

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до лабораторних робіт
з дисциплін

"Фізичні основи мікро- і наносистем",
"Фізичні основи електронних приладів"

для студентів спеціальності 172 "Електронні комунікації та радіотехніка" (освітні програми "Радіоелектронні апарати та засоби", "Інтелектуальні технології мікросистемної радіоелектронної техніки") усіх форм навчання

Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисциплін "Фізичні основи мікро- і наносистем", "Фізичні основи електронних приладів" для студентів спеціальності 172 "Електронні комунікації та радіотехніка" (освітні програми "Радіоелектронні апарати та засоби", "Інтелектуальні технології мікросистемної радіоелектронної техніки") усіх форм навчання / Уклад. : Ірина ПОСПЕЄВА, Наталія ФУРМАНОВА, Вадим ЯКОВЕНКО, Запоріжжя : НУЗП, 2024. 82 с.

Укладачі: Ірина ПОСПЕЄВА, ст. викл. каф. ІТЕЗ;
Наталія ФУРМАНОВА, к.т.н., доц. каф. ІТЕЗ;
Вадим ЯКОВЕНКО, д.т.н., проф. каф. ІТЕЗ.

Рецензент: Тетяна БУГРОВА, к.т.н., доц. каф. РТТ

Відповідальний за випуск: Олександр МАЛІЙ, к.т.н., доц., зав. каф. ІТЕЗ

Затверджено
на засіданні кафедри ІТЕЗ
протокол № 2 від 25.10.24 р.

Рекомендовано до видання
НМК ФІБЕК
протокол № 4 від 15.11.24 р.

ЗМІСТ

1 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 1. РОЗРАХУНКИ СТРИЖНЯ ПРИ ОСЬОВОМУ РОЗТЯГУВАННІ (СТИСНЕННІ).....	5
1.1 Завдання до роботи.....	5
1.2 Зміст звіту.....	8
1.3 Приклади розрахунків.....	9
1.3.1 Розрахунок стрижня при осьовому розтягуванні (стисненні) без урахування власної ваги.....	9
1.3.2 Розрахунок стрижня при осьовому розтягуванні (стисненні) з урахуванням власної ваги.....	17
2 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2. РОЗРАХУНОК ПЛАНКИ З ЕЛЕМЕНТАМИ НА ПЛОСКИЙ ПРЯМИЙ ВИГИН.....	24
2.1 Завдання до роботи.....	24
2.2 Зміст звіту.....	28
2.3 Приклад розрахунку плати з елементами на плоский прямий вигин.....	28
2.3.1 Завдання.....	28
2.3.2 Вихідні дані для розрахунків.....	28
2.3.3 Визначення опорних реакцій з рівнянь статичної рівноваги.....	29
2.3.4 Визначення поперечних зусиль Q_y та вигинаючих моментів M_x у поперечних перерізах і побудова їх епюр.....	32
2.3.5 Визначення розмірів поперечного перерізу плати з умови міцності.....	34
3 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 3. РОЗРАХУНКИ ЖОРСТКОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ РЕЗ.....	37
3.1 Завдання до роботи.....	37
3.2 Зміст звіту.....	38
3.3 Приклад розрахунку жорсткості елементів конструкції РЕЗ.....	40
3.3.1 Зміст завдання.....	40
3.3.2 Вихідні дані для розрахунків.....	40
3.3.3 Схема для розрахунків.....	41
3.3.5 Визначення розмірів поперечного перерізу плати з умови міцності.....	42
3.3.6 Перевірка умови жорсткості.....	43
4 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 4. РОЗРАХУНОК ГВИНТІВ КРІПЛЕННЯ ДРУКОВАНОЇ ПЛАТИ.....	46

4.1 Завдання до роботи	46
4.2 Зміст звіту	48
4.3 Приклад розрахунку гвинтів для кріплення друкованої плати	48
4.3.1 Завдання та вихідні дані до розрахунків.....	48
4.3.2 Визначення допустимих напружень	49
4.3.3 Визначення розрахункового навантаження на гвинт ...	50
4.3.4 Розрахунок гвинта на зріз	52
4.3.5 Розрахунок гвинта на зминання	53
4.3.6 Вибір стандартного гвинта.....	53
5 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 5. РОЗРАХУНОК СТУПЕНЕВОГО ВАЛУ НА МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ ПРИ КРУЧЕННІ.....	54
5.1 Завдання до роботи	54
5.2 Зміст звіту	55
5.3 Приклад розрахунку ступеневого вала на міцність та жорсткість при крученні	56
5.3.1 Завдання та вихідні дані до розрахунків.....	56
5.3.2 Розрахункова схема	56
5.3.3 Побудова епюри крутних моментів	58
5.3.4 Визначення діаметрів ділянок ступеневого вала	60
5.3.5 Визначення кутів закручування на ділянках вала.....	60
5.3.6 Перевірка вала на жорсткість	61
6 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 6. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК БАГАТОСТУПЕНЕВИХ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ	63
6.1 Завдання до роботи	63
6.2 Зміст звіту	73
6.3 Приклади кінематичних розрахунків багатоступеневих механічних передач	74
6.3.1 Кінематичний розрахунок триступеневої зубчастої передачі.....	74
6.3.2 Кінематичний розрахунок п'ятиступеневої зубчато-черв'ячної передачі	76
ЛІТЕРАТУРА.....	80
Додаток А. Механічні властивості конструкційних матеріалів.....	81

1 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 1. РОЗРАХУНКИ СТРИЖНЯ ПРИ ОСЬОВОМУ РОЗТЯГУВАННІ (СТИСНЕННІ)

Мета роботи: засвоїти методики розрахунків стрижнів при осьовому розтягуванні (стисненні).

Перед початком роботи слід ознайомитися з теоретичним матеріалом, наведеним у конспекті лекцій, част. 2, стор. 28 – 34, та рекомендованій літературі [1, 2].

1.1 Завдання до роботи

Кожен студент виконує одне з двох індивідуальних завдань згідно з варіантом. Варіант являю собою тризначне число, яке задається викладачем.

Перша цифра – номер схеми.

Друга цифра – значення зовнішніх навантажень (сили F_1 та F_2).

Третя цифра – геометричні характеристики та матеріал бобишки.

Вихідні дані за варіантами наведені у табл. 1.1.

Розрахункові схеми наведені на рис. 1.1, 1.2.

Завдання 1 (схеми I – V)

Блок РЕЗ кріпиться до верхньої кришки приладу за допомогою бобишок, кожна з яких являє собою вертикальний стрижень змінного перерізу, жорстко закріплений у верхній точці.

З боку блоку на кожному бобишку діють дві зовнішні поздовжні сили F_1 та F_2 , які прикладені у різних перерізах згідно схеми закріплення.

Конструктивне обмеження: максимальне абсолютне подовження не повинно перевищувати 0,012 мм.

Завдання 2 (схеми VI – X)

Блок РЕЗ кріпиться до основи корпусу приладу за допомогою бобишок, кожна з яких являє собою вертикальний стрижень змінного перерізу, жорстко прикріплений до днища.

З боку блоку на кожному бобишку діють дві зовнішні поздовжні сили F_1 та F_2 , які прикладені у різних перерізах згідно схеми закріплення.

Конструктивне обмеження: максимальне абсолютне подовження не повинно перевищувати 0,008 мм.

Для заданої схеми закріплення згідно з варіантом:

- розрахувати поздовжні сили і нормальні напруження, що виникають у перерізах бобишки;
- розрахувати значення абсолютних деформацій на кожній ділянці;
- побудувати епюри поздовжніх сил, нормальних напружень та абсолютних деформацій;
- зробити перевірку на міцність та жорсткість, а також перевірити виконання конструктивного обмеження.

Власною вагою бобишки знехтувати.

Значення модуля пружності E , допустимого напруження $[\sigma]$ та допустимого відносного подовження $[\varepsilon]$ вибрати в залежності від матеріалу бобишки з додатку А.

Таблиця 1.1 – Вихідні дані до розрахунків

Перша цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Номер схеми	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Друга цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F_1, Н$	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
$F_2, Н$	55	50	45	40	35	30	25	20	15	10
Третя цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$a, мм$	3	4	5	6	7	8	7	6	5	4
$b, мм$	10	9	8	7	6	5	4	3	10	9
$c, мм$	7	8	5	4	8	3	6	4	5	7
$S, мм^2$	15	16	18	20	22	25	24	12	8	10
Матеріал	АМц СМ	АД 00М	Л63	ЛО 62- 1	полі- стирол	полі- етилен	Ф-4	пластик ABS	ЛС 59- 1	АМг 2М

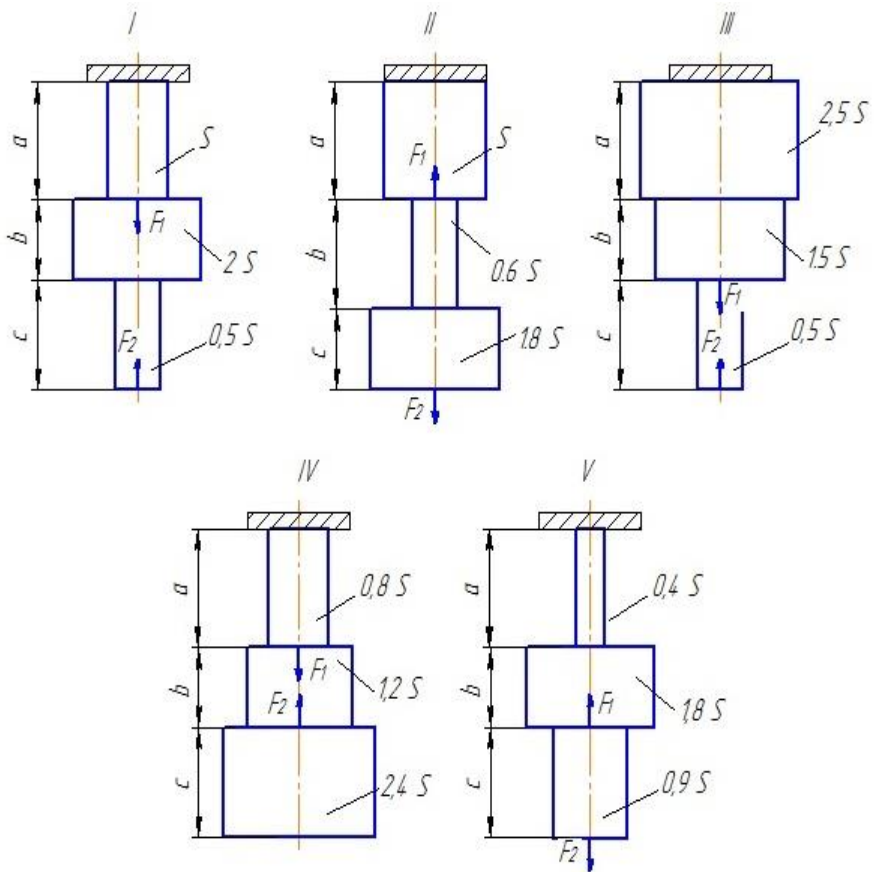


Рисунок 1.1 – Розрахункові схеми до завдання 1

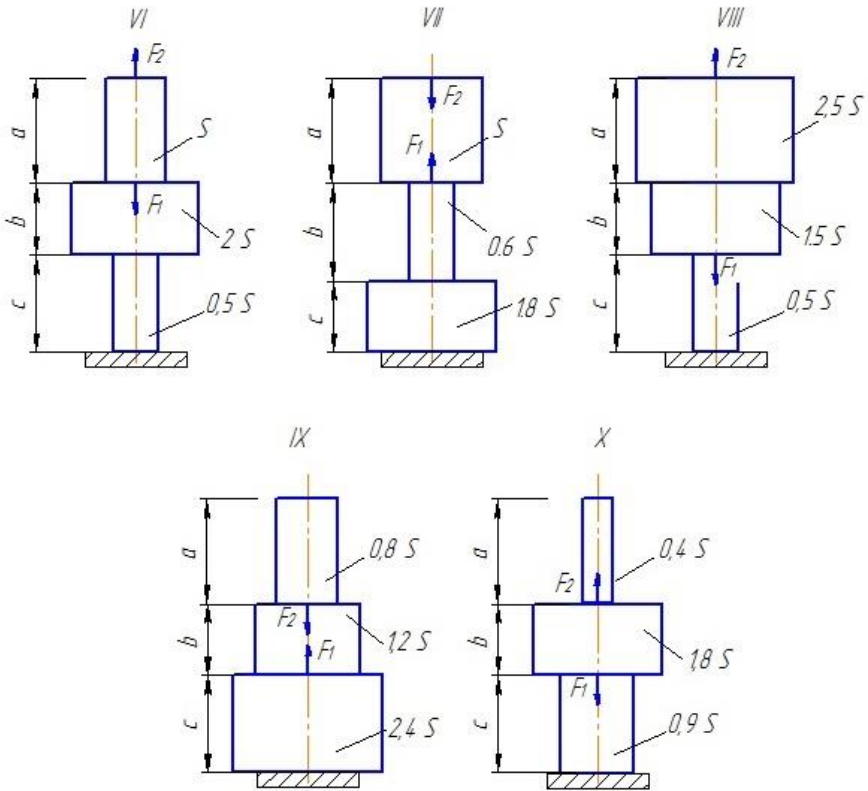


Рисунок 1.2 – Розрахункові схеми до завдання 2

1.2 Зміст звіту

1.2.1 Тема та мета роботи.

1.2.2 Вихідні дані до розрахунків та розрахункова схема.

1.2.3 Результати розрахунків поздовжніх сил і нормальних напружень, що виникають у перерізах бобишки, без урахування власної ваги.

1.2.4 Результати розрахунків абсолютних деформацій.

1.2.5 Епюри поздовжніх сил, нормальних напружень та абсолютних деформацій.

1.2.6 Перевірка міцності і жорсткості бобишки та виконання конструктивного обмеження.

1.2.7 Висновки.

1.3 Приклади розрахунків

1.3.1 Розрахунок стрижня при осьовому розтягуванні (стисненні) без урахування власної ваги

1.3.1.1 Завдання та вихідні дані до розрахунків

Блок РЕЗ кріпиться до верхньої кришки приладу за допомогою бобишок, кожна з яких являє собою вертикальний стрижень змінного перерізу, жорстко закріплений у верхній точці. З боку блоку на кожен бобишку діють дві зовнішні поздовжні сили F та $2F$, які прикладені у різних перерізах (див. рис. 1.3).

Розрахувати поздовжні сили і нормальні напруження, що виникають у перерізах бобишки, а також значення абсолютних подовжень на кожній ділянці. Побудувати епюри поздовжніх сил, нормальних напружень та абсолютних подовжень. Зробити перевірку на міцність та жорсткість.

Врахувати конструктивне обмеження: максимальне абсолютне подовження не повинно перевищувати 0,01 мм.

Власною вагою бобишки знехтувати.

Вихідні дані до розрахунків:

$$S = 20 \text{ мм}^2 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

$$a = 0,005 \text{ м}; b = 0,006 \text{ м}; F = 25 \text{ Н}$$

Матеріал бобишки: пластик АБС

Примітка. При проведенні розрахунків на розтягування (стиснення) площа поперечного перерізу зазвичай позначається літерою "A", але оскільки у розрахунковій схемі ця літера використовується для позначення точки на бобишці, площа поперечного перерізу позначена літерою "S".

Для заданого матеріалу бобишки значення допустимого напруження на розтягування, модуля пружності та відносного подовження складають:

$$[\sigma] = 26 \text{ МПа} = 2,6 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

$$E = 1,9 \cdot 10^3 \text{ МПа} = 1,9 \cdot 10^9 \text{ Па}$$

$$[\varepsilon] = 10\%$$

Схема для розрахунків наведена на рис. 1.3.

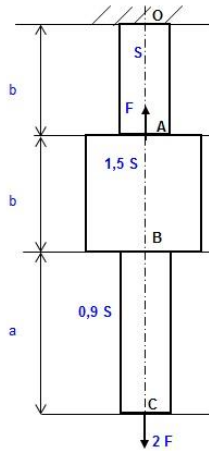


Рисунок 1.3 – Схема для розрахунків

Слід зауважити, що розрахунки поздовжніх сил та нормальних напружень можна проводити, рухаючись за довжиною стрижня у будь-який бік, а подовжень – тільки рухаючись від точки опори, де початкове переміщення дорівнює нулю.

Для наведеного прикладу поздовжні сили та нормальні напруження можна визначити, рухаючись за довжиною бобишки як від вільного кінця до точки опори, так і навпаки, але у другому випадку слід спочатку відкинути опору у точці O , замінивши її реакцією.

Розрахунок подовжень можна проводити, тільки рухаючись від точки опори до вільного кінця. Розглянемо розрахунки для обох способів.

1.3.1.2 Розрахунок поздовжніх сил та нормальних напружень від вільного кінця до точки опори

Розділимо бобишку на силові ділянки (рис. 1.4).

Межі ділянок визначаємо за перерізами, у яких прикладені зовнішні зосереджені сили або ступенєво змінюється площа перерізу.

Як видно з рис. 1.4, на схемі можна виділити три ділянки.

Визначимо поздовжні сили N_z та нормальні напруження σ_z для кожної ділянки окремо та побудуємо їх епюри.

