

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»**



**МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ФАКУЛЬТЕТ  
Кафедра будівельної, теоретичної та прикладної механіки**

**МЕХАНІКА АВТОМОБІЛЯ**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання індивідуального завдання

**«Розрахунок стаціонарного устаткування  
для обслуговування автомобілів»**

для бакалаврів спеціальності  
274 Автомобільний транспорт

м. Дніпро  
2020

## ЗМІСТ

стор.

1. Вступ .....	2
2. Структура індивідуальної роботи .....	2
3. Вимоги до оформлення та змісту.....	2
4. Порядок захисту індивідуальної роботи .....	4
5. Список рекомендованої літератури .....	4
6. Додатки:	
Додаток 1 Титульний лист.....	5
Додаток 2 Завдання до індивідуальної роботи .....	6
Додаток 3 Варіанти чисельних значень.....	7
Додаток 4 Приклад розрахунку.....	9
Додаток 5 Контрольні запитання.....	21
Додаток 6 Таблиці сортаменту прокатної сталі .....	22
Додаток 7 Посібник програми «ПОЛЮС».. ..	29

## 1. ВСТУП

При вивченні фундаментальних дисциплін для студентів найбільш важким є використання отриманих знань при розрахунках реальних конструкцій. Для студентів спеціальності 274 Автомобільний транспорт, курс «Механіка автомобіля» завершується виконанням індивідуальної роботи, яка вміщує розрахунок на міцність елементів устаткування для обслуговування автомобілів. Під час виконання роботи студенти повинні використовувати знання та вміння по визначенню геометричних характеристик перерізу, визначенню навантажень за несучою здібністю, дослідженню функцій на екстремум, розрахунку зварних з'єднань.

Метою роботи є формування у студентів навичок розрахунку на міцність елементів конструкцій устаткування для обслуговування автомобілів при можливому критичному навантаженні.

Індивідуальне завдання видає викладач у відповідності до базових варіантів, наведених в додатках.

## 2. СТРУКТУРА ІНДИВІДУАЛЬНОЇ РОБОТИ

Робота уявляє собою розрахунково-пояснювальну з графічною частиною. Графічна частина містить розрахункові схеми та епюри внутрішніх зусиль, які мають бути виконані на листах формату А4 олівцем, або на ПК за допомогою різноманітних прикладних програм AutoCAD, SolidWorks та ін.

Пояснювальна записка загальним об'ємом до 10 стор. друкованого тексту виконується на листах формату А4. Припустиме виконання пояснювальної записки рукописним текстом.

Пояснювальна записка містить:

- титульний лист;
- зміст;
- завдання до індивідуальної роботи;
- вступ;
- визначення моменту опору перерізу та максимального згинаючого моменту, який балка зможе безпечно витримати;
- знаходження найбільш не вигідного положення автомобіля;
- визначення найбільшої ваги автомобіля;
- розрахунок зварних швів;
- висновки;
- список рекомендованої літератури.

## 3. ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗМІСТУ

Титульний лист повинен бути оформлений відповідно прикладу в *Додаток 1*.

Вступ. Містить формулювання мети розрахунків, розрахункову схему устаткування, вид поперечного перерізу опорної балки та значення початкових даних.

Визначення моменту опору перерізу виконується в наступній послідовності:

- 1) Викреслюється поперечний переріз балки за масштабом;
- 2) Знаходиться положення головних центральних осей перерізу;
- 3) відносно головної горизонтальної осі визначається момент інерції та момент опору перерізу.

За отриманим значенням моменту опору перерізу та припустимому напруженню за умовою міцності при згині, за нормальним напруженням знаходять максимальний момент, який бака зможе витримати.

Найбільш не вигідне положення автомобіля заходять з того, що при ньому згинаючий момент приймає найбільше значення. Для рішення цієї частини роботи складається розрахункова схема при довільному положенні автомобіля, за якою знаходяться функції згинаючого моменту на ділянках та досліджуються на екстремум. За результатами дослідження для координати  $x$ , яка визначає найбільш не вигідне положення, знаходимо значення максимального згинаючого моменту, який має вираз в долях сили  $P$  (ваги автомобіля), та дорівнюємо його до найбільшого згинаючого моменту. З умови міцності знаходимо граничну вагу автомобіля.

При розрахунку товщини зварних швів, які скріплюють елементи балки, враховуємо, що розрахункова зсувна сила не повинна перебільшувати припустиму.

Розрахункова зсувна сила визначається за формулою

$$T_{расч} = \frac{Q_{max} S_{омс}}{J_x}$$

де  $Q_{max}$  - максимальна за модулем поперечна сила в найбільш не вигідному положенні автомобіля;

$S_{омс}$  - статичний момент частини поперечного перерізу, розташованому над зварним швом відносно осі  $X$ ;

$J_x$  - осьовий момент інерції перерізу.

Максимально припустима зсувна сила  $T_{max}$  дорівнює

$$[T_{max}] = n \cdot 0,7k[\tau_s],$$

где  $n$  - число зварних швів у з'єднанні;

$k$  - катет шва;

$[\tau_s]$  - припустиме дотичне напруження для зварних швів.

Висновки повинні містити коротке обґрунтування отриманих значень максимальної ваги машини, яку можливо обслуговувати на даному стаціонарному устаткуванні та мінімального катета з'єднаних зварних швів.

Список літератури оформлюється у відповідності до ДОСТУ ГОСТ 7.1-2006.

Приклад:

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

#### 4. ПОРЯДОК ЗАХИСТУ ІНДИВІДУАЛЬНОЇ РОБОТИ

До захисту допускаються роботи, виконані у відповідності з завданням та методичними вказівками до індивідуальної роботи, перевірені та допущені до захисту керівником.

Робота повинна бути підписана студентом на керівником.

#### 5. СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

##### Базові

1. Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник.- К.: Техніка, 2002.
2. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів, К.: "Вища школа", 1993.
3. Таборек Я. Механіка автомобіля. Перевод с англ. инж. А.Н. Нарбут./ Машгиз, 1960 г., 205 с.

##### Додаткові

1. Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals/ Jason C. Brown, A. John Robertson Cranfield University, UK / Stan T. Serpento General Motors Corporation, USA / Publisher : Society of Automotive Engineers. 2001. 302

**Національний технічний університет**  
**«Дніпровська політехніка»**

**кафедра будівельної, теоретичної та прикладної механіки**

**ІНДИВІДУАЛЬНА РОБОТА**

з дисципліни

**«МЕХАНІКА АВТОМОБІЛЯ»**

на тему: **«Розрахунок стаціонарного устаткування для обслуговування  
автомобілів»**

Виконав:

студент \_\_\_ курсу \_\_\_\_\_ групи  
спеціальності \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Перевірив: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Інституційна оцінка \_\_\_\_\_

Рейтингова оцінка \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

м. Дніпро  
2020 рік

Завдання  
до індивідуальної роботи  
з дисципліни «Механіка автомобіля»  
ст. гр. \_\_\_\_\_

Варіант \_\_\_\_\_

Виконати розрахунок стаціонарного устаткування для обслуговування автомобілів, несучими елементами якої є дві балки. На них встановлюється автомобіль для проведення необхідних робіт.

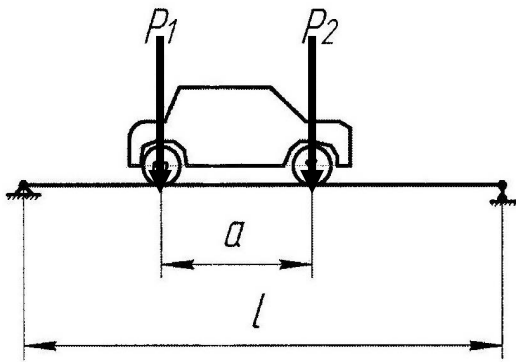


Рис. 1. Розрахункова схема опорної балки

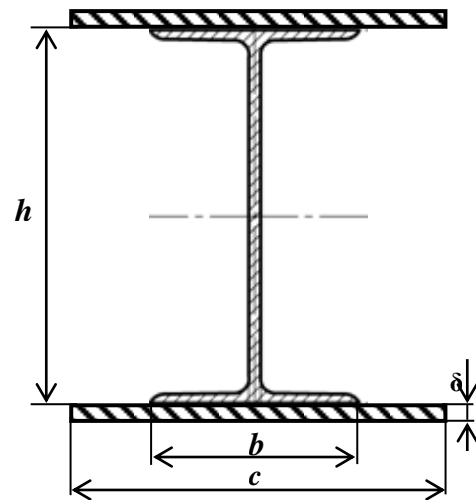


Рис. 2. Схема поперечного перерізу балки

Загальна вага автомобілю з вантажем складає  $2P$ , причому на одну вісь (на два колеса) передається навантаження  $\frac{n-1}{n} \cdot 2P$ , а на іншу  $\frac{2P}{n}$ , де коефіцієнт  $n$  характеризує розподілення загального навантаження між осями. Сталева балка пролітом  $l$  має переріз, вид якого та початкові данні обираються у відповідності до номеру індивідуального навчального плану студента.

Потрібно:

- 1) розрахувати найбільший згинаючий момент, який балка зможе безпечно витримати;
- 2) визначити найбільш невідгідне положення автомобіля на балках;
- 3) знайти максимальне значення сили  $P$  з умови міцності;
- 4) розрахувати зварні шви за найбільшою поперечною силою.

При розрахунках враховувати, що  $\delta = 0,04h$ ,  $t = 0,03h$ , допустимі напруження  $[\sigma] = 1,6 \cdot 10^5$  [кН/м<sup>2</sup>],  $[\tau_s] = 80$  [МПа].

