БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять
з дисципліни

«ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ МАШИН»

Харків – 2019

Методичні рекомендації розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин 6 травня 2019 р., протокол № 10.

У методичних вказівках наведені розв’язання найбільш типових задач, що розглядаються на практичних заняттях з дисципліни «Теоретичні основи створення машин».

Рекомендуються для студентів усіх форм навчання галузі знань 13 «Механічна інженерія» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Укладач

доц. В. О. Стефанов

Рецензент

проф. С. В. Воронін

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять
з дисципліни

«ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ МАШИН»

Відповідальний за випуск Стефанов В. О.

Редактор Еткало О. О.

Підписано до друку 06.11.19 р.

Формат паперу 60х84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк. арк. 2,25. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб’єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.

ЗМІСТ

ВСТУП

Методичні вказівки призначені для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», що навчаються за освітніми програмами «Будівельні, колійні, гірничі та нафтогазопромислові машини» та «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, колійні машини та обладнання».

Головним завданням методичних вказівок є надання допомоги студентам при розрахунках та проектуванні елементів конструкції будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин з дисципліни «Теоретичні основи створення машин». У цих методичних вказівках розглядаються найбільш типові задачі з розрахунків елементів конструкцій машин, що дає змогу поглибити та закріпити знання із загальноінженерних дисциплін: «Теорія машин і механізмів», «Опір матеріалів» та «Деталі машин», а також дає уявлення про місце кожної з цих дисципліни у загальному процесі створення сучасних машин.

1 РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ, ЩО МАЮТЬ СТАТИЧНУ НЕВИЗНАЧЕНІСТЬ

Із курсів таких дисциплін, як «Теорія машин і механізмів» та «Опір матеріалів», відомо, що визначення зусиль, що діють на елементи конструкцій у разі плоскої статичної задачі необхідно скласти три рівняння – суму проекцій усіх зусиль на осі «X» і «Y», суму моментів цих сил відносно якоїсь точки та прирівняти їх до нуля. Це зумовлено тим, що на площині будь-яке тіло може мати не більше трьох ступенів свободи – це переміщення вздовж осей «X» і «Y» та обертання навколо своєї осі, перпендикулярній площині, у якій переміщується тіло.

У конкретних умовах якийсь елемент конструкції може мати три, два, один ступінь свободи або не мати жодного, якщо він має нерухоме кріплення і перебуває в умовах рівноваги.

Для практичного застосування вищезгаданого розглянемо нижченаведену задачу.

Задача 1.1

На деталь, що має нерухомі кріплення кінців (рисунок 1.1), діє зусилля *P* на відстанях *l1* та *l2* від місць кріплень. Треба знайти реакції R_A та R_b у місцях кріплення та величини нормальних напружень, що виникають у перерізах деталі А і В.

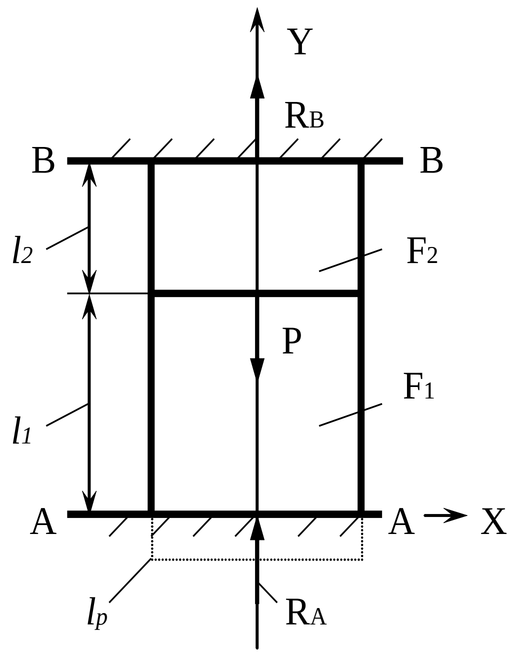


Рисунок 1.1

Дано: P=100 кН; $F_1=F_2=1000$ мм^2; $E_1=E_2=2 \cdot 10^5$ МПа; l_1=500 мм; l_2=250 мм

Знайти: R_A, R_B, σ_A, σ_B.

Розв'язання

Зі схеми навантаження деталі видно, що всі зусилля діють тільки вздовж осі «Y» і не дають моментів, тому ми можемо скласти тільки одне рівняння – сума проекцій усіх зусиль на вісь «Y» та прирівняти його до нуля, бо система статично врівноважена, тобто

$$R_B - P + R_A = 0, \qquad (1.1)$$

де R_A – реакція в місці кріплення деталі з поверхнею (А), Н;
R_B – реакція в місці кріплення деталі з поверхнею (В), Н;
Р – зусилля, що діє на деталь, Н.

З (1.1) видно, що воно має дві невідомі складові R_A та R_B, а тому знайти їх значення, використовуючи тільки це рівняння, неможливо.

Таким чином, ця задача один раз статично невизначена (невідомих дві, а рівняння одне). Тому треба скласти ще одне рівняння для визначення однієї з невідомих. Таким рівнянням може бути рівняння деформацій. Якщо ми відкинемо нижнє кріплення А, то під дією зусилля Р деталь подовжиться на величину Δl_P за рахунок розтягування ділянки деталі l_2. Але насправді кріплення А не дає змоги деталі деформуватися, що забезпечується за рахунок реакції R_A , яка діє на всю довжину деталі ($l_1 + l_2$).

Таким чином, рівняння деформацій можна записати у вигляді

$$\Delta l_p - \Delta l_{RA} = 0, \qquad (1.2)$$

тобто

$$\Delta l_p = \Delta l_{RA}. \qquad (1.3)$$

Застосовуючи закон Гука (σ = E·ε), знаходимо деформації від дії зусилля Р та реакції R_A.

$$\frac{P}{F_2} = E_2 \frac{\Delta l_P}{l_2}, \qquad (1.4)$$

тобто

$$\Delta l_P = \frac{Pl_2}{E_2 F_2}. \qquad (1.5)$$

Аналогічно

$$\frac{R_A}{F_1} = E_1 \frac{\Delta l_{R_A}}{(l_1 + l_2)}, \qquad (1.6)$$

тоді

$$\Delta l_{R_A} = \frac{R_A(l_1 + l_2)}{E_1 F_1}. \qquad (1.7)$$

Згідно з (1.3) записуємо

$$\frac{Pl_2}{E_2 F_2} = \frac{R_A(l_1 + l_2)}{E_1 F_1}. \qquad (1.8)$$

Оскільки згідно з умовами задачі площі ділянок деталі ($F_1 = F_2$) та їх матеріали ($E_1 = E_2$) однакові, то (1.8) можна записати

$$Pl_2 = R_a(l_1 + l_2). \qquad (1.9)$$

З (1.9) знаходимо значення R_A

$$R_A = \frac{Pl_2}{(l_1 + l_2)} = 100\,кН \frac{250\,мм}{(500\,мм + 250\,мм)} = 33{,}3\,кН\,.$$

Значення R_B знаходимо з (1.1)

$$R_B = P - R_A = 100\,кН - 33{,}3\,кН = 66{,}7\,кН\,.$$

Нормальні напруження в перерізі А-А

$$\sigma_A = \frac{R_A}{F_1} = \frac{33300\,Н}{1000\,мм^2} = 33{,}3\frac{Н}{мм^2} = 33{,}3МПа\,,$$

а в перерізі В-В

$$\sigma_B = \frac{R_B}{F_2} = \frac{66700\,Н}{1000\,мм^2} = 66{,}7\frac{Н}{мм^2} = 66{,}7МПа\,.$$

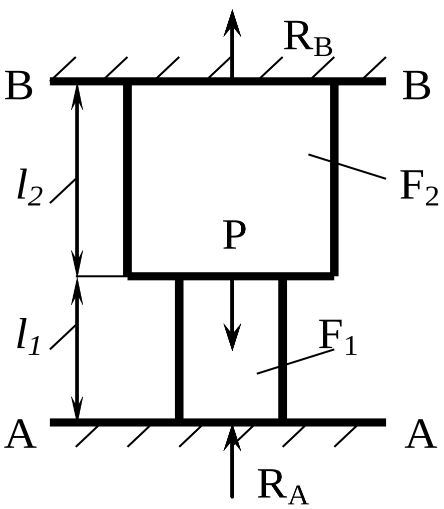


Рисунок 1.2

Задача 1.2

На деталь, що має нерухомі кріплення кінців (рисунок 1.2), діє зусилля *P* на відстанях l_1 та l_2 від місць кріплень. Треба знайти реакції R_A та R_b у місцях кріплення та величини нормальних напружень, що виникають у перерізах деталі А і В.

Дано: P=200 кН; $E_1=E_2=2\cdot10^5$ МПа; l_1=500 мм; l_2=800 мм; F_1=1000 мм^2; F_2=2000 мм^2.

Визначити: R_A, R_B, σ_A, σ_B.