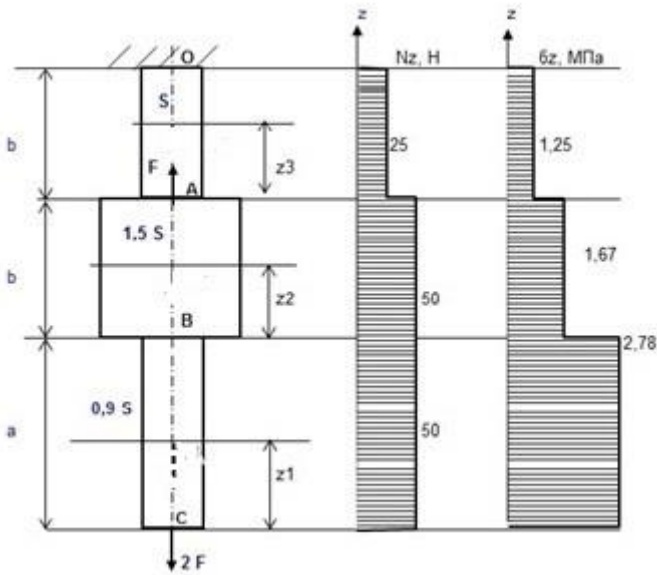


Рисунок 1.4 – Схема розрахунків для першого способу

Перша ділянка $0 < z_1 < a$ (рис. 1.5)

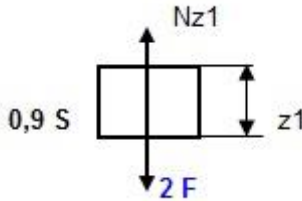


Рисунок 1.5 – Схема розрахунків для першої ділянки

$$N_{z1} = 2F;$$

$$N_{z1} = 2 \cdot 25 = 50 \text{ Н} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ МН}$$

Оскільки $N_{z1} > 0$, на цій ділянці бобишка розтягнута.

$$\sigma_{z1} = \frac{N_{z1}}{S_1} = \frac{N_{z1}}{0,9S};$$

$$\sigma_{z1} = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{0,9 \cdot 2,0 \cdot 10^{-5}} \approx 2,78 \text{ МПа}$$

Друга ділянка $0 < z_2 < b$ (рис. 1.6)

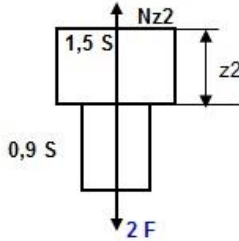


Рисунок 1.6 – Схема розрахунків для другої ділянки

$$N_{z2} = 2F;$$

$$N_{z2} = 2 \cdot 25 = 50 \text{ Н} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ МН}$$

Оскільки $N_{z2} > 0$, на цій ділянці бобишка розтягнута.

$$\sigma_{z2} = \frac{N_{z2}}{S_2} = \frac{N_{z2}}{1,5S};$$

$$\sigma_{z2} = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{1,5 \cdot 2,0 \cdot 10^{-5}} \approx 1,67 \text{ МПа}$$

Третя ділянка $0 < z < b$ (рис. 1.7)

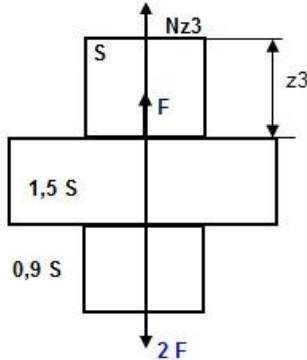


Рисунок 1.7 – Схема розрахунків для третьої ділянки

$$N_{z3} = 2F - F = F;$$

$$N_{z3} = 25 \text{ Н} = 2,5 \cdot 10^{-5} \text{ МН}$$

Оскільки $N_{z3} > 0$, на цій ділянці бобишка розтягнута.

$$\sigma_{z3} = \frac{N_{z3}}{S_3} = \frac{N_{z3}}{S};$$

$$\sigma_{z3} = \frac{2,5 \cdot 10^{-5}}{2,0 \cdot 10^{-5}} = 1,25 \text{ МПа}$$

Епюри N_z та σ_z наведені на рис. 1.4.

1.3.1.3 Розрахунок поздовжніх сил, нормальних напружень та подовжень від точки опори стрижня до вільного кінця

Розділимо бобишку на силові ділянки (рис. 1.8).

Відкинемо опору у точці O, замінивши її опорною реакцією R_O , напрямком якої співпадає з віссю бобишки. Вважаючи бобишку розтягнутою, спрямуємо R_O у додатному напрямку вісі z.

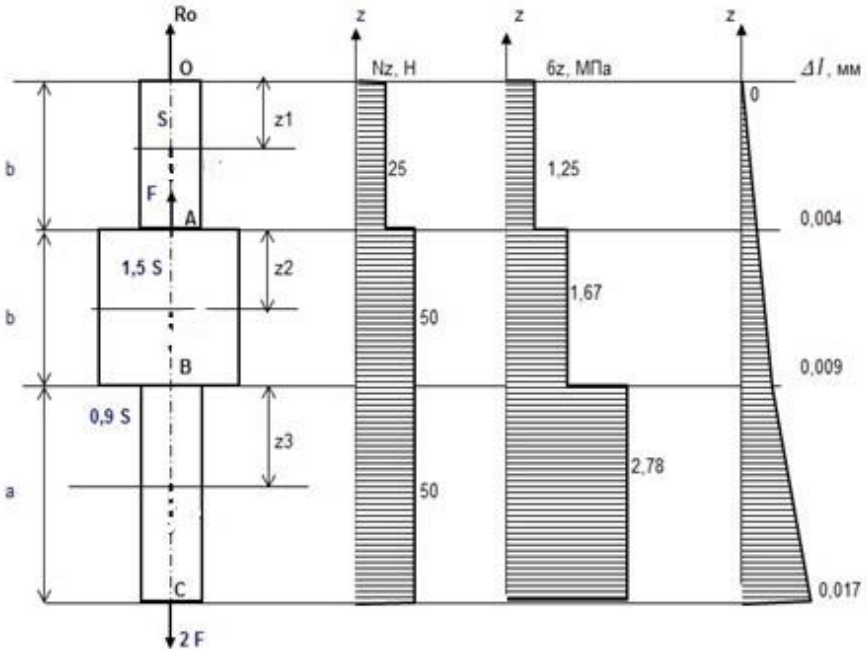


Рисунок 1.8 – Схема розрахунків для другого способу
Реакцію R_O визначаємо з рівняння статичної рівноваги:

$$\sum Z_i = -2F + F + R_0 = 0$$

Звідси:

$$R_0 = 2F - F = F = 25\text{Н}$$

Розділимо бобишку на силові ділянки та для кожної визначимо поздовжні сили N_z , нормальні напруження σ_z і абсолютні подовження Δl й побудуємо їх епюри.

Перша ділянка $0 < z_1 < b$ (рис. 1.9)

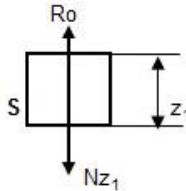


Рисунок 1.9 – Схема розрахунків для першої ділянки

$$N_{z1} = R_0;$$

$$N_{z1} = 25\text{ Н} = 2,5 \cdot 10^{-5}\text{ МН}$$

Оскільки $N_{z1} > 0$, на цій ділянці бобишка розтягнута.

$$\sigma_{z1} = \frac{N_{z1}}{S_1} = \frac{N_{z1}}{S}$$

$$2,5 \cdot 10^{-5}$$

$$\sigma_{z1} = \frac{2,5 \cdot 10^{-5}}{2,0 \cdot 10^{-5}} \approx 1,25\text{ МПа} < [\sigma]$$

Умова міцності виконується.

У точці закріплення (т.О) абсолютне подовження дорівнює нулю: $\Delta l_0 = 0$

Абсолютне подовження на ділянці ОА:

$$\Delta l_{OA} = \frac{\sigma_{z1} \cdot b}{E};$$

$$\Delta l_{OA} = \frac{1,25 \cdot 0,006}{1,9 \cdot 10^3} \approx 4 \cdot 10^{-6}\text{ м} = 0,004\text{ мм}$$

Абсолютне подовження у точці А:

$$\Delta l_A = \Delta l_0 + \Delta l_{OA} = 0 + 0,004 = 0,004\text{ мм}$$

Відносне подовження на ділянці:

$$\Delta \varepsilon = \frac{0,004}{6} \cdot 100\% = 0,07\% < [\varepsilon]$$

Умова жорсткості виконується.

Друга ділянка $0 < z_2 < b$ (рис. 1.10)

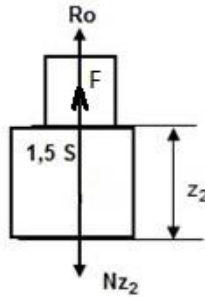


Рисунок 1.10 – Схема розрахунків для другої ділянки

$$N_{z_2} = R_0 + F;$$

$$N_{z_2} = 25 + 25 = 50 \text{ Н} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ МН}$$

Оскільки $N_{z_2} > 0$, на цій ділянці бобишка розтягнута.

$$\sigma_{z_2} = \frac{N_{z_2}}{S_2} = \frac{N_{z_2}}{1,5S}$$

$$\sigma_{z_2} = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{1,5 \cdot 2,0 \cdot 10^{-5}} \approx 1,67 \text{ МПа} < [\sigma]$$

Умова міцності виконується.

Абсолютне подовження на ділянці АВ:

$$\Delta l_{AB} = \frac{\sigma_{z_2} \cdot b}{E};$$

$$\Delta l_{AB} = \frac{1,67 \cdot 0,006}{1,9 \cdot 10^3} \approx 5 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 0,005 \text{ мм}$$

Абсолютне подовження у точці В:

$$\Delta l_B = \Delta l_A + \Delta l_{AB} = 0,004 + 0,005 = 0,009 \text{ мм}$$

Відносне подовження на ділянці:

$$\Delta \varepsilon = \frac{0,005}{6} \cdot 100\% = 0,08\% < [\varepsilon]$$

Умова жорсткості виконується.

Третя ділянка $0 < z_3 < a$ (рис. 1.11)

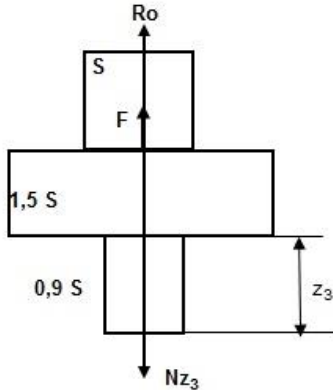


Рисунок 1.11 – Схема розрахунків для третьої ділянки

$$N_{z_3} = R_0 + F;$$

$$N_{z_3} = 25 + 25 = 50 \text{ Н} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ МН}$$

Оскільки $N_{z_3} > 0$, на цій ділянці бобишка розтягнута.

$$\sigma_{z_3} = \frac{N_{z_3}}{S_3} = \frac{N_{z_3}}{0,9S}$$

$$\sigma_{z_3} = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{0,9 \cdot 2,0 \cdot 10^{-5}} \approx 2,78 \text{ МПа} < [\sigma]$$

Умова міцності виконується.

Абсолютне подовження на ділянці ВС:

$$\Delta l_{BC} = \frac{\sigma_{z_3} \cdot a}{E};$$

$$\Delta l_{BC} = \frac{2,78 \cdot 0,005}{1,9 \cdot 10^3} \approx 8 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 0,008 \text{ мм}$$

Абсолютне подовження у точці С:

$$\Delta l_C = \Delta l_B + \Delta l_{BC} = 0,009 + 0,008 = 0,017 \text{ мм}$$

Відносне подовження на ділянці:

$$\Delta \varepsilon = \frac{0,008}{5} \cdot 100\% = 0,16\% < [\varepsilon]$$

Умова жорсткості виконується.

Епюри поздовжніх сил N_z , нормальних напружень σ_z і абсолютних подовжень Δl наведені на рис. 1.8.

Розрахунки показали, що умови міцності та жорсткості виконуються для усіх ділянок бобишки.

Але умова, пов'язана з конструктивним обмеженням, не виконується, оскільки:

$$\Delta l_{max} = \Delta l_C = 0,017 \text{ мм} > [\Delta l] = 0,01 \text{ мм}$$

Для забезпечення конструктивної умови необхідно внести зміни у конструкцію бобишки, наприклад, збільшити переріз на третій ділянці.

1.3.2 Розрахунок стрижня при осьовому розтягуванні (стисненні) з урахуванням власної ваги

1.3.2.1 Завдання та вихідні дані до розрахунків

Блок РЕЗ кріпиться до основи корпусу приладу за допомогою бобишок, кожна з яких являє собою вертикальний стрижень змінного перерізу, жорстко прикріплений до днища.

З боку блоку на кожну бобишку діють дві зовнішні поздовжні сили F_1 та F_2 , які прикладені у різних перерізах згідно схеми закріплення.

Конструктивне обмеження: максимальне абсолютне подовження не повинно перевищувати 0,005 мм.

Для заданої схеми закріплення згідно з варіантом:

- розрахувати поздовжні сили і нормальні напруження, що виникають у перерізах бобишки;
- розрахувати значення абсолютних деформацій на кожній ділянці;
- побудувати епюри поздовжніх сил, нормальних напружень та абсолютних деформацій;
- зробити перевірку на міцність та жорсткість, а також перевірити виконання конструктивного обмеження.

Вихідні дані до розрахунків:

$$S = 10 \text{ мм}^2 = 1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

$$a = 0,030 \text{ м}; b = 0,020 \text{ м}; c = 0,025 \text{ м}; F = 40 \text{ Н}$$

Матеріал бобишки: латунь ЛС63.

Для заданого матеріалу бобишки значення густини, допустимого напруження на розтягування, модуля пружності ті відносного подовження складають:

$$\rho = 8,5 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$$

$$[\sigma] = 70 \text{ МПа} = 7 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

$$E = 1,05 \cdot 10^5 \text{ МПа} = 1,05 \cdot 10^{11} \text{ Па}$$

$$[\varepsilon] = 25\%$$

Розрахунки вести з урахуванням власної ваги.

Прискорення вільного падіння для інженерних розрахунків округлюємо до цілих: $g \approx 10 \text{ м/с}^2$. Тоді коефіцієнт, що враховує власну вагу, становитиме: $\gamma = \rho \cdot g = 8,5 \cdot 10^3 \cdot 10 = 8,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^3$.

Схема для розрахунків наведена на рис. 1.12.

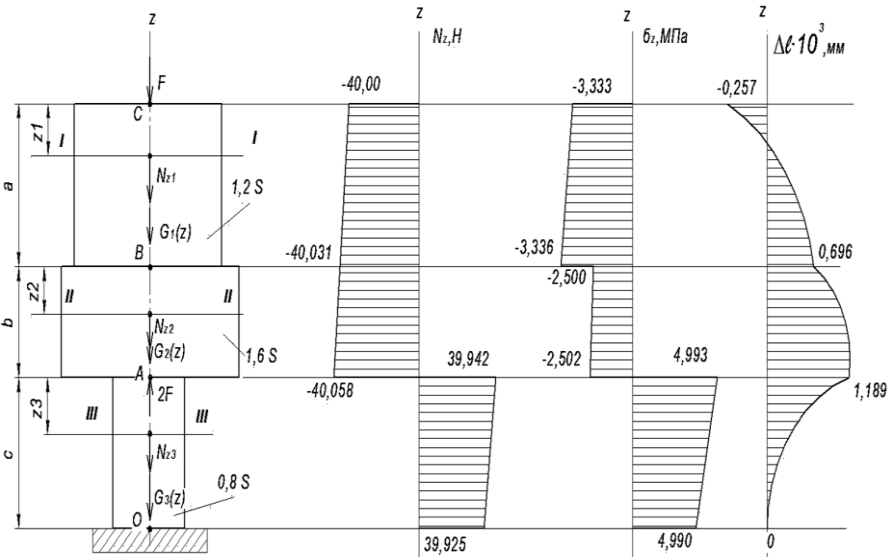


Рисунок 1.12 – Схема для розрахунків

Розділимо бобишку на силові ділянки та для кожної визначимо поздовжні сили N_z , нормальні напруження σ_z і абсолютні подовження Δl й побудуємо їх епюри.

1.3.2.2 Розрахунки поздовжніх сил N_z та нормальних напружень σ_z

При визначенні поздовжніх сил N_z та нормальних напружень σ_z будемо розглядати перерізи стрижня, рухаючись від вільного кінця С до точки опори О, згори донизу.

Перша ділянка: $0 < z_1 < a$

Визначимо поздовжню силу N_{z1} .

$$\begin{aligned} -N_{z1} - F - G_1(z) &= 0 \\ N_{z1} &= -F - G_1(z) = -F - \gamma \cdot S_1 \cdot z_1 = -F - \gamma \cdot 1,2 \cdot S \cdot z_1 = \\ &= -40 - 8,5 \cdot 10^4 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 10^{-5} \cdot z_1 = -40 - 1,02 \cdot z_1 \end{aligned}$$

Залежність поздовжньої сили N_{z1} від довжини ділянки z_1 лінійна, тому епюру N_{z1} будемо за двома точками, визначивши її значення на межах ділянки:

$$\begin{aligned} N_{z1}(0) &= -40 - 1,02 \cdot 0 = -40 \text{ (Н)} \\ N_{z1}(a) &= -40 - 1,02 \cdot 0,03 = -40,031 \text{ (Н)} \end{aligned}$$

Оскільки $N_{z1} < 0$, на цій ділянці бобишка стиснена.

Залежність нормальних напружень σ_{z1} від довжини ділянки z_1 також лінійна, тому епюру σ_{z1} будемо також за двома точками, визначивши їх значення на межах ділянки:

$$\begin{aligned} \sigma_{z1} &= \frac{N_{z1}}{S_1} = \frac{N_{z1}}{0,8 \cdot S} \\ \sigma_{z1}(0) &= \frac{-4 \cdot 10^{-5}}{1,2 \cdot 1 \cdot 10^{-5}} = -3,333 \text{ МПа; } |\sigma_{z1}(0)| < [\sigma] \end{aligned}$$

$$\sigma_{z1}(a) = \frac{-4,031 \cdot 10^{-5}}{1,2 \cdot 1 \cdot 10^{-5}} = -3,336 \text{ МПа; } |\sigma_{z1}(a)| < [\sigma]$$

Умова міцності виконується.

Друга ділянка: $0 < z_2 < b$

Визначимо поздовжню силу N_{z2} .

$$\begin{aligned} -N_{z2} - F - G_1 - G_2(z) &= 0 \\ G_1 &= \gamma \cdot 1,2 \cdot S \cdot a = 8,5 \cdot 10^4 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 10^{-5} \cdot 0,03 = 0,031 \text{ Н} \\ N_{z2} &= -F - G_1 - G_2(z) = \\ &= -F - G_1 - \gamma \cdot S_2 \cdot z_2 = -F - G_1 - \gamma \cdot 1,6 \cdot S \cdot z_2 = \\ &= -40 - 0,031 - 8,5 \cdot 10^4 \cdot 1,6 \cdot 1 \cdot 10^{-5} \cdot z_2 = \\ &= -40,031 - 1,36 \cdot z_2 \end{aligned}$$

Залежність поздовжньої сили N_{z2} від довжини ділянки z_2 лінійна, тому епюру N_{z2} будемо за двома точками, визначивши її значення на межах ділянки:

$$N_{z2}(0) = -40,031 - 1,36 \cdot 0 = -40,031 \text{ (Н)}$$

$$N_{z2}(b) = -40,031 - 1,36 \cdot 0,02 = -40,058 \text{ (Н)}$$

Оскільки $N_{z2} < 0$, на цій ділянці бобишка стиснена.

Залежність нормальних напружень $\bar{\sigma}_{z2}$ від довжини ділянки z_2 також лінійна, тому епюру $\bar{\sigma}_{z2}$ будемо також за двома точками, визначивши їх значення на межах ділянки:

$$\sigma_{z2} = \frac{N_{z2}}{S_2} = \frac{N_{z2}}{1,6 \cdot S}$$

$$\sigma_{z2}(0) = \frac{-4,031 \cdot 10^{-5}}{1,6 \cdot 1 \cdot 10^{-5}} = -2,500 \text{ МПа; } |\sigma_{z2}(0)| < [\sigma]$$

$$\sigma_{z2}(b) = \frac{-4,058 \cdot 10^{-5}}{1,6 \cdot 1 \cdot 10^{-5}} = -2,502 \text{ МПа; } |\sigma_{z2}(b)| < [\sigma]$$

Умова міцності виконується.