\_\_\_\_\_

Дата

\_\_\_\_\_

Підпис студента

\_\_\_\_\_

Підпис викладача

## Варіанти чисельних значень

№ варіанту	№ профілю (двогавр)	$c$	$n$	$l, (м)$	$a, (м)$
1	12	1,2·h	3	5,3	1,5
2	14	1,25·h	2,75	5,8	1,8
3	16	2,4·h	3	6,45	1,5
4	18	2·h	3,5	6,25	1,8
5	12	2,25·h	3	5,9	1,75
6	14	2,5·h	3,5	6,8	1,8
7	16	2·h	3	7,75	1,8
8	18	2,5·h	2,75	7,6	1,6
9	20	1,5·h	3	8,75	2,5
10	22	1,5·h	3	14,0	3,6
11	24	1,5·h	3,5	13,5	3,5
12	20	1,75·h	3	10,6	3,2
13	22	1,5·h	3	9,75	3,2
14	24	2,5·h	3,5	11,75	3,75
15	22a	1,75·h	4	9,5	2,75
16	24a	3,5·h	4,5	10,5	3,3
17	22a	2,25·h	4	9,0	2,5
18	27	5,65·h	4,5	13,5	4,0
19	30	4,35·h	4	12,75	4,25
20	40	4,5·h	4	14,5	4,75
21	27	2,25·h	4,5	13,0	4,5
22	30	3,8·h	4	15,5	4,75
23	33	4,25·h	3,5	12,5	2,7
24	36	5,5·h	2,75	14,2	3,3
25	40	5,25·h	3	16,8	4,2
26	45	6,25·h	3,5	13,5	3,5
27	50	6,5·h	2,75	15,75	4,2
28	55	7,25·h	4	18,2	5,2
29	60	8,5·h	3,5	15,5	4,2
30	30	3,5·h	3	12,8	3,5
31	12	6,5·h	2	15,0	4,5
32	18	5·h	4	14,0	4,75
33	27	4,25·h	3	12,5	3,5



Національний технічний університет  
«Дніпровська політехніка»

кафедра будівельної, теоретичної та прикладної механіки

**Індивідуальна робота**  
з дисципліни «Механіка автомобіля»  
на тему «Розрахунок стаціонарного устаткування  
для обслуговування автомобілів»

Виконав:  
студент \_\_\_ курсу \_\_\_\_\_ групи  
спеціальності \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Перевірив: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Інституційна оцінка \_\_\_\_\_

Рейтингова оцінка \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

м.Дніпро,  
2020 р.

**Зміст**

1. Завдання до індивідуальної роботи
2. Вступ
3. Визначення найбільшого згинаючого моменту
4. Знаходження найбільшої ваги автомобіля
5. Розрахунок зварних швів
6. Перевірка розрахунків програмі ПОЛЮС
7. Висновки
8. Список використаної літератури

## 2. Вступ

Для заданого устаткування відповідно до вхідних даних (двотавр № 20) довжина прольоту  $l=10$  м, відстань між осями автомобілю  $a=2,5$  м. Загальна вага автомобілю з вантажем складає  $2P$ , при цьому, на одну вісь передається тиск  $P_1 = \frac{n-1}{n}2P$ , а на іншу  $P_2 = \frac{2P}{n}$ , где  $n$  - коефіцієнт розподілення навантаження між осями  $n=4$ ,  $c=1,5h$ ,  $\delta=0,04h$ . Вид поперечного перерізу балки показано на рис. 2.

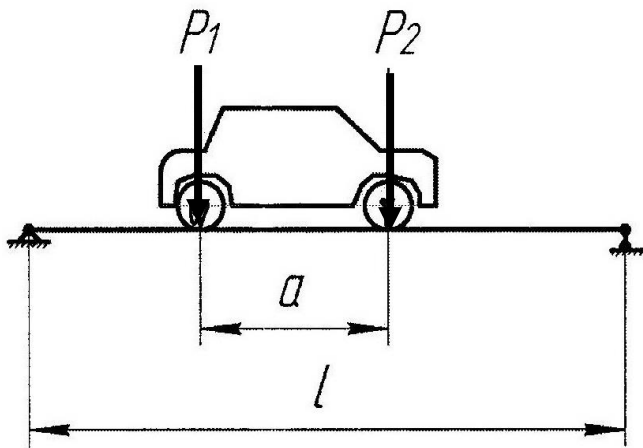


Рис. 1. Розрахункова схема опорної балки

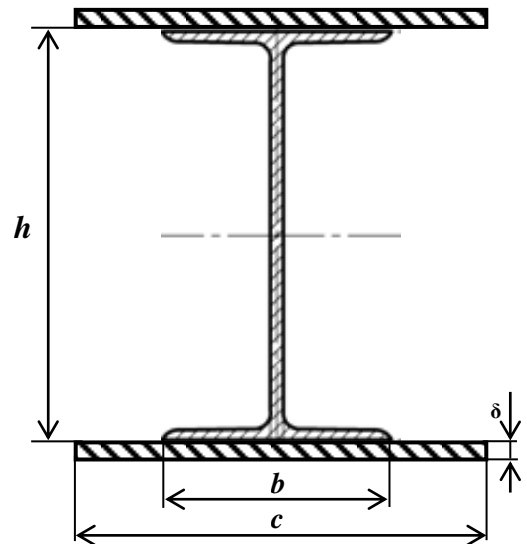


Рис. 2. Схема поперечного перерізу балки

## 3. Визначення найбільшого згинаючого моменту

Величину найбільшого згинаючого моменту визначаємо з умови міцності балки при згині [1]

$$\frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma], \quad (1)$$

для чого необхідно знайти момент опору перерізу  $W_x$ , вид якого із зазначенням розмірів показано на рис. 3. Розміри вказано в мм.

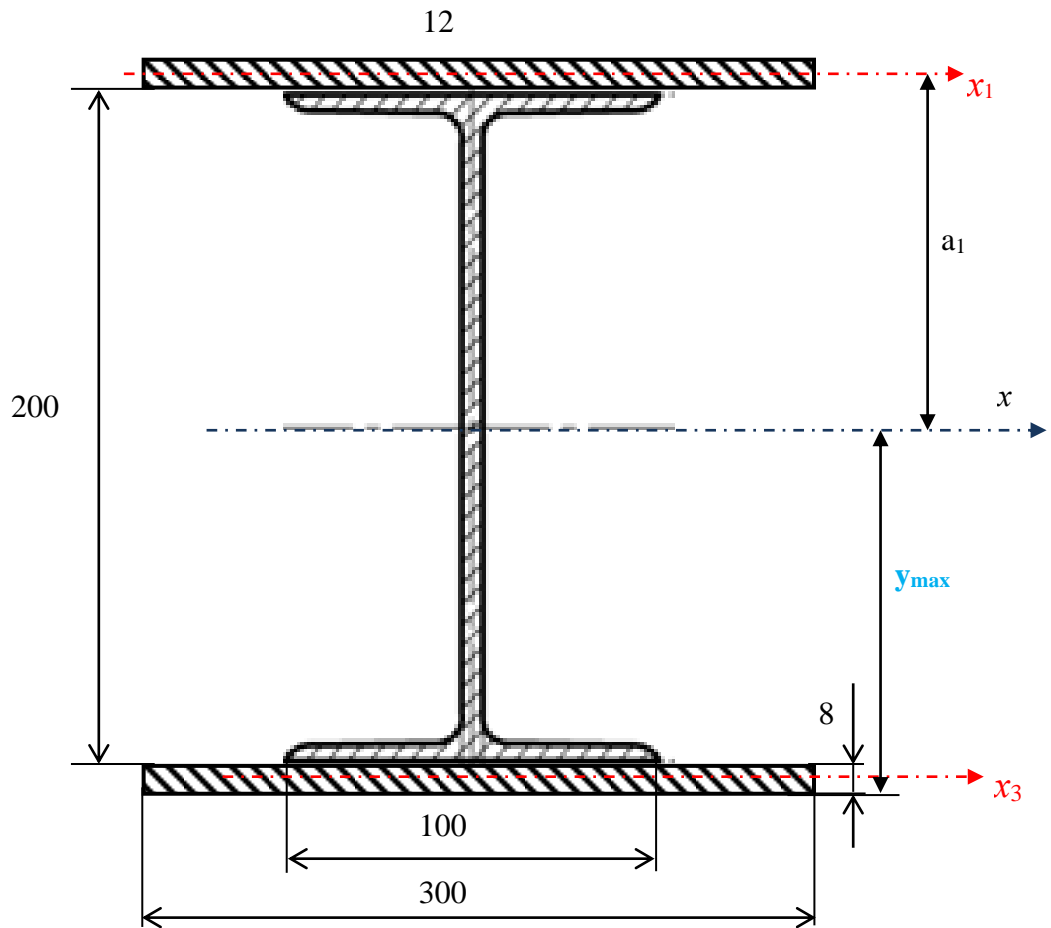


Рис. 3. Поперечний переріз балки

Момент опору перерізу  $W_x$  визначається за формулою

$$W_x = \frac{J_x}{y_{\max}}, \quad (2)$$

де  $J_x$  - головний момент інерції всього перерізу відносно осі  $x$ ;  
 $y_{\max}$  - максимальна відстань від осі  $x$  до поверхні балки.

З урахуванням симетрії перерізу вісь  $x$  є головною віссю. Осьовий момент інерції буде дорівнювати сумі осьових моментів інерції окремих елементів перерізу відносно тієї ж осі ( $x$ )

$$J_x = J_x^{(1)} + J_x^{(2)} + J_x^{(3)}. \quad (3)$$

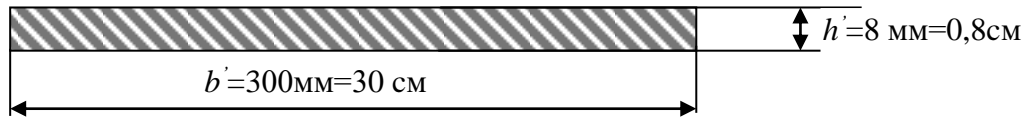
Осьовий момент інерції **листу 1** відносно осі  $x$  буде дорівнювати

$$J_x^{(1)} = J_{x_1}^{(1)} + a_1^2 \cdot F_1, \quad (4)$$

де  $J_{x_1}^{(1)}$  - момент інерції листу 1 відносно головної осі  $x_1$ , паралельної осі  $x$ ;  
 $a_1$  - відстань між осями  $x_1$  та  $x$ ;  $F_1$  - площа листу.