Розв’язання

Як і попередня, ця задача є один раз статично невизначеною і розв’язується за допомогою складання рівняння деформацій у перерізі А-А (рисунок 1.2),

тобто $$\Delta l_P = \Delta l_{R_A},$$

або $$\Delta l_P = \frac{Pl_2}{E_2 F_2}. \tag{1.10}$$

Деформація від реакції R_A буде складатися з двох частин – від дії R_A на ділянці l_1, та дії R_A на ділянці l_2, тому що ці ділянки мають різну площу перерізу $F_1 \neq F_2$, тобто

$$\Delta l_{R_A} = \Delta l_{1R_A} + \Delta l_{2R_A}, \tag{1.11}$$

$$\Delta l_{1R_A} = \frac{R_A l_1}{E_1 F_1}, \qquad \Delta l_{2R_A} = \frac{R_A l_2}{E_2 F_2}.$$

Ураховуючи, що $E_1 = E_2$, можна записати

$$\Delta l_{R_A} = \frac{R_A}{E_2}\left(\frac{l_1}{F_1} + \frac{l_2}{F_2}\right). \tag{1.12}$$

Тоді, ураховуючи (1.10), запишемо

$$\frac{Pl_2}{E_2 F_2} = \frac{R_A}{E_2}\left(\frac{l_1}{F_1} + \frac{l_2}{F_2}\right),$$

або

$$R_A = P\frac{l_2}{F_2\left(\frac{l_1}{F_1} + \frac{l_2}{F_2}\right)}.$$

Визначаємо R_A

$$R_A = 200кН \frac{800мм}{2000мм^2\left(\frac{500мм}{1000мм^2} + \frac{800мм}{2000мм^2}\right)} = 88{,}8кН\ .$$

Тоді

$$R_B = P - R_A = 200кН - 88{,}8кН = 111{,}2кН\ .$$

Напруження в перерізі А-А становлять

$$\sigma_A = \frac{R_A}{F_1} = \frac{88800Н}{1000мм^2} = 88{,}8\frac{Н}{мм^2} = 88{,}8МПа,$$

а в перерізі В-В

$$\sigma_B = \frac{R_B}{F_2} = \frac{111200Н}{2000мм^2} = 55{,}6\frac{Н}{мм^2} = 55{,}6МПа\ .$$

2 РОЗРАХУНКИ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА ЗГИН

При розрахунках міцності елементів конструкцій машин, що працюють на згин, використовують нижченаведені основні залежності.

Визначення нормальних напружень – основна умова міцності – має вигляд

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} \le [\sigma], \tag{2.1}$$

де $M_{мах}$ – максимальний згинальний момент, Н·м;
W – момент опору перерізу елемента конструкції, $м^3$;
$[\sigma]$ – допустиме напруження, Па.

Окрім перевірки міцності балки за нормальними напруженням, іноді потрібно робити перевірку за дотичними напруженнями, які визначаються за формулою Д. І. Журавського

$$\tau = \frac{Q \cdot S_X}{b \cdot I_X}, \qquad (2.2)$$

де τ – дотичне напруження в розрахунковій точці поперечного перерізу, Па;

Q – поперечне зусилля в цьому перерізі, Н;

S_X – статичний момент відносно нейтральної осі частини площі поперечного перерізу від лінії, де визначаються напруження, до краю перерізу, м^3;

I_X – момент інерції поперечного перерізу відносно нейтральної осі, м^4.

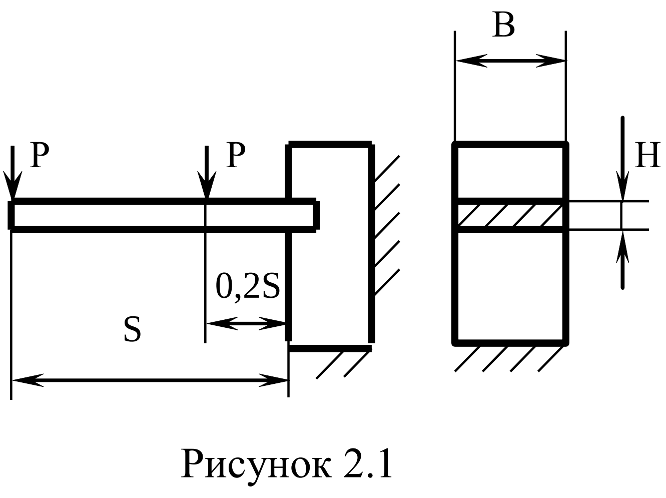
Умова міцності за дотичними напруженнями

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot S_{X\max}}{b \cdot I_X} \le [\tau], \qquad (2.3)$$

де $S_{X\max}$ – статичний момент перетину відносно нейтральної осі, м^3.

Задача 2.1

Визначити максимальне зусилля Р, яке витримає консольна балка, схема навантаження якої наведена на рисунку 2.1.



Дано: B = 0,050 м;
H = 0,1 м; S = 4 м;
$[\sigma]_и$ = 160 МПа.

Визначити: Р = ?

Рисунок 2.1

Розв'язання

Для розв'язання цієї задачі треба записати основну умову міцності балки при згині, яка має вигляд

$$\sigma_u = \frac{M_{max}}{W} \le [\sigma]. \qquad (2.4)$$

де M_{max} – максимальний згинальний момент, Н·м;
W – момент опору перерізу елемента конструкції, м^3;
$[\sigma]$ – допустиме напруження, Па.

Визначимо складові цієї умови

$$M_{max} = P \cdot S + P \cdot 0{,}2 \cdot S = 1{,}2 \cdot P \cdot S\ ,$$

$$W = \frac{BH^2}{6}\ .$$

Підставимо значення складових у (2.4) і отримаємо

$$\sigma = \frac{1{,}2 \cdot P \cdot S}{\frac{BH^2}{6}} \le [\sigma]. \qquad (2.5)$$

З (2.5) отримаємо потрібне значення зусилля P

$$P \le \frac{BH^2 \cdot [\sigma]}{7{,}2 \cdot S} = \frac{0{,}05 \cdot м \cdot 0{,}1^2 м \cdot 160 \cdot 10^6 Н / м^2}{7{,}2 \cdot 4\ м} = 2777\ Н\ .$$

Задача 2.2

Балка на двох опорах працює на згин та має переріз у вигляді прямокутника. Зміниться чи ні значення напружень при одночасному збільшенні згинального моменту та ширини балки на 10 %?

Розв'язання

Оскільки, за умовами задачі, новий згинальний момент і ширина балки збільшується на 10 % проти початкового, то можна записати $M_{нов.}=1{,}1M_{поч.}$; $B_{нов.}=1{,}1B_{поч.}$

Підставляючи ці значення в основне рівняння для перевірки міцності балки на згин, одержимо

$$\sigma_{нов.}=\frac{M_{нов.}}{W_{нов.}}=\frac{1{,}1M_{поч.}}{1{,}1\frac{B_{поч.}\cdot H^2}{6}}=\frac{6M_{поч.}}{B_{поч.}\cdot H^2}\ , \tag{2.6}$$

$$\sigma_{поч.}=\frac{M_{поч.}}{W_{поч.}}=\frac{6M_{поч.}}{B_{поч.}\cdot H^2}\ , \qquad \sigma_{нов.}=\sigma_{поч.}\ ,$$

тобто при одночасному збільшенні на 10 % згинального моменту та ширини балки рівень напружень не зміниться.

Задача 2.3

Підйомна рама баластера ЛБ-3 розглядається як балка на двох опорах, що працює на згин та має прямокутний переріз. На яку величину необхідно змінити висоту балки, щоб значення напружень не змінилося при збільшенні згинального моменту на 30 %?

Розв'язання

Так як балка працює на згин та $\sigma_{нов.}=\sigma_{поч.}$, то записуємо основне рівняння у вигляді

$$\sigma_{нов.}=\frac{M_{нов.}}{W_{нов.}}\le[\sigma], \tag{2.7}$$

де $M_{нов.}$ – новий згинальний момент; $M_{нов.}=1{,}3M_{поч.}$;

$W_{нов.}$ – новий момент опору.

Новий момент опору

$$W_{нов.} = \frac{BH_{нов.}^2}{6}, \qquad (2.8)$$

де B – ширина нового перерізу;

$H_{нов.}$ – висота нового перерізу.

Підставляючи ці параметри в (2.7), одержимо

$$\frac{1{,}3M_{поч.}}{\frac{BH_{нов.}^2}{6}} \le [\sigma],$$

звідки знаходимо значення потрібної висоти

$$H_{нов.} = \sqrt{\frac{6 \cdot 1{,}3M_{поч.}}{B[\sigma]}}.$$

Маючи на увазі, що

$$H_{поч.} = \sqrt{\frac{6M_{поч.}}{B[\sigma]}},$$

збільшення висоти становитиме

$$H_{нов.} / H_{поч.} = \sqrt{1{,}3} = 1{,}14.$$

Тобто для збереження величини напружень у балці її висоту треба збільшити на 14 %.

Таким чином, при збільшенні згинального моменту на 30 % для підтримання сталої величини напружень висоту балки треба збільшити на 14 %.

Задача 2.4

Нижня балка відвала бульдозера ДЗ-109 розглядається як балка на двох опорах, має прямокутний переріз та працює на зріз.

На яку величину зміняться напруження в середині перерізу балки, якщо ширина збільшиться на 20 %?