Третя ділянка: $0 < z_3 < c$

Визначимо поздовжню силу N_{z3} .

$$-N_{z3} - F + 2 \cdot F - G_1 - G_2 - G_3(z) = 0$$

$$G_2 = \gamma \cdot 1,6 \cdot S \cdot b = 8,5 \cdot 10^4 \cdot 1,6 \cdot 1 \cdot 10^{-5} \cdot 0,02 = 0,027 \text{ Н}$$

$$N_{z3} = F - G_1 - G_2 - G_3(z) = F - G_1 - G_2 - \gamma \cdot S_3 \cdot z_3 =$$

$$= F - G_1 - G_2 - \gamma \cdot 0,8 \cdot S \cdot z_3 =$$

$$= 40 - 0,031 - 0,026 - 8,5 \cdot 10^4 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 10^{-5} \cdot z_3 =$$

$$= 39,942 - 0,68 \cdot z_3$$

Залежність поздовжньої сили N_{z3} від довжини ділянки z_3 лінійна, тому епюру N_{z3} будемо за двома точками, визначивши її значення на межі ділянки:

$$N_{z3}(0) = 39,942 - 0,68 \cdot 0 = 39,942 \text{ (Н)}$$

$$N_{z3}(c) = 39,942 - 0,68 \cdot 0,025 = 39,925 \text{ (Н)}$$

Оскільки $N_{z3} > 0$, на цій ділянці бобишка розтягнута.

Залежність нормальних напружень $\bar{\sigma}_{z3}$ від довжини ділянки z_3 також лінійна, тому епюру $\bar{\sigma}_{z3}$ будемо також за двома точками, визначивши їх значення на межах ділянки:

$$\sigma_{z3} = \frac{N_{z3}}{S_3} = \frac{N_{z3}}{0,8 \cdot S}$$

$$\sigma_{z3}(0) = \frac{3,994 \cdot 10^{-5}}{0,8 \cdot 1 \cdot 10^{-5}} = 4,993 \text{ МПа} < [\sigma]$$

$$\sigma_{z3}(a) = \frac{3,992 \cdot 10^{-5}}{0,8 \cdot 1 \cdot 10^{-5}} = 4,990 \text{ Па} < [\sigma]$$

Умова міцності виконується.

1.3.2.3 Розрахунки подовжень (скорочень)

При визначенні абсолютних подовжень Δl будемо розглядати перерізи стрижня, рухаючись від точки опори О до вільного кінця С, знизу догори.

Під час розрахунків абсолютної деформації можна користуватися однією з загальних формул (7.6) чи (7.10), або формулою (7.9) для розрахунку абсолютної деформації для постійно діючої на ділянці сили F та рівномірно розподіленого навантаження у вигляді власної ваги G . У прикладі розглянемо розрахунки за всіма способами.

Третя ділянка (ОА): $0 < z_3 < c$

Визначимо значення абсолютної деформації Δl_{OA} та абсолютне подовження стрижня у т. А – l_A .

Деформація у точці закріплення (т. О) $l_O = 0$.

Абсолютну деформацію на третій ділянці визначимо за формулою:

$$\Delta l = \frac{1}{E \cdot A} \int_0^l N(z) dz$$

$$\Delta l = \frac{1}{E \cdot S_3} \int_0^c N_{z3}(z) dz =$$

$$= \frac{1}{E \cdot S_3} \int_0^c (F - G_1 - G_2 - \gamma \cdot 0,8 \cdot S \cdot z_3) dz_3 =$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{1}{1,05 \cdot 10^{11} \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 10^{-5}} \int_0^{0,025} (39,942 - 0,68 \cdot z_3) dz_3 = \\
&= \frac{1}{8,4 \cdot 10^5} \cdot \left(39,942 \cdot z_3 - \frac{0,68}{2} \cdot z_3^2 \right) \Big|_0^{0,025} = \\
&= 1,19 \cdot 10^{-6} \cdot (39,942 \cdot 0,025 - 0,34 \cdot 0,025^2) = 1,189 \cdot 10^{-6} \text{ м} \\
&= 1,189 \cdot 10^{-3} \text{ мм}
\end{aligned}$$

Залежність абсолютної деформації на третій ділянці параболічна.

Абсолютне подовження стрижня у т. А:

$$\Delta l_A = \Delta l_0 + \Delta l_{0A} = 0 + 1,189 \cdot 10^{-3} \approx 0,0011 \text{ мм}$$

Відносна деформація третьої ділянки:

$$\Delta \varepsilon = \frac{|0,0011|}{25} \cdot 100\% = 0,05\% < [\varepsilon]$$

Умова жорсткості виконується.

Друга ділянка (AB): $0 < z_2 < b$

Визначимо значення абсолютної деформації Δl_{AB} та абсолютне подовження стрижня у т. В – l_B .

Абсолютну деформацію на другій ділянці визначимо за формулою:

$$\begin{aligned}
\Delta l &= \frac{1}{E \cdot A} \int_0^l (F + \rho \cdot A \cdot z \cdot g) dz = \frac{F \cdot l}{E \cdot A} + \frac{\rho \cdot g \cdot l^2}{2 \cdot E} \\
\Delta l_{AB} &= \frac{(-F - G_1) \cdot b}{E \cdot 1,6 \cdot S} - \frac{\gamma \cdot b^2}{2 \cdot E} = \\
&= \frac{-40,031 \cdot 0,02}{1,05 \cdot 10^{11} \cdot 1,6 \cdot 1 \cdot 10^{-5}} - \frac{8,5 \cdot 10^4 \cdot 0,02^2}{2 \cdot 1,05 \cdot 10^{11}} = \\
&= -0,4766 \cdot 10^{-6} - 0,0017 \cdot 10^{-6} = -0,4927 \cdot 10^{-6} \text{ м} = \\
&= -0,4927 \cdot 10^{-3} \text{ мм}
\end{aligned}$$

Залежність абсолютної деформації на другій ділянці параболічна.

Абсолютне подовження стрижня у т. В:

$$\Delta l_B = \Delta l_A + \Delta l_{AB} = 1,189 \cdot 10^{-3} - 0,493 \cdot 10^{-3} \approx 0,696 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

Відносна деформація другої ділянки:

$$\Delta\varepsilon = \frac{|0,0007|}{20} \cdot 100\% = 0,0035\% < [\varepsilon]$$

Умова жорсткості виконується.

Перша ділянка (BC): $0 < z_1 < a$

Визначимо значення абсолютної деформації Δl_{BC} та абсолютне скорочення стрижня у т. С – l_C .

Абсолютну деформацію на першій ділянці визначимо за формулою:

$$\Delta l = \frac{\omega}{E \cdot A} = \frac{(N_1 + N_2) \cdot l}{2 \cdot E \cdot A}$$

$$\Delta l_{BC} = \frac{(N_{z_1}(0) + N_{z_1}(c)) \cdot c}{2 \cdot E \cdot S_1} = \frac{(-40 - 40,031) \cdot 0,03}{2 \cdot 1,05 \cdot 10^{11} \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 10^{-5}} =$$

$$= -0,9527 \cdot 10^{-6} \text{ м} = -0,9527 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

Залежність абсолютної деформації на першій ділянці параболічна.

Абсолютне подовження стрижня у т. С:

$$\Delta l_C = \Delta l_B + \Delta l_{BC} = 0,6958 \cdot 10^{-3} - 0,9527 \cdot 10^{-3} \approx -0,257 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

Відносна деформація першої ділянки:

$$\Delta\varepsilon = \frac{|-0,00026|}{30} \cdot 100\% = 0,0009\% < [\varepsilon]$$

Умова жорсткості виконується.

Епюри поздовжніх сил, нормальних напружень та абсолютних подовжень наведені на рис. 1.12.

2 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2. РОЗРАХУНОК ПЛАНКИ З ЕЛЕМЕНТАМИ НА ПЛОСКИЙ ПРЯМИЙ ВИГИН

Мета роботи: засвоїти методики розрахунків плоских конструкцій на прямий вигин.

Перед початком роботи слід ознайомитися з теоретичним матеріалом, наведеним у конспекті лекцій, част. 2, стор. 36 – 44, та рекомендованій літературі [1, 2].

2.1 Завдання до роботи

Друкована плата у формі прямокутника, у якої довжина l значно перевищує ширину b , навантажена електрорадіоелементами.

Маса більшої частини елементів рівномірно розподілена на окремій ділянці плати та створює рівномірно розподілене навантаження q .

На платі також розташовані: трансформатор, вага якого P зосереджена у точці його кріплення, та потужний транзистор на радіаторі, який створює у точці свого кріплення вигинаючий момент M .

Плата розташована горизонтально та кріпиться до основи корпусу у точках A і B .

Визначити:

- реакції опор;
- поперечні сили Q_y та вигинаючі моменти M_x у перерізах плати та побудувати їх епюри;
- ширину b та товщину h плати із умови міцності.

Кожен студент виконує індивідуальні розрахунки згідно з варіантом. Варіант являю собою тризначне число, яке задається викладачем.

Перша цифра – номер схеми.

Друга цифра – значення зовнішніх навантажень (M , P , q).

Третя цифра – геометричні характеристики та матеріал плати, а також номера контрольних запитань, на які слід дати відповіді у звіті.

Вихідні дані за варіантами наведені у табл. 2.1.

Розрахункові схеми наведені на рис. 2.1.

Механічні властивості матеріалів наведені у додатку А.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані до розрахунків

Перша цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Номер схеми	I	II	III	IV	V	VI	VII	VII I	IX	X
Друга цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$M, \text{Н м}$	1,0	0,5	0,4	0,6	1,2	0,8	1,5	0,9	0,7	1,1
$P, \text{Н}$	1,5	1,8	2,0	1,2	1,1	1,6	2,5	0,6	1,3	1,4
$q, \text{Н / м}$	55	50	45	40	35	30	25	20	15	10
Третя цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$l, \text{м}$	0,10	0,20	0,16	0,08	0,07	0,14	0,12	0,09	0,11	0,06
$a_1, \text{м}$	0,03	0,02	0,08	0,03	0,01	0,06	0,04	0,02	0,03	0,01
$a_2, \text{м}$	0,02	0,10	0,01	0,03	0,02	0,03	0,05	0,01	0,05	0,04
b/h	15	20	25	30	25	20	15	20	25	30
матеріал	СФ	ГФ	СФ	ГФ	СФ	ГФ	СФ	ГФ	СФ	ГФ

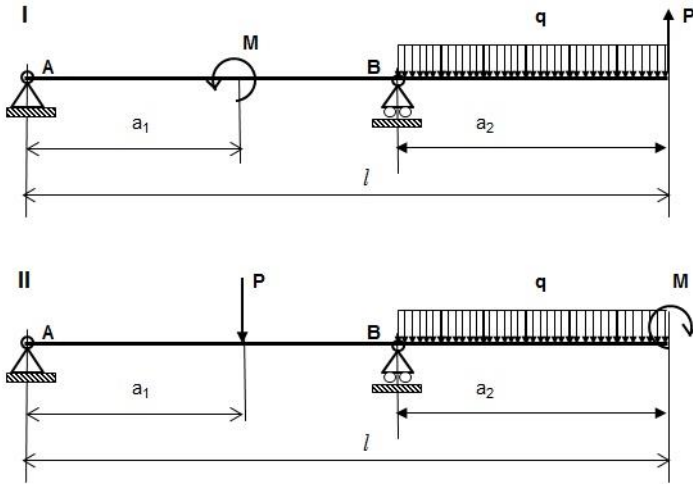


Рисунок 2.1 – Розрахункові схеми

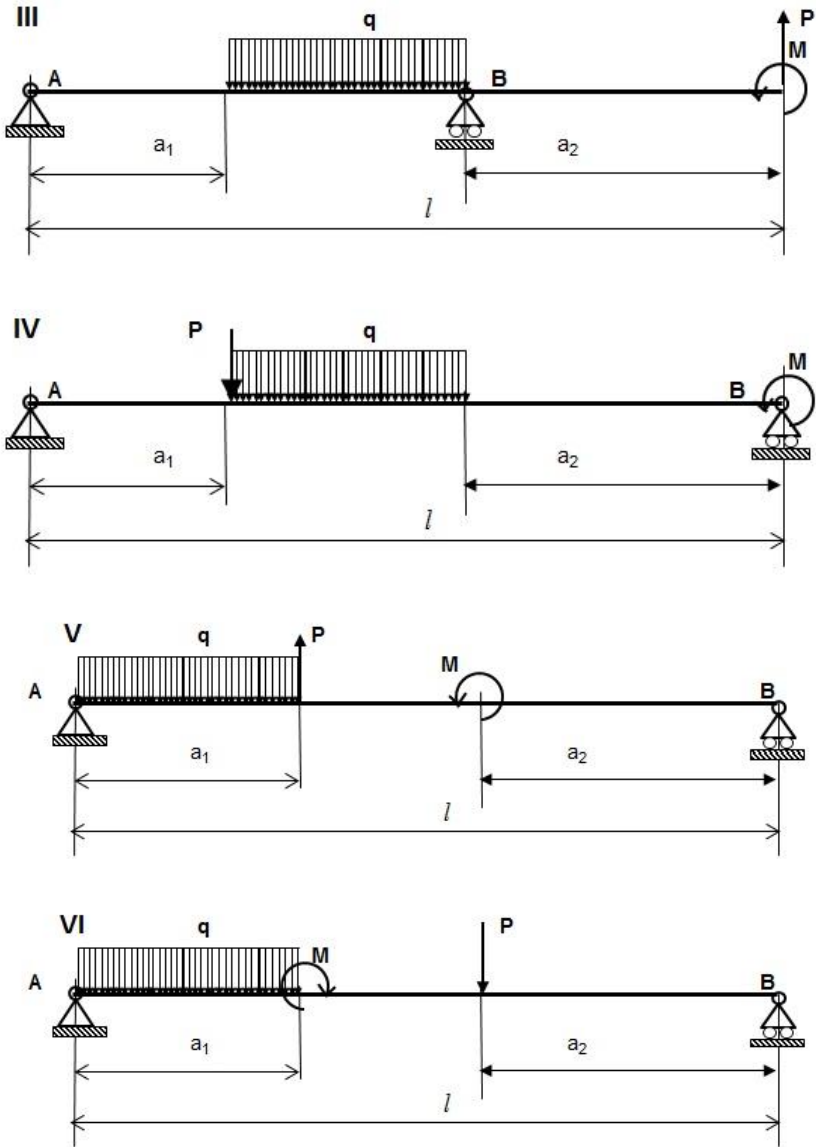


Рис. 2.1, аркуш 2

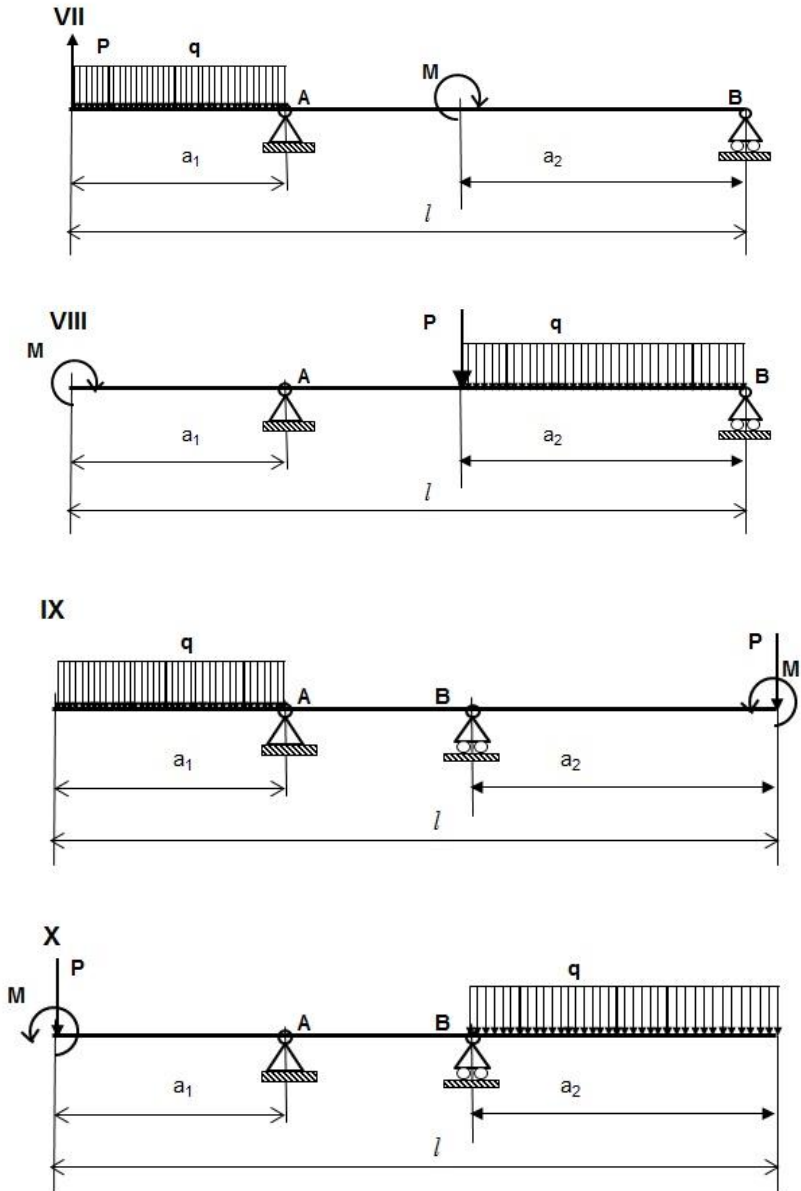


Рис. 2.1, аркуш 3

2.2 Зміст звіту

2.2.1 Тема та мета роботи.

2.2.2 Вихідні дані до розрахунків та розрахункова схема.

2.2.3 Результати розрахунків реакцій опор.

2.2.4 Результати розрахунків поперечних сил Q_Y та вигинаючих моментів M_X .

2.2.5 Епюри поперечних сил Q_Y та вигинаючих моментів M_X .

2.2.6 Визначення геометричних характеристик перерізу плати з умови міцності.

2.2.7 Висновки.

2.3 Приклад розрахунку плати з елементами на плоский прямиий вигин

2.3.1 Завдання

Друкована плата у формі прямокутника, у якої довжина l значно перевищує ширину b , навантажена електрорадіоелементами.

Маса більшої частини елементів рівномірно розподілена на окремій ділянці плати та створює рівномірно розподілене навантаження q .

На платі також розташовані: трансформатор, вага якого P зосереджена у точці його кріплення, та потужний транзистор на радіаторі, який створює у точці свого кріплення вигинаючий момент M .

Плата розташована горизонтально та кріпиться до основи корпусу у точках **A** і **B**.

Визначити ширину b та товщину h плати із умови міцності.

2.3.2 Вихідні дані для розрахунків

Геометричні характеристики плати:

$$l = 0,1 \text{ м}$$

$$a_1 = 0,02 \text{ м}$$

$$a_2 = 0,05 \text{ м}$$

$$a_3 = 0,05 \text{ м}$$

$$b / h = 20$$

Силів навантаження:

$$M = 0,15 \text{ Н м}$$

$$P = 0,1 \text{ Н}$$

$$q = 50 \text{ Н / м}$$

Матеріал плати: склотекстоліт.

