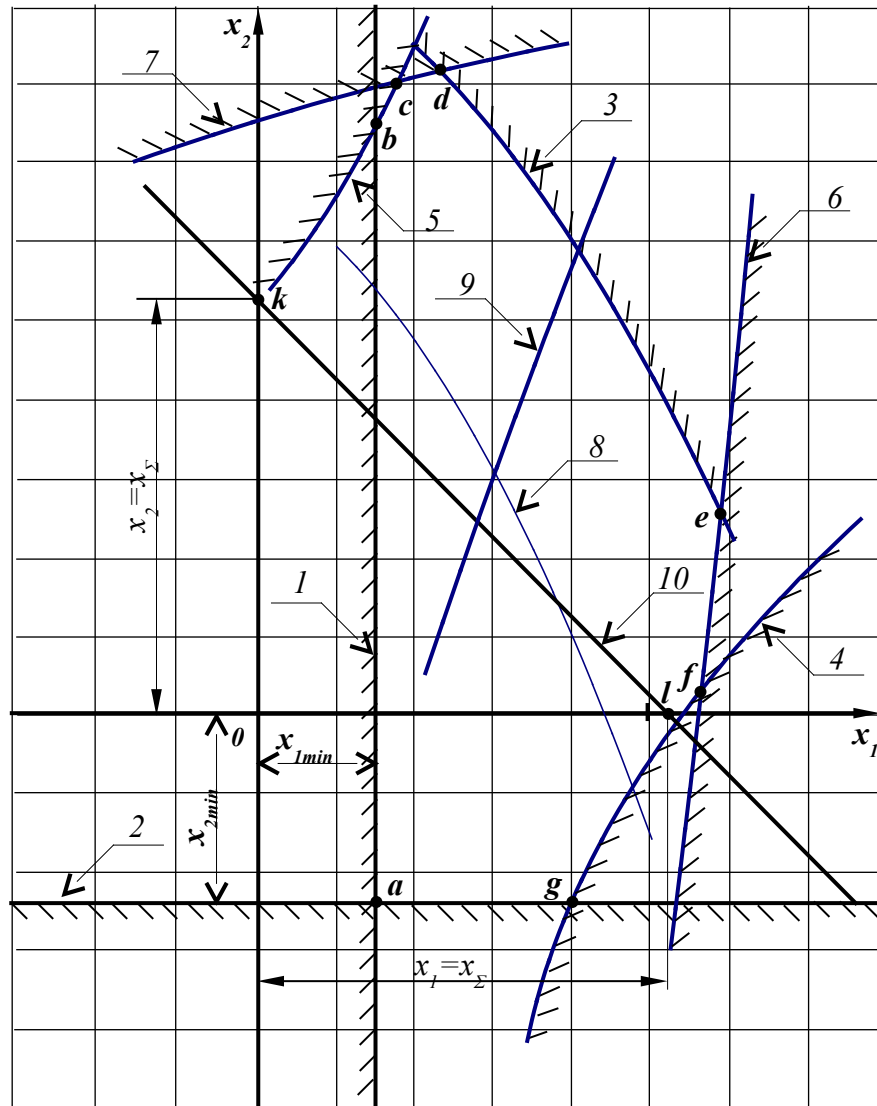


Рисунок 2.1 – Комплексний графік для вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення і при проектуванні ЗП

Кожна точка на графіку визначає пару коефіцієнтів зміщення  $x_1$  і  $x_2$ . На графіку нанесено ряд ліній, підштрихованих з одного боку (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7). Частина площини, що розташована від кривої в бік підштриховки, є за відповідними



умовами «забороненою» при виборі точок, які визначають коефіцієнти зміщення:

- лінії 1 -  $x_{1min}$  і 2 -  $x_{2min}$  обмежують площину для вибору коефіцієнтів зміщення за умов відсутності підрізання зубців відповідно шестірні і колеса;

- точки, які розташовані в бік підштриховки кривої 3, відповідають коефіцієнтам зміщення, при яких  $\varepsilon < \varepsilon_{min}$ ;

- точки, які розташовані в бік підштриховки кривих 4, 5, відповідають коефіцієнтам зміщення, при яких відповідно  $s_{a1} < s_{a1min}$  і  $s_{a2} < s_{a2min}$ ;

- точки, які розташовані в бік підштриховки кривих 6, 7, відповідають коефіцієнтам зміщення, при яких буде мати місце заклинювання зубців зубчатих коліс.

Перетинаючись між собою на площині, підштриховані лінії 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 утворюють «дозволену» площину  $a-b-c-d-e-f-g$  (область допустимих значень коефіцієнтів  $x_1$  і  $x_2$ ), в середині якої потрібно вибирати точки, що відповідають розрахунковим коефіцієнтам зміщення  $x_1^*$  і  $x_2^*$ .