Розв’язання

Так як балка працює на зріз, то величину дотичних напружень визначаємо з (2.2)

$$\tau = \frac{Q \cdot S}{b \cdot I}, \qquad \text{або} \qquad \tau_{нов.} = \frac{Q \cdot S_{нов.}}{b_{нов.} \cdot I_{нов.}}.$$

За умовами задачі ширина балки b збільшується на 20 %, тобто $b_{нов.} = 1{,}2 b_{поч.}$

Для визначення дотичних напружень $\tau_{нов.}$ треба також знайти значення статичного моменту $S_{нов.}$ та моменту інерції $I_{нов.}$

Статичний момент

$$S_{нов.} = F_{нов.} \frac{h}{4} = b_{нов.} \frac{h^2}{4} = 1{,}2 b_{поч.} \frac{h^2}{4}, \tag{2.9}$$

де h – висота перерізу балки, м;

$b_{поч.}$ – ширина початкового перерізу балки, м;

$b_{нов.}$ – ширина нового перерізу балки, м;

Момент інерції перерізу

$$I_{нов.} = \frac{b_{нов.} h^3}{12} = \frac{1{,}2 b_{поч.} h^3}{12}.$$

Таким чином, нове значення дотичних напружень за умови скорочення однакових величин становить

$$\tau_{нов.} = \frac{1,.2}{1{,}2 \cdot 1{,}2} \tau_{поч.} = \frac{1{,}2}{1{,}44} \tau_{поч.} = 0{,}83 \tau_{поч.}.$$

Тобто при збільшенні ширини балки на 20 % дотичні напруження в її середині зменшаться на 17 %.

3 РОЗРАХУНКИ ЗВАРНИХ, БОЛТОВИХ ТА КЛЕПАНИХ З'ЄДНАНЬ

3.1 Розрахунки зварних з'єднань

При розрахунках зварних з'єднань треба спочатку визначити тип зварного з'єднання. Якщо на елементи конструкції діють тільки розтягувальні навантаження, то вони з'єднуються стиковим зварним швом, тобто зварюються в «стик». Параметри шва (товщина, довжина) можуть бути визначені з рівняння

$$\sigma_p = \frac{P}{F} = \frac{P}{b \cdot \delta} \le [\sigma], \tag{3.1}$$

де P – сила розтягування, Н;
b – довжина шва, м;
δ – товщина шва, м;
$[\sigma]_p$ – допустимі напруження при розтягуванні, Па.

Якщо на елементи конструкції діють тільки згинальні навантаження, то напруження у зварному шві

$$\sigma = \frac{M}{W} =\le [\sigma], \tag{3.2}$$

де M – згинальний момент, Н·м;
W – момент опору перерізу шва, м^3.

Момент опору перерізу шва

$$W = \frac{b\delta^2}{6}, \tag{3.3}$$

де b – довжина шва, м;

δ – висота (товщина) шва, м;

$[\sigma]_з$ – допустимі напруження при згині, Па.

Якщо елементи зварних з’єднань зварені напущеним швом, то при розтягуванні з’єднання метал шва працює на зріз. У цьому випадку для визначення рівняння дотичних напружень та параметрів шва використовують формулу

$$\tau = \frac{P}{F_{зр}} = \frac{P}{b \cdot 0,7k} \le [\tau]_{зр}, \qquad (3.4)$$

де Р – сила розтягування, Н;

$F_{зр}$ – площа зрізу шва, $м^2$;

b – довжина шва, м;

k – катет (висота) шва, м;

$[\tau]_{зр}$ – допустимі дотичні напруження при зрізі, Па.

Задача 3.1

Дві сталеві пластини завширшки 100 мм та товщиною 5 мм зварені в стик. Визначити величину допустимого зусилля, якщо це з’єднання працює на розрив. Допустиме напруження на розвив дорівнює 140 МПа.

Розв’язання

Для розв’язання цієї задачі використовуємо формулу (3.1), тобто

$$\sigma_p = \frac{P}{b \cdot \delta} \le [\sigma]_p .$$

де P – сила розтягування, Н;

b – довжина шва, м;

δ – товщина шва, м;

$[\sigma]_р$ – допустимі напруження при розтягуванні, Па.

Звідки знаходимо допустиме зусилля у зварному з’єднанні

$$P \le b \cdot \delta \cdot [\sigma]_p =$$
$$= 0{,}1\, м \cdot 0{,}005\, м \cdot 140 \cdot 10^6\, \tfrac{Н}{м^2} = 70{,}0 \cdot 10^3\, Н = 70\, кН.$$

Тобто допустиме зусилля Р не повинне перевищувати 70 кН.

Задача 3.2

Сталева пластина товщиною 5 мм та шириною 50 мм має бути приварена з трьох сторін напущеним швом до фасонки. Треба знайти загальну довжину швів, якщо катет шва k=5 мм, зусилля Р=80 кН, допустимі напруження на зріз $[\tau]_{зр}$=100 МПа.

Розв’язання

Так як пластина має бути приварена напущеними швами, для розв’язання цієї задачі використовуємо формулу (3.3)

$$\tau = \frac{P}{b \cdot 0{,}7k} \le [\tau]_{зр},$$

де Р – сила розтягування, Н;
b – довжина шва, м;
k – катет (висота) шва, м;
$[\tau]_{зр}$ – допустимі дотичні напруження при зрізі, Па.

Звідки довжина зварного шва

$$b \ge \frac{P}{b \cdot 0{,}7k[\tau]_{зр}} = \frac{80 \cdot 10^3\, Н}{0{,}7 \cdot 0{,}005 м \cdot 100 \cdot 10^6\, \frac{Н}{м^2}} = 0{,}22 м\,.$$

Таким чином, довжина швів повинна бути не менше 220 мм (одна сторона – 50 мм, дві інші сторони – по 85 мм).

3.2 Розрахунки болтових з’єднань

Так як переважна більшість болтових з’єднань оснащена високоміцними болтами, тобто такими, що встановлюються в отвори із зазором і працюють тільки на розрив, то для їх розрахунку використовують таку формулу:

$$\sigma_p = \frac{P}{F_б} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot n} \le [\sigma]_p, \tag{3.5}$$

де P – розривне зусилля, Н;
$F_б$ – загальна площа всіх болтів з’єднання, м^2;
d – діаметр одного болта, м;
n – кількість болтів у з’єднанні, шт.;
$[\sigma]_p$ – допустимі напруження на розрив, Па.

Якщо на болтове з’єднання, окрім поздовжньої сили, діють згинальні моменти, то дію цих моментів замінюють розривними зусиллями, величини яких додають або віднімають від значення поздовжньої сили.

Задача 3.3

Консольна балка (рисунок 3.1) прикріплена чотирма болтами до стіни. Знайти діаметр одного болта, якщо:

N=5 кН; M=1 кН·м;
Q=10 кН; l=1,5 м; d=0,3 м;
$[\sigma]_p$=160 МПа.

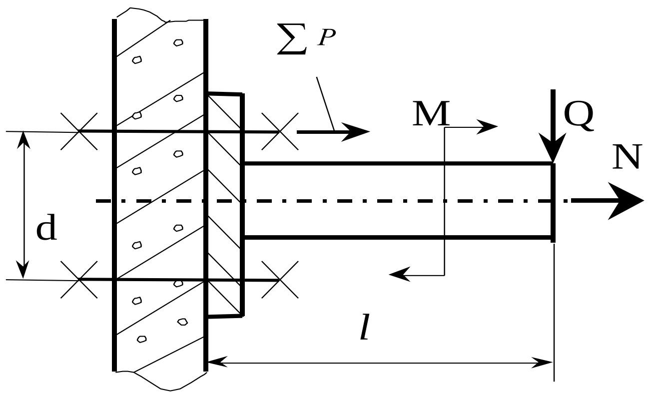


Рисунок 3.1

Розв’язання

При розв’язанні такого типу задач, по-перше, визначають найбільш навантажені болти. З рисунка 3.1 видно, що такими болтами є два верхні.

Визначаємо суму розривних сил, які діють на верхні болти:

$$\sum P = P_N + P_Q + P_M, \tag{3.6}$$

де P_N – розривна сила, що прикладена до одного болта від дії поздовжньої сили N, Н;

P_Q – розривна сила, що прикладена до одного болта від дії поперечної сили Q, Н;

P_M – розривна сила, що прикладена до одного болта від дії моменту М, Н.

Розривні сили з (3.6)

$$P_N = \frac{N}{4_{болти}} = \frac{5000\,Н}{4} = 1250\,Н\,,$$

$$P_Q = \frac{Q}{2_{болти}} \cdot \frac{l}{d} = \frac{10000\,Н}{2} \cdot \frac{1{,}5\,м}{0{,}3\,м} = 25000\,Н\,,$$

$$P_M = \frac{M}{2_{болти} \cdot d} = \frac{1000\,Н \cdot м}{2 \cdot 0{,}3\,м} = 1666\,Н\,.$$

Тоді сумарна розривна сила, що діє на один верхній болт:

$$\sum P = 1250\,Н + 25000\,Н + 1666\,Н = 27916\,Н\,.$$

Діаметр болта з виразу (3.5)

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 27916\,Н}{3{,}14 \cdot 160 \cdot 10^6\,Н/м^2}} = 0{,}014\,м\,.$$

Таким чином, для кріплення консольної балки використовуємо чотири болти діаметром 14 мм.

3.3 Розрахунки клепаних з’єднань

У процесі експлуатації клепаних з’єднань заклепки працюють на зріз та зминання.

Напруження у матеріалі заклепки від зрізу

$$\tau = \frac{P}{F_{зр}} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot K_{зр} \cdot n_з} \le [\tau]_{зр}, \qquad (3.7)$$

де P – зрізальна сила, Н;

$F_{зр}$ – загальна площа всіх заклепок, м^2;

d – діаметр однієї заклепки, м;

$K_{зр}$ – кількість площин зрізу однієї заклепки, $(K_{зр} = n_л - 1)$

$n_л$ – кількість листів матеріалу, що з'єднує заклепка.