Замінімо плату моделлю у вигляді однопрольотної одноконсольної балки, схема навантаження та закріплення якої наведена на рис. 2.2.

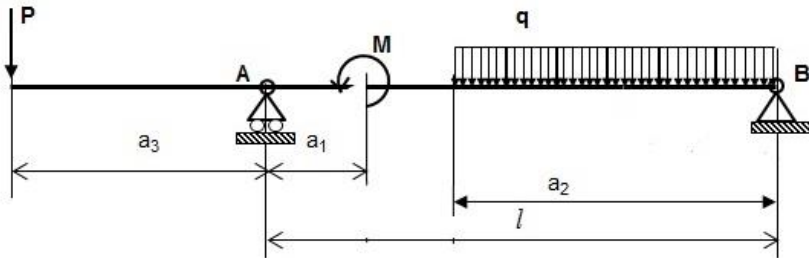


Рисунок 2.2 – Схема навантаження балки

2.3.3 Визначення опорних реакцій з рівнянь статичної рівноваги

Визначимо опорні реакції для балки за рис. 2.2.

На балку діють: пара сил з моментом M , зовнішня сила P та рівномірно розподілене навантаження q на ділянці довжиною a_2 . Усі зовнішні навантаження діють у площині yOz та спрямовані вертикально.

Балка має дві опори: шарнірно-рухоми у точці **A** та шарнірно-нерухоми у точці **B**. Відкинемо ці опори, замінивши їх на реакції.

Реакція у т. **A** має вертикальну складову R_A .

Реакція у т. **B** має дві складові: вертикальну R_B та горизонтальну H_B .

Спрямуємо реакції R_B , H_B та R_A у додатному напрямку; при цьому, якщо в результаті розрахунків якась реакція буде від'ємною, її напрямок слід змінити на протилежний.

Замінімо рівномірно розподілене навантаження q рівнодіючою Q , при цьому:

$$Q = q \cdot a_2 = 50 \cdot 0,05 = 2,5 \text{ Н}$$

Напрямок вектору \vec{Q} співпадає з напрямком q та прикладений він у середині ділянки a_2 .

Схема для розрахунків опорних реакцій балки наведена на рис. 2.3.

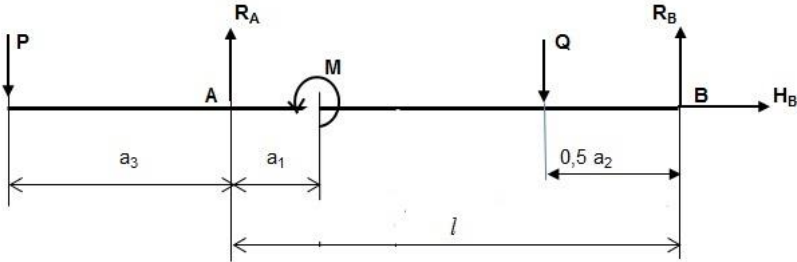


Рисунок 2.3 – Схема для визначення опорних реакцій

Оскільки у системі відсутні зовнішні сили, які мають проекції на горизонтальну вісь z , то горизонтальна складова реакції опори у точці В:

$$\sum_{k=1}^n \vec{F}_{kz} = H_B = 0$$

Таким чином, у отриманій системі маємо дві невідомі реакції (R_B та R_A), для визначення яких складаємо два лінійно незалежних рівняння статичної рівноваги:

$$\sum_{k=1}^n M_B(\vec{F}_k) = M + P \cdot (a_3 + l) - R_A \cdot l + Q \cdot \frac{a_2}{2} = 0$$

$$\sum_{k=1}^n M_A(\vec{F}_k) = M + P \cdot a_3 + R_B \cdot l - Q \cdot \left(l - \frac{a_2}{2}\right) = 0$$

З першого рівняння визначаємо невідому реакцію R_A а з другого – R_B :

$$R_A = \frac{M + P \cdot (a_3 + l) + 0,5 \cdot Q \cdot a_2}{l} =$$

$$= \frac{0,15 + 0,1 \cdot (0,05 + 0,1) + 0,5 \cdot 2,5 \cdot 0,05}{0,1} = 2,275 \text{ H}$$

$$R_B = \frac{-M - P \cdot a_3 + Q \cdot (l - 0,5 \cdot a_2)}{l} =$$

$$= \frac{-0,15 - 0,1 \cdot 0,05 + 2,5 \cdot (0,1 - 0,5 \cdot 0,05)}{0,1} = 0,375 \text{ H}$$

Значення обох реакцій додатні, тому їх напрямки обрані вірно.

Перевірити правильність розрахунків можна, склавши додаткове рівняння статичної рівноваги. Це може бути ще одне рівняння моментів відносно будь-якої іншої точки або рівняння сил у проекціях на вісь Oy . Скористуємося рівнянням сил:

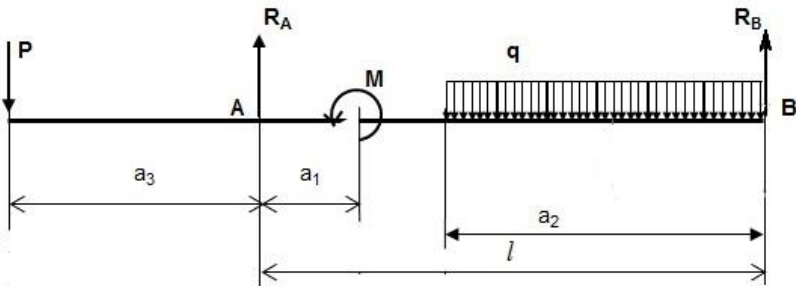
$$\sum_{k=1}^n \vec{F}_{ky} = R_B + R_A - P - Q = 0$$

$$\sum_{k=1}^n \vec{F}_{ky} = 0,325 + 2,275 - 0,1 - 2,5 = 0$$

Таким чином, розрахунки виконані вірно.

Остаточно розрахункова схема має вигляд наведений на рис.

2.10.



$$R_A = 2,275 \text{ H}; R_B = 0,375 \text{ H}$$

Рисунок 2.4 – Розрахункова схема

2.3.4 Визначення поперечних зусиль Q_Y та вигинаючих моментів M_X у поперечних перерізах і побудова їх епюр

Розділимо досліджувану балку на ділянки й визначимо для кожної з них закони зміни поперечних сил і вигинаючих моментів та їх чисельні значення у характерних перерізах ділянок.

Для заданої балки можна виділити чотири ділянки (рис. 2.5).

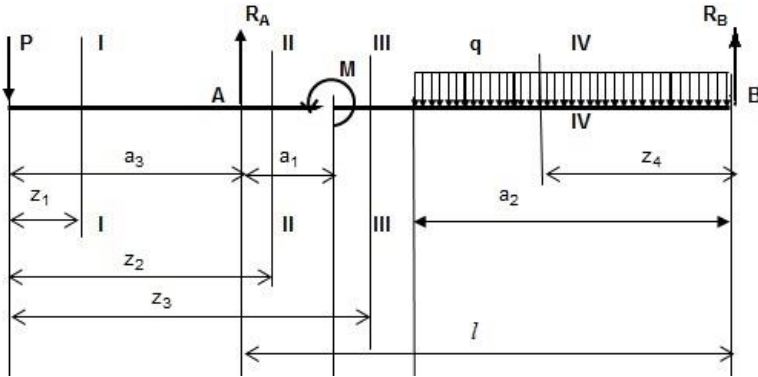


Рисунок 2.5 – Ділянки балки для визначення поперечних сил і вигинаючих моментів

Розглянемо ділянку I–I ($0 < z_1 < a_3$) (рис. 2.6).

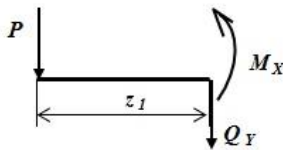


Рисунок 2.6 – Ділянка I–I

$$Q_Y(z) = -P = -0,1 \text{ Н};$$

$$M_X(z) = -P \cdot z_1 - \text{залежність лінійна};$$

$$M_X(0) = -0,1 \cdot 0 = 0;$$

$$M_X(0,05) = -0,1 \cdot 0,05 = -0,005 \text{ Н м}$$

Розглянемо ділянку II-II ($0 < z_2 < a_1 + a_3$) (рис. 2.7).

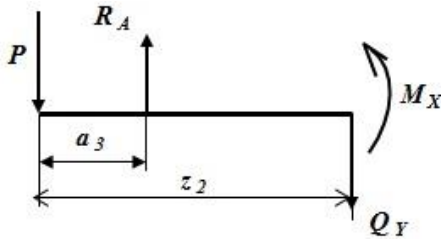


Рисунок 2.7 – Ділянка II-II

$$Q_Y(z) = -P + R_A = -0,1 + 2,275 = 2,175 \text{ H};$$

$$M_X(z) = -P \cdot z_2 + R_A \cdot (z_2 - a_3) - \text{залежність лінійна};$$

$$M_X(0,05) = -0,1 \cdot 0,05 + 2,275 \cdot 0 = -0,005 \text{ H м};$$

$$M_X(0,07) = -0,1 \cdot 0,07 + 2,275 \cdot 0,02 = 0,039 \text{ H м}$$

Розглянемо ділянку III-III ($0 < z_3 < a_3 + l - a_2$) (рис. 2.8).

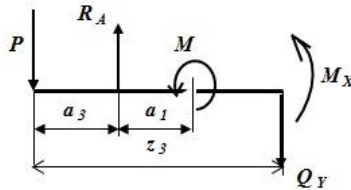


Рисунок 2.8 – Ділянка III-III

$$Q_Y(z) = -P + R_A = -0,1 + 2,275 = 2,175 \text{ H};$$

$$M_X(z) = -P \cdot z_3 + R_A \cdot (z_3 - a_3) - M - \text{залежність лінійна};$$

$$M_X(0,07) = -0,1 \cdot 0,07 + 2,275 \cdot 0,02 - 0,15 = -0,112 \text{ H м};$$

$$M_X(0,1) = -0,1 \cdot 0,1 + 2,275 \cdot 0,05 - 0,15 = -0,046 \text{ H м}$$

Розглянемо ділянку IV-IV ($0 < z_4 < a_2$) (рис. 2.9).

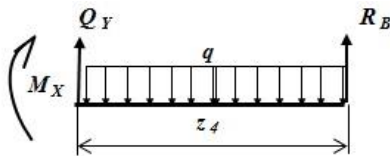


Рисунок 2.9 – Ділянка IV-IV

$Q_Y(z) = -R_B + q \cdot z_4$ – залежність лінійна;

$$Q_Y(0) = -0,325 + 50 \cdot 0 = -0,325 \text{ Н};$$

$$Q_Y(0,05) = -0,325 + 50 \cdot 0,05 = 2,175 \text{ Н};$$

$M_X(z) = R_B \cdot z_4 - 0,5 \cdot q \cdot z_4^2$ – залежність квадратична;

$$M_X(0) = 0,325 \cdot 0 - 0,5 \cdot 50 \cdot 0^2 = 0;$$

$$M_X(0,05) = 0,325 \cdot 0,05 - 0,5 \cdot 50 \cdot 0,05^2 = -0,046 \text{ Н м};$$

Оскільки поперечна сила на ділянці змінюється за лінійним законом та змінює знак, це означає, що у епюри вигинаючих моментів на цій ділянці є екстремум.

Визначимо точку екстремуму з умови:

$$\frac{dM_X}{dz} = R_B - q \cdot z_{\text{екстр}} = 0$$

Звідки:

$$z_{\text{екстр}} = \frac{R_B}{q} = \frac{0,325}{50} = 0,0065 \text{ м}$$

$$M_X(z_{\text{екстр}}) = M_X(0,0065) =$$

$$= 0,325 \cdot 0,0065 - 0,5 \cdot 50 \cdot 0,0065^2 = 0,0011 \text{ Н м}$$

Епюри поперечних сил та вигинаючих моментів наведені на рис. 2.10.

2.3.5 Визначення розмірів поперечного перерізу плати з умови міцності

Умова міцності:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{|M_{\text{max}}|}{W_X} \leq [\sigma]$$

де $|M_{\text{max}}|$ – максимальний згинаючий момент у поперечному перерізі плати за абсолютно величиною; з епюри згинальних моментів $|M_{\text{max}}| = 0,112 \text{ Н м} = 1,12 \cdot 10^{-7} \text{ МН м}$

W_X – осьовий момент опору перерізу, м^3 ;

$[\sigma]$ – допустиме напруження на вигин; для заданого матеріалу плати (склотекстоліт) $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$.

Плата має поперечний розмір у вигляді прямокутника розмірами $b \times h$, причому $\frac{b}{h} = 20$

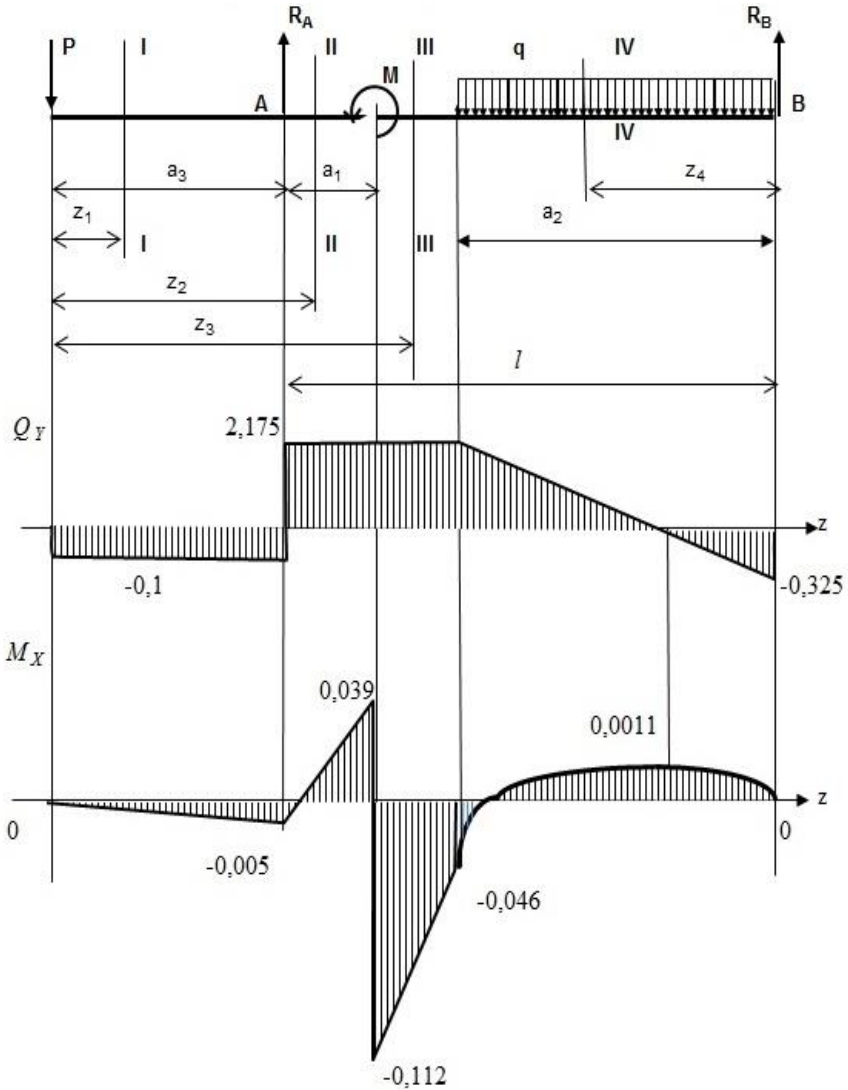


Рисунок 2.10 – Епюри поперечних сил та вигинаючих моментів

Для прямокутного перерізу:

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{20 \cdot h^3}{6} \geq \frac{|M_{max}|}{[\sigma]}$$

звідки:

$$h \geq \sqrt[3]{\frac{3 \cdot |M_{max}|}{10 \cdot [\sigma]}}$$

$$h_{min} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 1,12 \cdot 10^{-7}}{10 \cdot 160}} \approx 0,0006 \text{ м} = 0,6 \text{ мм}$$

$$b_{min} = 20 \cdot h_{min} = 20 \cdot 0,6 = 12 \text{ мм}$$

Таким чином, для забезпечення необхідної міцності розміри поперечного перерізу плати повинні бути не менш, ніж **12 x 0,6 мм**.

3 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 3. РОЗРАХУНКИ ЖОРСТКОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ РЕЗ

Мета роботи: засвоїти методику розрахунків деформацій елементів конструкцій РЕЗ при прямому вигині та їх перевірку на жорсткість.

Перед початком роботи слід ознайомитися з теоретичним матеріалом, наведеним у конспекті лекцій, част. 2, стор. 45 – 54, та рекомендованій літературі [1, 2].

3.1 Завдання до роботи

До вертикальної стінки корпусу РЕЗ жорстко закріплені дві спрямовуючі у вигляді балок прямокутного перерізу.

До спрямовуючих прикріплені:

– багато габаритний електрорадіоелемент, який у перерізах спрямовуючих, відповідаючих точкам його закріплення, створює згинальний момент M ;

– вертикально розташована друкована плата, яка у перерізах спрямовуючих, відповідаючих точкам її закріплення, створює зовнішню силу P ;

– горизонтально розташована друкована плата з рівномірно розподіленою масою, яка на відповідних ділянках спрямовуючих створює рівномірно розподілене навантаження q .

Навантаження між спрямовуючими розподілені рівномірно.

Визначити ширину b та висоту h спрямовуючої з умови міцності.

Перевірити умову жорсткості для обраного перерізу.

Кожен студент виконує індивідуальні розрахунки згідно з варіантом. Варіант являю собою тризначне число, яке задається викладачем.

Перша цифра – номер схеми.

Друга цифра – значення зовнішніх навантажень (M, P, q).

Третя цифра – геометричні характеристики та номери контрольних запитань, на які слід дати відповіді у звіті.

Вихідні дані за варіантами наведені у табл. 3.1.

Матеріал спрямовуючої обрати за **третьою цифрою** варіанту: для номерів 1, 4, 7 – полістирол удароміцний;

для номерів 2, 5, 8 – поліетилен П-2006-Т;
 для номерів 3, 9 – пластик ABS;
 для номерів 6, 0 – фторопласт-4.
 Розрахункові схеми наведені на рис. 3.1.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані до розрахунків

Перша цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Номер схеми	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Друга цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
М, Н м	1,0	2,5	4,5	3,0	1,5	2,4	5,0	1,8	3,5	4,0
Р, Н	25	30	15	20	12	24	18	10	28	16
$q \cdot 10^{-3}$, Н / м	1,5	1,2	2,0	1,8	2,4	0,9	1,0	1,6	2,5	2,2
Третя цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
a_1 , м	0,03	0,02	0,08	0,03	0,01	0,06	0,04	0,02	0,03	0,01
a_2 , м	0,02	0,10	0,01	0,03	0,02	0,03	0,05	0,01	0,05	0,04
a_3 , м	0,04	0,02	0,01	0,06	0,05	0,08	0,07	0,02	0,01	0,05
h / b	4	5	3	2	6	4	2	1	8	5
Номери питань	1,11, 6,16	2,12, 7,17	3,13, 8,18	4,14 9,19	5,15, 10,20	5,14, 9,17	4,13, 8,16	3,12, 7,20	2,11 6,19	1,15, 10,18

3.2 Зміст звіту

3.2.1 Тема та мета роботи.

