МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання курсової роботи
з обов'язкової освітньої компоненти ОПП
«Прикладна механіка»
здобувачами всіх форм навчання першого (бакалаврського)
рівня вищої освіти навчання за спеціальністю
G3 Електрична інженерія
(освітні програми «Електричні та електронні апарати» та
«Електричне обладнання енергоємних виробництв»)

2025

Методичні рекомендації до виконання курсової роботи з обов'язкової освітньої компоненти ОПП «Прикладна механіка» здобувачами всіх форм навчання першого (бакалаврського) рівня вищої освіти навчання за спеціальністю G3 «Електрична інженерія» (освітні програми «Електричні та електронні апарати» та «Електричне обладнання енергоємних виробництв») / Укл.: А. Д. Фурсіна, В. Г. Шевченко, Л. Б. Жорняк. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2025. – 40 с.

Укладачі: А. Д. Фурсіна, доцент, к.т.н., кафедра теоретичної та прикладної механіки;
В. Г. Шевченко, доцент, к.т.н., зав. кафедри теоретичної та прикладної механіки;
Л. Б. Жорняк, доцент, к.т.н., кафедра електричних та електронних апаратів.

Рецензент: В. І. Пожуєв, професор, д.т.н.

Відповідальний за випуск: В. Г. Шевченко, доцент, к.т.н., зав. кафедри теоретичної та прикладної механіки

Затверджено
на засіданні кафедри
теоретичної та прикладної механіки
Протокол № 1
від 12 серпня 2025 р.

Рекомендовано до видання
НМК Електротехнічного факультету.
Протокол № 1
від 21 серпня 2025 р.

ЗМІСТ

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ 5
1 ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ 7
1.1 Геометричні характеристики плоских перерізів 7
2 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ 10
2.1 Вихідні дані до задачі 10
2.2 Визначення положення центру ваги складного перерізу 11
2.3 Визначення моментів інерції відносно центральних осей 13
2.4 Визначення положення головних осей інерції складного перерізу 15
2.5 Визначення головних моментів інерції 16
2.6 Визначення моментів опору 17
3 УМОВИ ЗАДАЧІ ТА ВИХІДНІ ДАНІ 18
4 ПЛОСКЕ ПОПЕРЕЧНЕ ЗГИНАННЯ 22
4.1 Теоретичні положення 22
4.2 Умова та вихідні дані задачі 24
5 РОЗРАХУНОК БАЛКИ ПРИ ПЛОСКОМУ ПОПЕРЕЧНОМУ ЗГИНАННІ 29
5.1 Визначення реакцій опору балки 29
5.2 Складання рівнянь поперечних сил та згинаючих моментів для кожної з ділянок балки 30
5.3 Побудова епюр поперечних сил та згинаючих моментів 31
5.4 Визначення найбільш небезпечного перерізу максимального згинаючого моменту 31
5.5 Підбір перерізів балки 31
5.5.1 Підбір круглого перерізу 32
5.5.2 Підбір квадратного перерізу 32
5.5.3 Підбір прямокутного перерізу 32
5.5.4 Підбір двотаврового перерізу 33

5.6 Визначення найбільш економічного перерізу 33
ПИТАННЯ ДО ЗАХИСТУ КУРСОВОЇ РОБОТИ 34
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ 35
ДОДАТОК А 36
ДОДАТОК Б 37
ДОДАТОК В 39

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Метою курсової роботи є поглиблене засвоєння теоретичного курсу дисципліни «Прикладна механіка», отримання навичок практичних розрахунків конструкцій на міцність та чіткого оформлення результатів цих розрахунків.

Курсова робота складається з пояснювальної записки (ПЗ) обсягом 20-30 сторінок рукописного (друкованого) тексту. Пояснювальна записка включає ***вступну частину***, ***основну частину*** і ***заключну частину***.

Вступна частина містить в собі:

– титульний лист (див. https://zp.edu.ua/novi-blanki-zntu та додаток А);

– завдання на курсову роботу, в якому надаються умови задач та індивідуальні вихідні дані студента (див. https://zp.edu.ua/novi-blanki-zntu та додаток Б);

– реферат, в якому викладаються відомості про обсяг пояснювальної записки (кількість сторінок, рисунків, таблиць, додатків, джерел), а також вказується тема та мета роботи і стисло описуються основні етапи виконання курсової роботи;

– зміст, в який заносять розділи основної частини та додатки.

Основна частина містить в собі:

– вступ, в якому надаються відомості про актуальність теми курсової роботи;

– суть пояснювальної записки, яка складається з окремих розділів (задач);

– перелік посилань – перелік джерел, на які є посилання в тексті пояснювальної записки.

Заключна частина не є обов'язковою частиною ПЗ і вона містить в собі:

– додатки, в яких розміщені додаткові ілюстрації, таблиці, креслення тощо.

Текст ПЗ розміщують на аркушах формату А4 із штампами або без, додержуючись однакової ширини полів, яка наведена в додатках Б та В.

Кожний складовий елемент ПЗ (завдання на курсову роботу, реферат, зміст, вступ, розділи, перелік посилань) слід починати з нової сторінки. Розділи основної частини ПЗ позначаються арабськими цифрами без крапки; їх назви пишуться великими літерами і розташовуються по центру рядка.

Текст кожного розділу поділяють на підрозділи і пункти, які починають з абзацу. Підрозділи мають порядкові номери в межах розділу (наприклад, 3.2 – другий підрозділ третього розділу). Аналогічно нумеруються пункти (наприклад, 3.2.2 – другий пункт другого підрозділу третього розділу). Відстань між заголовком підрозділу і наступним чи попереднім текстом – 1-2 рядки. Відступ після назви розділу – 2 рядки.

Ілюстрації (рисунки, креслення, схеми) слід розміщувати безпосередньо після тексту, де вони згадуються вперше, або на наступній сторінці. Ілюстрації нумеруються в межах розділу (наприклад, рис. 2.4 – четвертий рисунок другого розділу). Схеми з епюрами в задачах 2 та 4 доцільно оформлювати на листах А4 міліметрового паперу та розміщувати їх після рішення задачі. Креслення складного перерізу також слід виконувати на міліметровому папері формату А4 або А3 в стандартному масштабі.

Якщо в тексті ПЗ є посилання на формули, то ці формули розташовуються по центру рядка, нумеруються в межах розділу, а після формули виконується розшифровка літер, що входять до неї. Зразок оформлення формул можна побачити в теоретичних положеннях до задач. Деякі найпростіші формули можуть не мати розшифровки. Вони позначаються посиланням на літературне джерело, вказане в переліку посилань (наприклад, осьовий момент опору для круга $W = \frac{\pi d^3}{32}$ [1]).

Сторінки ПЗ нумеруються арабськими цифрами в правому верхньому куті сторінки. Титульний лист, завдання до курсової роботи, реферат і зміст також включають до загальної нумерації, але номера сторінок на них не проставляють. Після нумерації всіх сторінок пояснювальної записки в крайньому правому стовбці змісту проставляють номери сторінок, де розташовані розділи основної частини.

1 ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

1.1 Геометричні характеристики плоских перерізів

Міцність та жорсткість конструкцій при крученні, згинанні, складному навантаженні залежить не тільки від матеріалу і діючих навантажень, але і від форми перерізу та від його орієнтації відносно прикладених навантажень. Для того, щоб раціонально навантажувати конструкцію, необхідно знати геометричні характеристики її перерізу, а також положення головних центральних осей інерції, відносно яких моменти інерції мають екстремальні значення. При вивченні деформацій кручення та згинання ми повинні знати ці геометричні характеристики плоских фігур.

Основними геометричними характеристиками перерізу є його площа, статичні моменти площі, осьові, полярний та відцентровий моменти інерції, моменти опору.

Площа перерізу A, см^2 або м^2, статичний момент перерізу відносно осей x та y – S_x, S_y, см^3 або м^3. За відомими статичними моментами можна визначити координати центру ваги перерізу

$$x_c = \frac{S_y}{A};\ y_c\ \frac{S_x}{A}.$$

Якщо переріз складається з декількох простих фігур, то координати його центру ваги визначаються наступним чином

$$x_c = \frac{\sum S_{yi}}{\sum A_i} = \frac{A_1 \cdot x_{C1} + A_2 \cdot x_{C2} + \ldots + A_n \cdot x_{Cn}}{A_1 + A_2 + \ldots A_n}; \qquad (1.1)$$

$$y_c = \frac{\sum S_{x\,i}}{\sum A_i} = \frac{A_1 \cdot y_{C1} + A_2 \cdot y_{C2} + \ldots + A_n \cdot y_{Cn}}{A_1 + A_2 + \ldots A_n}, \qquad (1.2)$$

де $A_1, A_2, \ldots, A_n$ – площі перерізів простих частин, см^2;

x_{c_1}, x_{c_2},…, x_{c_n} – координати центрів ваги простих частин по осі x, см;

$y_{c_1}, y_{c_2}, \ldots, y_{c_n}$ – координати центрів ваги простих частин по осі y, см.