$n_з$ – кількість заклепок;

$[\tau]_{зр}$ – допустимі напруження на зріз, Па.

Напруження від зминання

$$\sigma = \frac{P}{F_{зм}} = \frac{P}{d \cdot \delta_{\min} \cdot n_з} \le [\sigma]_{зм}, \qquad (3.8)$$

де δ_{min} – мінімальна товщина елементів з'єднання, що зминаються в одному напрямку;

$[\sigma]_{зм}$ – допустимі напруження зминання матеріалу заклепки, Па.

Задача 3.4

Заклепкове з'єднання складається з двох накладок та центрального листа і скріплюється чотирма заклепками. Знайти діаметр однієї заклепки , якщо сила, що діє на з'єднання P=100 кН, товщина накладок 5 мм, а листа – 8 мм. Допустимі напруження на зріз $[\tau]_{зр}$=100 МПа, а на зминання $[\sigma]_{зм}$=280 МПа.

Розв'язання

Спочатку визначимо діаметр заклепки за умовою зрізу. Для цього використовуємо таку залежність:

$$d_{зр} = \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot [\tau]_{зр} \cdot K_{зр} \cdot n_з}},$$

де P – зрізальна сила, Н;

$K_{зр}$ – кількість площин зрізу однієї заклепки, $(K_{зр} = n_л - 1)$;

$n_з$ – кількість заклепок;

$[\tau]_{зр}$ – допустимі напруження на зріз, Па.

Кількість площин зрізу $K_{зр}$ визначаємо як $K_{зр} = 3 - 1 = 2$, тоді діаметр заклепки

$$d_{зр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 100 \cdot 10^3 H}{3{,}14 \cdot 100 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 4}} = 0{,}012 м,$$

тобто діаметр заклепки за умовами зрізу становить d = 12 мм.

Тепер визначимо діаметр заклепки за умовами зминання за допомогою виразу (3.8)

$$d_{зм} = \frac{P}{\delta_{min} \cdot n_з \cdot [\sigma]_{зм}}.$$

де δ_{min} – мінімальна товщина елементів з’єднання, що зминаються в одному напрямку;

$[\sigma]_{зм}$ – допустимі напруження зминання матеріалу заклепки, Па.

Мінімальну товщину елементів, що зминаються в одному напрямку δ_{min}, приймаємо 8 мм, тому що 5 мм+5 мм>8 мм, і до розрахунку ми беремо меншу величину. Знаходимо діаметр заклепки за умовою зминання

$$d_{зм} = \frac{P}{\delta_{\min} \cdot n_з \cdot [\sigma]_{зм}} = \frac{100 \cdot 10^3 H}{0{,}008 м \cdot 4 \cdot 280 \cdot 10^6} = 0{,}011 м = 11 мм.$$

Таким чином, для надійної роботи з’єднання треба застосовувати заклепки більшого діаметра, тобто d=12 мм.

4 РОЗРАХУНКИ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ, ЯКІ ПРАЦЮЮТЬ НА СТИСК

Стискання елементів конструкцій може призвести до втрати стійкості і, як наслідок, їх несучої спроможності.

Основним критерієм при розрахунках стержнів на стійкість є їх гнучкість, яка підраховується за формулою

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}}, \tag{4.1}$$

де μ – коефіцієнт приведення довжини, що залежить від способу закріплення кінців стержня;

l – довжина стержня, м;

i_{min} – мінімальний радіус інерції поперечного перерізу стержня, м.

Мінімальний радіус інерції поперечного перерізу стержня

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{F}}, \tag{4.2}$$

де I_{min} – мінімальний момент інерції поперечного перерізу стержня, м^4;

F – площа поперечного перерізу стержня, м^2.

Методика розрахунків критичної сили $P_{кр}$, тобто сили, що спричиняє втрату стійкості, залежить від гнучкості стержня.

Так, при $\lambda \geq 100$ критичну силу знаходять за формулою Ейлера

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 E I_{\min}}{(\mu \cdot l)^2}, \tag{4.3}$$

де E – модуль Юнга матеріалу стержня, МПа.

Напруження, що виникає у поперечному перерізі стержня при $P = P_{кр}$, називається критичним

$$\sigma_{кр} = \frac{P_{кр}}{F} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}. \tag{4.4}$$

Формула Ейлера може бути застосована за умови, що критичне напруження не перевищує границю пропорційності матеріалу стержня.

Значення коефіцієнта приведення довжини стержня μ залежить від способу закріплення кінців стержня. Так, якщо:

- μ=1 – обидва кінці шарнірно закріплені;
- μ=0,7 – один кінець жорстко затиснений, а другий – шарнірно закріплений;
- μ=0,5 – обидва кінці жорстко затиснені;
- μ=2 – один кінець жорстко затиснений, а другий – вільний.

Допустиме значення стискної сили

$$[P] = \frac{P_{кр}}{n_у}, \tag{4.5}$$

де $n_у$ – коефіцієнт запасу стійкості.

$P_{кр}$ – критична сила, Н.

При гнучкості стержня в межах $40 \le \lambda \le 100$ критичні напруження визначаються за формулою Ясинського, МПа,

$$\sigma_{кр} \approx 336 - 1{,}5\lambda. \tag{4.6}$$

де λ – гнучкість стержня.

У цьому випадку критична сила

$$P_{кр} = \sigma_{кр} \cdot F. \tag{4.7}$$

Якщо λ < 40, то стержень при стисканні не втрачає стійкості і розраховується на стиск, тобто

$$\sigma = \frac{P}{F}. \tag{4.8}$$

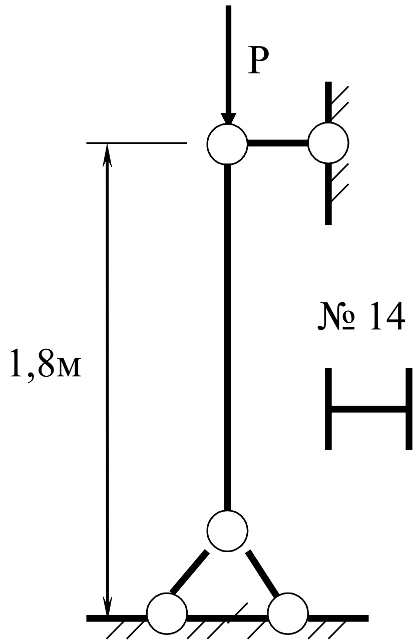


Рисунок 4.1

Задача 4.1

Визначити допустиме навантаження на стержень (рисунок 4.1), якщо коефіцієнт запасу стійкості n_y=3; матеріал стержня – сталь Ст3; Е=$2{,}1\cdot10^5$ МПа. Стержень виготовлений з двотавра № 14 (додатки А, Б, В); i_{min}=1,75 см.

Розв'язання

Спочатку визначаємо гнучкість стержня

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}} = \frac{1 \cdot 180 см}{1{,}75 см} = 103,$$

де μ – коефіцієнт приведення довжини, що залежить від способу закріплення кінців стержня;

l – довжина стержня;

i_{min} – мінімальний радіус інерції поперечного перерізу стержня.

Оскільки λ>100, розрахунок критичної сили слід вести за формулою Ейлера (4.3)

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 E I_{\min}}{(\mu \cdot l)^2} = \frac{3{,}14^2 \cdot 21 \cdot 10^6 \cdot 58{,}2}{(1 \cdot 180)^2} = 378 \cdot 10^3 H.$$

Допустиме значення стискної сили

$$[P]=\frac{P_{кр}}{n_у}=\frac{378\cdot 10^3 H}{3}=126\cdot 10^3 H.$$

Задача 4.2

Визначити допустиме навантаження на стояк (рисунок 4.2), якщо коефіцієнт запасу $n_у$=2; матеріал стояка – сталь Ст3; $E=2{,}1\cdot 10^5$ МПа. Стояк виготовлено з двотавра № 14; i_{min}=1,75 см; площа перерізу F=18,9 см^2.

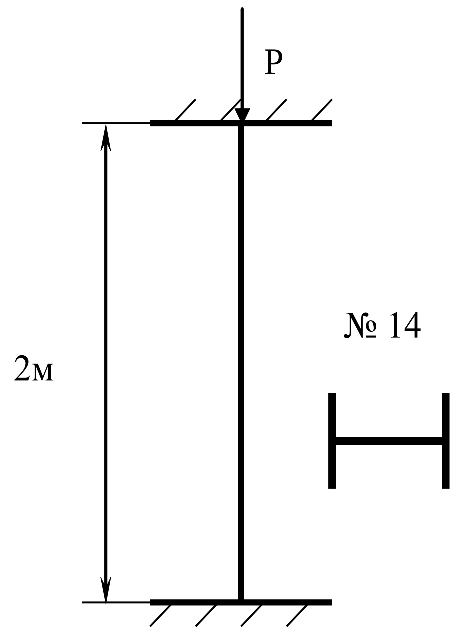


Рисунок 4.2

Розв'язання

Як і в попередній задачі, спочатку визначаємо гнучкість стояка

$$\lambda=\frac{м\cdot l}{i_{\min}}=\frac{0{,}5\cdot 200см}{1{,}75см}\approx 57,$$

де μ – коефіцієнт приведення довжини, що залежить від способу закріплення кінців стержня;

l – довжина стержня;

i_{min} – мінімальний радіус інерції поперечного перерізу стержня.