Для **прямокутного** поперечного перерізу (пластина, розмірами  $b' \times h'$ ) момент інерції визначаємо за формулою

$$J_{x_1}^{(1)} = \frac{b' \cdot (h')^3}{12}, \quad (5)$$



$b'$  – горизонтальний розмір прямокутної пластини, паралельний вісі  $x$ ;

$h'$  – вертикальний розмір;

$F_1$  – площа прямокутника  $F_1 = b' \cdot h'$ .

Підставляємо вхідні данні та отримуємо

$$J_{x1}^{(1)} = \frac{30 \cdot 0,8^3}{12} = 1,28 \text{ см}^4;$$

$$a_1 = \frac{h}{2} + \frac{\delta}{2} = \frac{20}{2} + \frac{0,8}{2} = 10,4 \text{ см};$$

$$F_1 = 30 \cdot 0,8 = 24 \text{ см}^2.$$

Підставимо результат в (4) і знайдемо

$$J_x^{(1)} = 1,28 + 10,4^2 \cdot 24 = 2597 \text{ см}^4.$$

У зв'язку з тим, що листи **1** та **3** мають однакові розміри та розташовані симетрично до осі  $x$ , то  $J_x^{(1)} = J_x^{(3)} = 2597 \text{ см}^4$ .

Осьовий момент інерції двотавру № 20 беремо з таблиць сортаменту (Додаток б)

$$J_x^{(2)} = 1840 \text{ см}^4.$$

Повний осьовий момент інерції перерізу дорівнює

$$J_x = 2J_x^{(1)} + J_x^{(2)} = 2 \cdot 2597 + 1840 = 7034 \text{ см}^4.$$

З рис.3 визначаємо  $y_{\max} = \frac{h}{2} + \delta = \frac{20}{2} + 0,8 = 10,8 \text{ см}$ .

Знаходимо за формулою (2) момент опору перерізу

$$W_x = \frac{7034}{10,8} = 651,3 \text{ см}^3 = 651,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Отже, з умови міцності (1) максимальний згинаючий момент не повинен перебільшувати

$$M_{\max} = [\sigma] \cdot W_x.$$

Підставимо отримані значення моменту опору, знайдемо

$$M_{\max} = 1,6 \cdot 10^5 \cdot 651,3 \cdot 10^{-6} = 104,2 \text{ кНм}.$$

#### 4. Знаходження найбільшої ваги автомобіля

Вагу автомобілю необхідно визначити, враховуючи можливе найбільш не вигідний стан автомобілю, при якому згинаючий момент на несучій балці досягає найбільшого значення.

Складаємо розрахункову схему (рис. 4) для визначення не вигідного положення автомобілю.

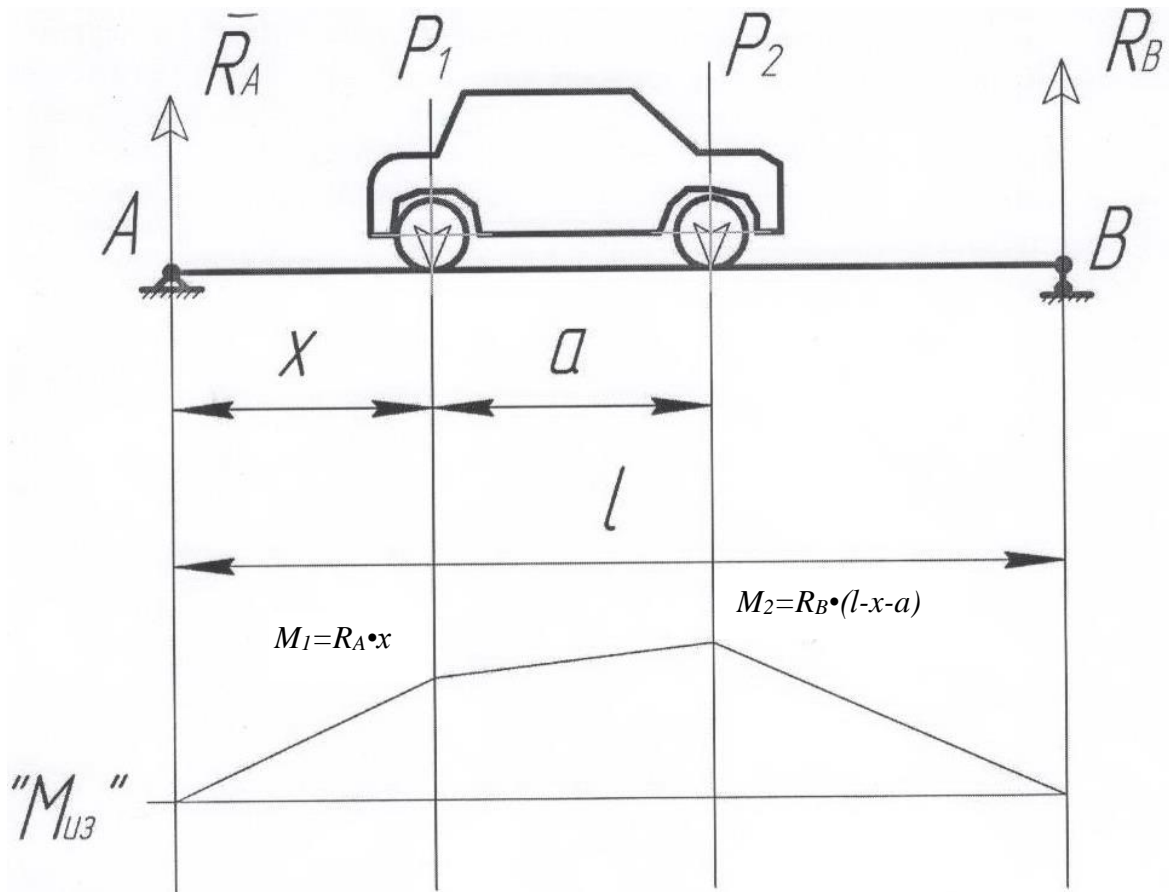


Рис. 4. Схема для дослідження положення автомобілю

На розрахунковій схемі (рис. 4) показано вид можливої епюри згинаючих моментів:  $x$  - поточна координата положення автомобілю (*зліва*). Для цього випадку розташування автомобілю знаходимо реакції опор  $R_A, R_B$  з умов рівноваги

$$\sum M_A = 0, \quad -P_1 x - P_2(x+a) + R_B l = 0,$$

звідки

$$R_B = \frac{1}{l}(P_1 \cdot x + P_2(x+a)), \quad (6)$$

$$\sum M_B = 0, \quad -R_A l + P_1(l-x) + P_2(l-x-a) = 0,$$

звідки

$$R_A = \frac{1}{l}(P_1 \cdot (l-x) + P_2(l-x-a)). \quad (7)$$

Складаємо вираз для згинаючого моменту  $M_1$  на межі першої ділянки

$$M_1 = R_A \cdot x = \frac{x}{l}(P_1(l-x) + P_2(l-x-a)).$$

Знайдемо екстремум функції  $M_1$

$$\frac{dM_1}{dx} = 0,$$

$$P_1 l - 2P_1 x + P_2(l - a) - 2P_2 x = 0,$$

звідки

$$x = \frac{(P_1 + P_2)l - P_2 a}{2(P_1 + P_2)}. \quad (8)$$

Знаходимо значення  $P_1$  та  $P_2$  у відповідності до вхідних даних

$$P_1 = \frac{4-1}{4} 2P = 1,5P, \quad P_2 = \frac{2P}{4} = 0,5P,$$

та підставляємо у вираз (8)

$$x = \frac{(1,5P + 0,5P) \cdot 10 - 0,5P \cdot 2,5}{2(1,5P + 0,5P)} = 4,685 \text{ м.}$$

Знаходимо з формул (6) та (7) значення  $R_B$  та  $R_A$

$$R_B = \frac{1}{10} (1,5P \cdot 4,685 + 0,5P(4,685 + 2,5)) = \frac{10,62P}{10} = 1,062P,$$

$$R_A = \frac{1}{10} (1,5P \cdot (10 - 4,685) + P_2(10 - 4,685 - 2,5)) = \frac{9,38P}{10} = 0,938P.$$

В цьому випадку на границях ділянок згинальні моменти  $M_1$  та  $M_2$  будуть дорівнювати

$$\begin{aligned} M_1 &= R_A \cdot x = 0,938P \cdot 4,685 = 4,395P, \\ M_2 &= R_B(l - a - x) = 1,062P(10 - 2,5 - 4,685) = 2,99P. \end{aligned} \quad (9)$$

Знайдемо значення  $x$  (*справа*), при якому згинальних момент  $M_2$  приймає екстремальне значення

$$\begin{aligned} M_2 &= R_B(l - a - x) = \frac{1}{l} (P_1 x + P_2(x + a)(l - a - x)), \\ \frac{dM_2}{dx} &= 0, \quad (P_1 + P_2)(l - a) - 2(P_1 + P_2)x - P_2 a = 0, \end{aligned}$$

$$x = \frac{(P_1 + P_2)(l - a) - P_2 \cdot a}{2(P_1 + P_2)} = \frac{(1,5P + 0,5P)(10 - 2,5) - 0,5P \cdot 2,5}{2(1,5P + 0,5P)} = \frac{13,75P}{4P} = 3,43 \text{ м.}$$

Знаходимо для такого положення автомобілю реакції  $R_B$  і  $R_A$ , а також значення моментів  $M_1$  і  $M_2$

$$R_A = \frac{1}{10} (0,5P(10 - 3,43) + 1,5P(10 - 3,43 - 2,5)) = \frac{9,39P}{10} = 0,939P,$$

$$R_B = \frac{1}{10} (0,5P \cdot 3,43 + 1,5P(3,43 + 2,5)) = \frac{10,61P}{10} = 1,061P,$$

$$\begin{aligned} M_1 &= R_A \cdot x = 0,939 \cdot P \cdot 3,43 = 3,22P, \\ M_2 &= R_B(l - a - x) = 1,062 \cdot P(10 - 2,5 - 3,43) = 4,32P. \end{aligned} \quad (10)$$

Порівнюємо отриманні значення (9) і (10):

$$\begin{array}{lll} \text{при } x=4,685 \text{ (зліва)} & M_1=4,395P, & M_2=2,99P; \\ \text{при } x=3,43 \text{ (справа)} & M_1=3,22P, & M_2=4,32P. \end{array}$$