Осьові моменти інерції перерізу відносно осей x та y – I_x, I_y, см^4 або м^4; полярний момент інерції перерізу – I_p, см^4 або м^4; відцентровий момент інерції перерізу – I_{xy}, см^4 або м^4.

Головні центральні осі перерізу – це осі, які проходять через центр ваги перерізу і відносно яких осьові моменти інерції набувають екстремальних значень. Якщо переріз має хоча б одну вісь симетрії, то одна з головних центральних осей співпадає з нею.

Друга головна центральна вісь проходить через центр ваги перпендикулярно до першої.

Між моментами інерції відносно центральних осей (I_X і I_Y) та відносно осей, що паралельні центральним (I_x і I_y), існує зв'язок

$$I_X = I_x + a^2 \cdot A; \quad (1.3)$$

$$I_Y = I_y + b^2 \cdot A; \quad (1.4)$$

$$I_{XY} = I_{xy} + ab \cdot A; \quad (1.5)$$

де a – відстань між осями X та x, см;

b – відстань між осями Y та y, см;

A – площа перерізу, см^2.

Моменти інерції складного перерізу дорівнюють сумі моментів інерції його складових частин

$$I_X = I_X^I + I_X^{II} + \ldots + I_X^n; \quad (1.6)$$

$$I_Y = I_Y^I + I_Y^{II} + \ldots + I_Y^n, \quad (1.7)$$

де I_X – момент інерції всього перерізу відносно осі X, см^4;

I_Y – момент інерції всього перерізу відносно осі Y, см^4;

I_X^I, I_X^{II},…, I_X^n – моменти інерції складових частин відносно осі X, см^4;

I_Y^I, I_Y^{II}, … , I_Y^n – моменти інерції складових частин відносно осі Y, см^4.

При повороті осей на кут α моменти інерції визначають за формулами

$$I_{x_1} = I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha - I_{xy} \sin 2\alpha ;$$

$$I_{y_1} = I_y \cos^2 \alpha + I_x \sin^2 \alpha + I_{xy} \sin 2\alpha ;$$

$$I_{x_1 y_1} = \frac{I_x - I_y}{2} \sin 2\alpha + I_{xy} \cos 2\alpha .$$

Коли значення цього кута досягне величини, що визначається за формулою

$$tg 2\alpha = \frac{2I_{xy}}{I_x - I_y},$$

тоді осьові моменти інерції досягають свого максимуму та мінімуму, а відцентровий момент інерції стає рівним нулю. Осі, які займають таке положення, називаються головними осями інерції, а моменти інерції відносно них – головними моментами інерції. Якщо головні моменти інерції проходять через центр ваги плоскої фігури, то вони називаються головними центральними осями інерції. Величину головних моментів інерції можна визначити за формулою

$$I_{max_{min}} = \frac{I_x + I_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{I_x - I_y}{2} \right)^2 + I_{xy}^2} .$$

2 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

2.1 Вихідні дані до задачі

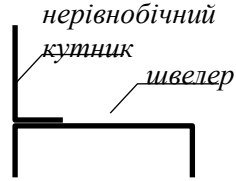


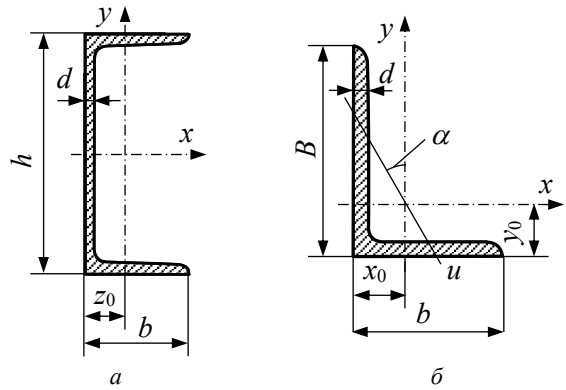
Рисунок 2.1 − Ескіз заданого складного перерізу

Нехай заданий переріз складається зі швелера № 20 і нерівнобічного кутника № 16/10, ескіз якого зображено на рис. 2.1. Згідно з таблицями сортаменту зазначених стандартів виписуємо розміри і геометричні характеристики швелера (рис. 2.2, *а*) та нерівнобічного кутника (рис. 2.2, *б*), які наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Основні дані профілів складного перерізу

Профіль	№	h, B, см	b, см	d, см	F, см^2	I_x, см^4	I_y, см^4	$I_{u_{min}}$, см^4	y_0, см	x_0, z_0, см	$tg\,\square$
Швелер	20	20	7.6	0.52	23.4	1520	113	–	–	2.07	–
Кутник	16/10	16	10	1.0	25.3	667	204	121	5.23	2.28	0.39

Після цього накреслюємо заданий переріз в масштабі 1:2 і проводимо центральні осі, x_1y_1 та x_2y_2 кожного профілю з позначенням їх центрів ваги O_1, O_2. Індекси 1 і 2 прийняті відповідно до нумерації профілів в заданому складному перерізі (рис. 2.3).



а *б*

Рисунок 2.2 − Схеми заданих профілів згідно з таблицями сортаменту

2.2 Визначення положення центру ваги складного перерізу

Для визначення положення центру ваги перерізу необхідно вибрати та провести на кресленні систему допоміжних осей і в цій системі визначити координати центрів ваги кожного профілю, тобто x_{c_1}, y_{c_1} та x_{c_2}, y_{c_2}.

Допоміжні осі можна вибирати по різному, але для уникнення помилок зі знаками, їх проводять по крайнім лівим і крайнім нижнім точкам перерізу. Тоді координати центрів ваги O_1, O_2 будуть додатними. На рис. 2.3 допоміжні осі позначені x, y (пунктир), тому координати центрів ваги швелера і кутника визначаємо так

$$x_{c_1}=h_1/2=20/2=10 \text{ см}; \; y_{c_1}=b_1-z_{o_1}=7.6-2.07=5.53 \text{ см};$$

$$x_{c_2}=x_o=2.28 \text{ см}; \; y_{c_2}=b_1+y_o=7.6+5.23=12.83 \text{ см},$$

де h_1, b_1, z_{o_1}, x_o, y_o – параметри швелера і кутника (рис. 2.2).

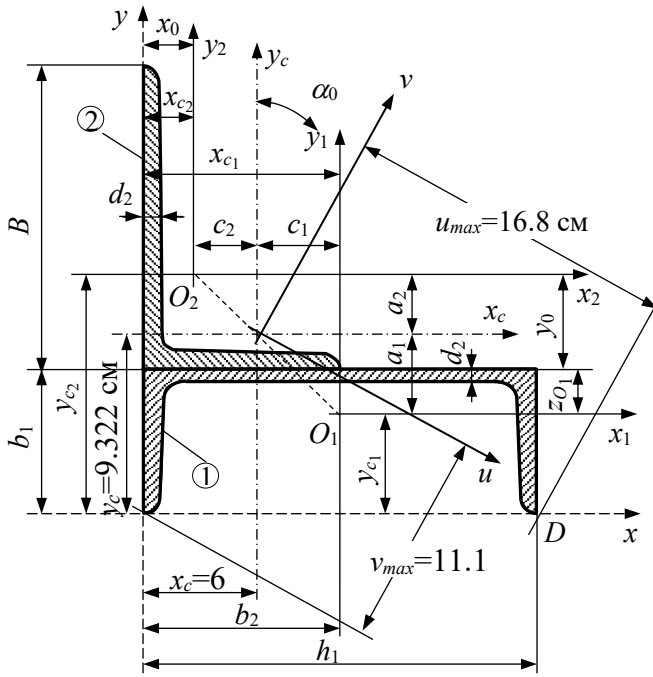


Рисунок 2.3 – Схема заданого складного перерізу

Тепер за відомими формулами визначаємо координати центру ваги складного перерізу

$$x_c = \frac{S_y}{F} = \frac{\sum_{i=1}^{n} F_i \cdot x_{c_i}}{\sum_{i=1}^{n} F_i} = \frac{F_1 \cdot x_{c_1} + F_2 \cdot x_{c_2}}{F_1 + F_2} =$$

$$= \frac{23.4 \cdot 10 + 25.3 \cdot 2.28}{23.4 + 25.3} = 5.989 \text{ см};$$

$$y_c = \frac{S_x}{F} = \frac{\sum_{i=1}^{n} F_i \cdot y_{c_i}}{\sum_{i=1}^{n} F_i} = \frac{F_1 \cdot y_{c_1} + F_2 \cdot y_{c_2}}{F_1 + F_2} =$$

$$= \frac{23.4 \cdot 5.53 + 25.3 \cdot 12.83}{23.4 + 25.3} = 9.322 \text{ см},$$

де F_1, F_2 − площі поперечних перерізів швелера і кутника відповідно.