На комплексному графіку нанесені також непідштриховані лінії:

- лінія 8 – геометричне місце точок (значень коефіцієнтів  $x_1$  і  $x_2$ ), при яких забезпечується однакова величина коефіцієнта перекриття в ЗП  $\varepsilon > \varepsilon_{min}$ ;

- лінія 9 – геометричне місце точок (значень коефіцієнтів  $x_1$  і  $x_2$ ), при яких досягається вирівнювання максимальних питомих ковзань на ніжках зубців шестірні  $\lambda_{1max}$  і колеса  $\lambda_{2max}$  ( $\Delta\lambda = \lambda_{1max} - \lambda_{2max} = 0$ );

- лінія 10 – геометричне місце точок, що відповідають сумарному коефіцієнту зміщення  $x_\Sigma = x_1 + x_2$ , при якому забезпечується вписування зубчатої передачі у задану міжосьову відстань  $a_w \neq m \cdot (z_1 + z_2) / 2$ .

При виборі розрахункових коефіцієнтів зміщення  $x_1^*$  і  $x_2^*$  в області допустимих значень  $a-b-c-d-e-f-g$  потрібно ураховувати задані умови на проектування ЗП:

1 Для забезпечення вписування зубчатої передачі у задану міжосьову відстань  $a_w$  шукану точку потрібно вибирати на лінії 10 ( $x_1^* + x_2^* = x_\Sigma$ ).

2 При проектуванні відкритих ЗП з не зміцненими поверхнями зубців шестерень і коліс за умов їх найменшого зношування шукану точку потрібно вибирати на лінії 9.

3 При проектуванні відкритих ЗП із зміцненими поверхнями зубців шестерень і коліс (цементация, азотування, поверхневе гартування) для забезпечення найменших напружень згину доцільно задавати найбільші можливі додатні значення відповідних розрахункових коефіцієнтів зміщення (збільшення товщини ніжок зубців).

При виконанні даного розділу курсового проекту використовується запропонований на кафедрі «Механіка і проектування машин» підхід, що передбачає побудування комплексних графіків за допомогою розроблених узагальнених математичних моделей (УММ), поданих у наступному розділі даних допоміжних матеріалів.

### **3 Початкові дані для виконання розділу курсового проекту**

Для виконання курсового проекту *студенти денної форми* навчання отримують початкові дані за допомогою ЕОМ з кафедрального банку програм за виданим викладачем шифром розробки.

*Студенти заочної форми* навчання вибирають початкові дані з таблиці 3.1 з використанням двох останніх цифр власного

навчального шифру.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для проектування зубчатої передачі

Вихідні дані	Варіанти										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Число зубців шестерні $z_1$	14	15	16	17	18	17	16	14	15	16	<b>А</b>
Задане передаточне число $u'_{12}$	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,5	<b>Б</b>
Модуль зубців $m$ , мм	5	4	3	5	4	3	5	4	3	5	<b>В</b>
Спеціальні умови на проектування зубчатої передачі <sup>1)</sup>	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	<b>Г</b>

<sup>1)</sup>Спеціальними умовами на проектування зубчатої передачі є:

1 Вписування зубчатої передачі у задану міжосьову відстань  $a_w = 1,05 \cdot m(z_1 + z_2) / 2$  при вирівнюванні максимальних коефіцієнтів питомих ковзань на ніжках зубців шестірні і колеса ( $\Delta\lambda = \lambda_{1max} - \lambda_{2max} = 0$ ).

2 Вписування зубчатої передачі у задану міжосьову відстань  $a_w = 1,05 \cdot m(z_1 + z_2) / 2$  при забезпеченні найменших напружень згину зубців колеса 2.

3 Вписування зубчатої передачі у задану міжосьову відстань  $a_w = 1,05 \cdot m(z_1 + z_2) / 2$  при забезпеченні найменших напружень згину зубців шестірні 1.

**Загальні умови на проектування ЗП, що ураховуються в даному розділі курсового проекту при виборі розрахункових коефіцієнтів зміщення  $x_1^*$  і  $x_2^*$  в області допустимих значень комплексного графіка:**

- розрахунковий коефіцієнт перекриття:

$$\varepsilon \geq \varepsilon_{min} = 1,05; \quad (3.1)$$

- товщина зубців шестірні за колом вершин:

$$s_{a1} \geq s_{a1min} = 0,25m; \quad (3.2)$$

- товщина зубців колеса за колом вершин:

$$s_{a2} \geq s_{a2min} = 0,4m. \quad (3.3)$$

*Приклад формування початкових даних за навчальним шифром*

**2013 -Л -146.**

**4      6      4      6**

**А      Б      В      Г**

*Даними для виконання розділу курсового проекту є:*  
число зубців шестірні  $z_1 = 14$ ;  
задане передаточне число  $u'_{12} = 1,4$ ;  
число зубців колеса  $z_2 = z_1 \cdot u_{12} = 14 \cdot 1,4 = 19,6$ ; **приймається  $z_2 = 20$ ;**  
уточнене передаточне число  $u_{12} = z_2 / z_1 = 20 / 14 = 1,43$  **(ураховувати при побудованні комплексного графіка);**  
модуль зубців  $m = 4$  мм;  
спеціальні умови на проектування зубчатої передачі – 1:  
вписування зубчатої передачі у задану міжосьову відстань  $a_w = 1,05 \cdot m(z_1 + z_2) / 2$  при вирівнюванні максимальних коефіцієнтів питомих ковзань на ніжках зубців шестірні і колеса ( $\Delta\lambda = \lambda_{1max} - \lambda_{2max} = 0$ ).

