

620.1 (075)
0-39

В. А. Огородніков, І. О. Сивак, Г. О. Лебедева

**ОПІР МАТЕРІАЛІВ
ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ І КОНТРОЛЬНІ
ЗАВДАННЯ**

3681-9

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

В.А. Огородніков, І.О. Сивак, Г.О. Лебедева

**ОПІР МАТЕРІАЛІВ
ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ І КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ**

Затверджено Вченою радою Вінницького національного технічного університету як навчальний посібник для студентів заочної форми навчання. Протокол №5 від 26.12.2002 р.

НТБ ВНТУ



3681-9

620.1(075) О-39 2004

Огородніков В.А. Опір матеріалів. Теоретичн



Вінниця ВНТУ 2004

Рецензенти:

П.С. Берник, доктор технічних наук, професор

Ю.І. Муляр, кандидат технічних наук, доцент

О.В. Грушко, кандидат технічних наук, старший викладач

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України

В.А. Огородніков, І.О. Сивак, Г.О. Лебедєва

О 39 **Опір матеріалів. Теоретичні відомості і контрольні завдання.** Під загальною редакцією В.А. Огороднікова.
Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2004 – 75 с.

Навчальний посібник призначений для студентів заочної форми навчання та містить теоретичні відомості, питання для самопідготовки, завдання для виконання контрольних робіт.

УДК 620.1(075)



ЗМІСТ

Передмова	4
Методичні вказівки до тем курсу	5
Тема 1. Основні поняття	5
Тема 2. Розтягання та стискання	5
Тема 3. Зсув	6
Тема 4. Кручення	7
Тема 5. Геометричні характеристики плоских перерізів	8
Тема 6. Теорія напруженого стану і теорії міцності	10
Тема 7. Згин прямих брусів	12
Тема 8. Складний опір	16
Тема 9. Стійкість систем, які деформуються	18
Тема 10. Розрахунок на міцність при напруженнях, які циклічно змінюються в часі	19
Тема 11. Розрахунок тонкостінних оболонок і товстостінних труб ..	21
Тема 12. Згин плоского бруса великої кривизни	22
Тема 13. Динамічні навантаження	22
Тема 14. Пружні коливання	23
Тема 15. Статично невизначувані системи	24
Правила роботи над контрольними завданнями	25
Задачі для контрольних робіт	27
Задача 1. Розрахунок стержня на розтягування-стискання	27
Задача 2. Статично невизначувані системи при розтягуванні-стисканні	28
Задача 3. Розрахунок статично невизначуваної стержневої системи ..	30
Задача 4. Плоский напружений стан	33
Задача 5. Розрахунок вала при крученні	34
Задача 6. Геометричні характеристики перерізів	36
Задача 7. Розрахунок гвинтових пружин	37
Задача 8. Розрахунок балки при згині	39
Задача 9. Розрахунок статично невизначуваної балки	41
Задача 10. Розрахунок стержня на позацентровий стиск	43
Задача 11. Розрахунок при складному згині	45
Задача 12. Розрахунок валів на міцність	47
Задача 13. Розрахунок на міцність кругового стержня великої кривизни	49
Задача 14. Розрахунок стержня на стійкість	52
Задача 15. Розрахунок статично невизначуваної рами при згині	53
Задача 16. Розрахунок балки при динамічних навантаженнях	55
Задача 17. Розрахунок на міцність при напруженнях, які циклічно змінюються в часі	57
Додаток А	58
Література	74

Передмова

Опір матеріалів – це наука про інженерні методи розрахунку на міцність, жорсткість та стійкість машин і споруд.

Міцність – це здатність матеріалу конструкцій і їх елементів чинити опір дії зовнішніх сил не руйнуючись.

Розрахунки на міцність дають можливість визначити розміри та форму деталі, які можна отримати при мінімальних витратах матеріалу.

Жорсткість – здатність конструкцій, їх елементів протидіяти деформації (зміні форми і розмірів). Розрахунки на жорсткість гарантують, що зміни форми і розміру конструкцій і їх елементів не перевищать допустимих норм.

Стійкість – здатність конструкцій і їх елементів протидіяти зусиллям, які намагаються вивести їх з початкового стану рівноваги. Розрахунки на стійкість дають можливість уникнути раптової втрати стійкості і викривлення тонких або довгих деталей.

Наука про опір матеріалів ґрунтується на законах теоретичної механіки, аналітичних методах розрахунків, які вивчаються в курсі математики, використовує досягнення фізики та матеріалознавства.

Даний навчальний посібник призначений для студентів заочної форми навчання, які вивчають курс “Опору матеріалів” практично самостійно. В посібнику наведені задачі, які містять контрольні роботи, теоретичні відомості та пояснення для розв’язання контрольних задач.

Автори намагалися підбирати задачі за рівнем складності таким чином, щоб студенту надати можливість самостійно їх розв’язувати. Посібник містить рекомендації до виконання задач, перелік рекомендованої літератури, теоретичні вказівки до кожної теми, контрольні питання до кожної теми, за якими студент може перевірити свій рівень підготовки з даної теми.

Тематика задач, які входять в посібник, охоплює всі основні теоретичні матеріали, які вивчаються студентами.

Методичні вказівки до тем курсу

Тема 1. Основні поняття

Література: [1, гл.1]; [2. Вступ]

В цій темі дані основні поняття, які необхідно зрозуміти та вивчити. Особливу увагу треба приділити поняттям деформацій та напружень.

Для визначення напруження користуються методом перерізів. Суть його полягає в тому, що тверде тіло, яке знаходиться в стані рівноваги, розрізають (умовно) на дві частини, відкидають одну з частин, замінюють вплив відкинutoї частини внутрішніми силами та складають рівняння рівноваги для частини, що залишилась, і на яку діють зовнішні та внутрішні сили, що розподілені по зробленому перерізу.