3.2.2 Вихідні дані до розрахунків та розрахункова схема.

3.2.3 Епюри вигинаючих моментів M_X .

3.2.4 Визначення геометричних характеристик перерізу плати з умови міцності.

3.2.5 Рівняння пружної лінії та перевірка умови жорсткості.

3.2.6 Висновки.

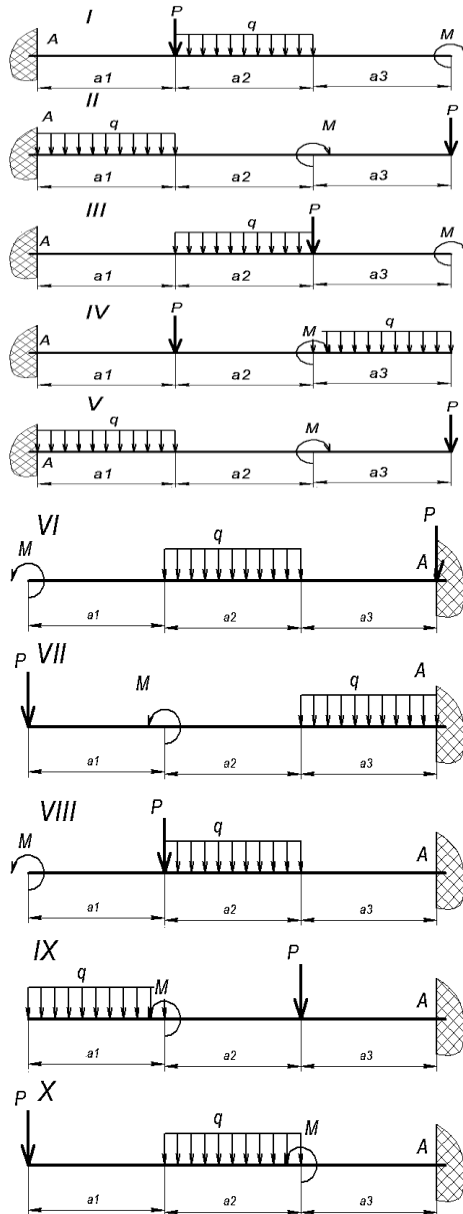


Рисунок 3.1 – Розрахункові схеми

3.3 Приклад розрахунку жорсткості елементів конструкції РЕЗ

3.3.1 Зміст завдання

До вертикальної стінки корпусу РЕЗ жорстко закріплені дві спрямовуючі у вигляді балок прямокутного перерізу.

До спрямовуючих прикріплені:

– багато габаритний електрорадіоелемент, який у перерізах спрямовуючих, відповідаючих точкам його закріплення, створює згинальний момент M ;

– вертикально розташована друкована плата, яка у перерізах спрямовуючих, відповідаючих точкам її закріплення, створює зовнішню силу F ;

– горизонтально розташована друкована плата з рівномірно розподіленою масою, яка на відповідних ділянках спрямовуючих створює рівномірно розподілене навантаження q .

Навантаження між спрямовуючими розподілені рівномірно.

Визначити ширину b та висоту h спрямовуючої з умови міцності.

Перевірити умову жорсткості для обраного перерізу.

3.3.2 Вихідні дані для розрахунків

Геометричні характеристики спрямовуючої:

$$a_1 = 0,02 \text{ м}$$

$$a_2 = 0,05 \text{ м}$$

$$a_3 = 0,05 \text{ м}$$

$$h / b = 4$$

Силі навантаження (в розрахунку на одну спрямовуючу):

$$M = 5 \text{ Н м}$$

$$P = 40 \text{ Н}$$

$$q = 2500 \text{ Н / м}$$

Матеріал спрямовуючої: полістирол удароміцний:

допустиме напруження на вигин $[\sigma] = 130 \text{ МПа}$;

допустимий відносний прогин $[\varepsilon_s] = 1,5\%$;

модуль пружності $E = 2500 \text{ МПа}$

3.3.3 Схема для розрахунків

Замінімо спрямовуючу моделлю у вигляді жорстко закріпленої балки, схема навантаження якої наведена на рис. 3.2.

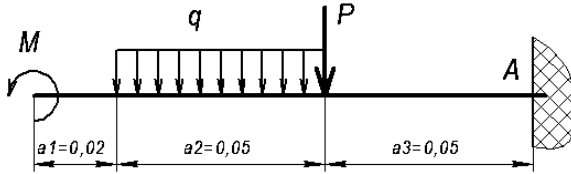


Рисунок 3.2 – Схема навантаження балки

3.3.4 Визначення згинальних моментів M_x у поперечних перерізах і побудова їх епюри

Розділимо досліджувану балку на ділянки й визначимо для кожної з них закони зміни згинальних моментів та їх чисельні значення у характерних перерізах ділянок.

Для заданої балки можна виділити три ділянки.

Ділянка I–I ($0 < z_1 < a_1$):

$$M_x = -M = -5 \text{ Н м}$$

Ділянка II–II ($a_1 < z_2 < a_1 + a_2$):

$$M_x = -M - \frac{1}{2} \cdot q \cdot (z_2 - a_1)^2$$

$$M_x(0,02) = -5 \text{ Н м}$$

$$M_x(0,07) = -5 - 0,5 \cdot 2500 \cdot 0,05^2 = -8,175 \text{ Н м}$$

Ділянка III–III ($a_1 + a_2 < z_3 < a_1 + a_2 + a_3$):

$$M_x = -M - q \cdot a_2 \cdot \left(z_3 - a_1 - \frac{a_2}{2} \right) - P \cdot (z_3 - a_1 - a_2)$$

$$M_x(0,07) = -5 - 2500 \cdot 0,05 \cdot \left(0,07 - 0,02 - \frac{0,05}{2} \right) = -8,125 \text{ Н м}$$

$$M_x(0,12) = -5 - 2500 \cdot 0,05 \cdot \left(0,12 - 0,02 - \frac{0,05}{2} \right) - 40 \cdot 0,05 = -16,375 \text{ Н м}$$

Розрахункова схема балки та епюра згинальних моментів наведені на рис. 3.3.

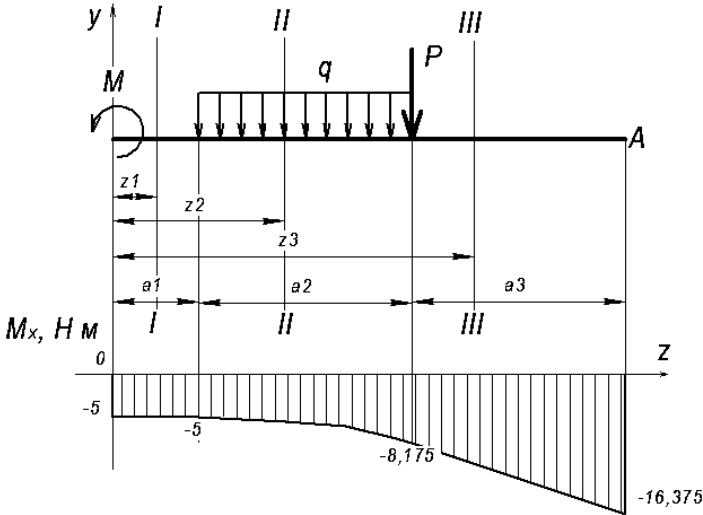


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема балки та еюра згинальних моментів

3.3.5 Визначення розмірів поперечного перерізу плати з умови міцності

З умови міцності для прямокутного перерізу:

$$W_X = \frac{b \cdot h^2}{6} \geq \frac{|M_{max}|}{[\sigma]}$$

де W_X – осьовий момент опору перерізу, м³;

$|M_{max}|$ – максимальний згинальний момент у поперечному перерізі за абсолютно величиною; з еюри згинальних моментів $|M_{max}| = 16,375 \text{ Н м} = 1,64 \cdot 10^{-5} \text{ МН м}$

$[\sigma]$ – допустиме напруження на вигин.

Спрямовуюча мас поперечний розмір у вигляді прямокутника розмірами $b \times h$, причому $\frac{h}{b} = 4$; $h = 4b$. Враховуючи співвідношення між розмірами поперечного перерізу, умову міцності можна записати у вигляді:

$$W_X = \frac{8 \cdot b^3}{3} \geq \frac{|M_{max}|}{[\sigma]}$$

звідки:

$$b \geq \sqrt[3]{\frac{3 \cdot |M_{max}|}{8 \cdot [\sigma]}}$$

$$b_{min} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 1,64 \cdot 10^{-5}}{10 \cdot 130}} \approx 0,00336 \text{ м} = 3,36 \text{ мм}$$

$$h_{min} = 4 \cdot b_{min} = 4 \cdot 3,36 = 13,43 \text{ мм}$$

Таким чином, для забезпечення необхідної міцності розміри поперечного перерізу спрямовуючої повинні бути не менш, ніж **13,43 x 3,36 мм**.

З конструктивних міркувань обираємо розміри поперечного перерізу спрямовуючої: **14 x 4 мм**.

3.3.6 Перевірка умови жорсткості

Умова жорсткості для балки має вигляд:

$$\varepsilon_B = \frac{y_{max}}{l} \cdot 100\% \leq [\varepsilon_B]$$

де ε_B – відносний прогин;

y_{max} – максимальний абсолютний прогин;

l – довжина прольоту балки, де спостерігається максимальний прогин; для даної балки $l = a_1 + a_2 + a_3$;

$[\varepsilon_B]$ – допустимий відносний прогин.

Максимальний абсолютний прогин визначимо з диференційного рівняння пружної лінії навантаженої балки за допомогою методу початкових параметрів. Розрахункова схема наведена на рис. 3.4.

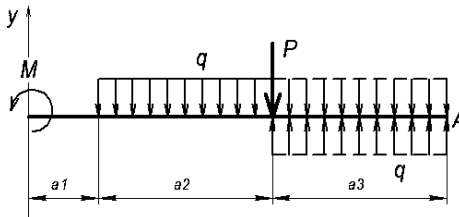


Рисунок 3.4 – Схема для розрахунку прогинів балки

Запишемо рівняння для визначення кутів повороту та прогинів для заданої балки. Оскільки розподілене навантаження прикладене тільки у центральній частині балки, продовжимо його до її кінця, компенсуювши на цій ділянці рівномірно розподіленим навантаженням, рівним за модулем та протилежно спрямованим.

$$\vartheta_z = \vartheta_0 + \frac{1}{EJ_x} \left(-M \cdot z - q \frac{(z - a_1)^3}{6} + q \frac{(z - a_1 - a_2)^3}{6} - P \frac{(z - a_1 - a_2)^2}{2} \right) =$$

$$= \vartheta_0 + \frac{1}{EJ_x} \left(-5z - 2500 \frac{(z - 0,02)^3}{6} + 2500 \frac{(z - 0,07)^3}{6} - 40 \frac{(z - 0,07)^2}{2} \right)$$

$$y_z = \vartheta_0 z + y_0 + \frac{1}{EJ_x} \left(-M \frac{z^2}{2} - q \frac{(z - a_1)^4}{24} + q \frac{(z - a_1 - a_2)^4}{24} - P \frac{(z - a_1 - a_2)^3}{6} \right)$$

$$= \vartheta_0 z + y_0 + \frac{1}{EJ_x} \left(-5 \frac{z^2}{2} - 2500 \frac{(z - 0,02)^4}{24} + 2500 \frac{(z - 0,07)^4}{24} - 40 \frac{(z - 0,07)^3}{6} \right)$$

Визначимо початкові параметри θ_0 та y_0 з умови: у точці закріплення балки (т. А):

$$\theta_A = \theta_l = 0$$

$$y_A = y_l = 0$$

де $l = a_1 + a_2 + a_3 = 0,02 + 0,05 + 0,05 = 0,12$ (м)

Визначимо також попередньо значення $\frac{1}{EJ_x}$

Для прямокутного перерізу шириною b та висотою h :

$$J_X = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{0,004 \cdot (0,014)^3}{12} = 9,147 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$$

$$\frac{1}{E \cdot J_x} = \frac{1}{2,5 \cdot 10^9 \cdot 9,147 \cdot 10^{-10}} = 0,437 \text{ (Н м}^3\text{)}^{-1}$$

$$\vartheta_l = \vartheta_0 + 0,437 \cdot \left(-5l - 2500 \frac{(l - 0,02)^3}{6} + 2500 \frac{(l - 0,07)^3}{6} - 40 \frac{(l - 0,07)^2}{2} \right) = 0$$

$$\vartheta_0 = 0,437 \cdot \left(5 \cdot 0,12 + 2500 \frac{(0,1)^3}{6} - 2500 \frac{(0,05)^3}{6} + 40 \frac{(0,05)^2}{2} \right) = 0,443 \text{ рад}$$

$$y_l = \vartheta_0 \cdot l + y_0 + 0,437 \cdot \left(-\frac{5l^2}{2} - 2500 \frac{(l - 0,02)^4}{24} + 2500 \frac{(l - 0,07)^4}{24} - \right.$$

$$-40 \frac{(l - 0,07)^3}{6} = 0$$

$$y_0 = -0,443 \cdot 0,12 + 0,437 \cdot \left(5 \frac{(0,12)^2}{2} + 2500 \frac{(0,1)^4}{24} - 2500 \frac{(0,05)^4}{24} + 40 \frac{(0,05)^3}{6} \right)$$

$$y_0 = -0,006 \text{ м}$$

Зі схеми балки (рис. 3.2) видно, що максимальний абсолютний прогин буде на її початку при $z = 0$, тобто:

$$y_{max} = y_0 = -0,006 \text{ м}$$

Перевіримо умову жорсткості:

$$\varepsilon_B = \frac{0,006}{0,12} \cdot 100\% = 5\% > [\varepsilon_B]$$

Умова жорсткості не виконується, тому треба збільшити площу перерізу або змінити схему навантаження.

4 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 4. РОЗРАХУНОК ГВИНТІВ КРІПЛЕННЯ ДРУКОВАНОЇ ПЛАТИ

Мета роботи: засвоїти методики розрахунків гвинтів за умов міцності на зріз та на зминання.

Перед початком роботи слід ознайомитися з теоретичним матеріалом, наведеним у конспекті лекцій, част. 2, стор. 56 – 66, та рекомендованій літературі [1 – 3].

4.1 Завдання до роботи

Друкована плата з електрорадіоелементами розташована у блоці вертикально та кріпиться у чотирьох точках до бобишок на вертикальній стінці корпусу за допомогою гвинтів. Еквівалентна маса плати m прикладена у т. М, яка не співпадає з геометричним центром плати т. О.

Матеріал гвинтів: сталь 45:

$$[\sigma] = 240 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{-}] = 180 \text{ МПа}$$

Під час експлуатації на плату може діяти максимальне прискорення a .

Розрахувати діаметр гвинтів d для кріплення плати за умови міцності на зріз та зминання та підібрати стандартні гвинти, що відповідають найбільш критичній умові.

При розрахунках слід прийняти наступне допущення: оскільки плата має декілька точок кріплення, для забезпечення умови складання між діаметрами отворів у платі та діаметрами гвинтів слід забезпечити гарантований зазор, тому при розрахунках гвинтів слід розглядати випадок, коли вони поставлені з зазором.

Розрахункова схема наведена на рис. 4.1.

Вихідні дані за варіантами наведені у табл. 4.1.

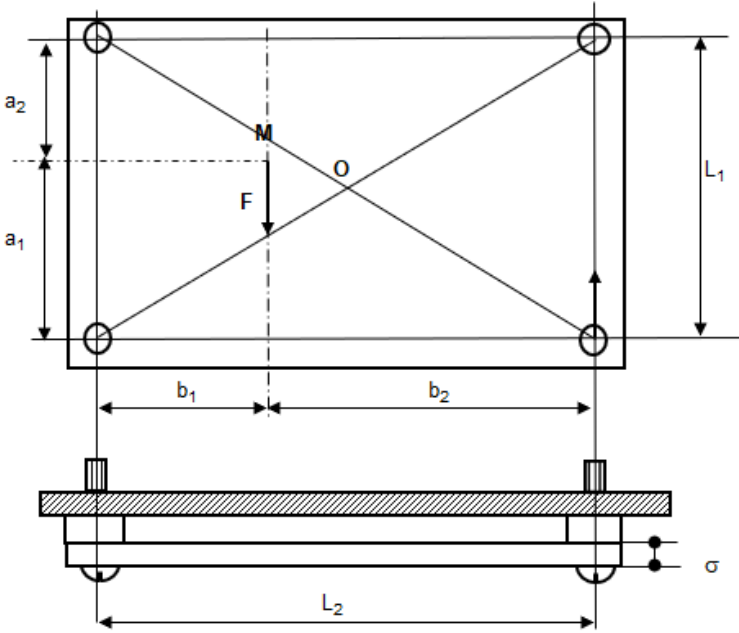


Рисунок 4.1 – Схема для розрахунків гвинтів на зріз та зминання

Таблиця 4.1 – Вихідні дані до розрахунків

Перша цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
m, кг	0,5	0,8	0,7	0,9	0,4	1,0	0,3	0,6	0,2	0,5
Друга цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
L₁, м	0,12	0,15	0,20	0,18	0,10	0,16	0,22	0,08	0,20	0,14
L₂, м	0,20	0,18	0,16	0,14	0,15	0,12	0,10	0,22	0,25	0,24
δ, мм	1,0	1,5	2,0	2,5	1,8	2,4	1,6	1,4	1,2	0,8
Третя цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
a₁, м	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,05	0,04	0,03
b₁, м	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,01	0,02	0,05	0,03
a, g	10	15	20	18	25	12	22	16	24	30

4.2 Зміст звіту

- 4.2.1 Тема та мета роботи.
- 4.2.2 Вихідні дані до розрахунків та розрахункова схема.
- 4.2.3 Результати розрахунків навантаження на гвинт.
- 4.2.4 Визначення діаметра гвинта з умови міцності на зріз.
- 4.2.5 Визначення діаметра гвинта з умови міцності на зминання.
- 4.2.6 Вибір стандартного гвинта.
- 4.2.7 Висновки.

4.3 Приклад розрахунку гвинтів для кріплення друкованої плати

4.3.1 Завдання та вихідні дані до розрахунків

Друкована плата з електрорадіоелементами розташована у блоці вертикально та кріпиться у чотирьох точках до бобишок на вертикальній стінці корпусу за допомогою гвинтів.

Еквівалентна маса плати m прикладена у т. М, яка не співпадає з геометричним центром плати т. О.

Максимальне прискорення a , яке може діяти на плату під час експлуатації, дорівнює 15 g.