*Загальні умови на проектування ЗП, що ураховуються при виборі розрахункових коефіцієнтів зміщення  $x_1^*$  і  $x_2^*$  в області допустимих значень комплексного графіка:*

- розрахунковий коефіцієнт перекриття  $\varepsilon \geq \varepsilon_{min} = 1,05$ ;
- товщина зубців шестірні за колом вершин  $s_{a1} \geq s_{a1min} = 0,25m$ ;
- товщина зубців колеса за колом вершин  $s_{a2} \geq s_{a2min} = 0,4m$ .

Лінії 1...10 комплексного графіка (рисунок 2.1) для зубчатої передачі з заданим модулем  $m$ , числом зубців шестірні

$z_1$  і колеса  $z_2$  (уточнене передаточне число  $u_{12} = z_2/z_1$ ) з урахуванням загальних умов на проектування будуються з використанням поданих нижче залежностей:

- лінія 1 ( $x_{1min}$ )

$$x_{1min} = 1 - 0,0585 \cdot z_1; \quad (3.4)$$

- лінія 2 ( $x_{2min}$ )

$$x_{2min} = 1 - 0,0585 \cdot z_2; \quad (3.5)$$

- лінія 3 ( $\varepsilon = 1,05$ ) при інтервалі варіювання  $x_1 \in [0; 1,2]$

$$x_2 = -0,674 - 0,767 \cdot x_1 + 0,111 \cdot z_1 + 0,575 \cdot u_{12} - 0,452 \cdot x_1^2 - 0,0023 \cdot z_1^2 - 0,093 \cdot u_{12}^2 + 0,0373 \cdot x_1 \cdot z_1 - 0,224 \cdot x_1 \cdot u_{12} + 0,0222 \cdot z_1 \cdot u_{12}; \quad (3.6)$$

- лінія 4 ( $s_{a1} = 0,25m$ ) при інтервалі варіювання  $x_2 \in [-0,4; 0,4]$

$$x_1 = 0,46 + 1,495 \cdot x_2 + 0,066 \cdot z_1 - 0,381 \cdot u_{12} + 0,786 \cdot x_2^2 - 0,00007 \cdot z_1^2 + 0,095 \cdot u_{12}^2 + 0,0106 \cdot x_2 \cdot z_1 - 0,497 \cdot x_2 \cdot u_{12} - 0,0078 \cdot z_1 \cdot u_{12}; \quad (3.7)$$

- лінія 5 ( $s_{a2} = 0,4m$ ) при інтервалі варіювання  $x_1 \in [-0,3; 0,3]$

$$x_2 = -0,726 - 0,662 \cdot x_1 + 0,0361 \cdot z_1 + 0,349 \cdot u_{12} + 1,552 \cdot x_1^2 - 0,00083 \cdot z_1^2 - 0,0052 \cdot u_{12}^2 + 0,031 \cdot x_1 \cdot z_1 + 1,016 \cdot x_1 \cdot u_{12} + 0,0414 \cdot z_1 \cdot u_{12}; \quad (3.8)$$

- лінія 6 (гранична лінія інтерференції) при інтервалі варіювання  $x_2 \in [-0,4; 1,0]$

$$x_1 = 1,275 + 0,14 \cdot x_2 + 0,0075 \cdot z_1 - 0,146 \cdot u_{12} - 0,024 \cdot x_2^2 - 0,000014 \cdot z_1^2 + 0,0378 \cdot u_{12}^2 + 0,00366 \cdot x_2 \cdot z_1 - 0,0353 \cdot x_2 \cdot u_{12} - 0,003 \cdot z_1 \cdot u_{12}; \quad (3.9)$$

- лінія 7 (гранична лінія інтерференції) при інтервалі варіювання  $x_1 \in [-0,3; 0,6]$

$$x_2 = 0,932 - 0,065 \cdot x_1 + 0,0103 \cdot z_1 + 0,186 \cdot u_{12} - 0,0523 \cdot x_1^2 - 0,0003 \cdot z_1^2 - 0,0198 \cdot u_{12}^2 + 0,0073 \cdot x_1 \cdot z_1 + 0,126 \cdot x_1 \cdot u_{12} + 0,00375 \cdot z_1 \cdot u_{12}; \quad (3.10)$$

- лінія 8 ( $\varepsilon = 1,2$ ) при інтервалі варіювання  $x_1 \in [-0,1; 0,9]$

$$x_2 = -1,013 - 0,96 \cdot x_1 + 0,109 \cdot z_1 + 0,469 \cdot u_{12} - 0,513 \cdot x_1^2 - 0,0022 \cdot z_1^2 - 0,083 \cdot u_{12}^2 + 0,0388 \cdot x_1 \cdot z_1 - 0,236 \cdot x_1 \cdot u_{12} + 0,02216 \cdot z_1 \cdot u_{12}; \quad (3.11)$$

- лінія 9 ( $\Delta\lambda = \lambda_{1max} - \lambda_{2max} = 0$ ) при інтервалі варіювання  $x_2 \in [0; 1,6]$

$$x_1 = -0,178 + 1,16 \cdot x_2 + 0,0187 \cdot z_1 + 0,212 \cdot u_{12} + 0,065 \cdot x_2^2 - 0,00058 \cdot z_1^2 + 0,0417 \cdot u_{12}^2 + 0,00375 \cdot x_2 \cdot z_1 - 0,453 \cdot x_2 \cdot u_{12} - 0,0056 \cdot z_1 \cdot u_{12}; \quad (3.12)$$