Спочатку визначаємо критичні напруження

$$\sigma_{кр}\approx 336-1{,}5\lambda=336-1{,}5\cdot 57=250{,}5МПа.$$

Оскільки $40\le\lambda\le 100$, то критичну силу знаходимо за виразом (4.7)

$$P_{кр}=\sigma_{кр}\cdot F=250{,}5\cdot 10^6\,\tfrac{Н}{м^2}\cdot 18{,}9\cdot 10^{-4}\,м^2=473{,}4\,кН.$$

Допустиме значення стискаючої сили

$$[P]=\frac{P_{кр}}{n_у}=\frac{473{,}4\cdot10^3\,H}{2}=236{,}7\cdot10^3\,H\ .$$

5 ДИНАМІЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ НА ЕЛЕМЕНТИ КОНСТРУКЦІЙ

При розрахунках несучих конструкцій машин та їх елементів у багатьох випадках треба враховувати не тільки статичне, але й динамічне навантаження, яке виникає в процесі експлуатації машин. При цьому динамічні напруження в багато разів можуть перевищувати статичні.

Напруження та переміщення в конструкціях при ударній взаємодії знаходять за такими формулами:

$$\sigma_д=K_д\cdot\sigma_{ст}, \qquad (5.1)$$

$$\delta_д=K_д\cdot\delta_{ст}, \qquad (5.2)$$

де $\sigma_д$, $\delta_д$ – відповідно динамічні напруження та переміщення при ударі;

$\sigma_{ст}$, $\delta_{ст}$ – відповідно напруження та переміщення, які викликані статичною дією сили, що дорівнює вазі падаючого вантажу;

$К_д$ – динамічний коефіцієнт при ударі без урахування маси конструкції.

Динамічний коефіцієнт

$$K_д=1+\sqrt{1+\frac{2h}{\delta_{ст}}}, \qquad (5.3)$$

де h – висота падіння вантажу.

Якщо треба врахувати масу конструкції, то динамічний коефіцієнт

$$K_д = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{ст}\left(1 + \beta\frac{P}{Q}\right)}}, \tag{5.4}$$

де P – вага конструкції;

Q – вага падаючого вантажу;

β – коефіцієнт приведення маси конструкції до точки удару (β<1).

Задача 5.1

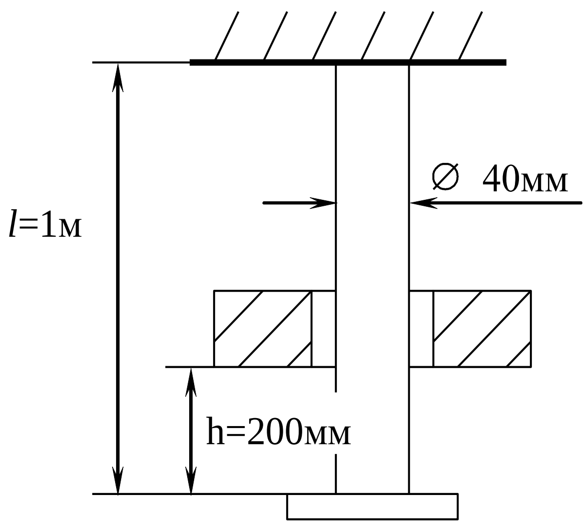


Рисунок 5.1

На п'яту круглого сталевого стержня діаметром 40 мм (рисунок 5.1) завдовжки 1 м з висоти h=200 мм падає сталевий диск масою 50 кг.

Визначити динамічні напруження $\sigma_д$, що виникають у матеріалі стержня.

Розв'язання

Визначимо статичні напруження в матеріалі стержня. Для цього розмістимо сталевий диск на п'яті в статичному стані, тобто без удару. Тоді статичні напруження визначимо за формулою

$$\sigma_{ст} = \frac{P}{F} = \frac{500H}{\frac{3{,}14(0{,}04)^2}{4}} \approx 4\cdot 10^5\,Па = 0{,}4МПа,$$

де P – зусилля що діє на стержень, Н;

F – площа перерізу стержня, м^2.

Далі визначимо статичну деформацію стержня. Для цього використаємо формулу закону Гука

$$\delta_{ст} = \frac{Pl}{EF} = \frac{500H}{2\cdot 10^{11}\,\frac{H}{м^2}\cdot \frac{3{,}14(0{,}04)^2}{4}\,м^2} = 2\cdot 10^{-6}\,м\,,$$

де l – довжина стержня, м;

E – модуль пружності матеріалу, з якого виготовлений стержень, МПа.

Використовуючи (5.3) визначимо динамічний коефіцієнт

$$K_{д} = 1 + \sqrt{1+\frac{2h}{\delta_{ст}}} = 1 + \sqrt{1+\frac{2\cdot 0{,}2м}{2\cdot 10^{-6}м}} = 448.$$

Динамічне напруження, що виникає в стержні при ударі сталевого диска по п'яті, становитиме

$$\sigma_{д} = \sigma_{ст}\cdot K_{д} = 0{,}4МПа\cdot 448 = 179{,}2МПа\,.$$

Задача 5.2

На консольну сталеву балку, що має довжину l = 2 м, падає вантаж вагою P=1 кН (рисунок 5.2) з висоти h=100 мм. Визначити динамічне переміщення кінця балки $f_{д}$ та найбільші динамічні напруження, що виникають у момент удару. Балка виготовлена з двотавра № 16 (I_x=945 см^4, W_x=118 см^3).

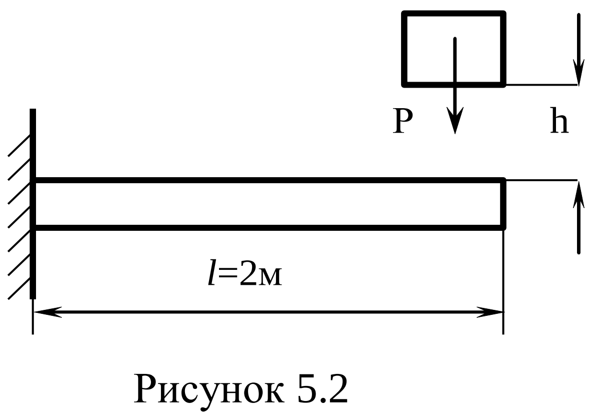


Рисунок 5.2

Розв'язання

Визначимо статичні напруження та переміщення, що виникають у разі статичної дії вантажу, тобто коли він розміщується на балці і діє на неї своєю вагою без удару:

$$\sigma_{ст} = \frac{M_{ЗГ}}{W} = \frac{P \cdot l}{W_X} = \frac{10^3 H \cdot 200 см}{118 см^3} = 1{,}69 \cdot 10^3 \frac{H}{см^2} = 16{,}9 \frac{H}{мм^2} = 16{,}9 МПа;$$

де $M_{ЗГ}$ – згинальний момент, Н·м;

W – момент опору поперечного перерізу балки;

P – зусилля, що діє на балку, Н;

l – довжина балки, м.

$$\delta_{ст} = \frac{Pl^3}{3EI} = \frac{10^3 H \cdot (200 см)^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^7 \frac{H}{см^2} \cdot 945 см^4} = 0{,}14 см = 0{,}0014 м,$$

де l – довжина стержня, м;

E – модуль пружності матеріалу, з якого виготовлений стержень, МПа;

P – зусилля, що діє на балку, Н;

I – момент інерції поперечного перерізу стержня, м^4.

Динамічний коефіцієнт

$$K_д = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{ст}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 0{,}1 м}{0{,}0014 м}} \approx 13.$$

Величина напружень, що виникають у місці закріплення балки в момент удару

$$\sigma_д = \sigma_{ст} \cdot K_д = 16{,}9 МПа \cdot 13 = 219{,}7 МПа.$$

Переміщення кінця балки в момент удару

$$f_д = f_{ст} \cdot K_д = 0{,}0014 м \cdot 13 = 0{,}0182 м.$$

Задача 5.3

На сталеву балку (рисунок 5.3), що лежить на двох опорах, падає тверде тіло вагою P = 1 кН з висоти h = 100 мм. Знайти найбільші динамічні навантаження $\sigma_д$ та прогин балки $\delta_д$ в момент удару, якщо балка являє собою двотавр № 16 (I_x=945 см^4, W_x=118 см^3), довжина балки l=3 м.