За результатами обчислення положення центру ваги перерізу проводимо на кресленні систему центральних осей x_c, y_c (штрих пунктир). Точка перетину цих осей є центр ваги складного перерізу. З метою перевірки правильності розрахунку необхідно упевнитись в тому, що точка перетину центральних осей лежить на прямій, яка з'єднує центри ваги O_1 і O_2. Тепер визначимо в системі осей x_c, y_c координати центрів ваги швелера та кутника

$$c_1 = x_{c_1} - x_c = 10 - 5.989 = 4.011 \text{ см};$$
$$a_1 = y_{c_1} - y_c = 5.53 - 9.322 = -3.792 \text{ см};$$
$$c_2 = x_{c_2} - x_c = 2.28 - 5.989 = -3.709 \text{ см};$$
$$a_2 = y_{c_2} - y_c = 12.83 - 9.322 = 3.508 \text{ см}.$$

2.3 Визначення моментів інерції відносно центральних осей

Момент інерції складного перерізу відносно центральних осей визначається як сума моментів інерції кожного профілю, з яких складається заданий переріз, тобто

$$I_{x_c} = I^{\mathrm{I}}_{x_c} + I^{\mathrm{II}}_{x_c} \;;\quad I_{y_c} = I^{\mathrm{I}}_{y_c} + I^{\mathrm{II}}_{y_c} \;;\quad I_{x_c y_c} = I^{\mathrm{I}}_{x_c y_c} + I^{\mathrm{II}}_{x_c y_c} \;,$$

де I_{x_c}, I_{y_c} – осьові моменти інерції;

$I_{x_c y_c}$ – відцентровий момент інерції.

В свою чергу моменти інерції відносно центральних осей кожного профілю визначаються за формулами паралельного переносу осей, наприклад,

$$I^{\mathrm{I}}_{x_c} = I_{x_1} + a_1^2 F_1 \,;\quad I^{\mathrm{I}}_{y_c} = I_{y_1} + c_1^2 F_1 \,;\quad I^{\mathrm{I}}_{x_c y_c} = I_{x_1 y_1} + a_1 c_1 F_1 \,,$$

де I_{x_1}, I_{y_1} – осьові моменти інерції швелера відносно своїх центральних осей $x_1 y_1$ (рис. 4.3);

$I_{x_1 y_1}$ – відцентровий момент інерції швелера відносно осей x_1, y_1.

Якщо підставити відповідні числові значення у наведені залежності, будемо мати наступне.

Осьові моменти інерції

$$I_{x_c} = I^{\mathrm{I}}_{x_c} + I^{\mathrm{II}}_{x_c} = 449.475 + 978.343 = 1427.82 \text{ см}^4;$$

$$I^{\mathrm{I}}_{x_c} = I_{x_1} + a_1^2 \cdot F_1 = 113 + (-3.792)^2 \cdot 23.4 = 449.475 \text{ см}^4;$$

$$I^{\mathrm{II}}_{x_c} = I_{x_2} + a_2^2 \cdot F_2 = 667 + 3.508^2 \cdot 25.3 = 978.343 \text{ см}^4;$$

$$I_{y_c} = I^{\mathrm{I}}_{y_c} + I^{\mathrm{II}}_{y_c} = 1896.462 + 552.044 = 2448.507 \text{ см}^4;$$

$$I^{\mathrm{I}}_{y_c} = I_{y_1} + c_1^2 \cdot F_1 = 1520 + 4.011^2 \cdot 23.4 = 1896.462 \text{ см}^4;$$

$$I^{\mathrm{II}}_{y_c} = I_{y_2} + c_2^2 \cdot F_2 = 204 + \left(-3.709\right)^2 \cdot 25.3 = 552.044 \text{ см}^4,$$

де I_{x_1}=113 см^4, I_{y_1}=1520 см^4 – моменти інерції швелера відносно осей x, y (рис. 2.2, *а*), які позначені на рис. 2.3 як осі x_1 та y_1

відповідно, тобто швелер в складному перерізі має горизонтальне положення, а не таке, як в таблиці сортаменту.

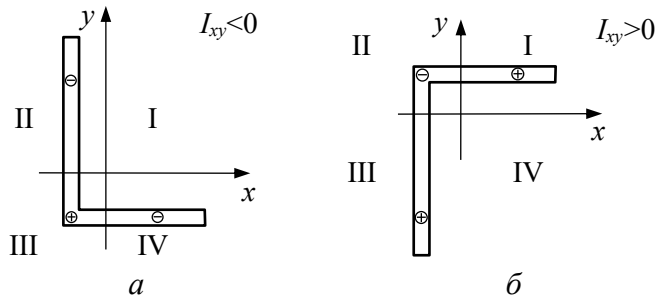


Рисунок 2.4 – До визначення знаку відцентрового моменту

Відцентровий момент інерції

$$I_{x_c y_c} = I^{\mathrm{I}}_{x_c y_c} + I^{\mathrm{II}}_{x_c y_c} = -355.91 - 542.08 = -897.99 \text{ см}^4;$$

$$I^{\mathrm{I}}_{x_c y_c} = I_{x_1 y_1} + a_1 c_1 F_1 = 0 + (-3.792) \cdot 4.011 \cdot 23.4 = -355.91 \text{ см}^4;$$

$$I^{\mathrm{II}}_{x_c y_c} = I_{x_2 y_2} + a_2 c_2 F_2 = -212.9 + 3.508 \cdot (-3.709) \cdot 25.3 = -542.08 \text{ см}^4,$$

де $I_{x_1 y_1}$ – відцентровий момент інерції швелера відносно своїх осей x_1, y_1;

$I_{x_2 y_2}$ – відцентровий момент інерції кутника відносно своїх осей x_2, y_2.

Через те, що осі x_1, y_1 швелера є головними центральними осями (вісь x_1 є віссю симетрії), то $I_{x_1 y_1}$=0. Це стосується також і двотаврового профілю.

Осі x_2, y_2 нерівнобічного кутника не є головними, тому відцентровий момент інерції відносно таких осей можна визначити за формулою

$$I_{x_2 y_2} = (I_x - I_{u_{min}}) \cdot tg\alpha = (667 - 121) \cdot 0.39 = -212.9 \text{ см}^4.$$

Знак відцентрового моменту визначається знаком відцентрових моментів окремих частин кутника, розташованих у відповідних квадрантах центральної системи осей x, y (рис. 2.4, *а*), тобто

$$I_{xy} = \int_F xydF = \int_{F_{II}} xydF + \int_{F_{III}} xydF + \int_{F_{IV}} xydF = I_{xy}^{II} + I_{xy}^{III} + I_{xy}^{IV}.$$

Так як сума площ окремих частин кутника ($F_{II} + F_{IV}$) з від'ємними добутками координат $x\,y$ більша ніж площа F_{III} з додатнім добутком $x\,y$, то відцентровий момент кутника згідно рис. 2.4, *а* є від'ємним, тобто $I_{xy} < 0$.

Порівнюючи зображення нерівнобічного кутника і напрям центральних осей x_2, y_2 на рис. 2.3 та x, y на рис. 2.4, *а*, можна дійти висновку, що $I_{x_2y_2} < 0$. Для іншого напрямку центральних осей або іншого розташування кутника, наприклад, зображеного на рис. 2.3, *б*, можна визначити, що відцентровий момент кутника в цьому випадку є доданій ($I_{xy} > 0$).

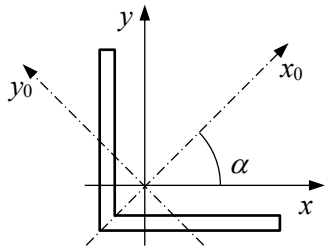


Рисунок 2.5 – До визначення відцентрового моменту рівнобічного кутника

Описані вище пояснення щодо знаку відцентрового моменту стосуються також і рівнобічного кутника (рис. 2.5), модуль якого визначається формулою

$$I_{xy} = \frac{I_{x_{0\,max}} - I_{y_{0\,min}}}{2} \sin 2\alpha,$$

де $I_{x_{0max}}$, $I_{x_{0min}}$ – головні моменти інерції відносно головних осей x_0, y_0.

Головна вісь x_0 є віссю симетрії, тому кут α=45°, а $\sin 2\alpha$=1.

2.4 Визначення положення головних осей інерції складного перерізу

Положення головних осей інерції визначається формулою

$$tg2\alpha_0 = \frac{2I_{x_c y_c}}{I_{y_c} - I_{x_c}} \quad \text{або} \quad tg2\alpha_0 = -\frac{2I_{x_c y_c}}{I_{x_c} - I_{y_c}}.$$

Після підстановки значень I_{x_c}, I_{y_c}, $I_{x_c y_c}$ будемо мати

$$tg\,2\alpha_0 = \frac{2\left(-897.99\right)}{2448.507-1427.82} = -1.75958;$$
$$\alpha_0 = \tfrac{1}{2} arctg(-1.75958) = -30.2°.$$

Знак мінус вказує на те, що головні осі, відносно центральних, необхідно повернути за годинниковою стрілкою.