- лінія 10 (сумарний коефіцієнт зміщення  $x_\Sigma$ , при якому забезпечується вписування ЗП у задану міжосьову відстань  $a_w$ )

$$-0,0686 \cdot x_\Sigma^2 + x_\Sigma \cdot (0,764 + 0,007 \cdot z_1 + 0,043 \cdot u_{12}) + 0,506 \cdot z_1 + 0,041 \cdot u_{12} - 0,00027 \cdot z_1^2 - 0,01 \cdot u_{12}^2 + 0,499 \cdot z_1 \cdot u_{12} - 0,103 - a_w / m = 0. \quad (3.13)$$

### Примітки

1 Побудування ліній 3...9 комплексного графіка здійснювати через 5...6 точок. Це передбачає покрокове розв'язання рівнянь (3.6)...(3.12) при підстановці фіксованих значень  $z_1$ ,  $u_{12}$  (із сформованих вихідних даних) і варіюванні величини відповідного коефіцієнта зміщення в межах заданого інтервалу.

2 З визначених при розв'язанні квадратного рівняння (3.13) коренів вибрати прийнятне значення сумарного коефіцієнта зміщення  $x_\Sigma$ . З урахуванням його величини визначити розташування точок  $k$  і  $l$  на комплексному графіку (рисунок 2.1), через які пройде пряма 10.

Для скорочення часу роботи та підвищення точності розрахунків при виконанні даного етапу розділу курсового проекту доцільно використовувати розроблену на кафедрі комп'ютерну програму «BINAR». Правильність розв'язання задачі вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення  $x_1^*$  і  $x_2^*$  контролюється за результатами геометричного розрахунку зубчатої передачі, який здійснюється з використанням комп'ютерної програми «RESULT».

#### 4 Приклад побудування і аналізу комплексного графіка для вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення

В прикладі розглядається розв'язання задачі розрахункових коефіцієнтів зміщення  $x_1^*$  і  $x_2^*$  в геометричному синтезі прямозубого зовнішнього зубчатого зачеплення за такими вихідними даними:

- число зубців шестірні  $z_1 = 15$ ;
- задане передаточне число  $u'_{12} = 1,3$ ;
- число зубців колеса  $z_2 = z_1 \cdot u_{12} = 15 \cdot 1,3 = 19,5$ ; прийнято  $z_2 = 20$ ;
- уточнене передаточне число  $u_{12} = z_2 / z_1 = 20 / 15 = 1,333$

**(ураховувати при побудуванні комплексного графіка);**

- модуль зубців  $m = 5$  мм;
- спеціальні умови на проектування зубчастої передачі 1: вписування зубчастої передачі у задану міжосьову відстань  $a_w = 1,05 \cdot m(z_1 + z_2) / 2 = 1,05 \cdot 5 \cdot (15 + 20) / 2 = 91,875$  мм при вирівнюванні максимальних коефіцієнтів питомих ковзань на ніжках зубців шестірні і колеса ( $\Delta\lambda = \lambda_{1max} - \lambda_{2max} = 0$ ).

Загальні умови на проектування ЗП, що ураховуються при виборі розрахункових коефіцієнтів зміщення  $x_1^*$  і  $x_2^*$  в області допустимих значень комплексного графіка:

- розрахунковий коефіцієнт перекриття  $\varepsilon \geq \varepsilon_{min} = 1,05$ ;
- товщина зубців шестірні за колом вершин  $s_{a1} \geq s_{a1min} = 0,25m$ ;
- товщина зубців колеса за колом вершин  $s_{a2} \geq s_{a2min} = 0,4m$ .

Нижче у вигляді машинної видачі наведені результати проведених з використанням програми «BINAR» розрахунків координат точок ( $x_1$  і  $x_2$ ) для побудування ліній 1...10 комплексного графіка (комплексний графік доцільно будувати на міліметровому папері відповідно до рекомендацій рисунка 4.1).

Line 1: x1min=0,123

Line 2: x2min= - 0,17

Line 3: e=1,05

x1= 0	x2= 1,516
x1= 0,1	x2= 1,461
x1= 0,2	x2= 1,397
x1= 0,3	x2= 1,323
x1= 0,4	x2= 1,241
x1= 0,5	x2= 1,15
x1= 0,6	x2= 1,049
x1= 0,7	x2= 0,94
x1= 0,8	x2= 0,821
x1= 0,9	x2= 0,694
x1= 1,0	x2= 0,557
x1= 1,1	x2= 0,411
x1= 1,2	x2= 0,257

Line 4: sa1=0,25m

x2= - 0,4	x1= 0,7037
x2= - 0,3	x1= 0,7478
x2= - 0,2	x1= 0,8077
x2= - 0,1	x1= 0,8832
x2= 0	x1= 0,9745
x2= 0,1	x1= 1,081
x2= 0,2	x1= 1,204
x2= 0,3	x1= 1,342
x2= 0,4	x1= 1,496