Приходимо до висновку, що **найбільш не вигідним** є положення автомобілю при  $x=4,685$  м (зліва). Виходячи з отриманого значення максимального згинаючого моменту  $4,395P$  та знайденого раніше з умови міцності його значення, рівного  $104,2$  кНм, знаходимо, що **сила  $P$  не повинна перебільшувати значення**

$$P \leq \frac{104,2}{4,395} \leq 23,7 \text{ кН.}$$

Приймаємо найбільше значення сили  $P=23$  кН. Виходячи з того, будуємо остаточні епюри поперечних сил та згинальних моментів (рис. 5)

Складаємо вирази для поперечних сил та згинаючих моментів для ділянок

Переріз I-I (зліва)

$$0 \leq x_1 \leq 4,685,$$

$$Q = R_A = 0,938P = 0,938 \cdot 23 = 21,574,$$

$$M_{uz} = R_A \cdot x,$$

$$M_{uz}(0) = 0,$$

$$M_{uz}(4,685) = 0,938 \cdot 23 \cdot 4,685 = 101,0742.$$

Переріз II-II (зліва)

$$4,685 \leq x_1 \leq 7,185,$$

$$Q = R_A - P_1 = 0,938P - 1,5P = 0,938 \cdot 23 - 1,5 \cdot 23 = -12,926,$$

$$M_{uz} = R_A \cdot x - P_1(x_2 - 4,685),$$

$$M_{uz}(4,685) = 101,0742,$$

$$M_{uz}(7,185) = 0,938 \cdot 23 \cdot 7,185 - 1,5 \cdot 23 \cdot (7,185 - 4,685) = 155,01 - 86,25 = 68,85.$$

Переріз III-III (справа)

$$0 \leq x_3 \leq 2,815,$$

$$Q = -R_B = -1,062 \cdot P = -1,062 \cdot 23 = -24,426,$$

$$M_{uz} = R_B \cdot x_3,$$

$$M_{uz}(0) = 0,$$

$$M_{uz}(2,815) = 1,062 \cdot 23 \cdot 2,815 = 68,76.$$



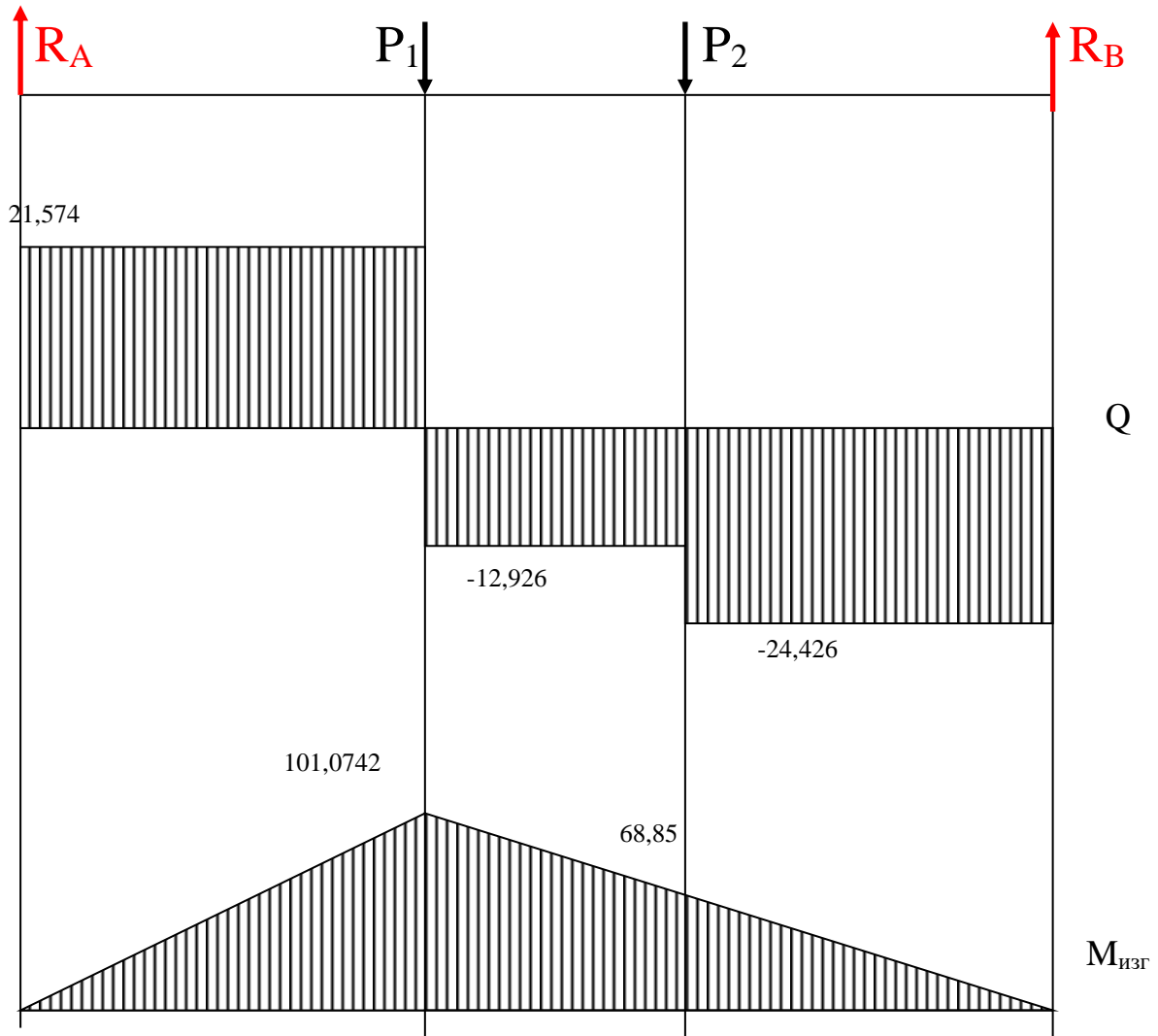


Рис. 5. Епюри внутрішніх зусиль для найбільш не вигідного положення автомобілю.

### 5. Розрахунок зварних швів

Схему розташування зварних швів показано на рис. 6 спеціальними позначеннями «А».

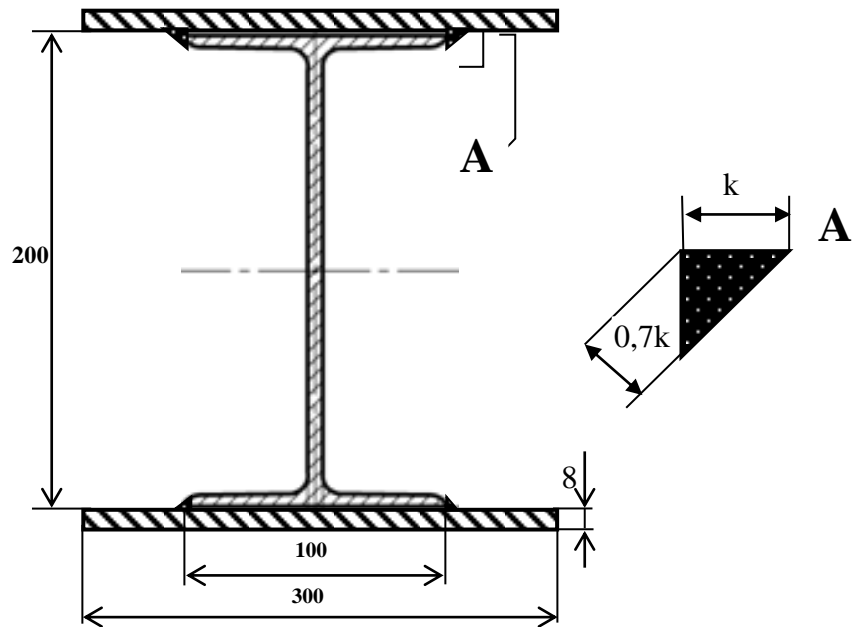


Рис. 6. Зварні шви.

З епюри поперечних сил «Q» на рис. 5 знаходимо максимальне по модулю значення поперечної сили  $|Q_{\max}| = 24,426 \text{ кН}$ .

Розрахункова здвигаюча сила в місці розташування верхніх швів на одиницю довжини

$$T_{\text{расч}} = \frac{Q_{\max} S_{\text{отс}}}{I_x},$$

де  $S_{\text{отс}}$  - статичний момент частини перерізу, що розташована вище швів (це прямокутна пластина с площею  $F_1 = 30 \text{ см} \cdot 0,8 \text{ см} = 24 \text{ см}^2$ ).

$$S_{\text{отс}1} = F_1 \cdot a_1 = 24 \cdot \left( \frac{20}{2} + \frac{0,8}{2} \right) = 24 \cdot 10,4 = 249,6 \text{ см}^3,$$

$$J_x^{(2)} = 1840 \text{ см}^4, \text{ (брали з таблиць сортаменту Додаток б).}$$

Звідки

$$T_{\text{расч}} = \frac{249,6 \cdot 24,426}{1840} = 3,31 \text{ кН/см} = 3,31 \cdot 10^5 \text{ Н/м.}$$

Допускаема здвигаюча сила

$$[T] = n \cdot 0,7k [T_s].$$

Враховуючи, що повинна виконуватись умова

$$T_{\text{рас}} \leq [\tau],$$

отримаємо

$$k \geq \frac{T_{pac}}{n \cdot 0,7[\tau_s]}$$

При ручній сварці (електроди с  $[\tau_s] = 80 \text{ МПа}$ )

$$k \geq \frac{3,31 \cdot 10^5}{2 \cdot 0,7 \cdot 80 \cdot 10^6} \geq 0,0029 \text{ м} \geq 2,9 \text{ мм.}$$

Обираємо катет шву  $k = 3 \text{ мм}$ .