На рис. 2.3 головні осі позначені як u, v (жирна суцільна лінія). З метою перевірки правильності визначення кута α_0 обчислимо відцентровий момент відносно головних осей, який повинен дорівнювати нулю

$$I_{uv} = \frac{I_{x_c} - I_{y_c}}{2} sin\,2\alpha_0 + I_{x_c y_c}\, cos\,2\alpha_0 =$$
$$= \frac{1427.82 - 2448.507}{2} \cdot \left(-0.86941\right) + \left(-897.99\right) \cdot 0.4941 =$$
$$= 8.8 \cdot 10^{-4} \approx 0.$$

Головні центральні осі мають найбільш практичне значення, так як розрахунок напружень і деформацій в системі цих осей набагато спрощується. Всі подальші розрахунки в о́порі матеріалів будемо виконувати в системі головних центральних осей.

2.5 Визначення головних моментів інерції

$$I_{\substack{max \\ min}} = \frac{I_{x_c} + I_{y_c}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{I_{xc} - I_{y_c}}{2}\right)^2 + I^2_{x_c y_c}} =$$
$$= \frac{1427.82 + 2448.507}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{1427.82 - 2448.507}{2}\right)^2 + \left(-897.99\right)^2} =$$
$$= 1938.164 \pm 1032.878;$$
$$I_{max} = 1938.164 + 1032.878 = 2971.042 \text{ см}^4 \;\rightarrow\; I_v;$$
$$I_{min} = 1938.164 - 1032.878 = 905.286 \text{ см}^4 \;\rightarrow\; I_u.$$

Через те, що $I_{y_c}>I_{x_c}$, максимальний момент буде відносно головної осі v, яка відхиляється від центральної осі y_c на кут α_0.

2.6 Визначення моментів опору

$$W_u = \frac{I_u}{v_{max}} = \frac{905.286}{11.1} = 81.56 \text{ см}^3;$$

$$W_v = \frac{I_v}{u_{max}} = \frac{2971.042}{16.8} = 176.8 \text{ см}^3,$$

де v_{max}, u_{max} − відстані від головних осей до найбільш віддалених точок перерізу, які можна відшукувати за допомогою трикутника та лінійки безпосередньо на кресленні або за аналітичними формулами

$$u=y\sin\alpha+x\cos\alpha;\ v=y\cos\alpha-x\sin\alpha.$$

Наприклад, координати крайньої точки D (рис. 2.3) в системі центральних осей будуть такими

$$x_D=c_1+h_1/2=4.011+10=14.011 \text{ см};$$

$$y_D=-y_c=-9.322 \text{ см; кут } \alpha=\alpha_0=-30.2°,$$

тоді $u_{max}=-9.322\cdot sin(-30.2)+14.011\cdot cos(-30.2)=16.8$ см.

Аналогічно обчислюють або відшукують відстані інших крайніх точок і серед них вибирають максимальні.

3 УМОВИ ЗАДАЧ ТА ВИХІДНІ ДАНІ

Задача. ***Визначення головних центральних моментів інерції складного перерізу***

Для заданого складного перерізу треба визначити положення головних центральних осей та обчислити головні центральні моменти інерції. Вихідні дані та вигляд перерізу – див. рис. 3.1.

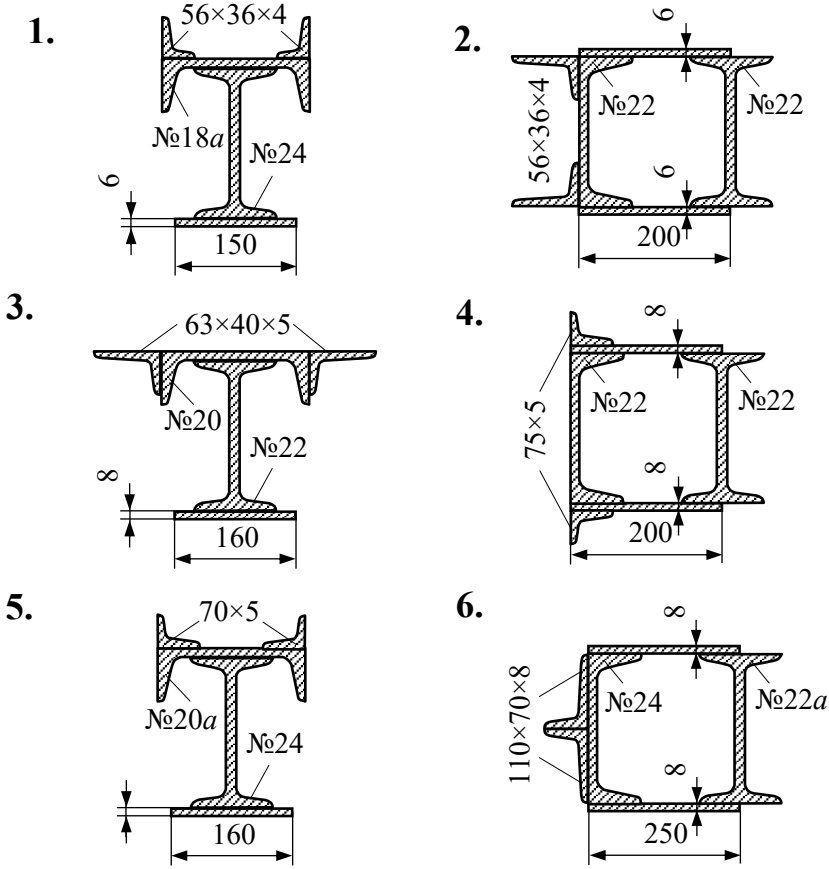
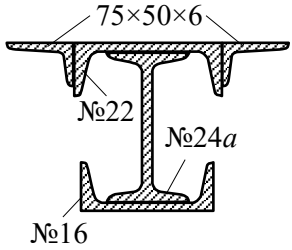
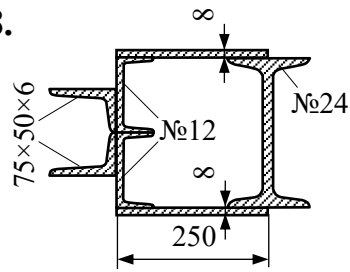


Рисунок 3.1

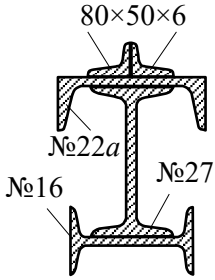
7.



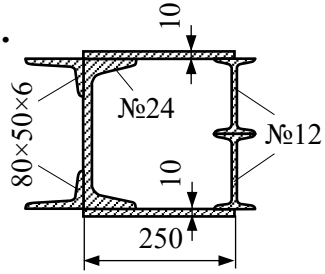
8.



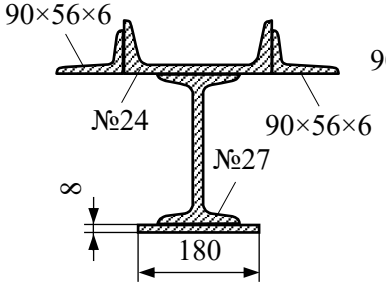
9.



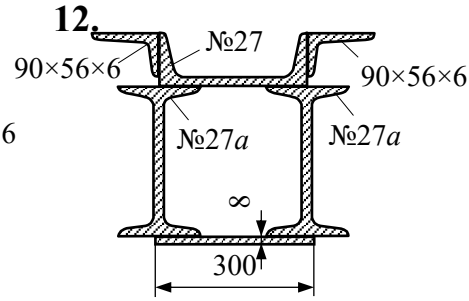
10.



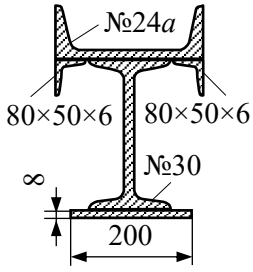
11.



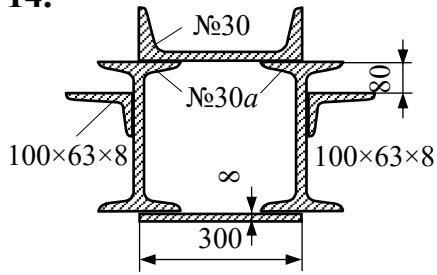
12.



13.

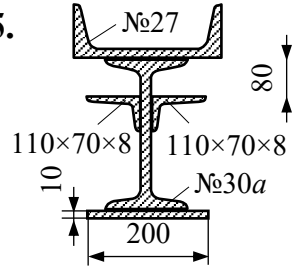


14.

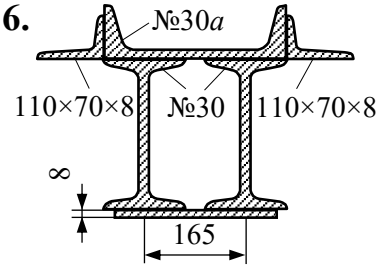


Продовження рисунка 3.1

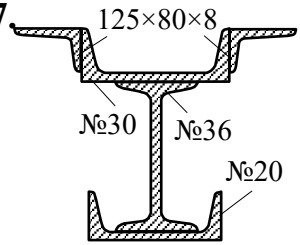
15.



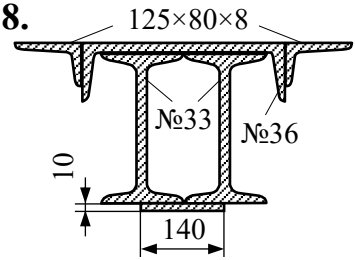
16.