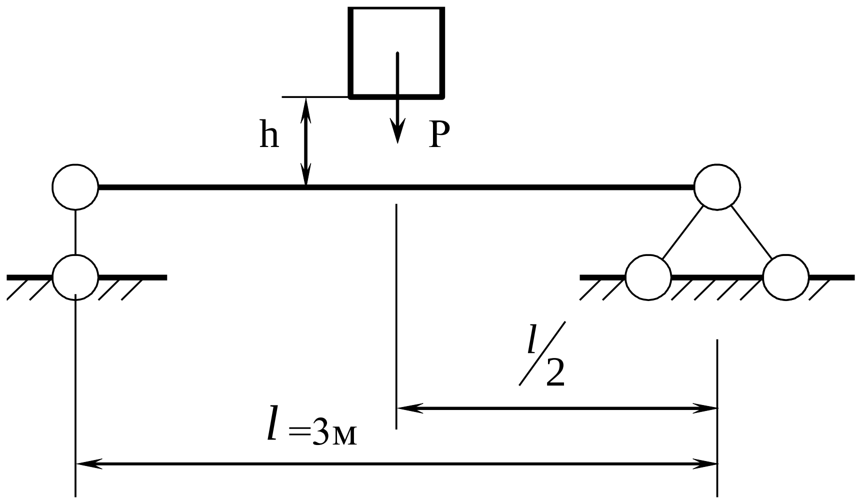


Рисунок 5.3

Розв'язання

Спочатку визначимо статичні напруження та прогин балки від дії власної ваги тіла

$$\sigma_{ст} = \frac{M}{W} = \frac{Pl}{4W_X} = \frac{10^3 H \cdot 300 см}{4 \cdot 118 см^3} = 635{,}6\frac{H}{см^3} = 6{,}35\frac{H}{мм^2} = 6{,}35 МПа,$$

де M – згинальний момент, Н·м;

W – момент опору поперечного перерізу балки.

$$\delta_{ст} = \frac{Pl^3}{48EI} = \frac{10^3 H \cdot (300 см)^3}{48 \cdot 2 \cdot 10^7 \frac{H}{см^2} \cdot 945 см^4} = 0{,}029 см \approx 0{,}3 мм,$$

де l – довжина стержня, м;

E – модуль пружності матеріалу, з якого виготовлений стержень, МПа;

P – зусилля, що діє на балку, Н;

I – момент інерції поперечного перерізу стержня, м^4.

Величина динамічного коефіцієнта

$$K_д = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{ст}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 100мм}{0,3мм}} = 26,8.$$

В момент удару посередині балки виникають напруження

$$\sigma_д = \sigma_{ст} \cdot K_д = 6,35\,МПа \cdot 26,8 = 170,2\,МПа.$$

Динамічний прогин балки при цьому складе

$$\delta_д = \delta_{ст} \cdot K_д = 0,3\,мм \cdot 26,8 = 8,04\,мм.$$

6 ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ В ЕЛЕМЕНТАХ ФЕРМ

Для розрахунку зусиль, що виникають в елементах ферм, найбільш часто застосовують два методи – метод вирізання вузлів та метод наскрізних перерізів (метод Ріттера).

При застосуванні методу вирізання до вирізаного вузла прикладаються всі зусилля, що на нього діють, і розглядають його рівновагу, складаючи рівняння проекцій всіх зусиль на осі X і Y та прирівнюючи ці рівняння до нуля, тобто $\sum X_i = 0; \sum Y_i = 0$. Потім розв’язують ці рівняння і знаходять значення зусиль.

При застосуванні методу наскрізних перерізів ферму розділяють перерізом на дві частини, одну з них нібито відкидають і розглядають рівновагу другої, приклавши до неї всі діючі зусилля.

При цьому складають рівняння всіх зусиль на осі X і Y та беруть суму моментів цих сил відносно точки, у якій збігається якомога більше невідомих зусиль (точки Ріттера). Усі ці три рівняння дорівнюють нулю і за допомогою них знаходять значення невідомих зусиль.

Задача 6.1

На рисунку 6.1 зображена розрахункова схема трикутної ферми з усіма необхідними даними. Треба знайти значення зусиль S_1 та S_2, що виникають у стержнях ферми під дією сили P.

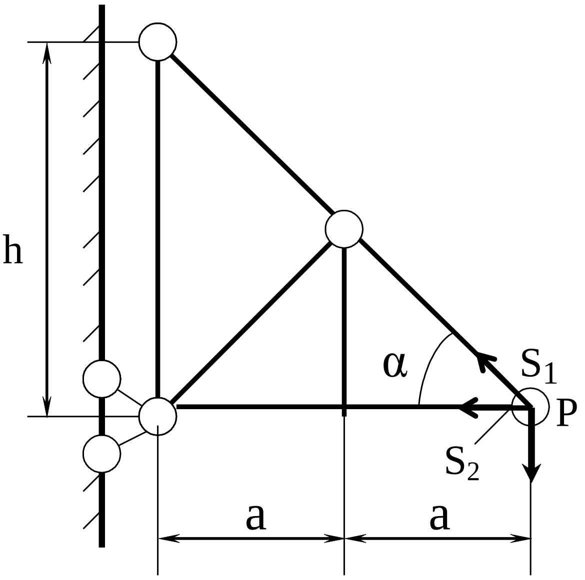


Рисунок 6.1

Дано:

P=150 кН; a=3 м; h=6 м.

Визначити: S_1 = ?, S_2 = ?

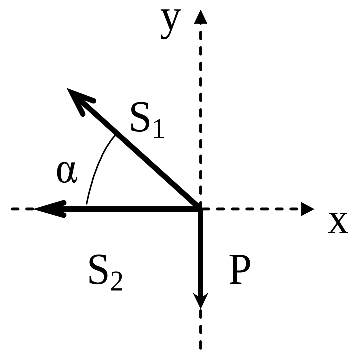


Рисунок 6.2

Розв’язання

Вирізаємо вузол ферми (рисунок 6.2), прикладаємо до нього зусилля P, S_1, S_2, вибираємо осі координат та розглядаємо його рівновагу, складаючи рівняння проекцій усіх зусиль на осі X та Y.

Рівняння проекцій зусиль на осі X та Y прирівнюємо до нуля, тому що за умовами задачі ферма та її вузли повинні перебувати у рівновазі.

Визначаємо кут α. Оскільки ферма являє собою прямокутний трикутник, у якого катети рівні (h=6 м; 2a=6 м), то кут α становить 45^0.

Записуємо рівняння проекцій усіх зусиль на вісь X

$$\sum X_i = -S_2 - S_1 \cos\alpha = 0\,. \qquad (7.1)$$

Сума проекцій усіх зусиль на вісь Y

$$\sum Y_i = -P + S_1 \sin\alpha = 0, \qquad (7.2)$$

звідки знайдемо зусилля S_1

$$S_1 = \frac{P}{\sin\alpha} = \frac{150кН}{\sin 45^0} = \frac{150кН}{0,7} = 214,3кН.$$

Підставляючи значення S_1 у залежність (6.1), знаходимо величину S_2

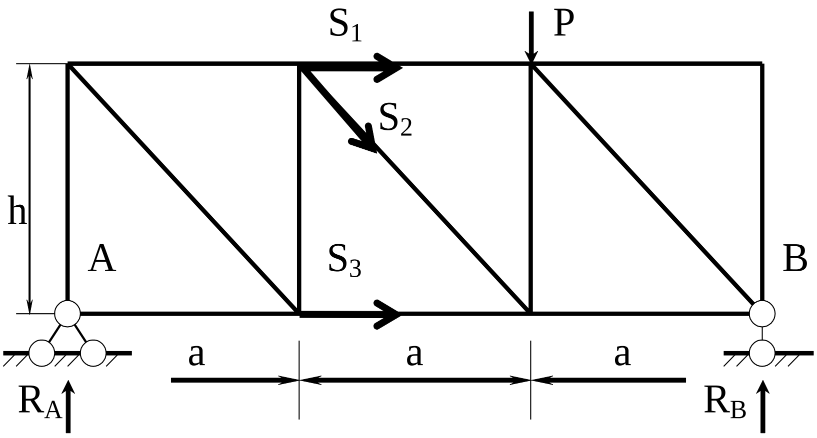
$$S_2 = -S_1 \cos\alpha = -S_1 \cos 45^0 = -214,3кН \cdot 0,7 = -150кН,$$

$$S_2 = -150кН.$$

Знак «мінус» вказує на те, що фактичні зусилля S_2 спрямовані у протилежному напрямку.

Задача 6.2

На рисунку 6.3 зображена розрахункова схема прямокутної ферми, яка навантажена зусиллям P. Треба знайти зусилля, що діють у стержнях ферми S_1, S_2, S_3.



Дано:
P=100 кН;
a = 3 м; h = 3 м.

Визначити:
S_1 = ?
S_2 = ?
S_3 = ?

Рисунок 6.3

Розв’язання

Для розв’язання цієї задачі доцільно використати метод наскрізних перерізів (метод Ріттера), який дає змогу швидко знайти зусилля в стержнях ферми, що розміщені далеко від її опор.

По-перше, треба знайти реакції в опорах ферми R_A і R_B. Зі схеми видно, що

$$P = R_A + R_B. \tag{6.3}$$

Знаходимо реакцію R_A. Для цього складаємо рівняння моментів сил відносно точки B

$$\sum M_B = R_A \cdot 3a - P \cdot a = 0, \tag{6.4}$$

звідки
$$R_A = \frac{P \cdot a}{3a} = \frac{P}{3} = \frac{100кН}{3} = 33{,}3кН.$$

Тоді
$$R_B = P - R_A = 100кН - 33{,}3кН = 66{,}7кН.$$

Тепер робимо наскрізний переріз ферми з таким розрахунком, щоб у перерізі опинилися стержні, зусилля в яких треба знайти. Потім відкидаємо одну з частин ферми (наприклад праву), приклавши в розрізаних стержнях зусилля S_1, S_2, S_3, і розглядаємо рівновагу лівої частини ферми (рисунок 6.4).