## 6. Перевірка правильності розрахунків в програмі ПОЛЮС

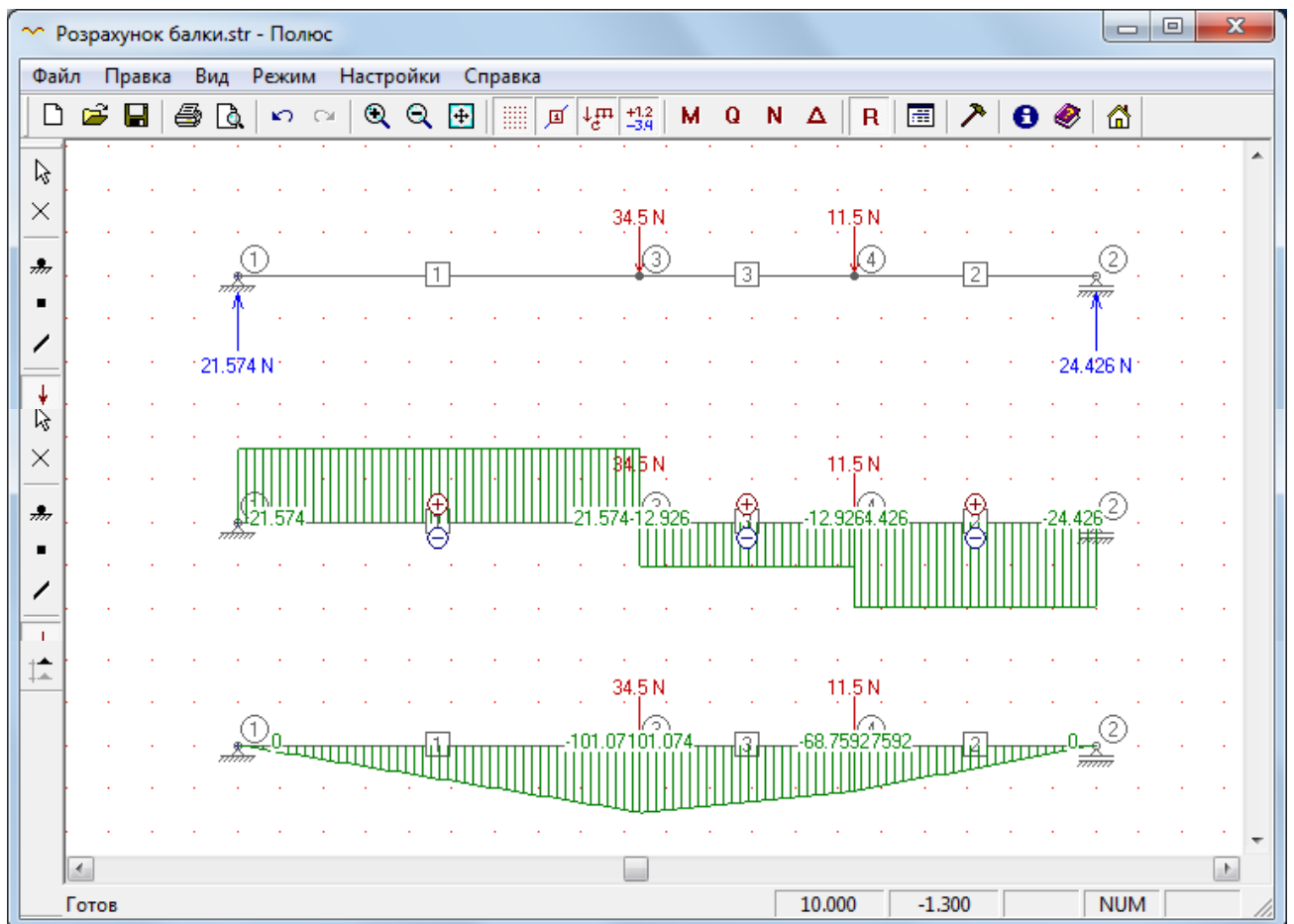
Інструкції по роботі з програмою полюс, які наведені в Додатку 7, дозволяють оцінити отримані значення та визначити похибку обчислень.

$$\Delta R_A = (21,574 - 21,574) / 21,574 \cdot 100\% = 0\%$$

$$\Delta R_B = (24,426 - 24,426) / 24,426 \cdot 100\% = 0\%$$

$$\Delta M_{u1}^{max} = (101,0742 - 101,074) / 101,0742 \cdot 100\% = 0,001\%$$

$$\Delta M_{u2} = (68,85 - 68,76) / (68,85 \cdot 100\%) = 0.13\%$$



## Звіт по конструкції

Моменты			
-----			
Стержень 1:	M(1) =	0	M(3) = -101.074
Стержень 2:	M(2) =	0	M(4) = 68.7592
Стержень 3:	M(3) =	101.074	M(4) = -68.7592
Поперечные силы			
-----			
Стержень 1:	Q(1) =	21.574	Q(3) = 21.574
Стержень 2:	Q(2) =	-24.426	Q(4) = -24.426
Стержень 3:	Q(3) =	-12.926	Q(4) = -12.926
Продольные силы			

**7. Висновки.**

Для стаціонарного устаткування, що має проліт 10 м та складний поперечний переріз балок заданого розміру (рис. 2), вага обслуговуємого автомобілю не може перебільшувати  $2P=46$  кН. Товщина зварних швів у з'єднаннях повинна бути більше, або дорівнювати 3 мм.

**8. Список рекомендованої літератури**

## Базові

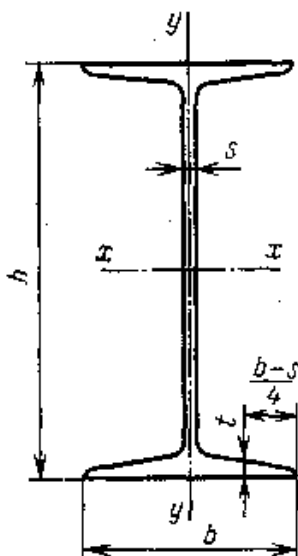
4. Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник.- К.: Техніка, 2002.
5. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів, К.: "Вища школа", 1993.
6. Таборек Я. Механіка автомобіля. Перевод с англ. інж. А.Н. Нарбут./ Машгіз, 1960 г., 205 с.

## Додаткові

2. Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals/ Jason C. Brown, A. John Robertson Cranfield University, UK / Stan T. Serpento General Motors Corporation, USA / Publisher : Society of Automotive Engineers. 2001. 302

## Контрольні запитання

1. Чому дорівнює момент інерції складного перерізу?
2. Що таке момент опору перерізу та чому він дорівнює?
3. У яких одиницях вимірюється момент інерції перерізу?
4. Запишіть умову міцності при згинанні.
5. Чому дорівнює момент сили відносно точки?
6. Запишіть умову рівноваги довільної плоскої системи сил.
7. Які реакції рухомого та нерухомого шарнірів?
8. Як досліджується функція на екстремум?
9. У яких перерізах на епюрі поперечних сил стрибки при згині балки?
10. Як визначаються дотичні напруження при згині балки?
11. Які осі називають головними?
12. Які осі називають центральними?



Таблиці сортаменту прокатної сталі  
Двотаври сталеві горячекатані (ГОСТ 8239—89)

h — висота двотавра; J — момент інерції;  
b — ширина полки; W — момент опору;  
d — товщина стінки; S<sub>x</sub> — статичний момент полуперерізу;  
t — середня товщина полки; i — радіус інерції.  
A — площа поперечного перерізу;

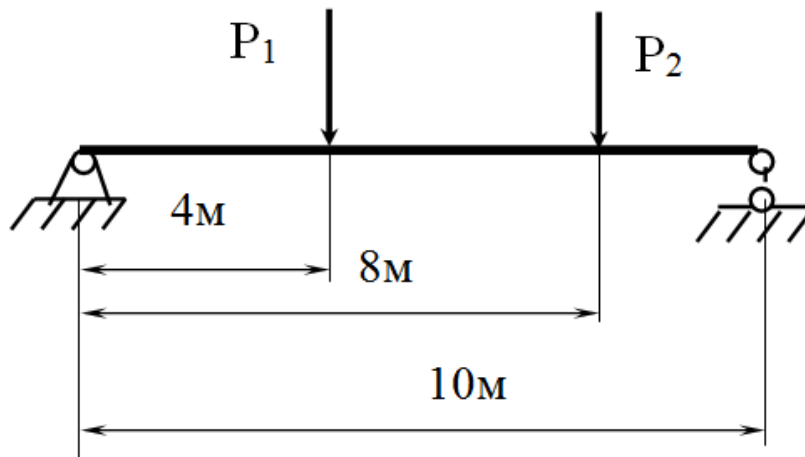
Номер двотавра	Маса 1 м, кг	Розміри, мм				A, см <sup>2</sup>	J <sub>x</sub> , см <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> , см <sup>3</sup>	i <sub>x</sub> , см	S <sub>x</sub> , см <sup>3</sup>	J <sub>y</sub> , см <sup>4</sup>	W <sub>y</sub> , см <sup>3</sup>	i <sub>y</sub> , см
		h	b	d	t								
10	9,46	100	55	4,5	7,2	12	198	39,7	4,06	23	17,9	6,49	1,22
12	11,5	120	64	4,8	7,3	14,7	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	13,7	140	73	4,9	7,5	17,4	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55
16	15,9	160	81	5	7,8	20,2	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,7
18	18,4	180	90	5,1	8,1	23,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88
18a	19,9	180	100	5,1	8,3	25,4	1430	159	7,51	89,8	114	22,8	2,12
20	21	200	100	5,2	8,4	26,8	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07
20a	22,7	200	110	5,2	8,6	28,9	2030	203	8,37	114	155	28,2	2,32
22	24	220	110	5,4	8,7	30,6	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27
22a	25,8	220	120	5,4	8,9	32,8	2790	254	9,22	143	206	34,3	2,50
24	27,3	240	115	5,6	9,5	34,8	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37
24a	29,4	240	125	5,6	9,8	37,5	3800	317	10,1	178	260	41,6	2,63
27	31,5	270	125	6	9,8	40,2	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54
27a	33,9	270	135	6	10,2	43,2	5500	407	11,3	229	337	50	2,80
30	36,5	300	135	6,5	10,2	46,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
30a	39,2	300	145	6,5	10,7	49,9	7780	518	12,5	292	436	60,1	2,95
33	42,2	330	140	7	11,2	53,8	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
36	48,6	360	145	7,5	12,3	61,9	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89
40	57	400	155	8,3	13	72,6	19062	953	16,2	545	667	86,1	3,03
Номер двотавра	Маса 1 м, кг	Розміри, мм				A, см <sup>2</sup>	J <sub>x</sub> , см <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> , см <sup>3</sup>	i <sub>x</sub> , см	S <sub>x</sub> , см <sup>3</sup>	J <sub>y</sub> , см <sup>4</sup>	W <sub>y</sub> , см <sup>3</sup>	i <sub>y</sub> , см
		h	b	d	t								