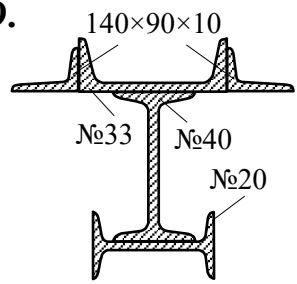
17.



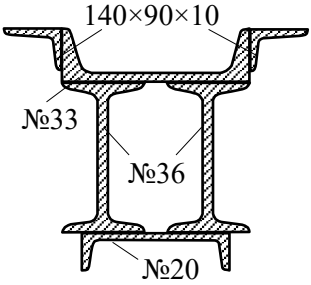
18.



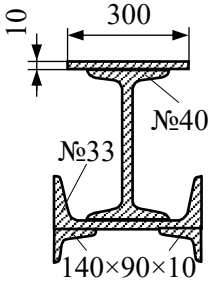
19.



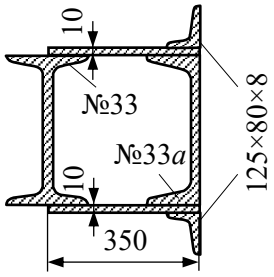
20.



21.

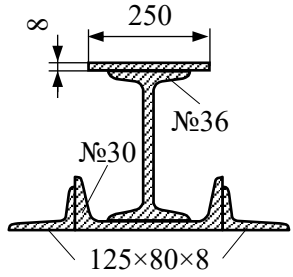


22.

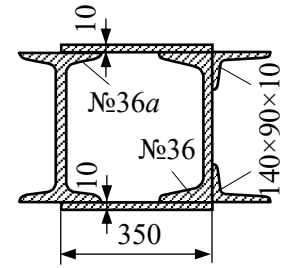


Продовження рисунка 3.1

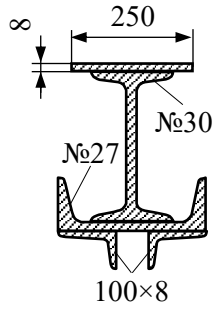
23.



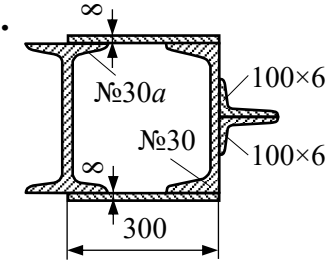
24.



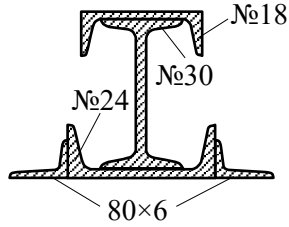
25.



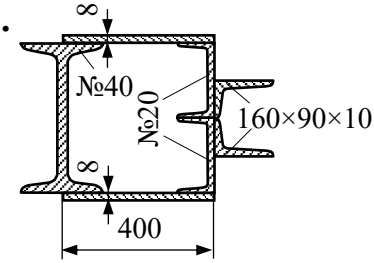
26.



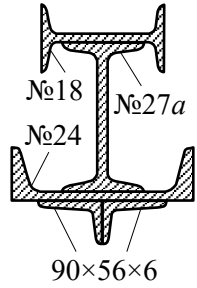
27.



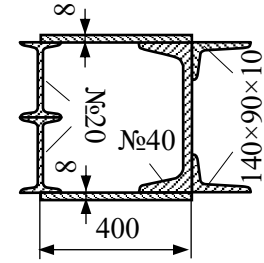
28.



29.



30.



Продовження рисунку 3.1.

4 ПЛОСКЕ ПОПЕРЕЧНЕ ЗГИНАННЯ

4.1 Теоретичні положення

Згинання – це такий вид деформації, при якому відбувається викривлення осей прямих стержнів та зміна кривизни криволінійних

стержнів. Брус, що зазнає деформацію згинання, називається балкою. Якщо всі зовнішні навантаження перпендикулярні до осі стержня і розташовані в площині, що співпадає з однією з головних центральних осей перерізу, то згинання називають прямим або плоским.

При плоскому поперечному згинанні в поперечних перерізах балки виникають два внутрішніх силових фактори: згинаючий момент M_x і поперечна сила Q_y. Вони визначаються методом перерізів, при цьому встановлюють такі правила знаків:

– поперечні сили Q_y вважають додатними, якщо вони намагаються повернути відсічений елемент балки за годинниковою стрілкою;

– згинаючий момент M_x вважається додатним, якщо він розтягує нижні волокна балки (правило дощу).

При побудові епюр Q_y та M_x для двохопорної балки спочатку визначають опорні реакції; далі балка розбивається на окремі ділянки і складаються рівняння для Q_y та M_x в межах кожної з них. При складанні рівнянь відсічену частину балки уявно розглядають закріпленою в проведеному перерізі і використовують наступні практичні вказівки:

– зовнішні сили, що намагаються повернути відсічену частину за годинниковою стрілкою, викликають додатну поперечну силу;

– зовнішні сили (або моменти), які згинають відсічену частину балки опуклістю вниз, дають додатний згинаючий момент.

Для перевірки побудованих епюр слід користуватися диференційними залежностями між інтенсивністю розподіленого навантаження q, поперечною силою Q_y та згинаючим моментом M_x

$$\frac{dM_x}{dz} = Q_y; \quad \frac{dQ_y}{dz} = q; \quad \frac{d^2M_x}{dz^2} = q.$$

На підставі цих залежностей сформульовані загальні правила контролю

- в точках, де прикладена зовнішня зосереджена сила, на епюрі Q_y буде стрибок на величина цієї сили; в точках, де прикладений зовнішній момент, на епюрі M_x буде стрибок на величину цього моменту;
- якщо на ділянці немає зовнішнього розподіленого навантаження, то Q_y залишається постійною, а M_x змінюється за лінійним законом (похила пряма);
- якщо на ділянці діє рівнорозподілене навантаження q, то Q_y змінюється за лінійним законом (похила пряма), а M_x – за законом квадратичної параболи, причому парабола має випуклість назустріч навантаженню q;
- якщо на ділянці $Q_y>0$, то епюра M_x зростає; якщо $Q_y<0$, то епюра M_x спадає;
- в точках, де $Q_y=0$, на епюрі M_x мають місце екстремуми (максимуми або мінімуми).

Згинаючий момент призводить до виникнення в поперечних перерізах балки нормальних напружень σ, які змінюються по висоті перерізу за лінійним законом. Найбільших значень напруження в перерізі набувають в точках, найбільш віддалених від нейтрального шару волокон.

Перевірку міцності або підбір перерізу балки виконують для найбільш небезпечного перерізу – перерізу, в якому згинаючий момент набуває найбільшого значення $M_{x_{max}}$. Для перерізів, симетричних відносно горизонтальної осі, умова міцності по нормальним напруженням має вигляд

$$\sigma_{max}= \frac{M_{x\,\max}}{W_x} \le [\sigma], \qquad (4.1)$$

де σ_{max} – максимальне нормальне напруження в небезпечному перерізі, МПа;

$M_{x_{max}}$ – згинаючий момент в небезпечному перерізі, Н·м;

W_x – осьовий момент опору, м^3;

$[\sigma]$ – допустиме значення нормального напруження, МПа.

При необхідності підбору перерізу балки (проєктний розрахунок) з формули (4.1) визначається потрібний момент опору W_x

$$W_x \geq \frac{M_{x\,max}}{[\sigma]}.$$

Далі за відомим W_x можна визначити потрібні розміри перерізу, виходячи з його форми.

Формули, що пов'язують осьовий момент опору W_x і розміри перерізу

– для круга $W_x = \frac{\pi d^3}{32}$;

– для квадрата $W_x = \frac{a^3}{6}$;

– для прямокутника з основою b і висотою h $W_x = \frac{b h^2}{6}$;

– для двотавра використовують таблицю сортаментів.

4.2 Умова та вихідні дані задачі

Задача *«Розрахунок балки при плоскому поперечному згинанні»*

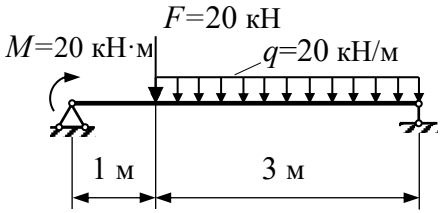
Для двохопорної балки, навантаженої згідно схеми, необхідно:

- визначити реакції опор;
- скласти рівняння поперечних сил та згинаючих моментів для кожної ділянки балки;
- побудувати епюри поперечних сил та згинаючих моментів
- визначити найбільш небезпечний переріз балки та максимальний згинаючий момент;
- підібрати найбільш економічний переріз балки з 4-х можливих варіантів: круг, квадрат, прямокутник ($h=2b$), двотавр.