Line 5: sa2=0,4m

x1= - 0,3	x2= 0,704
x1= - 0,2	x2= 0,743



x1= - 0,1	x2= 0,812
x1= 0	x2= 0,912
x1= 0,1	x2= 1,044
x1= 0,2	x2= 1,206
x1= 0,3	x2= 1,399

Line 6: interference 1

x2= - 0,4	x1= 1,139
x2= - 0,2	x1= 1,172
x2= 0	x1= 1,202
x2= 0,2	x1= 1,231
x2= 0,4	x1= 1,257
x2= 0,6	x1= 1,282
x2= 0,8	x1= 1,305
x2= 1	x1= 1,325

Line 7: interference 2

x1= - 0,3	x2= 1,240
x1= - 0,2	x2= 1,264
x1= - 0,1	x2= 1,286
x1= 0	x2= 1,308
x1= 0,1	x2= 1,329
x1= 0,2	x2= 1,348
x1= 0,3	x2= 1,367
x1= 0,4	x2= 1,384
x1= 0,5	x2= 1,401
x1= 0,6	x2= 1,416

Line 8: e=1,20

x1= - 0,1	x2= 1,103
x1= 0	x2= 1,039
x1= 0,1	x2= 0,965
x1= 0,2	x2= 0,88
x1= 0,3	x2= 0,785
x1= 0,4	x2= 0,68
x1= 0,5	x2= 0,564
x1= 0,6	x2= 0,439

x1= 0,7	x2= 0,303
x1= 0,8	x2= 0,156
x1= 0,9	x2= 0,039

Line 9: d lamb = 0

x2= 0	x1= 0,212
x2= 0,2	x1= 0,337
x2= 0,4	x1= 0,467
x2= 0,6	x1= 0,602
x2= 0,8	x1= 0,742
x2= 1	x1= 0,887
x2= 1,2	x1= 1,038
x2= 1,4	x1= 1,194
x2= 1,6	x1= 1,355

Line 10: xE1 = 1,021 xE2 = 12,46 (неприйнятне значення)

Побудований за наведеними результатами розрахунків комплексний графік подано на рисунку 4.2. Відповідно до **спеціальної умови 1** на проектування ЗП (вписування зубчатої передачі у задану міжосьову відстань  $a_w = 91,875$  мм при вирівнюванні максимальних коефіцієнтів питомих ковзань на ніжках зубців шестірні і колеса), точка  $O$ , якій відповідають розрахункові коефіцієнти зміщення  $x_1^* = 0,533$  і  $x_2^* = 0,488$ , вибиралась на перетині ліній 9 і 10 в області  $a-b-c-d-e-f-g$  (виконання загальних умов на проектування ЗП).

Для випадку, коли б задавалась **спеціальна умова 2** на проектування ЗП (вписування зубчатої передачі у задану міжосьову відстань  $a_w = 91,875$  мм при забезпеченні найменших напружень згину зубців колеса 2), точку  $O$  потрібно вибирати на лінії 10 в області  $a-b-c-d-e-f-g$  з урахуванням досягнення найбільшої величини розрахункового коефіцієнта зміщення колеса  $x_2^*$  ( $x_1^* = 0,136$  і  $x_2^* = 0,885$  (рисунок 4.3)).

Для випадку, коли б задавалась спеціальна умова 3 на проектування ЗП (вписування зубчатої передачі у задану міжосьову відстань  $a_w = 91,875$  мм при забезпеченні найменших напружень згину зубців шестірні 1), точку  $O$  потрібно вибрати на лінії 10 в області  $a-b-c-d-e-f-g$  з урахуванням досягнення найбільшої величини розрахункового коефіцієнта зміщення шестірні  $x_i^*$  ( $x_1^* = 0,955$  і  $x_2^* = 0,066$  (рисунок 4.4)).