45	66,5	450	160	9	14,2	84,7	27696	1231	18,1	708	808	101	3,09
50	78,5	500	170	10	15,2	100	39727	1589	19,9	919	1043	123	3,23
55	92,6	550	180	11	16,5	118	55962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39
60	108	600	190	12	17,8	138	76806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54

### Посібник програми ПОЛЮС

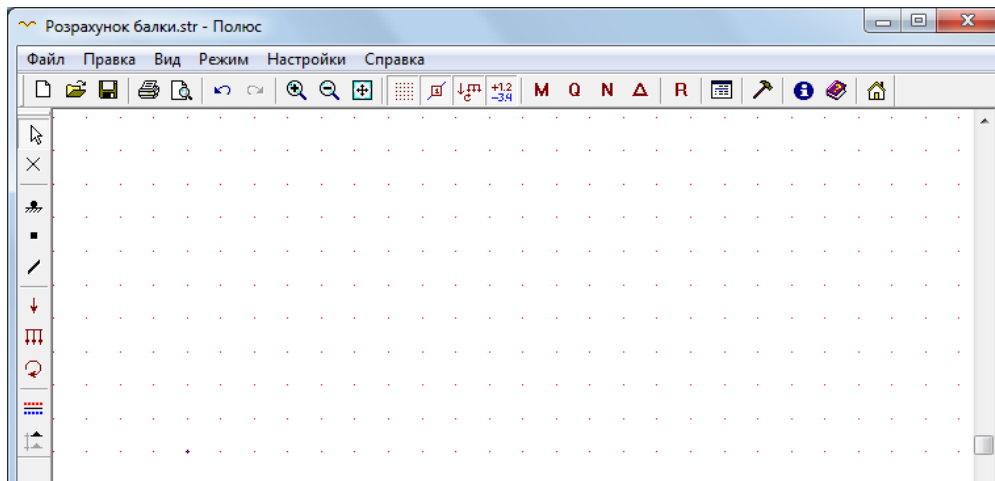
Цей розділ розповідає, як задати стрижневу систему в програмі ПОЛЮС та отримати результати розрахунку (*pole.exe*).

Для заданої балки побудувати епюри Q, M, якщо  $P_1=10$  кН,  $P_2=5$  кН



Розрахуємо просту стрижневу систему:

Запускаємо ПОЛЮС. Після запуску програми так виглядає головне вікно програми:

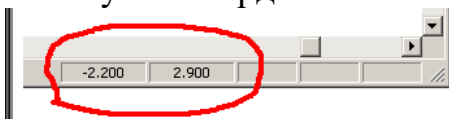


#### Крок 1. Встановлюємо опорні вузли

1. Обираємо режим установки **опорних вузлів** – наводимо вказівник миші на обрання режиму та натискаємо ліву кнопку на цій піктограмі:

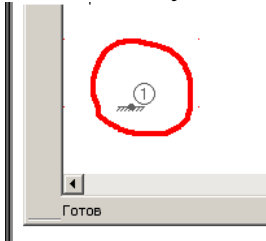


2. Наводимо курсор на точку с координатами (0;0) та натискаємо ліву кнопку. За координатами можна слідкувати по статусній стрічці:

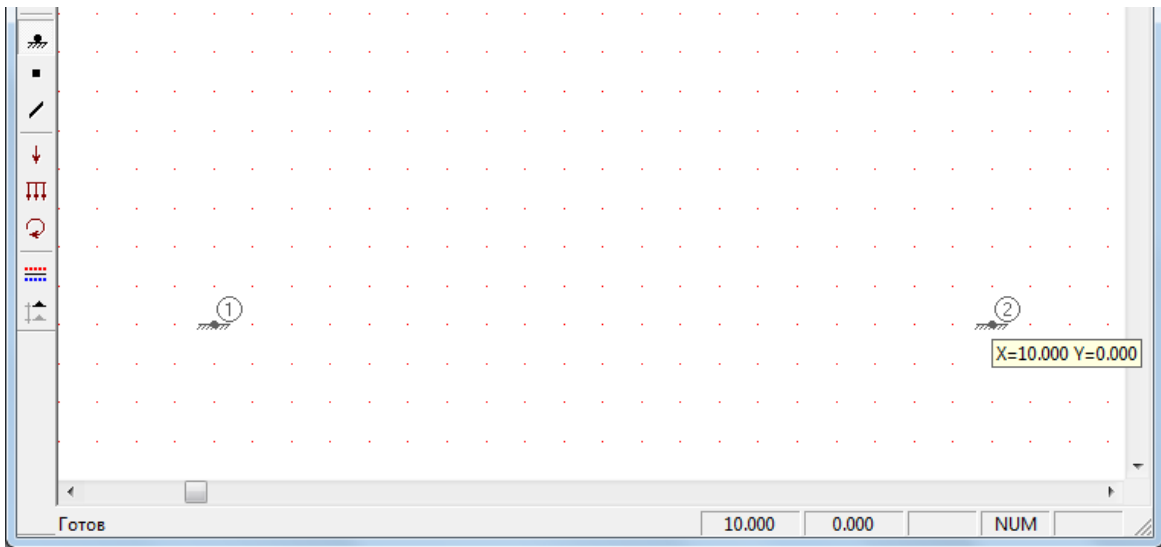




Після кліку миші у вікні з'явиться перший опорний вузол:



3. Наводимо курсор на точку с координатами (0;10), натискаємо ліву кнопку.



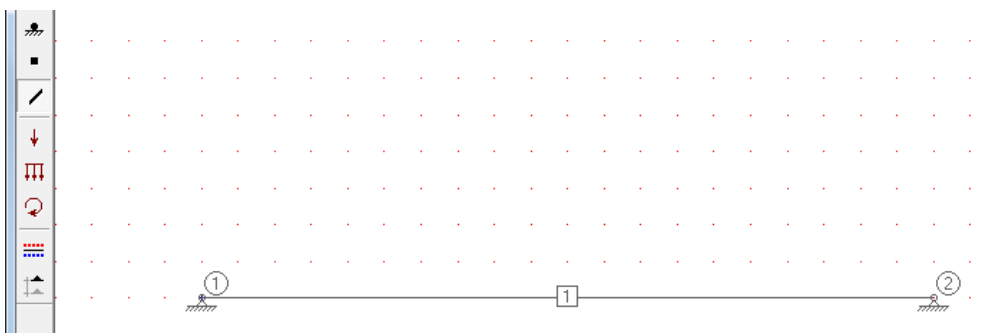
Опорні вузли встановлені. Переходимо до встановлення стрижнів

## Крок 2. Встановлення стрижнів.

1. Обираємо режим встановлення стрижнів – наводимо курсор миші на обрання режиму та натискаємо ліву кнопку на цій піктограмі:



2. Наводимо вказівник миші на вузол 1, натискаємо та відпускаємо ліву кнопку миші. Зробивши рух миші, ви побачите контур майбутнього стрижня, що іде з вузлу номер 1. Робимо клік на вузлі 2. Стрижень з'явиться на екрані:

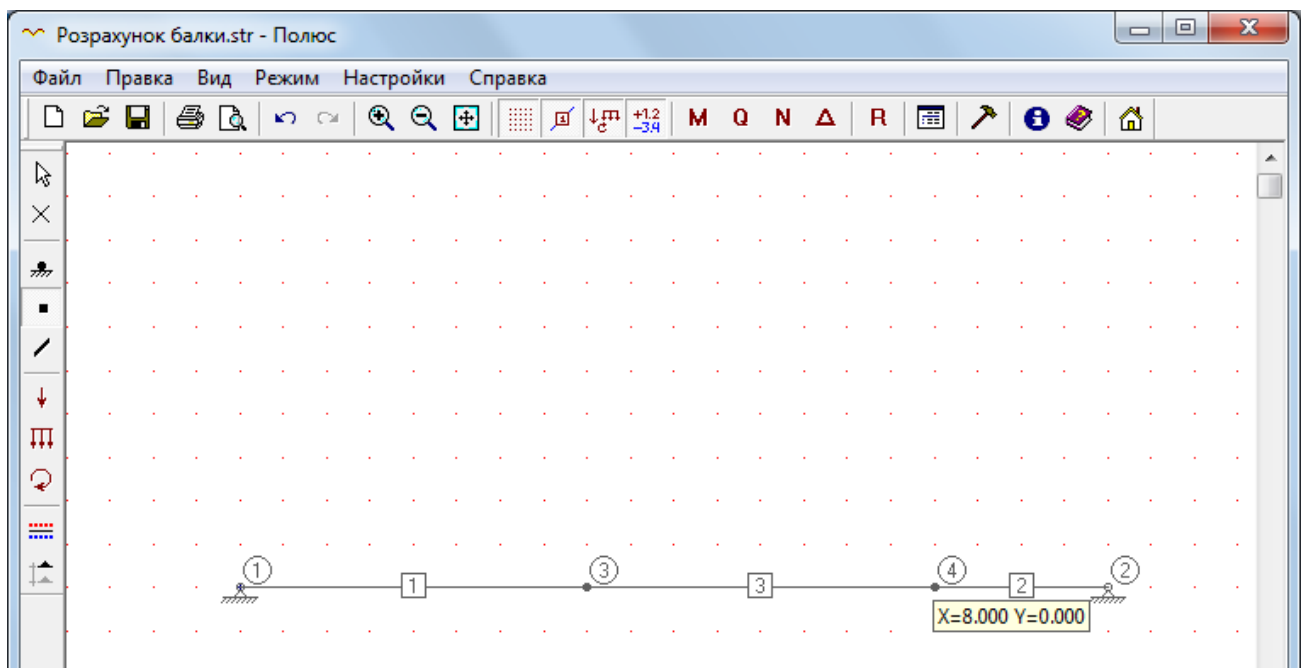


### Крок 3. Встановлюємо неопорні вузли.

1. Обираємо режим встановлення неопорних вузлів: наводимо вказівник миші на обрання режиму та натискаємо ліву кнопку на цій піктограмі



2. Наводимо мишу на точку з координатами (0;4) та натискаємо ліву кнопку. Переходимо до точки з координатами (0;8) та ще раз натискаємо ліву кнопку. На схемі з'являться неопорні вузли 3, 4 (вони потрібні для розміщення сил):



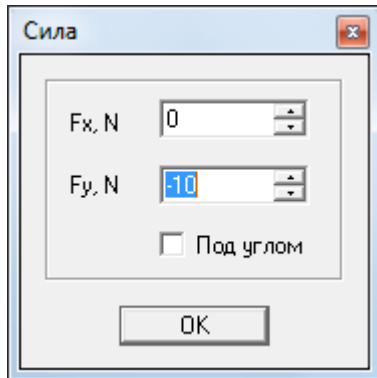
Всі вузли встановлені. Переходимо до введення сил.