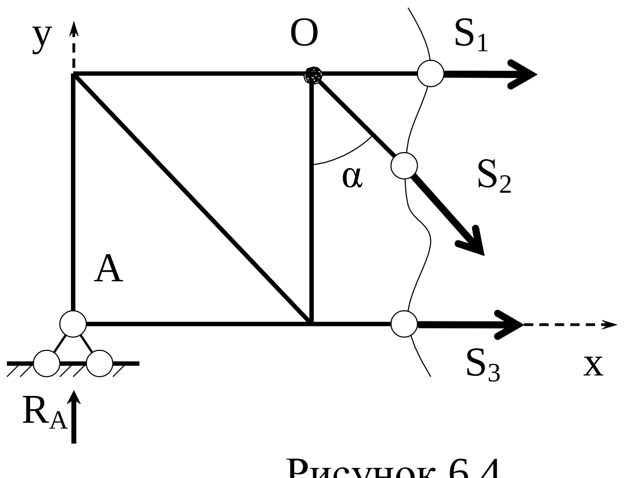


Рисунок 6.4

Оскільки в цілому ферма перебуває в рівновазі, то і будь-яка її частина теж повинна бути в рівновазі. Обираємо осі координат X та Y (початок координат у точці A) і складаємо рівняння рівноваги проекцій сил на осі X та Y та моментів сил відносно точки O, тому що в точці O збігаються лінії дії зусиль S_1 та S_2 і моментів від них не буде.

Знаходимо значення кута α. З даних задачі відомо, що розміри h і a дорівнюють 3 м, тому $\angle\alpha = 45^0$. Складемо рівняння рівноваги

$$\sum X_i = S_3 + S_1 + S_2 \sin\alpha = 0, \tag{6.5}$$

$$\sum Y_i = R_A - S_2 \cos\alpha = 0, \tag{6.6}$$

$$\sum M_O = R_A \cdot a - S_3 \cdot h = 0. \tag{6.7}$$

Тепер з виразів (6.6), (6.7) знайдемо значення зусиль S_2 та S_3.

$$-S_2 = -\frac{R_A}{\cos\alpha} = -\frac{33{,}3\kappa H}{\cos 45^0} = -\frac{33{,}3\kappa H}{0{,}7} \approx -47{,}6\kappa H,$$

тобто $S_2 = 47{,}6\kappa H$;

$$-S_3 = -\frac{R_A \cdot a}{h} = -\frac{33{,}3\kappa H \cdot 3\text{м}}{3\text{м}} = -33{,}3\kappa H,$$

тобто $S_3 = 33{,}3\kappa H$.

Тепер, підставивши знайдені значення S_2 та S_3 в (6.5), знаходимо S_1

$$S_1 = -S_3 - S_2 \sin 45^0 = -33{,}3\kappa H - 47{,}6\kappa H \cdot 0{,}7 = -66{,}6\kappa H.$$

Знак «мінус» вказує на те, що дійсний напрямок зусилля S_1 буде протилежним тому, що вказаний на рисунку 6.4.

Задача 6.3

Стріла баштового крана (рисунок 6.5) підтримується стріловим канатом ($S_{СТР}$) і розташована під кутом $\angle\alpha = 45^0$ до рівня землі та навантажена силою Р= 50 кН. Знайти зусилля $S_{СТ}$, яке стискає стрілу.

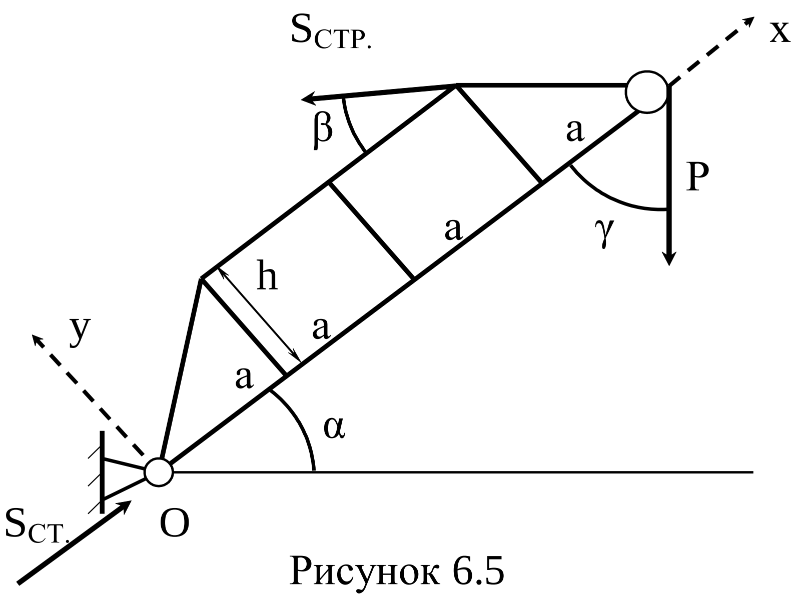


Рисунок 6.5

Дано:
a = 1,5 м; h = 1 м;
$\angle\alpha = 45^0$;
$\angle\beta = 30^0$.

Визначити:
$S_{СТ}$ = ?

Розв'язання

Зусилля, яке стискає стрілу, розташоване на осі X, тому для того, щоб знайти його значення, треба спроектувати всі сили, що діють на стрілу, на вісь X та прирівняти до нуля, тому що стріла повинна бути в рівновазі

$$\sum X_i = S_{CT} + S_{CTP} \cdot \cos\beta - P \cdot \cos\gamma = 0\,. \qquad (6.8)$$

У цьому рівнянні невідомі значення двох сил $S_{СТ.}$ та $S_{СТР.}$.

Для визначення $S_{СТР.}$ складемо рівняння моментів сил відносно точки O, розклавши силу $S_{СТР.}$ на дві складові по осі X та Y

$$\sum M_O = P \cdot 4a \cdot \cos\alpha - S_{CTP} \cdot \cos\beta \cdot h - S_{CTP} \cdot \sin\beta \cdot 3a = 0,$$

звідки

$$S_{CTP.} = \frac{P \cdot 4a \cdot \cos\alpha}{\cos\beta \cdot h + \sin\beta \cdot 3a} = \frac{50кН \cdot 4 \cdot 1{,}5м \cdot \cos 45^0}{1м \cdot \cos 30^0 + 3 \cdot 1{,}5м \cdot \sin 30^0} =$$

$$= \frac{50кН \cdot 4 \cdot 1{,}5м \cdot 0{,}7}{1м \cdot 0{,}86 + 3 \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}5} = \frac{210}{3{,}11} = 67{,}5кН.$$

Визначаємо кут γ. Так як кут α дорівнює 45^0, а сила P перпендикулярна поверхні землі, то

$$\gamma = 90^0 - 45^0 = 45^0\,.$$

Підставимо знайдені значення $S_{СТР.}$ і величину кута γ в (6.8) і знайдемо значення стискної сили $S_{СТ.}$

$$S_{CT.} = S_{CTP} \cdot \cos\beta + P \cdot \cos\gamma = 67{,}5кH \cdot \cos 30^0 + 50кH \cdot \cos 45^0 =$$
$$= 58кH + 35кH = 93кH,$$

тобто $S_{CT.} = 93кH$.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Лаврик В. П., Сагиров Ю. Г., Четверня В. П. Проектування вантажопідйомних машин : навч. посіб. Маріуполь : ГВУЗ «ПГТУ», 2015. 140 с.

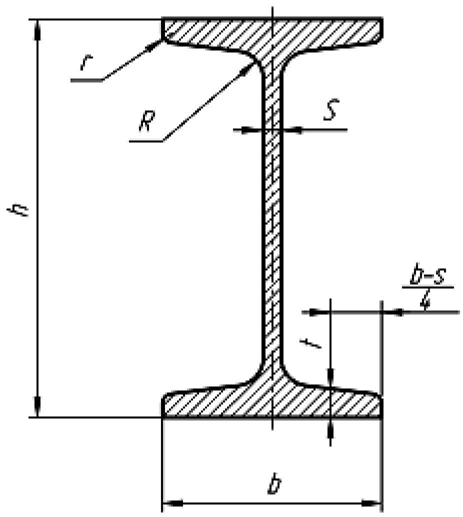
2 Стоцько З. А. Моделювання технологічних систем : навч. посіб. Львів : Вид-во Львівської політехніки, 2013. 188 с.

3 Грабчук В. С. Опір матеріалів : навч. посіб. Київ : Аграрна освіта, 2010. 283 с.

4 Пирогов В. В., Філімоніхін Г. Б., Теорія механізмів і машин : навч. посіб. Кропивницький : ЦНТУ, 2017. Ч. 1. 88 с.