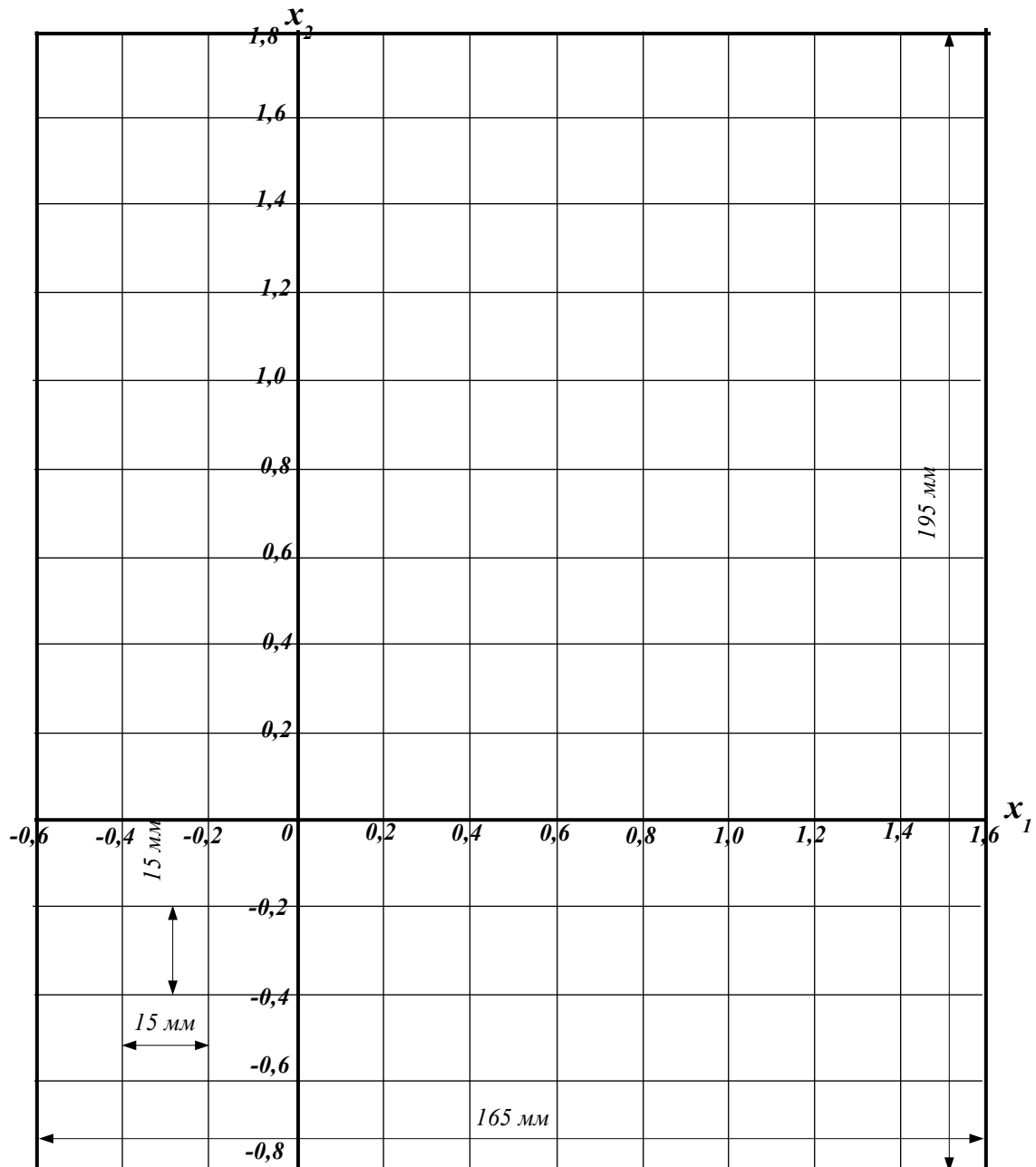
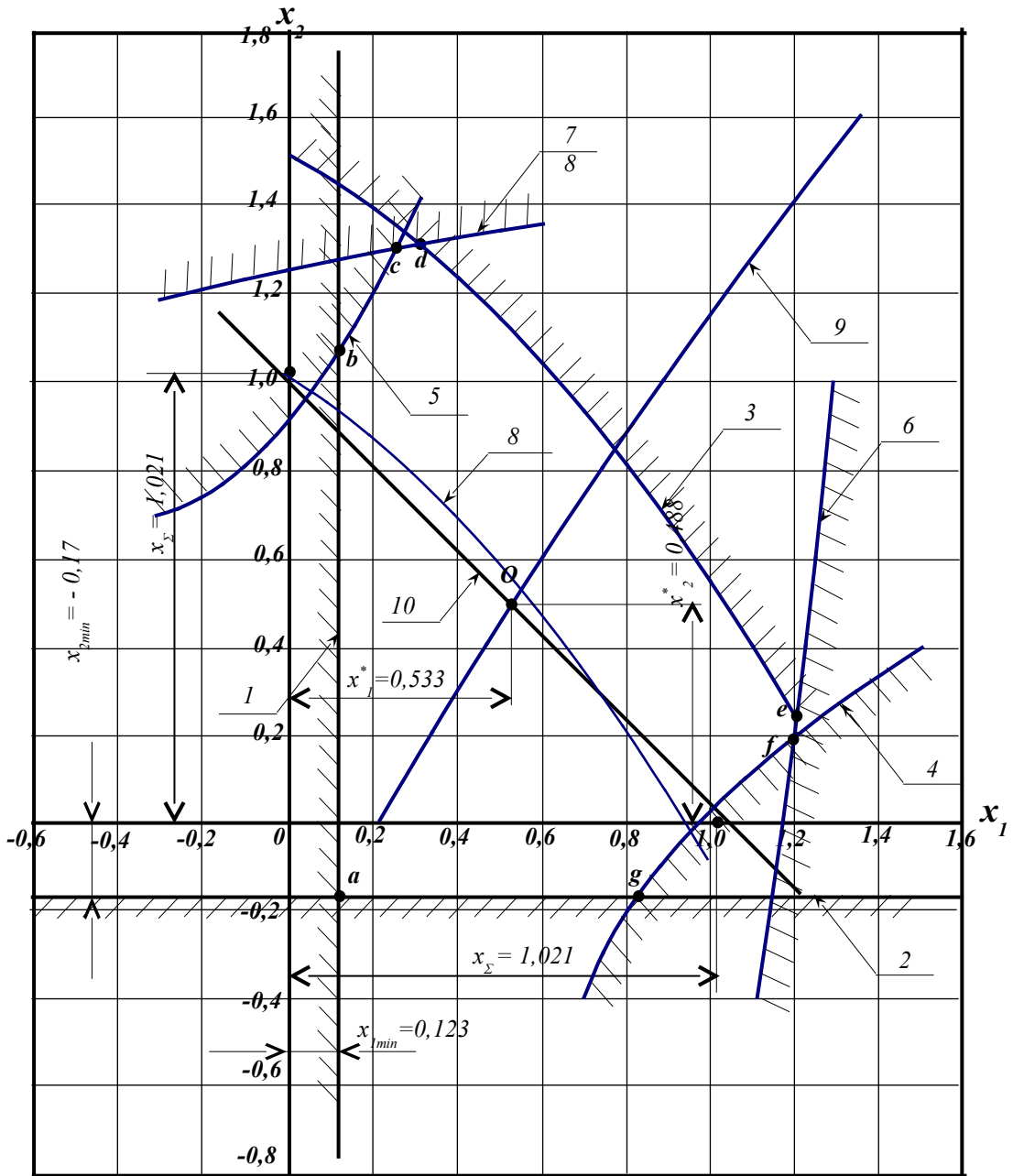