Розрахувати діаметр гвинтів d для кріплення плати за умови міцності на зріз та зминання та підібрати стандартні гвинти, що відповідають найбільш критичній умові.

При розрахунках слід також прийняти наступне допущення. Оскільки плата має декілька точок кріплення, для забезпечення умови складання між діаметрами отворів у платі та діаметрами гвинтів слід забезпечити гарантований зазор, тому при розрахунках гвинтів слід розглядати випадок, коли вони поставлені з зазором.

Геометричні характеристики плати:

$$L_1 = 0,12 \text{ м}$$

$$L_2 = 0,18 \text{ м}$$

$$a_1 = 0,07 \text{ м}$$

$$a_2 = L_1 - a_1 = 0,05 \text{ м}$$

$$b_1 = 0,06 \text{ м}$$

$$b_2 = L_2 - b_1 = 0,12 \text{ м}$$

$$\delta = 0,001 \text{ м}$$

Маса плати з елементами:

$m = 0,5 \text{ кг}$

Матеріал гвинтів: сталь 45:

$[\sigma] = 240 \text{ МПа}$

$[\sigma_-] = 180 \text{ МПа}$

Розрахункова схема наведена на рис. 4.2.

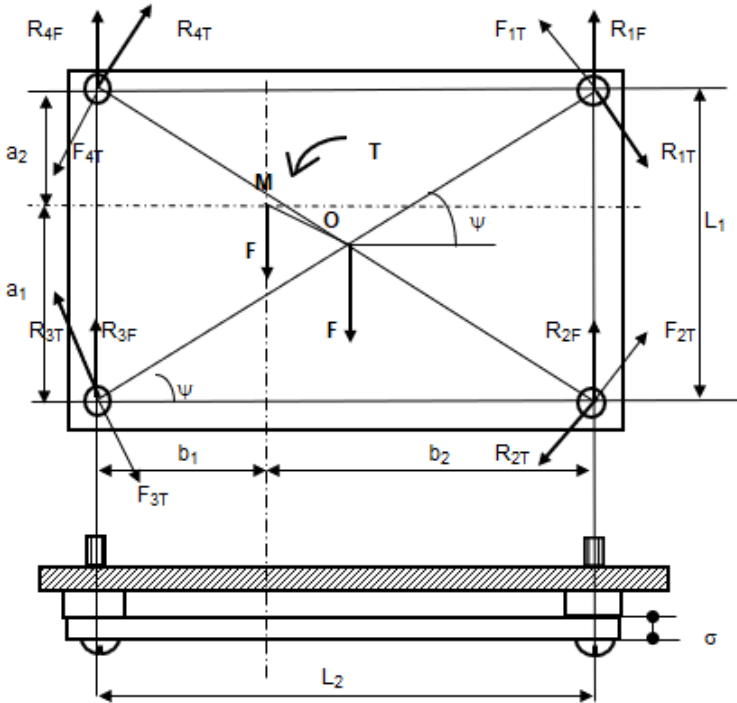


Рисунок 4.2 – Схема для розрахунків гвинтів кріплення плати

4.3.2 Визначення допустимих напружень

Допустиме напруження на зріз визначимо за IV теорією міцності:

$$[\tau_{зр}] \approx 0,6 \cdot 240 = 144 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання визначимо за формулою:

$$[\sigma_{зм}] \approx 2,0 \cdot 180 = 360 \text{ МПа}$$

4.3.3 Визначення розрахункового навантаження на гвинт

Сила тяжіння плати, прикладена до т. М:

$$G = m \cdot g = 0,5 \cdot 9,8 = 4,9 \text{ (Н)}$$

Максимальну силу, прикладену до т. М, визначимо з урахуванням сили тяжіння та динамічного навантаження плати:

$$Q = G + m \cdot a = 4,9 + 0,5 \cdot 15 \cdot 9,8 = 78,4 \text{ (Н)}$$

Оскільки рівнодіюча навантаження, що діє на плату, прикладена несиметрично відносно точок кріплення плати, слід визначити навантаження на найбільш навантажений гвинт.

В даному випадку має місце з'єднання, при якому навантаження зрушує деталі в стику. При розрахунку такого з'єднання зовнішню силу Q замінюємо рівнодіючою $F = Q$, прикладеною у центрі тяжіння з'єднання (т. О), та моментом T :

$$T = Q \cdot l$$

де l – плече прикладення сили Q відносно т. О.

З рис. 4.2 видно, що:

$$l = MO = \sqrt{\left(a_1 - \frac{L_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{L_2}{2} - b_1\right)^2}$$

$$l = \sqrt{0,01^2 + 0,03^2} \approx 0,032 \text{ (м)}$$

$$T = 78,4 \cdot 0,032 \approx 2,5 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Навантаження від сили F_F розподіляється між гвинтами рівномірно:

$$F_{iF} = \frac{F}{z}$$

де z – кількість гвинтів; $z = 4$.

$$F_{iF} = \frac{78,4}{4} = 19,6 \text{ (Н)}$$

Навантаження від моменту розподіляються за гвинтами пропорційно до їх деформацій при повороті плати, тобто пропорційно відстаням гвинтів від центру повороту (т. О).

Для симетричної плати:

$$T = F \cdot r \quad (4.1)$$

де

$$r = \sqrt{\left(\frac{L_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{L_2}{2}\right)^2} = \sqrt{0,06^2 + 0,09^2} \approx 0,11 \text{ (м)}$$

З (4.1) навантаження від моменту F_T :

$$F_T = \frac{T}{r} = \frac{2,5}{0,11} = 22,9 \text{ (Н)}$$

Навантаження від моменту F_T також розподіляється між гвинтами рівномірно:

$$F_{iT} = \frac{22,9}{4} \approx 5,7 \text{ (Н)}$$

Зусилля у гвинтах R_{iF} та R_{iT} дорівнюють відповідним навантаженням та спрямовані у протилежні боки (див. рис. 4.2).

Сумарне зусилля у кожному гвинті визначається як сума векторів двох зусиль:

$$\vec{R}_i = \vec{R}_{iF} + \vec{R}_{iT}$$

З рис. 9.7 видно, що найбільші сумарні зусилля будуть у гвинтах 3 та 4, де вектори зусиль спрямовані у одному напрямку.

Визначимо сумарне зусилля у гвинті 3 (див. рис. 4.3).

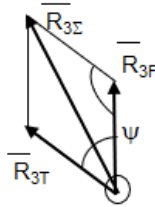


Рисунок 4.3 – Визначення сумарного навантаження на гвинт 3

З рис. 4.3:

$$R_{3\Sigma} = \sqrt{R_{3F}^2 + R_{3T}^2 - 2 \cdot R_{3F} \cdot R_{3T} \cdot \cos \varphi} \quad (4.2)$$

де φ – кут між векторами \vec{F}_{3F} та \vec{R}_{3T} .

З рис. 4.3 $\varphi = 180^\circ - \psi$

Кут ψ визначимо з рис. 4.2:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{L_1}{L_2} = \operatorname{arctg} \frac{0,12}{0,18} \approx 33,7^\circ$$

$$\varphi = 180 - 33,7^\circ = 146,3^\circ$$

Підставивши значення кута φ у (4.3), отримаємо:

$$R_{3\Sigma} = \sqrt{19,6^2 + 5,7^2 - 2 \cdot 19,6 \cdot 5,7 \cdot \cos 146,3^\circ} \approx 24,6 \text{ (Н)}$$

Таким чином, за розрахункове зусилля приймаємо максимальне зусилля:

$$R_{max} = R_{3\Sigma} = 24,6 \text{ Н}$$

4.3.4 Розрахунок гвинта на зріз

Визначимо зусилля затягування:

$$F_{зат} = \frac{K \cdot R_{max}}{f}$$

де K – коефіцієнт запасу, зазвичай приймається від 1,5 до 3,0;

f – коефіцієнт тертя в стику деталей.

Для сталевих поверхонь $f = 0,15$.

$$F_{зат} = \frac{2,0 \cdot 24,6}{0,15} \approx 327,7 \text{ (Н)}$$

Вплив скручування гвинта враховують, збільшуючи зусилля затягування на 30%:

$$F_{розр} = 1,3 \cdot F_{зат} \approx 426,0 \text{ (Н)}$$

Діаметр гвинта визначаємо з умови міцності на зріз за формулою:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot [\tau]}}$$

де F – максимальне зусилля, Н;

$[\tau]$ – допустиме напруження за зріз, Па.

$$d_{min \text{ зр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 426,0}{\pi \cdot 144 \cdot 10^6}} \approx 0,00194 \text{ (м)} = 1,94 \text{ мм}$$

4.3.5 Розрахунок гвинта на зминання

Діаметр гвинта визначаємо з умови міцності на зминання за формулою:

$$d \geq \frac{F}{[\sigma_{зм}] \cdot \delta}$$

де F – максимальне зусилля, Н;
 $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження за зминання, Па;
 δ – товщина плати, м.

$$d_{min\ зм} = \frac{426,0}{360 \cdot 10^6 \cdot 0,001} \approx 0,00118 \text{ (м)} = 1,18 \text{ мм}$$

4.3.6 Вибір стандартного гвинта

Як видно з розрахунків, умова міцності на зріз є більш критичною, тому діаметр гвинта вибираємо з цієї умови.

За результатами розрахунків мінімальний діаметр гвинта:

$$d_{min} = 1,94 \text{ мм.}$$

Для стандартного гвинта з метричною різьбою мінімальним є діаметр різьби за западинами. Для стандартного гвинта з метричною різьбою мінімальним є діаметр різьби за западинами. Його значення для деяких розмірів метричних різьб можна обрати з таблиці Б1 Додатку Б.

Вибираєм стандартний гвинт M2,5x0,35 з напівкруглою головкою за DIN 7985, для якого $d_{min} = d_3 (d_{западин}) = 1,975 \text{ мм.}$

Умовне позначення гвинта з номінальним розміром різьби M2,5, номінальною довжиною 5 мм, класом міцності 4.8 [17]:

Cross recessed raised cheese head screws DIN 7985 – M 2,5x0,35 X 5 – 4.8

5 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 5. РОЗРАХУНОК СТУПЕНЕВОГО ВАЛУ НА МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ ПРИ КРУЧЕННІ

Мета роботи: засвоїти методику розрахунків валів за умов міцності та жорсткості на кручення.

Перед початком роботи слід ознайомитися з теоретичним матеріалом, наведеним у конспекті лекцій, част. 2, стор. 68 – 76, та рекомендованій літературі [1, 2].

5.1 Завдання до роботи

На валу мотор-редуктора робототехнічного пристрою знаходяться один ведучий та чотири ведених шківів.

Враховуючи, що вал ступеневий, визначити діаметри ділянок вала з умови міцності на кручення. Перевірити вал на жорсткість.

Розрахункова схема наведена на рис. 5.1.

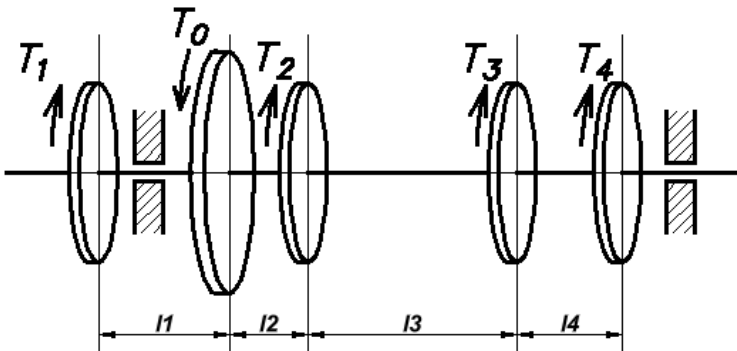


Рисунок 5.1 – Схема для розрахунку ступеневого валу на міцність та жорсткість

Вихідні дані за варіантами наведені у табл. 5.1.

Напрямки додатних зовнішніх моментів співпадають з вказаними на рис. 5.1.

Напрямки від'ємних зовнішніх моментів протилежні вказаним на рис. 5.1.

Допустиме напруження $[\sigma]$ та модуль зсуву G матеріалів валів наведені у додатку А.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані до розрахунків

Перша цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
ω , рад/с	100	150	250	180	300	200	220	160	120	240
P_1 , кВт	2,0	2,2	1,5	3,5	2,4	0,8	1,0	1,5	2,8	4,0
знак T_1	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
P_2 , кВт	1,2	5,0	4,0	2,5	1,8	0,9	1,0	2,4	1,6	3,0
знак T_2	-	+	+	-	-	+	+	-	+	+
l_1 , мм	25	30	40	15	28	26	32	35	45	20
l_2 , мм	30	15	25	55	45	40	32	36	18	28
Друга цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
P_3 , кВт	0,5	2,8	3,4	5,0	1,6	2,6	2,5	4,2	2,4	3,2
знак T_3	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-
P_4 , кВт	4,5	3,3	2,8	0,8	1,5	2,5	3,4	2,6	1,4	0,9
знак T_4	+	-	-	+	-	-	+	-	+	+
l_3 , мм	15	35	60	28	25	44	26	38	45	50
l_4 , мм	55	48	36	28	24	25	35	60	40	34
Третя цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$[n]$	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	3,0	2,0	1,5	2,5	3,5
$[\theta]$, град/м	1,5	2,0	2,5	1,5	2,0	2,5	1,5	2,0	2,5	2,0
матеріал	сплав АМГ		сталь 45		сплав АМГ		сталь 45		сплав АМГ	

5.2 Зміст звіту

5.2.1 Тема та мета роботи.

5.2.2 Вихідні дані до розрахунків та розрахункова схема.

5.2.3 Результати розрахунків крутильних моментів на валу.

5.2.4 Визначення діаметрів ділянок ступеневого валу з умови міцності.

5.2.5 Визначення кутів закручування ділянок вала.

5.2.6 Перевірка вала на жорсткість та уточнення діаметрів ділянок.

5.2.7 Висновки.

5.3 Приклад розрахунку ступеневого вала на міцність та жорсткість при крученні

5.3.1 Завдання та вихідні дані до розрахунків

На валу мотор-редуктора робототехнічного пристрою знаходяться один ведучий та чотири ведених шківів. Враховуючи, що вал ступеневий, визначити ділянок вала з умови міцності на кручення. Перевірити вал на жорсткість.

Потужності ведених шківів:

$$P_1 = 2,5 \text{ кВт} = 2,5 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

$$P_2 = 1,0 \text{ кВт} = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

$$P_3 = 4,0 \text{ кВт} = 4,0 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

$$P_4 = 0,5 \text{ кВт} = 0,5 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Кутова швидкість обертання вала:

$$\omega = 100 \text{ рад/с}.$$

Довжини ділянок вала:

$$l_1 = 0,025 \text{ м};$$

$$l_2 = 0,015 \text{ м};$$

$$l_3 = 0,040 \text{ м};$$

$$l_3 = 0,020 \text{ м}.$$

Запас міцності:

$$n = 2,5.$$

Матеріал вала: алюмінієвий сплав АМГ:

$$[\sigma] = 49 \text{ МПа} = 4,9 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$G = 2,7 \cdot 10^4 \text{ МПа} = 2,7 \cdot 10^{10} \text{ Па}.$$

Допустимий кут закручування:

$$[\theta] = 2 \text{ град/м} = 0,035 \text{ рад/м}.$$

5.3.2 Розрахункова схема

Схема розташування шківів та навантажень за довжиною вала наведена на рис. 5.2, а.

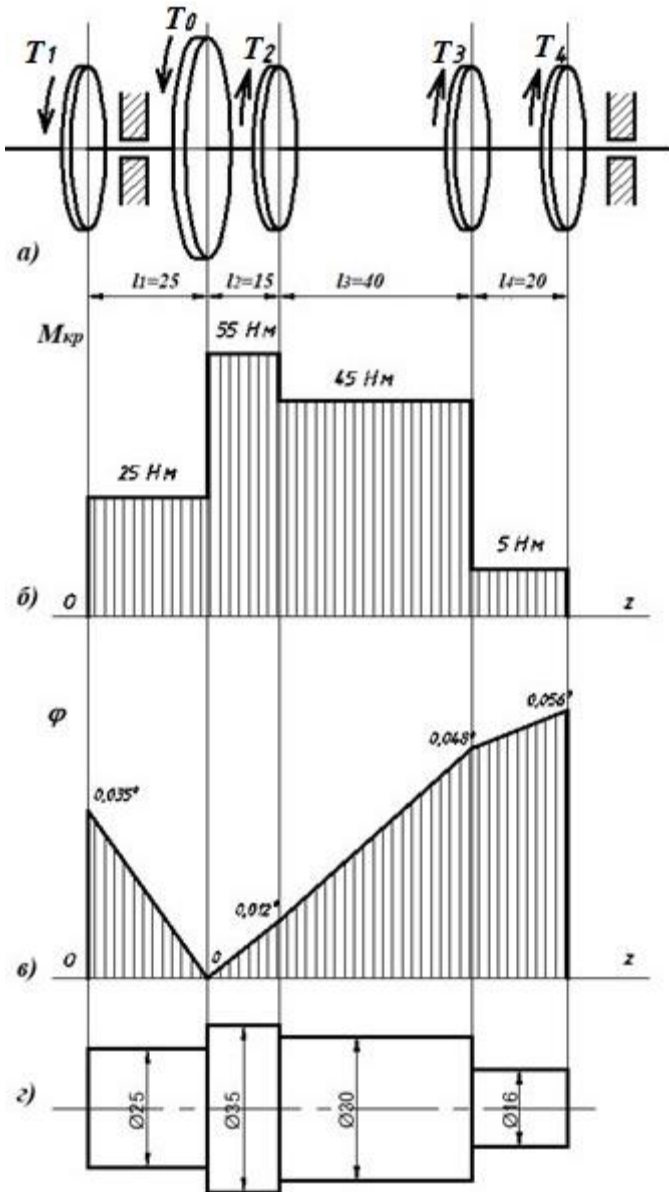


Рисунок 5.2 – Схема розрахунку ступеневого вала

5.3.3 Побудова епюри крутних моментів

Визначимо потужність P_0 на ведучому шківі:

$$P_0 = -P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = -2,5 + 1,0 + 4,0 + 0,5 = 3,0 \text{ (кВт)}$$

Визначимо крутильні моменти, що передаються на вал:

$$T_1 = \frac{2500}{100} = 25 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$T_2 = \frac{1000}{100} = 10 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$T_3 = \frac{4000}{100} = 40 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$T_4 = \frac{500}{100} = 5 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Крутильний момент на ведучому шківі знаходимо за умови статичної рівноваги:

$$\sum T_i = -T_1 - T_0 + T_2 + T_3 + T_4 = 0;$$

$$T_0 = -T_1 + T_2 + T_3 + T_4 = -25 + 10 + 40 + 5 = 30 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Визначимо крутні моменти на окремих проміжках вала.

Ділянка 1–0 (рис. 5.3).