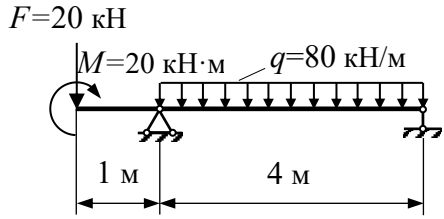
Допустиме нормальне напруження на згинання матеріалу балки $[\sigma]$=160 МП*а*.

Вихідні дані та схема навантаження – на рис. 4.1.

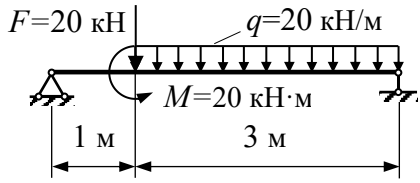
1.



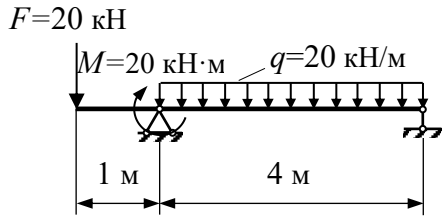
2.



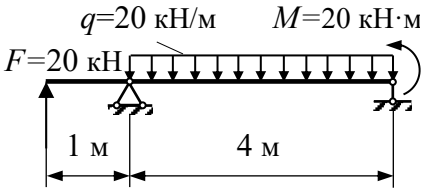
3.



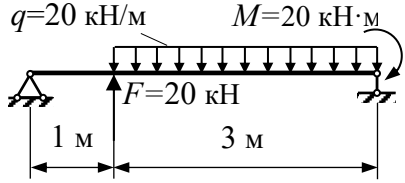
4.



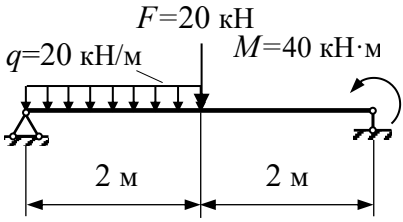
5.



6.



7.



8.

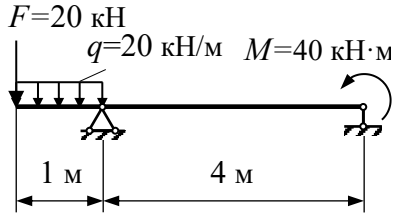
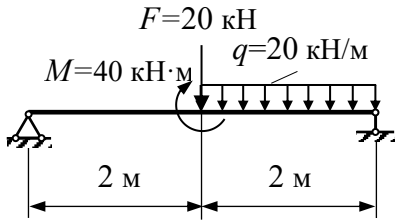
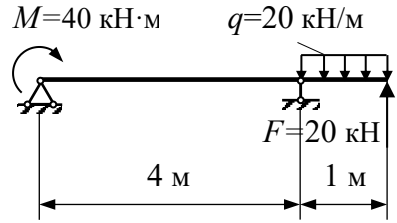


Рисунок 4.1

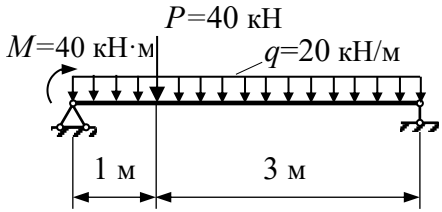
9.



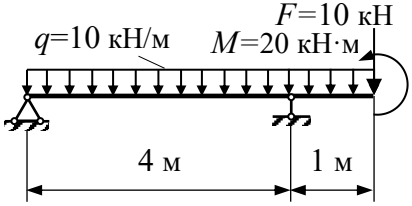
10.



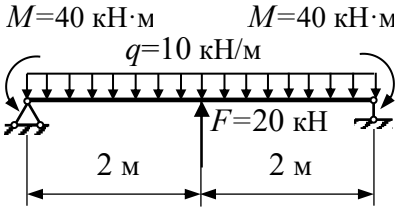
11.



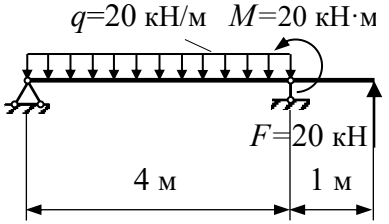
12.



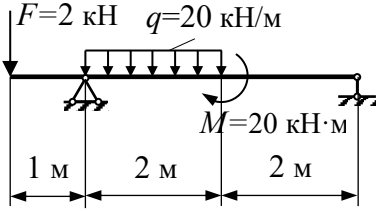
13.



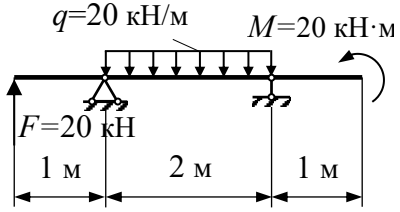
14.



15.

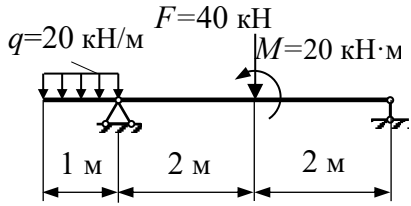


16.

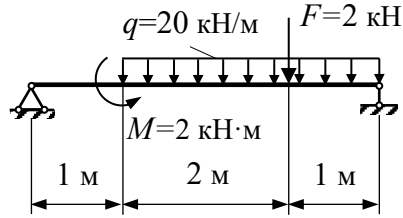


Продовження рисунка.4.1

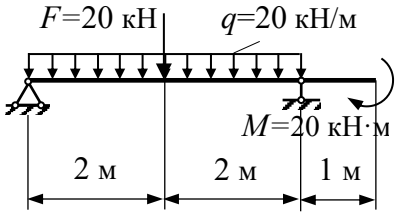
17.



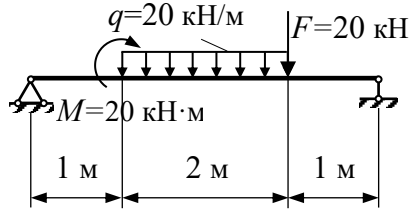
18.



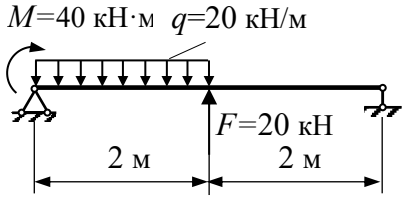
19.



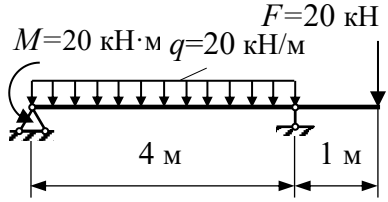
20.



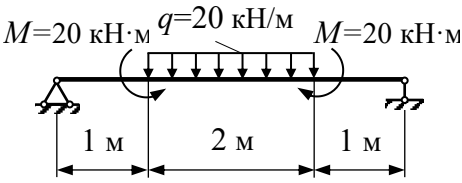
21.



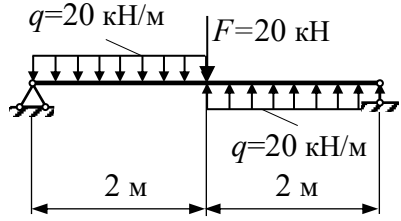
22.



23.

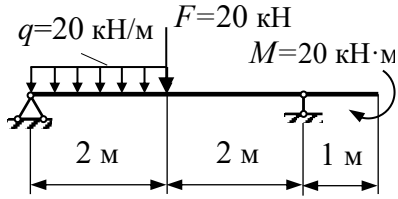


24.

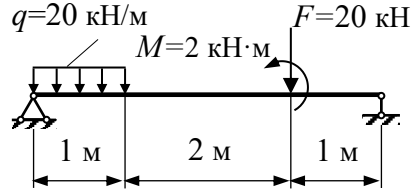


Продовження рисунка.4.1

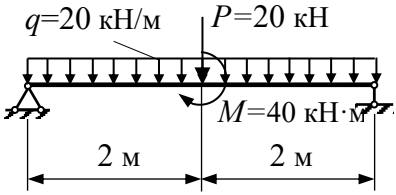
25.



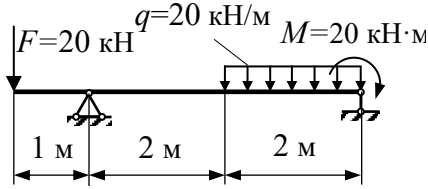
26.



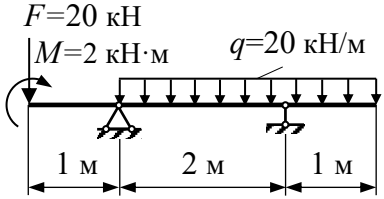
27.



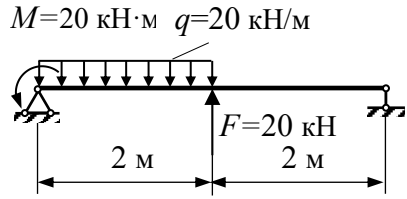
28.