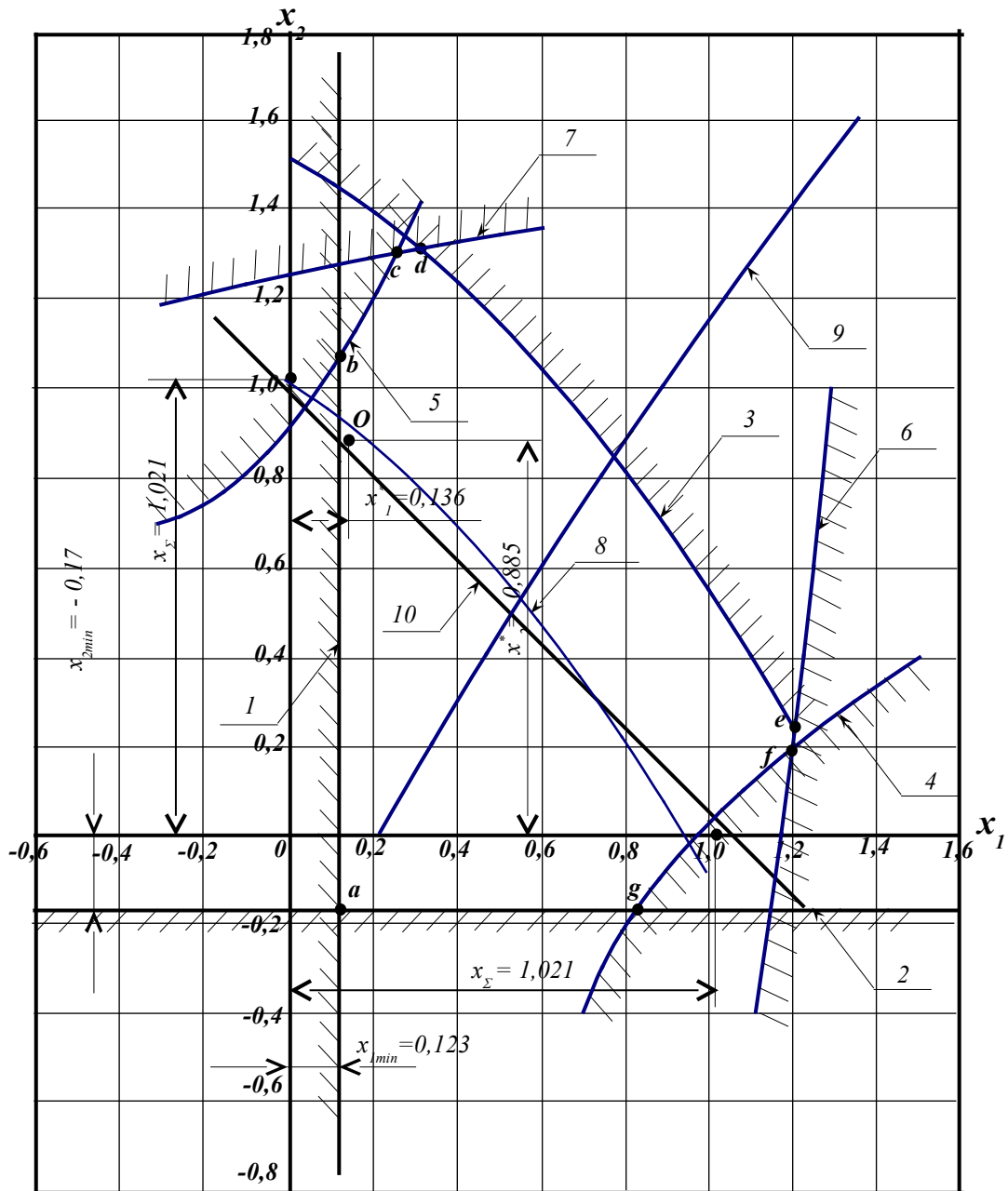