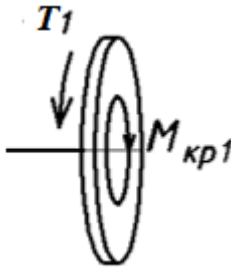


Рисунок 5.3 – Крутний момент на ділянці 1–0

$$M_{кр1} = T_1 = 25 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Ділянка 2–1 (рис. 5.4).

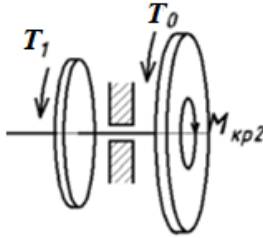


Рисунок 5.4 – Крутний момент на ділянці 2–1

$$M_{кр2} = T_1 + T_0 = 25 + 30 = 55 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Ділянка 3–2 (рис. 5.5).

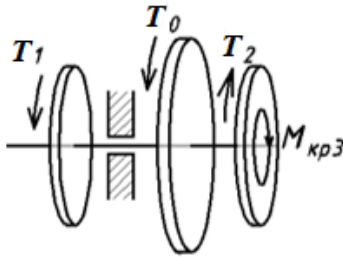


Рисунок 5.5 – Крутний момент на ділянці 3–2

$$M_{кр3} = T_1 + T_0 - T_2 = 25 + 30 - 10 = 45 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Ділянка 4–3 (рис. 5.6).

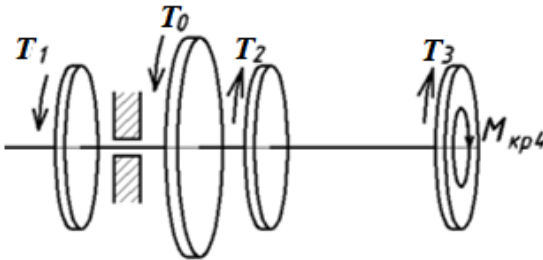


Рисунок 5.6 – Крутний момент на ділянці 4–3

$$M_{кр4} = T_1 + T_0 - T_2 - T_3 = 25 + 30 - 10 - 40 = 5 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

За результатами розрахунків побудуємо епюру крутних моментів (див. рис. 5.6, б).

5.3.4 Визначення діаметрів ділянок ступеневого вала

Діаметри ділянок ступеневого вала визначимо з умови міцності, попередньо визначивши значення допустимого дотичного напруження.

З урахуванням запасу міцності:

$$[\tau] = 0,5 \cdot \frac{[\sigma]}{n} = 0,5 \cdot \frac{49}{2,5} \approx 10 \text{ (МПа)} = 10^7 \text{ Па}$$

Визначимо діаметри ділянок вала та округлимо їх до найближчих стандартних значень.

$$d_{1min} = \sqrt[3]{\frac{25}{0,2 \cdot 10^7}} = 0,023 \text{ (м)}$$

Приймаємо $d_1 = 25 \text{ мм}$

$$d_{2min} = \sqrt[3]{\frac{55}{0,2 \cdot 10^7}} = 0,033 \text{ (м)}$$

Приймаємо $d_2 = 35 \text{ мм}$

$$d_{3min} = \sqrt[3]{\frac{45}{0,2 \cdot 10^7}} = 0,029 \text{ (м)}$$

Приймаємо $d_3 = 30 \text{ мм}$

$$d_{4min} = \sqrt[3]{\frac{5}{0,2 \cdot 10^7}} = 0,014 \text{ (м)}$$

Приймаємо $d_4 = 14 \text{ мм}$

5.3.5 Визначення кутів закручування на ділянках вала

Попередньо розрахуємо полярні моменти інерції ділянок вала:

$$J_{p1} = \frac{\pi \cdot 0,025^4}{32} \approx 3,83 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$J_{p2} = \frac{\pi \cdot 0,035^4}{32} \approx 1,47 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4$$

$$J_{p3} = \frac{\pi \cdot 0,030^4}{32} \approx 7,95 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$J_{p4} = \frac{\pi \cdot 0,014^4}{32} \approx 3,77 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$$

Визначаємо кути закручування для ділянок вала:

$$\varphi_{1-0} = \frac{25 \cdot 0,025 \cdot 180^\circ}{2,7 \cdot 10^{10} \cdot 3,38 \cdot 10^{-8} \cdot 3,14} \approx 0,035^\circ$$

$$\varphi_{0-2} = \frac{55 \cdot 0,015 \cdot 180^\circ}{2,7 \cdot 10^{10} \cdot 1,47 \cdot 10^{-7} \cdot 3,14} \approx 0,012^\circ$$

$$\varphi_{2-3} = \frac{45 \cdot 0,040 \cdot 180^\circ}{2,7 \cdot 10^{10} \cdot 7,95 \cdot 10^{-8} \cdot 3,14} \approx 0,048^\circ$$

$$\varphi_{3-4} = \frac{5 \cdot 0,020 \cdot 180^\circ}{2,7 \cdot 10^{10} \cdot 3,77 \cdot 10^{-9} \cdot 3,14} \approx 0,056^\circ$$

Епюра кутів закручування наведена на рис. 5.2, в.

5.3.6 Перевірка вала на жорсткість

Для перевірки на жорсткість визначимо відносні кути закручування θ для кожної ділянки вала та порівняємо з допустимим відносним кутом закручування $[\theta]$.

$$\theta_{1-0} = \frac{0,035^\circ}{0,025} \approx 1,38 \text{ град/м} < [\theta]$$

$$\theta_{0-2} = \frac{0,012^\circ}{0,015} \approx 0,79 \text{ град/м} < [\theta]$$

$$\theta_{2-3} = \frac{0,048^\circ}{0,040} \approx 1,20 \text{ град/м} < [\theta]$$

$$\theta_{3-4} = \frac{0,056^\circ}{0,020} \approx 2,80 \text{ град/м} > [\theta]$$

Умови міцності виконуються для усіх ділянок, крім ділянки 3–4, тому на цій ділянці слід збільшити діаметр вала. Розрахуємо його значення з умови жорсткості:

$$d_{4min} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 5}{2,7 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,035}} = 0,016 \text{ (м)}$$

Приймаємо $d_4 = 16 \text{ мм}$

Схематичне зображення ступеневого вала з урахуванням діаметрів ділянок наведене на рис. 5.2, г.

6 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 6. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК БАГАТОСТУПЕНЕВИХ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Мета роботи: засвоїти методики кінематичних розрахунків багатоступеневих механічних передач.

Перед початком роботи слід ознайомитися з теоретичним матеріалом, наведеним у конспекті лекцій, част. 2, стор. 77 – 126, та рекомендованій літературі [5].

6.1 Завдання до роботи

Для заданої багатоступеневої механічної передачі розрахувати:

- передатне відношення між вхідною та вихідною ланкою;
- числове значення та напрямок кутової швидкості вихідної ланки;
- загальний ККД передачі.

Номер кінематичної схеми відповідає першій цифрі варіанту.

Розрахункові схеми наведені на рис. 6.1 – 6.10.

Вихідні дані для розрахунків обираються за другою та третьою цифрою варіанту з таблиць, що відповідають обраній схемі (див. табл. 6.1 – 6.10).

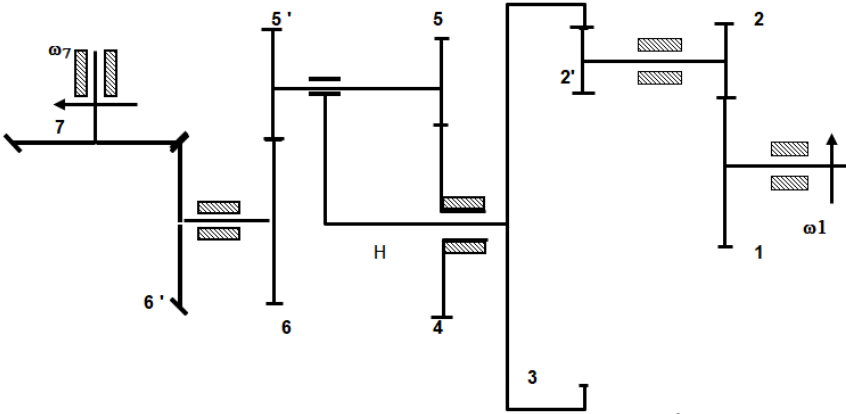


Рисунок 6.1 – Варіант 1

Таблиця 6.1 – Вихідні дані для варіанта 1

Друга цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
ω_i , рад/с	100	150	250	180	300	200	220	160	120	240
z_1	18	16	14	20	16	18	22	20	12	14
z_2	80	70	86	72	74	82	76	70	78	80
z_2'	16	14	12	16	18	14	20	12	18	10
z_3	80	84	86	90	82	86	92	80	88	86
Третя цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
z_4	45	48	46	40	38	42	44	50	48	46
z_5	23	22	20	22	24	25	28	26	20	24
z_6	46	49	48	50	52	44	45	52	43	47
z_6'	40	38	42	44	40	36	38	45	40	42
z_7	70	50	60	64	56	72	55	48	62	68

Примітка. Значення z_5' визначити з умови співвісності:

$$z_4 + z_5 = z_5' + z_6$$

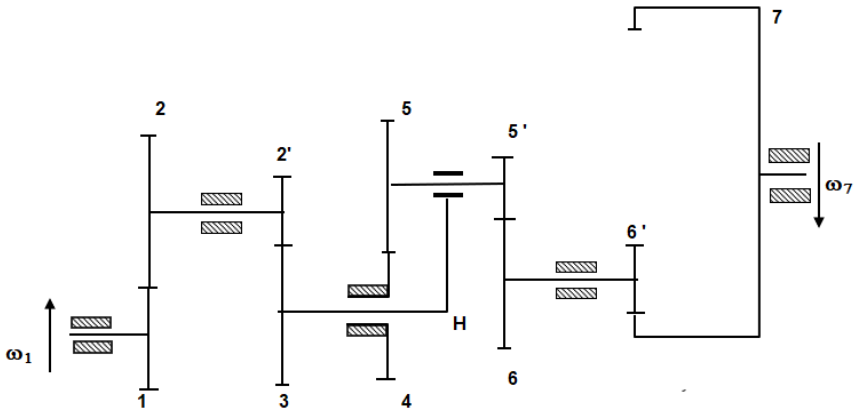


Рисунок 6.2 – Варіант 2

Таблиця 6.2 – Вихідні дані для варіанта 2

Друга цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
ω_i , рад/с	100	150	250	180	300	200	220	160	120	240
z_1	20	21	16	17	18	15	23	22	20	19
z_2	30	28	28	29	30	32	26	25	30	29
z_2'	18	17	16	19	20	16	15	21	22	24
z_3	28	30	24	26	25	32	30	25	23	28
Третя цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
z_4	32	31	29	33	32	30	28	34	35	29
z_5	31	31	30	32	33	34	30	31	32	33
z_5'	31	32	29	33	32	35	36	30	29	28
z_6'	25	30	22	27	26	22	24	28	29	32
z_7	48	40	45	55	50	56	44	42	48	60

Примітка. Значення z_6 визначити з умови співвісності:

$$z_4 + z_5 = z_5' + z_6$$

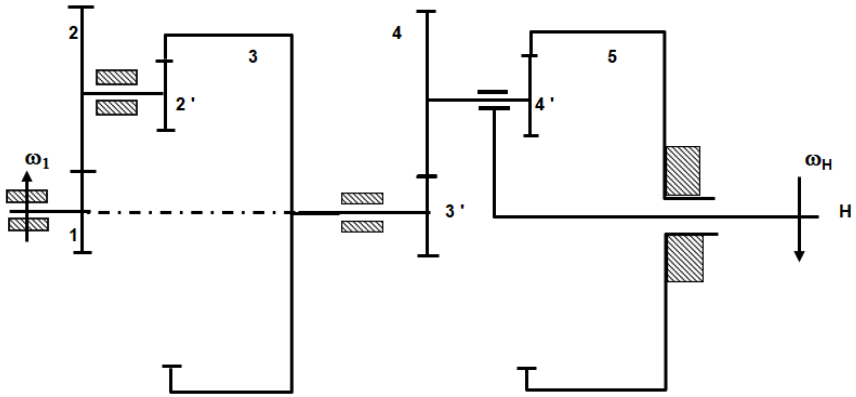


Рисунок 6.3 – Варіант 3

Таблиця 6.3 – Вихідні дані для варіанта 3

Друга цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
ω_1 , рад/с	100	150	250	180	300	200	220	160	120	240
z_2	28	18	22	25	24	16	20	30	26	32
z_2'	28	18	22	25	24	16	20	30	26	32
z_3	68	70	80	66	76	75	72	82	74	78
Третя цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
z_4	20	22	24	30	32	26	30	20	24	34
z_4'	20	22	24	30	32	26	30	20	24	34
z_5	68	70	80	66	76	75	72	82	74	78

Примітка. Значення z_1 , z_3' визначити з умови співвісності:

$$z_3 - z_2' = z_1 + z_2; z_3' = z_1$$

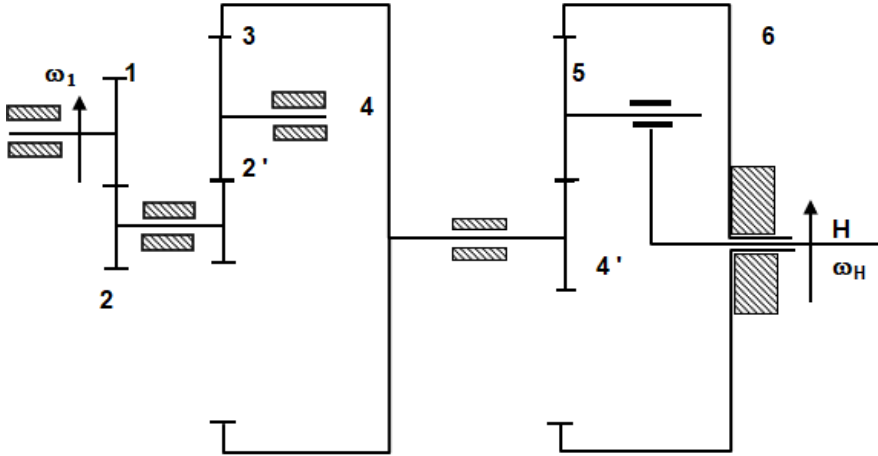


Рисунок 6.4 – Варіант 4

Таблиця 6.4 – Вихідні дані для варіанта 4

Друга цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
ω_1 , рад/с	100	150	250	180	300	200	220	160	120	240
z_1	18	20	22	16	24	18	25	23	14	28
z_2	25	27	30	24	32	22	34	28	18	36
Третя цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
z_3	20	22	24	26	30	28	16	22	18	14
z_4	82	88	90	72	84	68	64	76	62	56
z_5	20	22	24	26	30	28	16	22	18	14
z_6	82	88	90	72	84	68	64	76	62	56

Примітка. Значення z_2' , z_4' визначити з умов співвідносності:

$$z_4 = z_2' + 2 \cdot z_3; z_6 = z_4' + 2 \cdot z_5$$

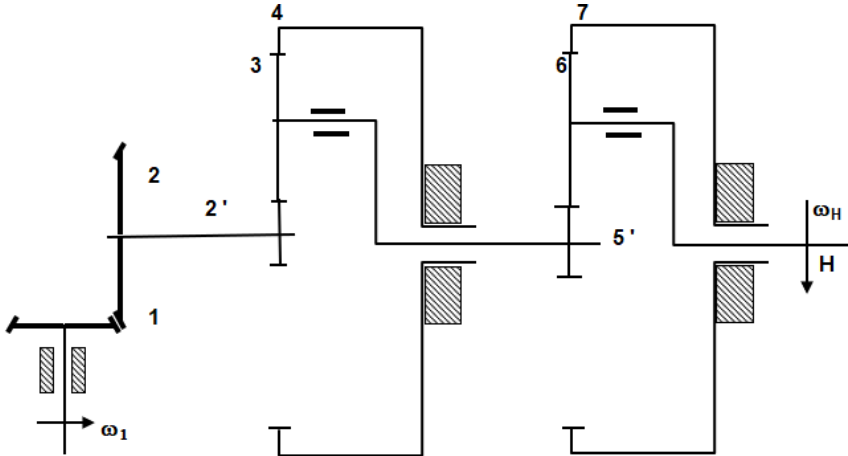


Рисунок 6.5 – Варіант 5

Таблиця 6.5 – Вихідні дані для варіанта 5

Друга цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
ω_i , рад/с	100	150	250	180	300	200	220	160	120	240
z_1	14	16	20	18	22	25	30	24	18	12
z_2	20	22	18	24	16	25	24	14	28	16
Третя цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
z_2'	20	22	32	16	14	12	18	24	25	10
z_3	40	32	36	28	22	34	26	30	48	35
z_5'	20	22	32	16	14	12	18	24	25	10
z_6	40	32	36	28	22	34	26	30	48	35

Примітка. Значення z_4 , z_7 визначити з умови співвісності:

$$z_4 = z_2' + 2 \cdot z_3; z_7 = z_5' + 2 \cdot z_6$$

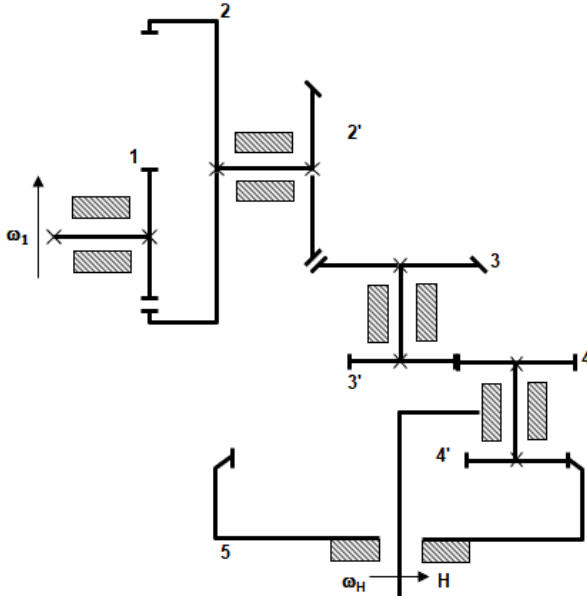


Рисунок 6.6 – Варіант 6

Таблиця 6.6 – Вихідні дані для варіанта 6

Друга цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
ω_i , рад/с	100	150	250	180	300	200	220	160	120	240
z_1	22	24	32	20	18	26	30	20	16	28
z_2	60	65	72	56	58	70	76	64	54	78
z_2'	17	25	20	16	18	24	32	30	20	26
z_3	30	32	34	20	18	28	26	35	24	30
Третя цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
z_3'	16	18	20	22	24	12	10	21	15	25
z_4'	21	20	18	16	22	24	36	20	28	15
z_5	61	72	76	54	48	66	76	80	70	60