### Крок 4. Встановлюємо зосереджену силу.

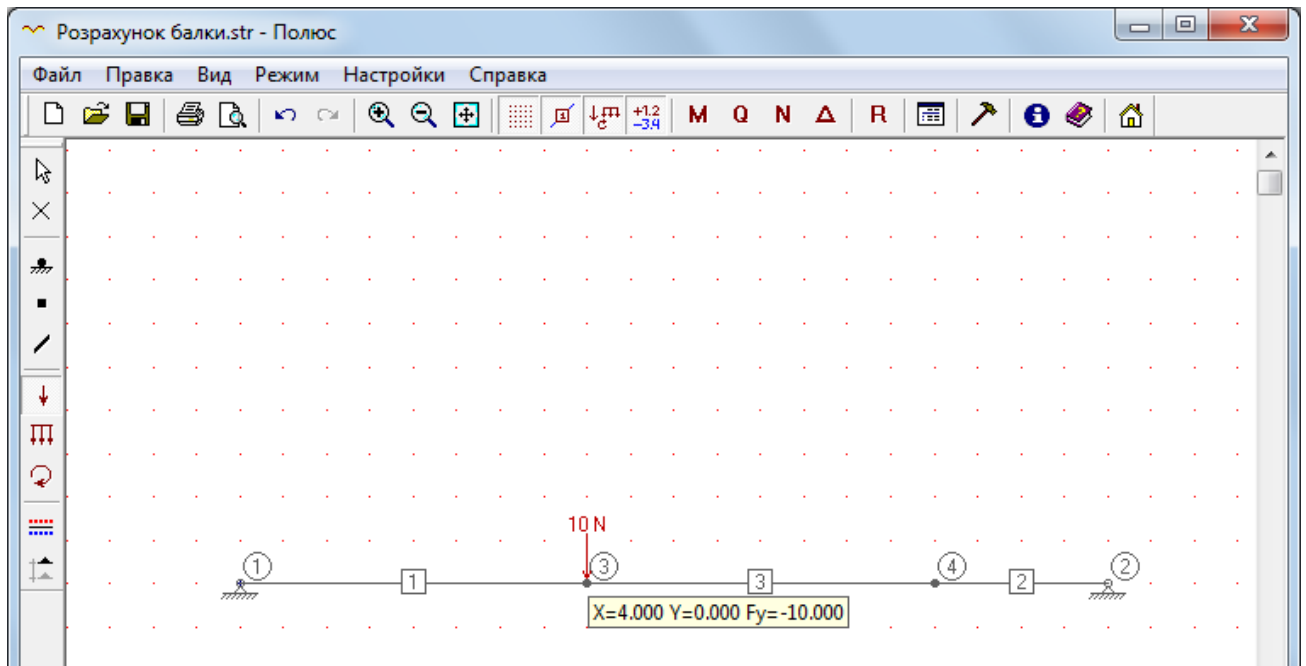
1. Обираємо режим встановлення зосереджених сил – наводимо вказівник миші на обрання режиму та натискаємо ліву кнопку на цій піктограмі:



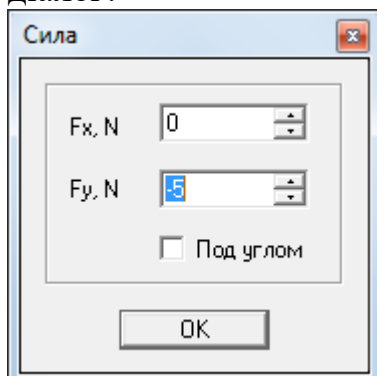
2. Наводимо мишу на вузол 3 та натискаємо ліву кнопку. На екрані з'явиться діалог:



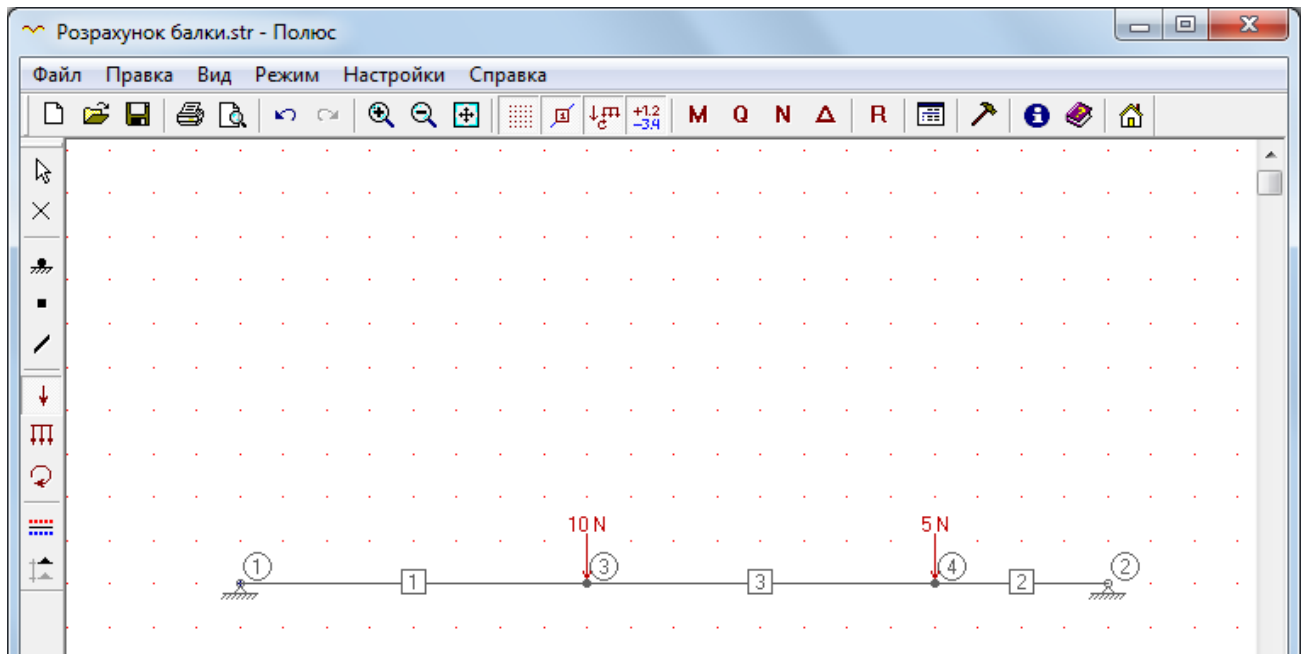
Знак (-) тому, що напрямок сили ВНИЗ. Силу прикладено вертикально, тобто кут дорівнює нулю. Кут рахуємо за годинниковою стрілкою від горизонтальної осі X. Натискаємо ОК. Сила  $P_1=10$  Н з'явиться на екрані:



3. Наводимо мишу на вузол 4 та натискаємо ліву кнопку. На екрані з'явиться діалог:



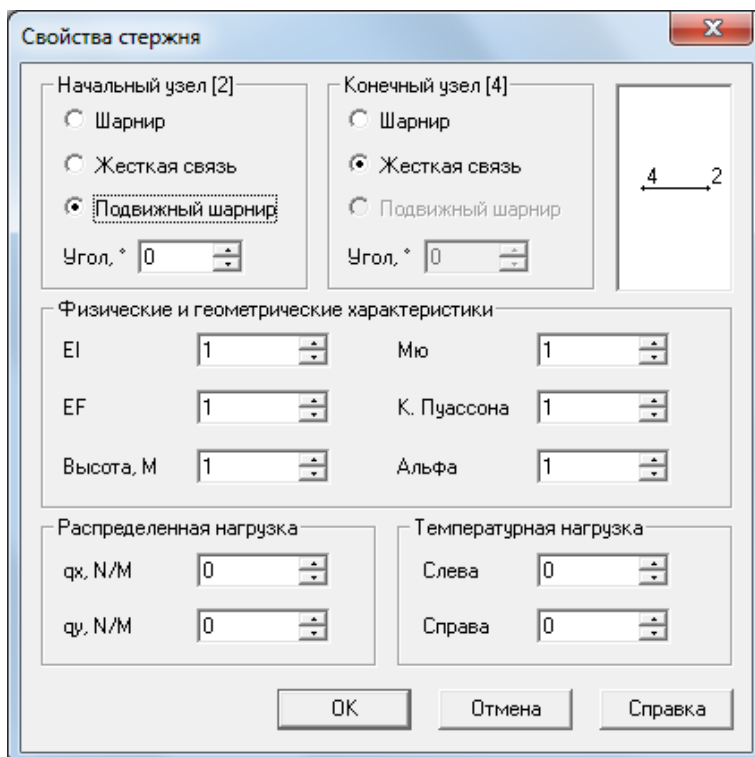
Натискаємо ОК. Сила  $P_2=5$  Н з'явиться на екрані:



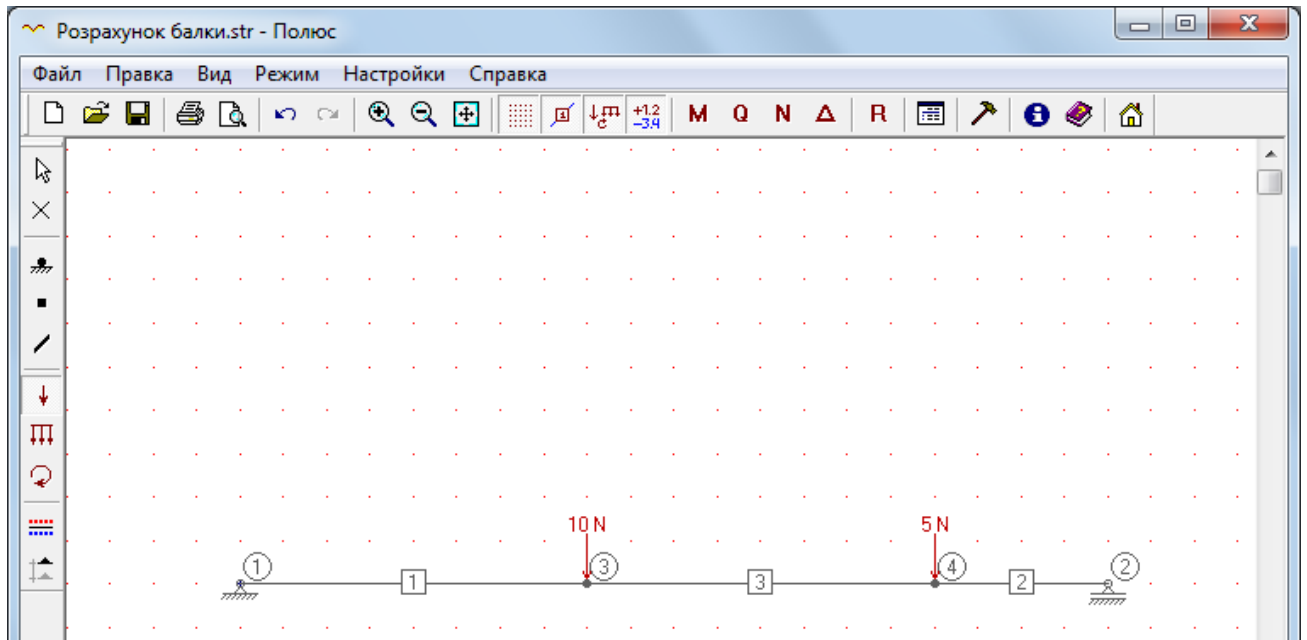
Введення інформації про навантаження можна вважати завершеним.

### Крок 5. Змінюємо типи зв'язків.

На схемі ліворуч розташована шарнірна опора, а справа - на рухомий шарнір. Двічі кліпаємо правою кнопкою миші по стрижню 2. У вікні змінюємо тип зв'язків.

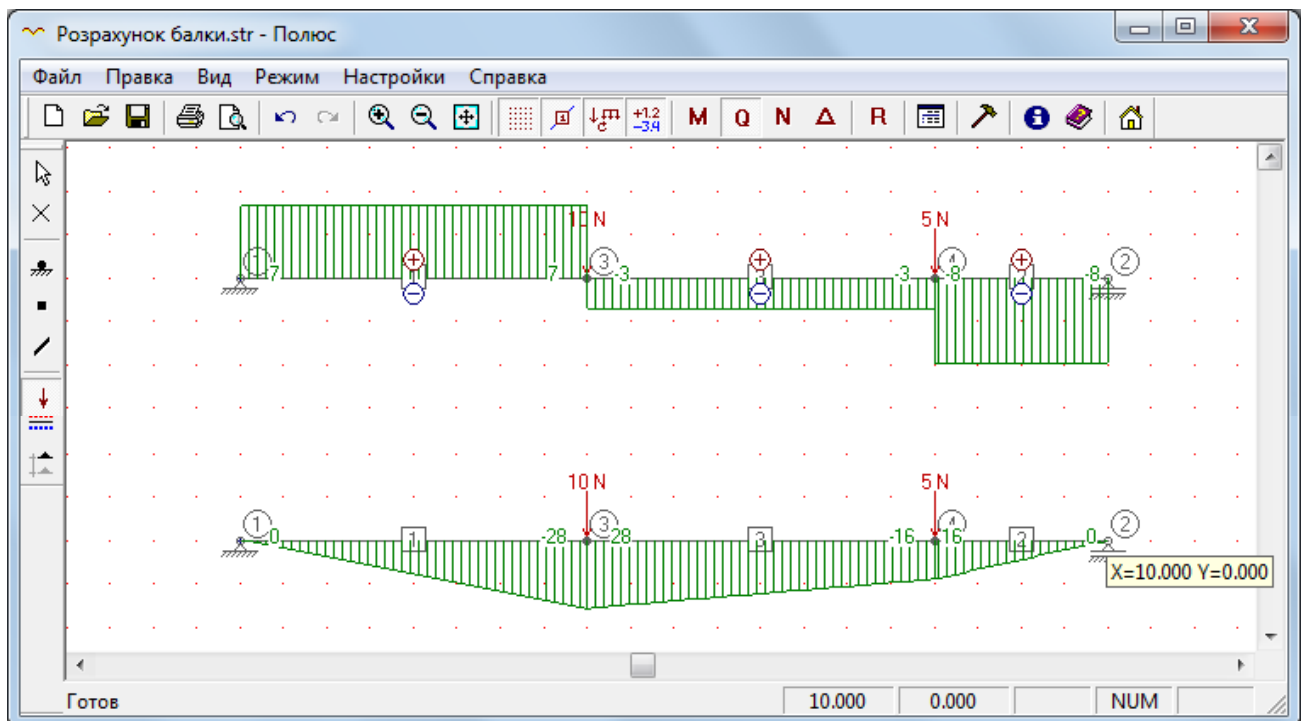


Номера вузлів, між якими розташований стрижень та його розташування на площині показано на картинці в правому верхньому куту діалогу. В даному випадку змінимо зв'язок стрижня із вузлом номер 3 на «Шарнір». Натискаємо ОК. Тепер конструкція прийняла наступний вигляд:



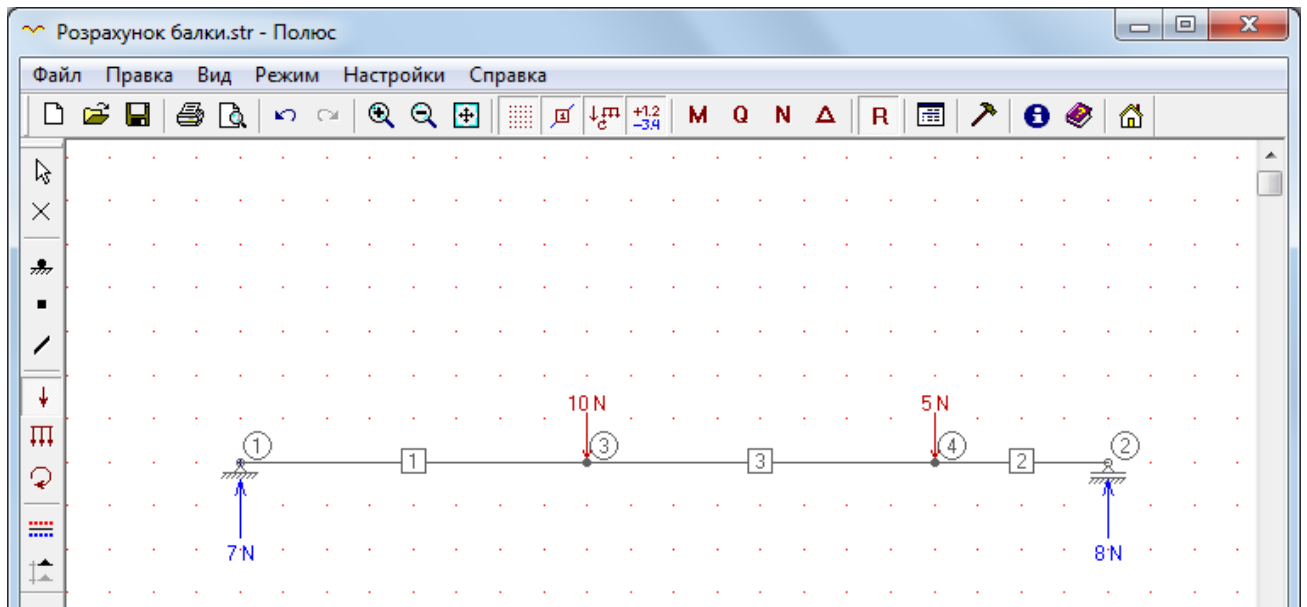
### Крок 6. Перегляд епюр.

Для перегляду епюр достатньо натиснути кнопку M, або Q в стрічці інструментів головного вікна:



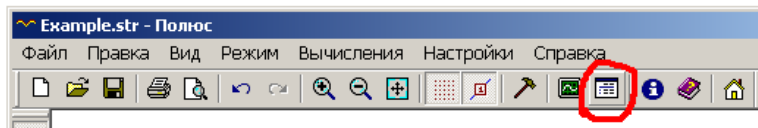
### Крок 7. Перегляд реакцій опор.

Для перегляду епюр достатньо натиснути кнопку R в стрічці інструментів головного вікна:



### Крок 8. Перегляд результатів.

Для перегляду результатів просто натисніть по цій піктограмі в строчці інструментів:



З'явиться діалог «Результати розрахунку» з інформацією про зусилля в стрижнях.

Моменти			
-----			
Стержень 1:	M(1) =	0	M(3) = -28
Стержень 2:	M(2) =	0	M(4) = 16
Стержень 3:	M(3) =	28	M(4) = -16
Поперечные силы			
-----			
Стержень 1:	Q(1) =	7	Q(3) = 7
Стержень 2:	Q(2) =	-8	Q(4) = -8
Стержень 3:	Q(3) =	-3	Q(4) = -3
Продольные силы			

Навчальне видання

**Науменко Олена Геннадіївна**

**«МЕХАНІКА АВТОМОБІЛЯ»  
МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
до виконання індивідуального завдання  
«Розрахунок стаціонарного устаткування  
для обслуговування автомобілів»**