Рисунок 4.1 – Приклад заготовки допоміжного графіка для вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення  $i$



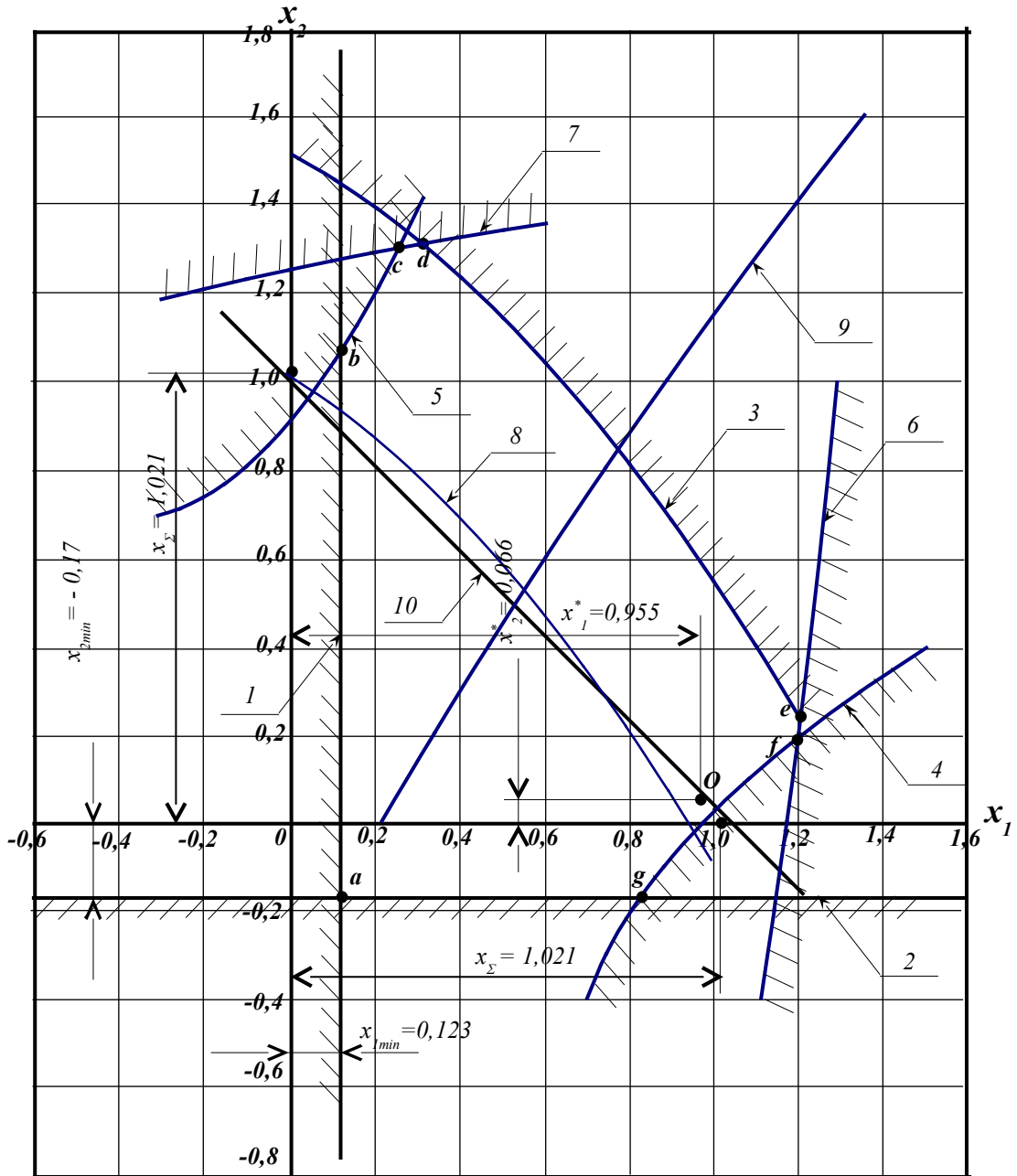
1 – лінія ; 2 – лінія ; 3 – лінія ; 4 – лінія ; 5 – лінія ; 6, 7 – лінії інтерференції зубців; 8 - лінія ; 9 – лінія ; 10 – лінія

Рисунок 4.2 – Допоміжний графік для вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення  $x_1^*$  і  $x_2^*$  при забезпеченні спеціальної умови 1 на проектуванні ЗП



1 – лінія ; 2 – лінія ; 3 – лінія ; 4 – лінія ; 5 – лінія ; 6, 7 – лінії інтерференції зубців; 8 - лінія ; 9 – лінія ; 10 – лінія

Рисунок 4.3 – Допоміжний графік для вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення  $x_1^*$  і  $x_2^*$  при забезпеченні спеціальної умови 2 на проектуванні ЗП



1 – лінія ; 2 – лінія ; 3 – лінія ; 4 – лінія ; 5 – лінія ; 6, 7 – лінії інтерференції зубців; 8 - лінія ; 9 – лінія ; 10 – лінія

Рисунок 4.4 – Допоміжний графік для вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення  $x_1^*$  і  $x_2^*$  при забезпеченні спеціальної умови 3 на проектування ЗП

### Список літератури

- 1 Фролов К.В. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
- 2 Киницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
- 3 Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
- 4 Кореняко А.С. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – К.: Вища школа, 1970. – 332 с.
- 5 Мороз В.І., Братченко О.В., Павшенко А.В. Теорія механізмів і машин: Дослідження та проектування механізмів типових технічних засобів залізничного транспорту: Навч. посібник. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – 158 с.