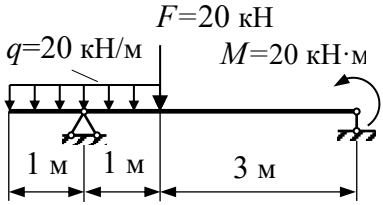
29.



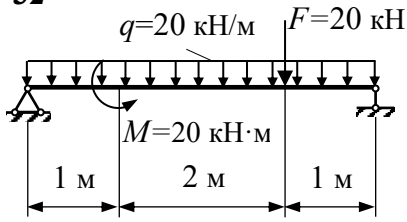
30.



31.



32



Продовження рисунка.4.1

5 РОЗРАХУНОК БАЛКИ ПРИ ПЛОСКОМУ ПОПЕРЕЧНОМУ ЗГИНАННІ

Для двохопорної балки, навантаженої згідно схеми, необхідно:

- визначити реакції опор;
- скласти рівняння поперечних сил та згинаючих моментів для кожної ділянки балки;
- побудувати епюри поперечних сил та згинаючих моментів;
- визначити найбільш небезпечний переріз балки та максимальний згинаючий момент;
- підібрати найбільш економічний переріз балки з 4-х можливих варіантів: круг, квадрат, прямокутник (h=2b), двотавр.

Допустиме напруження згинання для матеріалу балки [σ]=160 МПa.

Вихідні дані:
q= 10 *кН/м*
a= 4 *м*
b= 1 *м*
[σ] = 160 *МПа*

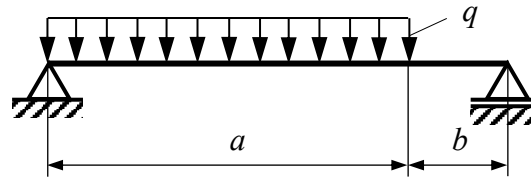


Рисунок 5.1

Розв'язання

5.1 Визначення реакцій опору балки

Будуємо розрахункову схему балки (рис. 5.2, *а*) та визначаємо рівнодіючу розподіленого навантаження

$$Q=q\cdot l=10\cdot 4=40 \text{ кН/м}.$$

Складаємо рівняння рівноваги та визначаємо реакції опор балки

$$\Sigma M_A=0: \quad R_B\cdot(4+1)-Q\cdot 2=0; \tag{4.1}$$

$$\Sigma M_B=0: \quad -R_A\cdot(4+1)+Q\cdot(1+2)=0. \tag{5.2}$$

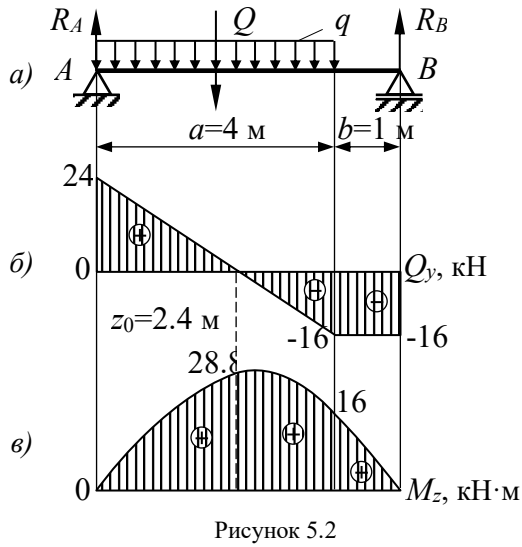


Рисунок 5.2

Із рівняння (5.1)

$$R_B = \frac{Q \cdot 2}{5} = \frac{40 \cdot 2}{5} = 16$$

кН.

Із рівняння (5.2)

$$R_A = \frac{Q \cdot 3}{5} = \frac{40 \cdot 3}{5} = 24$$

кН.

Для перевірки знайдених реакцій складаємо додаткове рівняння рівноваги

$$\Sigma F_{ку}=0: \quad R_A - Q + R_B = 0;$$

$$24 - 40 + 16 = 0;$$

$$0 = 0.$$

Перевірка підтвердила вірність знайдених значень R_A і R_B.

5.2 Складання рівнянь поперечних сил та згинаючих моментів для кожної з ділянок балки

Розбиваємо балку на окремі ділянки та визначаємо поперечні сили Q_y та згинаючі моменти M_x на них.

I *ділянка* $0 \le z \le 4$ м

$$Q_y^I = R_A - q \cdot z = 24 - 10 \cdot z.$$

При z=0: $Q_y^I = 24 - 0 = 24$ кН.

При z=4 м: $Q_y^I = 24 - 10 \cdot 4 = -16$ кН.

$$M_x^I = R_A \cdot z - q \cdot z^2/2.$$

При z=0: $M_x^I = 0$.

При z=4 м: $M_x^I = 24 \cdot 4 - 10 \cdot 4^2/2 = 16$ кН·м.

Епюра Q_y перетинає нульову лінію, отже в цій точці епюра моментів має екстремум. Визначаємо координату z_0 точки екстремума

$$Q_y^I = 24 - 10 \cdot z_0 = 0;$$

z_0=4/10=2.4 м.

При z=2.4 м: M_x^I=24·2.4–10·2.4^2/2=28.8 кН·м.

II *ділянка* 4 м≤z≤5 м

$$Q_y^{II}=R_A-q\cdot 4=24-10\cdot 4=-16 \text{ кН};$$

$$M_x^{II}=R_A\cdot z-q\cdot 4\ (z-2)=24\cdot z-40\cdot(z-2).$$

При z=4 м: M_x^{II}=24·4 – 40 (4–2)=16 кН·м.

При z=5 м: M_x^{II}=24·5 – 40 (5–2)=0 кН·м.

5.3 Побудова епюр поперечних сил та згинаючих моментів

За результатами розрахунків п. 5.2 будуємо епюри поперечних сил Q_y та згинаючих моментів M_x (рис. 5.2 *б*, *в*).

5.4 Визначення найбільш небезпечного перерізу максимального згинаючого моменту

За епюрою M_x визначаємо, що найбільш небезпечний переріз знаходиться в точці C на перший ділянці, оскільки тут згинаючий момент приймає максимальне значення

$$M_{x_{max}}=28.8 \text{ кН·м}.$$

5.5 Підбір перерізів балки

Умова міцності при згинанні має вигляд

$$\sigma_{max}=\frac{M_{x\,max}}{W_x}\le[\sigma], \qquad (5.3)$$

де σ_{max} – максимальне нормальне напруження в небезпечному перерізі, МП*а*;

$M_{x_{max}}$ – згинаючий момент в небезпечному перерізі, Н·м;

W_x – осьовий момент опору, м^3;

$[\sigma]$ – допустиме значення нормального напруження, МП*а*.

Користуючись формулою (5.3), визначаємо потрібний осьовий момент опору перерізу балки

$$W_x \geq Wx \geq \frac{M_{x\,max}}{[\sigma]} = \frac{28.8 \cdot 10^3 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}}{160 \text{ Н/мм}^2} = 180000 \text{ мм}^3.$$

Підберемо перерізи з найближчим більшим значенням W_x.

5.5.1 Підбір круглого перерізу

Для круглого перерізу осьовий момент опору визначається за формулою $W_x = \frac{\pi d^3}{32}$ [2], звідси

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_x}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 180 \cdot 10^3}{3.14}} = 122.4 \text{ мм}.$$

Приймаємо стандартне значення діаметру $d_{1\,cm}$=124 мм.

5.5.2 Підбір квадратного перерізу

Для квадратного перерізу осьовий момент опору визначається за формулою $W_x = \frac{a^3}{6}$ [2], звідси

$$a = \sqrt[3]{6 \cdot W_x} = \sqrt[3]{6 \cdot 180 \cdot 10^3} = 102.6 \text{ мм}.$$

Приймаємо стандартне значення a_{cm}=104 мм.

5.5.3 Підбір прямокутного перерізу

Для прямокутного перерізу осьовий момент опору визначається за формулою

$$W_x = \frac{b\,h^2}{6} \text{ [2].}$$

Враховуючи, що за умовою h=2b, отримаємо $W_x = \frac{2 \cdot b^3}{3}$, звідси:

$$b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot W_x}{2}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 180 \cdot 10^3}{2}} = 64.6 \text{ мм};$$

$$h=2b=2\cdot 64.6=129.2 \text{ мм}.$$

Приймаємо стандартні значення

$$b_{ст}=65 \text{ мм}; \quad h_{ст}=130 \text{ мм}.$$

5.5.4 Підбір двотаврового перерізу

Користуючись таблицею сортаментів [3], підбираємо двотавр №20 з осьовим моментом опору $W_x=184$ см^3=184000 мм^3.

5.6 Визначення найбільш економічного перерізу

Найбільш економічний переріз знаходимо порівнянням площ підібраних перерізів

– для круглого перерізу

$$A=\frac{\pi d_{ст}^2}{4}=\frac{3.14\cdot 124^2}{4}=12070 \text{ мм}^2;$$

– для квадратного перерізу

$$A=a^2=104^2=10816 \text{ мм}^2;$$

– для прямокутного перерізу

$$A=h_{ст}\cdot b_{ст}=130\cdot 65=8450 \text{ мм}^2;$$

– для двотаврового перерізу

$$A=26.8 \text{ см}^2=2680 \text{ мм}^2.$$

Найбільш економічний переріз – двотавр №20 з $A=26.8$ см^2=2680 мм^2.