Примітка. Значення z_4 визначити з умови співвісності:

$$z_3' + z_4 = z_5 - z_4'$$

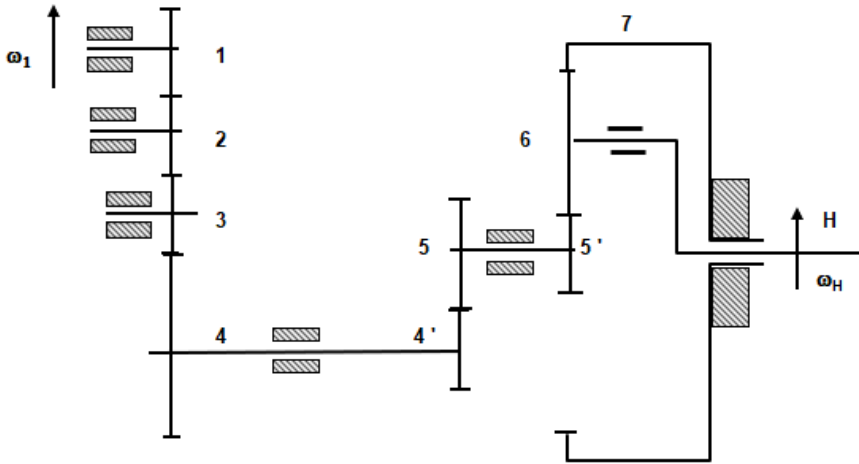


Рисунок 6.7 – Варіант 7

Таблиця 6.7 – Вихідні дані для варіанта 7

Друга цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
ω_i , рад/с	100	150	250	180	300	200	220	160	120	240
z_1	15	14	15	18	15	17	20	16	20	19
z_4	25	30	21	30	20	28	22	24	26	23
z_4'	15	14	15	14	16	16	12	18	20	14
z_5	26	28	30	21	23	24	28	25	32	22
Третя цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
z_5'	14	26	18	22	15	15	22	23	25	18
z_7	66	70	60	58	57	63	72	73	55	64

Примітка. Значення z_6 визначити з умови співвісності:

$$z_7 = z_5' + 2 \cdot z_6$$

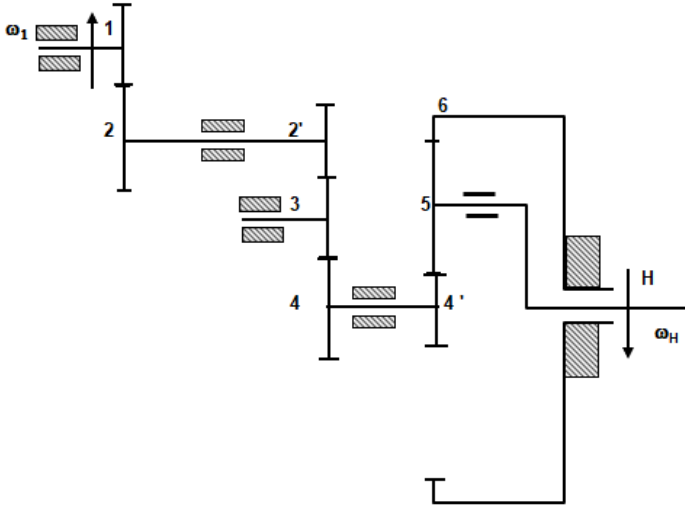


Рисунок 6.8 – Варіант 8

Таблиця 6.8 – Вихідні дані для варіанта 8

Друга цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
ω_1 , рад/с	100	150	250	180	300	200	220	160	120	240
z_1	16	14	18	20	12	16	17	21	22	10
z_2	28	26	25	23	32	30	20	26	24	34
z_2'	14	15	18	16	12	20	22	16	21	17
z_4	40	43	45	52	48	54	50	42	56	38
Третя цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
z_4'	19	20	23	16	21	14	17	20	15	21
z_6	69	100	89	72	75	56	77	64	57	65

Примітка. Значення z_5 визначити з умови співвісності:

$$z_6 = z_4' + 2 \cdot z_5$$

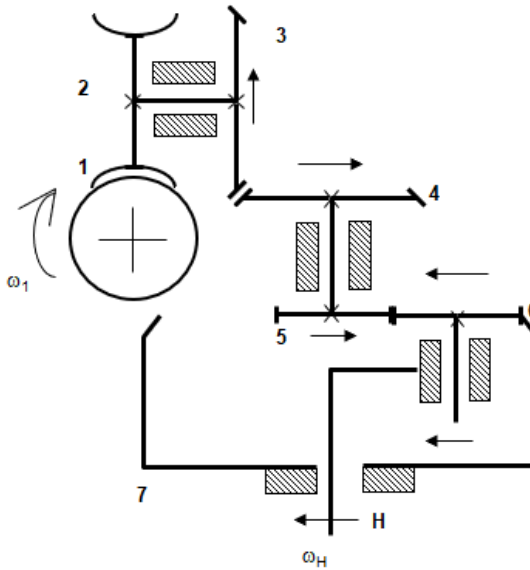


Рисунок 6.10 – Варіант 10

Таблиця 6.10 – Вихідні дані для варіанта 10

Друга цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
ω_1 , рад/с	5	10	25	15	8	12	4	6	14	22
z_1	4	2	1	4	1	2	1	2	4	2
z_2	64	42	16	56	12	44	15	36	84	32
z_3	25	26	30	32	28	24	34	40	36	34
z_4	25	30	32	32	24	40	36	32	28	42
Третя цифра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
z_5	22	20	18	16	24	25	21	14	26	18
z_6	26	28	24	20	36	30	27	22	22	28
z_7	80	82	76	68	84	100	72	64	58	70

6.2 Зміст звіту

6.2.1 Тема та мета роботи.

6.2.2 Вихідні дані до розрахунків та розрахункова схема.

6.2.3 Аналіз кінематичної схеми передачі.

6.2.4 Визначення передатного відношення передачі.

6.2.5 Визначення значення та напрямку кутової швидкості вихідної ланки.

6.2.6 Визначення ККД передачі.

6.2.7 Висновки.

6.3 Приклади кінематичних розрахунків багатоступневих механічних передач

6.3.1 Кінематичний розрахунок триступеневої зубчастої передачі

Вихідні дані до розрахунку:

$$z_1 = 20$$

$$z_2 = 62$$

$$z_2' = 15$$

$$z_3 = 28$$

$$z_3' = 15$$

$$z_4 = 25$$

$$z_4' = 22$$

$$z_5 = 62$$

$$\omega_1 = 180 \text{ рад./с}$$

Кінематична схема передачі наведена на рис. 6.11.

Визначити:

– передатне відношення між вхідною та вихідною ланкою i_{1-6}

6;

– кутову швидкість вихідної ланки ω_6 ;

– загальний ККД передачі η .

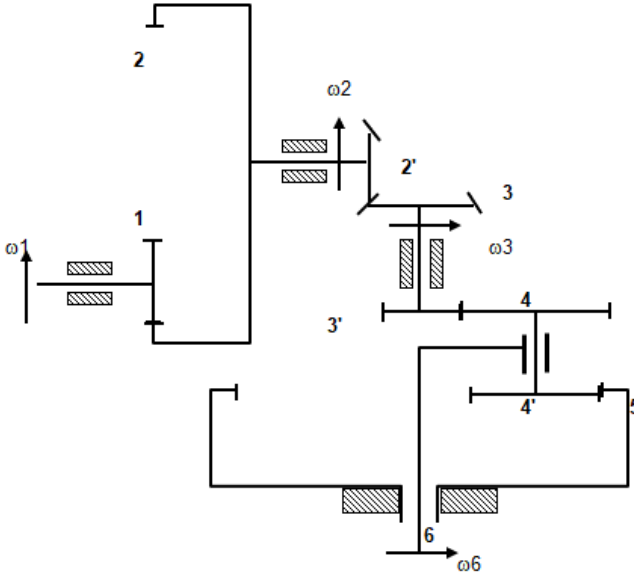


Рисунок 6.11 – Кінематична схема передачі

6.3.1.1 Аналіз складу передачі

З кінематичної схеми видно, що до складу передачі входять:

- циліндрична передача з внутрішнім зачепленням 1–2;
- конічна передача з зовнішнім зачепленням 2'–3;
- планетарна передача з внутрішнім зачепленням 3'–6.

6.3.1.2 Визначення передатного відношення передачі

Загальне передатне відношення передачі дорівнює добутку передатних відношень окремих ланок::

$$i_{1-6} = i_{1-2} \cdot i_{2'-3} \cdot i_{3'-6}^5$$

Визначимо передатні відношення ланок.

Передатне відношення циліндричної передачі з внутрішнім зачепленням 1–2:

$$i_{1-2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Передатне відношення конічної передачі з зовнішнім зачепленням 2'–3:

$$i_{2'-3} = \frac{z_3}{z_{2'}}$$

Передатне відношення планетарної передачі з внутрішнім зачепленням 3'-6:

$$i_{3'-6}^5 = 1 - i_{3'-5}^6 = 1 - (-1) \frac{z_4 \cdot z_5}{z_{3'} \cdot z_{4'}} = 1 + \frac{z_4 \cdot z_5}{z_{3'} \cdot z_{4'}}$$

Таким чином, передатне відношення всієї передачі:

$$i_{1-6} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_{2'}} \cdot \left(1 + \frac{z_4 \cdot z_5}{z_{3'} \cdot z_{4'}}\right);$$

$$i_{1-6} = \frac{62}{20} \cdot \frac{28}{15} \cdot \left(1 + \frac{25 \cdot 62}{15 \cdot 22}\right) \approx 33$$

6.3.1.3 Визначення кутової швидкості вихідної ланки

Кутову швидкість вихідної ланки можна визначити за формулою:

$$\omega_6 = \frac{\omega_1}{i_{1-6}};$$

$$\omega_6 = \frac{180}{33} \approx 5,45 \text{ (рад./с)}$$

Напрямки швидкостей ланок показані на рис. 6.11.

6.3.1.4 Визначення ККД передачі

Загальний ККД передачі дорівнює добутку ККД окремих ланок:

$$\eta = \eta_{1-2} \cdot \eta_{2'-3} \cdot \eta_{3'-6}$$

ККД циліндричної зубчастої передачі з внутрішнім зачепленням $\eta_{1-2} = 0,98$.

ККД конічної зубчастої передачі з зовнішнім зачепленням $\eta_{2'-3} = 0,90$.

ККД планетарної зубчастої передачі з внутрішнім зачепленням $\eta_{3'-6} = 0,97$.

Загальний ККД передачі:

$$\eta = 0,98 \cdot 0,90 \cdot 0,97 \approx 0,86$$

6.3.2 Кінематичний розрахунок п'ятиступеневої зубчато-черв'ячної передачі

Вихідні дані до розрахунку:

$z_1 = 17$
 $z_2 = 17$
 $z_2' = 14$
 $z_3 = 20$
 $z_3' = 15$
 $z_4 = 20$
 $z_4' = 17$
 $z_5 = 26$
 $z_5' = 2$, лівий
 $z_6 = 30$
 $\omega_1 = 150$ рад./с

Кінематична схема передачі наведена на рис. 6.12.

Визначити:

- передатне відношення між вхідною та вихідною ланкою i_{1-6} ;
- кутову швидкість вихідної ланки ω_6 ;
- загальний ККД передачі η .

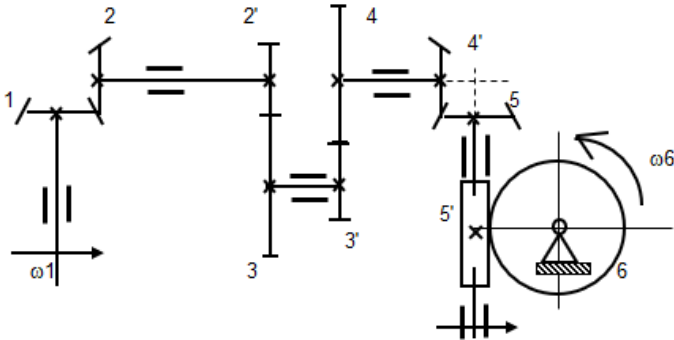


Рисунок 6.12 – Кінематична схема передачі

6.3.2.1 Аналіз складу передачі

З кінематичної схеми видно, що до складу передачі входять:

- дві конічні передачі з зовнішнім зачепленням 1–2; 4'–5;
- дві циліндричні передачі з зовнішнім зачепленням 2'–3; 3'–4;
- черв'ячна передача з двозахідним лівим черв'яком 5'–6.

6.3.2.2 Визначення передатного відношення передачі

Загальне передатне відношення передачі дорівнює добутку передатних відношень окремих ланок::

$$i_{1-6} = i_{1-2} \cdot i_{2'-3} \cdot i_{3'-4} \cdot i_{4'-5} \cdot i_{5'-6}$$

Визначимо передатні відношення ланок.

Передатне відношення кінцевих передач з зовнішнім зачепленням 1-2; 4'-5:

$$i_{1-2} = \frac{z_2}{z_1};$$

$$i_{4'-5} = \frac{z_5}{z_4'}$$

Передатне відношення циліндричних передач з зовнішнім зачепленням 2'-3; 3'-4:

$$i_{2'-3} = -\frac{z_3}{z_2'};$$

$$i_{3'-4} = -\frac{z_4}{z_3'}$$

Передатне відношення черв'ячна передача з двозахідним лівим черв'яком 5'-6:

$$i_{5'-6} = \frac{z_6}{z_5'}$$

Таким чином, передатне відношення всієї передачі:

$$i_{1-6} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2'}\right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3'}\right) \cdot \frac{z_5}{z_4'} \cdot \frac{z_6}{z_5'};$$

$$i_{1-6} = \frac{17}{17} \cdot \left(-\frac{20}{14}\right) \cdot \left(-\frac{20}{15}\right) \cdot \frac{26}{17} \cdot \frac{30}{2} \approx 43,7$$

Як видно з розрахунків, передатне відношення кінцевої передачі 1-2 дорівнює 1, тобто вона є мітровою і не змінює величину кутової швидкості, а тільки напрямок руху.

6.3.2.3 Визначення кутової швидкості вихідної ланки

Кутову швидкість вихідної ланки можна визначити за формулою:

$$\omega_6 = \frac{\omega_1}{i_{1-6}};$$

$$\omega_6 = \frac{150}{43,7} \approx 3,43 \text{ (рад./с)}$$

Напрямки швидкостей ланок показані на рис. 6.12.

6.3.2.4 Визначення ККД передачі

Загальний ККД передачі дорівнює добутку ККД окремих ланок:

$$\eta = \eta_{1-2} \cdot \eta_{2'-3} \cdot \eta_{3'-4} \cdot \eta_{4'-5} \cdot \eta_{5'-6}$$

ККД конічної зубчастої передачі з зовнішнім зачепленням

$$\eta_{1-2} = \eta_{4'-5} = 0,90.$$

ККД циліндричної зубчастої передачі з зовнішнім зачепленням

$$\eta_{2'-3} = \eta_{3'-4} = 0,98.$$

ККД черв'ячної передачі $\eta_{5'-6} = 0,75$.

Загальний ККД передачі:

$$\eta = 0,90^2 \cdot 0,98^2 \cdot 0,75 \approx 0,58$$

ЛІТЕРАТУРА

1. Опір матеріалів : підручник / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський ; за ред. Г.С. Писаренка – 2-ге вид., допов. і переробл. – Київ. : Вища школа , 2004. 655 с. : іл.
2. Чихладзе Е.Д. Опір матеріалів : Підручник для студентів будівельних спеціальностей транспортних вузів. – Харків : УкрДАЗТ, 2011. 366 с. , рис. 227, табл. 18.
3. Cross recessed raised cheese head screws. URL : <https://www.dinmedia.de/en/standard/din-7985/2981859> (дата звернення : 18.11.2024).
4. Уваров, Б.М. Механіка електронних апаратів : навчальний посібник / Б.М. Уваров. – К. : “Корнійчук”, 2008. 314 с.
5. Теорія механізмів і машин. Деталі машин : розрахунки механічних передач / Кірієнко О.А., Гузенко Ю.М. Нац. техн. ун-т України «Київ. політехн. ін.-т». – К. : НТУУ «КПІ», 2016. 188 с. : іл.

Додаток А.

Механічні властивості конструкційних матеріалів

Механічні властивості деяких конструкційних матеріалів наведені у табл. А.1.

Таблиця А.1 – Механічні властивості конструкційних матеріалів

Матеріал	ρ , кг/м ³	[σ], МПа		Е, МПа	G, МПа	[ϵ], %
		на розтяг	на згин			
Конструкційні сталі	7800	210...250	380...450	200000	82000	21
Сплави на основі алюмінію						
Сплави АД00М, АД1М	2700	17	–	72000		25
Сплав АМцСМ	2730	34	–	72000		20
Сплави АМг2М, АМг3М	2680	49	–	73000	27000	13
Сплави на основі міді						
Латуні Л63, ЛС 59-1	8500	70	–	105000		55
Латунь ЛО 62-1	8400	108	–	112000		65
Пластмаси						
Склотекстоліт СФ	1900	110	160	20000		0,8
Гетинакс ГФ	1400	90	130	10800		1,0
Полістирол удароміцний	1050	35	103...130	2500		1,5
Поліетилен П-2006-Т	920	14	12...17	200		150
Фторопласт-4	2200	20	14	450		300
Пластик ABS	1020	31	63	2100		10

Додаток Б

Параметри елементів метричної різьби

Параметри елементів метричної різьби наведені у табл. Б.1.

Таблиця Б.1 – Параметри елементів метричної різьби

Розмір, мм	Позначення різьби	Крок різьби, мм	Зовнішній діаметр d_{max}, мм	Внутрішній діаметр d_z min, мм
0,5	M0,5x0,125	0,125	0,500	0,322
0,6	M0,6x0,15	0,150	0,600	0,388
0,7	M0,7x0,175	0,175	0,700	0,454
0,8	M0,8x0,2	0,200	0,800	0,520
0,9	M0,9x0,225	0,225	0,900	0,568
1,0	M1	0,250	0,982	0,613
1,0	M1x0,2	0,200	0,983	0,682
1,1	M1,1x0,25	0,250	1,082	0,713
1,1	M1,1x0,2	0,200	1,083	0,782
1,2	M1,2	0,250	1,182	0,813
1,2	M1,2x0,2	0,200	1,183	0,882
1,4	M1,4	0,300	1,382	1,070
1,4	M1,4x0,2	0,200	1,383	1,082
1,6	M1,6	0,350	1,581	1,075
1,6	M1,6x0,2	0,200	1,583	1,280
1,7	M1,7x0,35	0,350	1,681	1,175
1,8	M1,8	0,350	1,781	1,275
1,8	M1,8x0,2	0,200	1,783	1,480
2,0	M2	0,400	1,981	1,408
2,0	M2x0,25	0,250	1,982	1,610
2,2	M2,2	0,450	2,180	1,540
2,3	M2,3x0,45	0,450	2,280	1,640
2,5	M2,5	0,450	2,480	1,840
2,5	M2,5x0,35	0,350	2,481	1,975
2,6	M2,6x0,45	0,450	2,580	1,940
3,0	M3	0,500	2,980	2,272
3,0	M3x0,35	0,350	2,981	2,471
3,5	M3,5	0,600	3,479	2,635
3,5	M3,5x0,35	0,350	3,481	2,971