ДОДАТОК А

Двотавр сталевий гарячекатаний

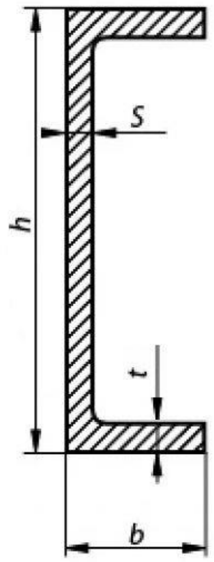


Таблиця А.1 – Розміри та характеристики сталевого двотавра ГОСТ 8239-89

Номер	Розміри						Площа перерізу двотавра, см^2	Маса 1 м, кг	Довідкові значення для осей						
					R	r			$X – X$				$Y – Y$		
	h	b	s	t	не більше				I_x, см^4	W_x, см^3	i_x, см	S_x, см^3	I_y, см^4	W_y, см^3	i_y, см
	мм														
10	100	55	4,5	7,2	7,0	2,5	12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3,0	14,7	11,50	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	8,0	3,0	17,4	13,70	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,50	1,55
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5	20,2	15,90	873	109,0	6,57	62,3	58,6	14,50	1,70
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5	23,4	18,40	1290	143,0	7,42	81,4	82,6	18,40	1,88
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0	26,8	21,00	1840	184,0	8,28	104,0	115,0	23,10	2,07
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0	30,6	24,00	2550	232,0	9,13	131,0	157,0	28,60	2,27
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0	34,8	27,30	3460	289,0	9,97	163,0	198,0	34,50	2,37
27	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5	40,2	31,50	5010	371,0	11,20	210,0	260,0	41,50	2,54
30	300	135	6,5	10,2	12,0	5,0	46,5	36,50	7080	472,0	12,30	268,0	337,0	49,90	2,69
33	330	140	7,0	11.2	13,0	5,0	53,8	42,20	9840	597,0	13,50	339,0	419,0	59,90	2,79
36	360	145	7,5	12,3	14,0	6,0	61,9	48,60	13380	743,0	14,70	423,0	516,0	71,10	2,89
40	400	155	8,3	13,0	15,0	6,0	72,6	57,00	19062	953,0	16,20	545,0	667,0	86,10	3,03
45	450	160	9,0	14,2	16,0	7,0	84,7	66,50	27696	1231,0	18,10	708,0	808,0	101,00	3,09
50	500	170	10,0	15,2	17,0	7,0	100,0	78,50	39727	1589,0	19,90	919,0	1043,0	123,00	3,23
55	550	180	11,0	16,5	18,0	7,0	118,0	92,60	55962	2035,0	21,80	1181,0	1356,0	151,00	3,39
60	600	190	12,0	17,8	20,0	8,0	138,0	108,00	76806	2560,0	23,60	1491,0	1725,0	182,00	3,54

ДОДАТОК Б

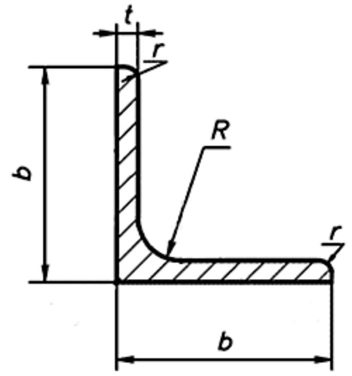
Швелер сталевий гарячекатаний



Таблиця Б.1 – Розміри та характеристики сталевого швелера ГОСТ 8240-97

Номер	Розміри, мм						Площа перерізу, см²	Маса 1 м, кг	Довідкові значення для осей						
									$X-X$				$Y-Y$		
	h	b	s	t	R	r			I_x, см^4	W_x, см^3	i_x, см	S_x, см^3	I_y, см^4	W_y, см^3	i_y, см
					не більше										
5У	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	6,16	4,84	22,8	9,1	1,92	5,59	5,61	2,75	0,95
6,5У	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	7,51	5,90	48,6	15,0	2,54	9,00	8,70	3,68	1,08
8У	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	8,98	7,05	89,4	22,4	3,16	23,30	12,80	4,75	1,19
10У	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	10,90	8,59	174,0	34,8	3,99	20,40	20,40	6,46	1,37
12У	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	13,30	10,40	304,0	50,6	4,78	29,60	31,20	8,52	1,53
14У	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	15,60	12,30	491,0	70,2	5,60	40,80	45,40	11,00	1,70
16У	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	18,10	14,20	747,0	93,4	6,42	54,10	63,30	13,80	1,87
16аУ	160	68	5,0	9,0	8,5	3,5	19,50	15,30	823,0	103,0	6,49	59,40	78,80	16,40	2,01
18У	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	20,70	16,30	1090,0	121,0	7,24	69,80	86,00	17,00	2,04
18аУ	180	74	5,1	9,3	9,0	3,5	22,20	17,40	1190,0	132,0	7,32	76,10	105,00	20,00	2,18
20У	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	23,40	18,40	1520,0	152,0	8,07	87,80	113,00	20,50	2,20
22У	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	26,70	21,00	2110,0	192,0	8,89	110,00	151,00	25,10	2,37
24У	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0	30,60	24,00	2900,0	242,0	9,73	139,00	208,00	31,60	2,60
27У	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	35,20	27,70	4160,0	308,0	10,90	178,00	262,00	37,30	2,73
30У	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0	40,50	31,80	5810,0	387,0	12,00	224,00	327,00	43,60	2,84
33У	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0	46,50	36,50	7980,0	484,0	13,10	281,00	410,00	51,80	2,97
36У	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0	53,40	41,90	10820,0	601,0	14,20	350,00	513,00	61,70	3,10

ДОДАТОК В
Кутик сталевий гарячекатаний



Таблиця Б.1 – Розміри та характеристики сталевого кутика ГОСТ 8509-93

Номер	b	t	R	r	F, см^2	Довідкові значення для осей									
						x - x			x_0 - x_0		y_0 - y_0			I_{xy}, см^4	x_0, см
	мм					Ix, см^4	Wx, см^3	i_x, см	I_{x0} max, см^4	i_{x0} max, см	I_{y0} min, см^4	W_{y0}, см^3	i_{y0} min, см		
1	2				3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
2	20	3	3,5	1,2	1,13	0,40	0,28	0,59	0,63	0,75	0,17	0,20	0,39	0,23	0,60
		4	3,5	1,2	1,46	0,50	0,37	0,58	0,78	0,73	0,22	0,24	0,38	0,28	0,64
2,5	25	3	3,5	1,2	1,43	0,81	0,46	0,75	1,29	0,95	0,34	0,33	0,49	0,47	0,73
		4	3,5	1,2	1,86	1,03	0,59	0,74	1,62	0,93	0,44	0,41	0,48	0,59	0,76
2,8	28	3	4,0	1,3	1,62	1,16	0,58	0,85	1,84	1,07	0,48	0,42	0,55	0,68	0,80
3	30	3	4,0	1,3	1,74	1,45	0,67	0,91	2,30	1,15	0,60	0,53	0,59	0,85	0,85
		4	4,0	1,3	2,27	1,84	0,87	0,90	2,92	1,13	0,77	0,61	0,58	1,08	0,89
3,2	32	3	4,5	1,5	1,86	1,77	0,77	0,97	2,80	1,23	0,74	0,59	0,63	1,03	0,89
		4	4,5	1,5	2,43	2,26	1,00	0,96	3,58	1,21	0,94	0,71	0,62	1,32	0,94
3,5	35	3	4,5	1,5	2,04	2,35	0,93	1,07	3,72	1,35	0,97	0,71	0,69	1,37	0,97
		4	4,5	1,5	2,67	3,01	1,21	1,06	4,76	1,33	1,25	0,88	0,68	1,75	1,01
		5	4,5	1,5	3,28	3,61	1,47	1,05	5,71	1,32	1,52	1,02	0,68	2,10	1,05
4	40	3	5,0	1,7	2,35	3,55	1,22	1,23	5,63	1,55	1,47	0,95	0,79	2,08	1,09
		4	5,0	1,7	3,08	4,58	1,60	1,22	7,26	1,53	1,90	1,19	0,78	2,68	1,13
		5	5,0	1,7	3,79	5,53	1,95	1,21	8,75	1,52	2,30	1,39	0,78	3,22	1,17
4,5	45	3	5,0	1,7	2,65	5,13	1,56	1,39	8,13	1,75	2,12	1,24	0,89	3,00	1,21
		4	5,0	1,7	3,48	6,63	2,04	1,38	10,52	1,74	2,74	1,54	0,89	3,89	1,26
		5	5,0	1,7	4,29	8,03	2,51	1,37	12,74	1,72	3,33	1,81	0,88	4,71	1,30
5	50	3	5,5	1,8	2,96	7,11	1,94	1,55	11,27	1,95	2,95	1,57	1,00	4,16	1,33
		4	5,5	1,8	3,89	9,21	2,54	1,54	14,63	1,94	3,80	1,95	0,99	5,42	1,38
		5	5,5	1,8	4,80	11,20	3,13	1,53	17,77	1,92	4,63	2,30	0,98	6,57	1,42
		6	5,5	1,8	5,69	13,07	3,69	1,52	20,72	1,91	5,43	2,63	0,98	7,65	1,46
5,6	56	4	6,0	2,0	4,38	13,10	3,21	1,73	20,79	2,18	5,41	2,52	1,11	7,69	1,52
		5	6,0	2,0	5,41	15,97	3,96	1,72	25,36	2,16	6,59	2,97	1,10	9,41	1,57
6,3	63	4	7,0	2,3	4,96	18,86	4,09	1,95	29,90	2,45	7,81	3,26	1,25	11,00	1,69
		5	7,0	2,3	6,13	23,10	5,05	1,94	36,80	2,44	9,52	3,87	1,25	13,70	1,74
		6	7,0	2,3	7,28	27,06	5,98	1,93	42,91	2,43	11,18	4,44	1,24	15,90	1,78

Продовження таблиці Б.1

1	2				3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
7	70	4,5	8,0	2,7	6,20	29,04	5,67	2,16	46,03	2,72	12,04	4,53	1,39	17,00	1,88
		5	8,0	2,7	6,86	31,94	6,27	2,16	50,67	2,72	13,22	4,92	1,39	18,70	1,90
		6	8,0	2,7	8,15	37,58	7,43	2,15	59,64	2,71	15,52	5,66	1,38	22,10	1,94
		7	8,0	2,7	9,42	42,98	8,57	2,14	68,19	2,69	17,77	6,31	1,37	25,20	1,99
		8	8,0	2,7	10,67	48,16	9,68	2,12	76,35	2,68	19,97	6,99	1,37	28,20	2,02