Відповідь: для балки, що зазнає плоске поперечне згинання в вертикальній площині, найбільш доцільно використовувати двотавровий переріз із стандартним розташуванням.

ПИТАННЯ ДО ЗАХИСТУ КУРСОВОЇ РОБОТИ

1. Що таке допустиме напруження?
2. Які напруження є граничними для пластичних та для крихких матеріалів?
3. Які внутрішні силові фактори виникають в поперечному перерізі бруса при розтязі-стисканні?
4. Сформулюйте закон Гука. Який фізичний зміст модуля пружності E?
5. Які напруження виникають в поперечних перерізах бруса при деформації розтягання (стискання)? …при деформації згинання? …при деформації кручення?
6. Визначення абсолютного і відносного подовження стержня.
7. Умова міцності стержня при осьовому розтяганні-стисканні.
8. Формули для визначення координат центру ваги складного перерізу.
9. Які геометричні характеристики плоского перерізу вам відомі?
10. Записати формули для осьових моментів інерції перерізу відносно осей, які паралельні центральним осям.
11. Як визначити положення головних центральних осей інерції плоских перерізів з однією віссю симетрії?
12. Які внутрішні силові фактори виникають при крученні?
13. Умова міцності при крученні.
14. Які перерізи (і точки в перерізах) будуть найбільш небезпечними при крученні?
15. Які внутрішні силові фактори виникають при чистому згинанні? …при поперечному згинанні?
16. Умови міцності при плоскому поперечному згинанні.
17. Які диференційні залежності існують між M, Q, q?
18. Для чого будуються епюри Q *і* M?
19. Які правила застосовуються для перевірки правильності побудови епюр Q і M?
20. Які перерізи (і точки в перерізах) будуть небезпечними для нормальних, дотичних і еквівалентних напружень при плоскому поперечному згинанні?

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Писаренко Г.С. Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів. Підручник/ За ред. Г.С. Писаренка. 2-ге вид., допов. і переробл. – К.: Вища школа, 2004. – 655 с.

2. Лобас Л. Г., Лобас Л. Г. Теоретична механіка: Підручник для студентів вищих технічних навчальних закладів. К.: ДЕТУТ, 2008. – 406 с.

3. Шваб'юк В.І. Опір матеріалів: Підручник. – К.: Знання, 2016. - 400 с.

4. Тарг С.М. Скорочений курс теоретичної механіки. – К.: В. шк. - 2001. – 478 с.

5. Теоретична та прикладна механіка = Theoretical and Applied Mechanics: навчальний посібник : в 4 ч. Частина І. Теоретична механіка/ Шевченко В.Г., Фурсіна Ф.Д., Шумикін С.О., Кружнова С.Ю. – Запоріжжя: – Просвіта, 2022. – 188 с.,

6. Методичні вказівки і завдання до практичних робіт з курсу «Теоретична та прикладна механіка» для студентів денної форми навчання спеціальностей: 131 «Прикладна механіка» (частина 1, частина 2) (В. Г. Шевченко, А. Д. Фурсіна, С. Ю. Кружнова) – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка». – 2019. – 26 с.; 22 с.

7. Методичні вказівки і завдання до виконання розрахунково-графічних робіт з дисципліни «Технічна механіка» для студентів денної форми навчання галузі знань 173 «Авіоніка». Спеціалізація «Електротехнічні комплекси та системи літальних апаратів» / Укл. :А.Д. Фурсіна, С.Ю. Кружнова. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. – 14 с.

ДОДАТОК А

Форма № 17

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

_____
(найменування кафедри)

КУРСОВИЙ ПРОЄКТ
(РОБОТА)

з _____Прикладної механіки_____
(назва дисципліни)
на тему:_____
(назва теми)
_____
_____

Студента(ки) _____ курсу _____ групи
спеціальності G3 Електрична інженерія
освітня програма (спеціалізація)_____
__«Електричні та електронні апарати»_____

АБО

__«Електричне обладнання енергоємних виробництв»_____
_____
(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)
Керівник ___доцент, к.т.н. ФУРСИНА А. Д._____
(посада, вчене звання, науковий ступінь, ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Кількість балів: _____

Члени комісії _____ _____
(підпис) (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)
_____ _____
(підпис) (Ім'я ПРІЗВИЩЕ))
_____ _____
(підпис) (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

202__

ДОДАТОК Б

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
(повне найменування закладу вищої освіти)

Факультет Електротехнічний
Кафедра Електричні та електронні апарати
Спеціальність G3 Електрична інженерія
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація)
(назва освітньої програми (спеціалізації)

З А В Д А Н Н Я
НА КУРСОВИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

(ПРІЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи)

2. Строк подання студентом проекту (роботи)
3. Вихідні дані до проекту (роботи)

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів курсового проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	РОЗРАХУНОК БАЛКИ ПРИ ПЛОСКОМУ ПОПЕРЕЧНОМУ ЗГИНАННІ		
1.1	Визначення реакцій опор балки		
1.2	Складання рівнянь поперечних сил та згинаючих моментів для кожної з ділянок балки		
1.3	Побудова епюр поперечних сил та згинаючих моментів		
1.4	Визначення найбільш небезпечного перерізу максимального згинаючого моменту		
1.5	Підбір перерізів балки		
1.6	5.5.1 Підбір крутлого перерізу		
1.7	5.5.2 Підбір квадратного перерізу		
1.8	5.5.3 Підбір прямокутного перерізу		
1.9	5.5.4 Підбір двотаврового перерізу		
1.10	Визначення найбільш економічного перерізу		
2	РОЗРАХУНОК БАЛКИ ПРИ ПЛОСКОМУ ПОПЕРЕЧНОМУ ЗГИНАННІ		
2.1	Визначення реакцій опор балки		
2.2	Складання рівнянь поперечних сил та згинаючих моментів для кожної з ділянок балки		
2.3	Побудова епюр поперечних сил та згинаючих моментів		
2.4	Визначення найбільш небезпечного перерізу максимального згинаючого моменту		
2.5	Підбір перерізів балки		
2.5.1	Підбір крутлого перерізу		
2.5.2	Підбір квадратного перерізу		
2.5.3	Підбір прямокутного перерізу		
2.5.4	Підбір двотаврового перерізу		
2.6	Визначення найбільш економічного перерізу		

Студент(ка) _____ _____
(підпис) (ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Керівник проєкту (роботи) _____ ФУРСІНА А. Д.
(підпис) (ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

ДОДАТОК В

Освітня компонента «Прикладна механіка» викладається в третьому семестрі та є основою інженерної підготовки студентів технічного вищого навчального закладу. Методичні вказівки розроблені згідно з навчальною програмою дисципліни «Прикладна механіка» для студентів спеціальності G3 «Електрична інженерія».

Вивчення курсу прикладної механіки потрібно розпочинати із засвоєння теоретичного матеріалу підручників і методичних вказівок. Після цього рекомендується розібратися у розв'язанні задач, які подані у підручниках та посібниках, і тільки тоді розпочати виконання індивідуальних завдань.

При вивченні цього курсу найбільші труднощі для студентів частіше всього пов'язані з розв'язанням практичних задач. Однак саме практична частина курсу найбільшою мірою сприяє розвитку інженерного мислення, набуттю необхідних навичок у розрахунках елементів конструкцій, деталей машин на міцність, жорсткість та стійкість. Найбільш ефективним методом навчання способам розв'язання такого виду задач є самостійна робота студентів, зокрема при виконанні курсової роботи.

Кожен студент виконує індивідуальне завдання (курсову роботу), варіант якого визначається викладачем. Вихідні лані га розрахункові схеми вибираються із відповідних рисунків і таблиць, які наведені в кожному завданні.

Курсова робота (КР) складається з пояснювальної записки і графічної частини. В пояснювальній записці необхідно проаналізувати вихідні дані й виконати всі необхідні розрахунки. Застосовані в роботі формули слід навести в загальному вигляді, а потім підставити числові значення і виконати всі розрахунки. Всі етапи розрахунків виділяють заголовками та супроводжують поясненнями. Результати необхідно подавати з точністю до трьох і чотирьох значущих цифр.

Графічну частину КР необхідно виконувати з дотриманням усіх правил технічного креслення на аркушах формату А4. Всі побудови виконуються строго в масштабі, який указують на кресленнях. Графічна частина і пояснювальна записка брошуруються з титульним аркушем. У кінці курсової роботи слід подати

список використаної літератури. Кожна курсова робота підписується студентом.

Курсова робота складається з трьох частин, кожну з яких студент захищає перед комісією, створеною завідувачем кафедри. Захист включає розв'язання контрольного прикладу й перевірку знань теоретичного матеріалу, на основі якого виконувалась робота. Загальна оцінка за курсову роботу включає оцінки, одержані студентом при захисті кожної із трьох частин.