Питання для самоперевірки

1. Які деформації називаються пружними, залишковими (пластичними)?
2. Що називається напруженням в точці в даному перерізі?
3. Яке напруження називається нормальним?
4. Яке напруження називається дотичним?
5. В чому суть методу перерізів?

Тема 2. Розтягання та стискання

Література: [1, 2]; [2, гл.1]; [3, гл.1, задачі 1, 3, 16, 19, 20, 26, 30, 37, 38, 55, 59, 66, 80, 84, 88, 93, 102, 118]; [6, розд.2]

В цій темі розглянуті прості випадки дії сил на стержень та розглянуто ряд питань (механічні властивості матеріалів, вибір допустимих напружень, статично невизначувані задачі), які зустрічаються в інших розділах курсу.

Необхідно звернути увагу на те, що механічні характеристики матеріалів (границя пропорційності, границя пружності, границя текучості, границя міцності) знаходять як відношення відповідного навантаження до початкової площі поперечного перерізу. В зв'язку з цим отримують умовні напруження, а не дійсні, для обчислювання останніх треба ділити навантаження на дійсну площу поперечного перерізу, яка змінюється під час експерименту. Знаючи величини дійсних напружень, можна побудувати так звану дійсну діаграму розтягу, яка більш точно характеризує властивості матеріалу, ніж умовна діаграма.

Треба завжди пам'ятати, що закон Гука справедливий в певних межах навантаження (до границі пропорційності). Не можна напруження для сталі при $\delta = 0,1$ розрахувати за формулою $\sigma = E \cdot \epsilon$, оскільки тоді

отримуємо, що $\sigma = 2 \cdot 10^5 \cdot 0,1 = 2 \cdot 10^4$ МПа в той час, як при 400 МПа матеріал вже руйнується.

При рішенні статично невизначуваних задач треба звернути увагу на те, що зусилля в стержнях статично невизначуваних систем залежить від площі поперечного перерізу A та від модуля пружності E , тоді як в статично визначуваних системах A і E не впливають на розподіл зусиль.

Спосіб розрахунку за допустимими навантаженнями для статично визначуваних систем дає такі результати, як спосіб розрахунку за допустимими напруженнями, але для статично невизначуваних систем він дозволяє відкрити додаткові резерви міцності, підвищити несучу здатність конструкцій і вказує на можливість більш економічних витрат матеріалу.

Слід звернути увагу на досить важливі поняття: границя міцності, допустиме напруження та коефіцієнт запасу міцності.

Питання для самоперевірки

1. Як будується діаграма розтягу?
2. Що називається границею пропорційності?
3. Що називається границею пружності, границею текучості, границею міцності?
4. Як формулюється закон Гука?
5. Що називається модулем пружності?
6. Що називається коефіцієнтом поперечної деформації?
7. Як знайти роботу розтягальної сили з діаграми розтягу?
8. Що називається питомою роботою деформації?
9. Що називається дійсною границею міцності?
10. В чому полягає різниця між пластичними та крихкими матеріалами?
11. В яких місцях виникає концентрація напружень?
12. Які системи називаються статично невизначуваними?
13. Який загальний порядок розкриття статично невизначуваних систем?
14. Як знаходять напруження при зміні температури?
15. Як знаходять видовження стержня під дією власної ваги?
16. Від яких факторів залежить коефіцієнт запасу міцності?
17. Як формулюється умова міцності?

Тема 3. Зсув

Література [1, гл.4]; [2, гл.2, § 20];
[3, гл.3, задачі 2, 7, 21, 24, 27, 32]; [6, розд.3]

Дотичні напруження на двох взаємно перпендикулярних площадках рівні між собою. Цей важливий закон називається законом парності дотичних напружень. При вивченні деформацій треба звернути увагу на те, що одна з діагоналей виділеного елемента, по гранях якого діють дотичні

напруження, видовжується, а друга – скорочується; таким чином, явище розтягу-стиску і зсуву не можна розглядати ізольовано одне від одного. Закон Гука при зсуві ($\tau = G \cdot \gamma$) легко запам'ятати в зв'язку з повною аналогією її з законом Гука при розтягу-стиску: $\sigma = E \cdot \epsilon$. Необхідно уважно вивчити питання про вибір допустимих напружень при зсуві.

Слід звернути увагу на те, що розрахунки заклепок, зварних з'єднань і трубок є умовними і що явище «зрізу» завжди ускладнене наявністю інших напружень, якими для спрощення розрахунків звичайно нехтують. Треба вміти показати на кресленні площадки, на яких виникають напруження зрізу, зминання, сколювання.

Питання для самоперевірки

1. Що називається абсолютним та відносним зсувом?
2. Як формулюється закон Гука при зсуві?
3. Який модуль більше: E чи G ?
4. Як визначається умовна площа зминання заклепки?
5. За яким перерізом в заклепковому з'єднанні проводиться перевірка листів на розтяг?
6. Як розрахувати стикові, торцеві і флангові шви?

Тема 4. Кручення

Література [1, гл.6]; [2, гл.2];

[3, гл.4, задачі 1,9,14,18,24,32,35,38,48,60,63]; [6, розд.7]

У випадку центрального розтягу-стиску нормальні напруження розподіляються в поперечному перерізі стержня рівномірно. При розрахунку на зріз, звичайно, вважають, що дотичні напруження також розподіляються рівномірно. У випадку кручення круглого стержня дотичні напруження в поперечному перерізі розподіляються нерівномірно, змінюючись за лінійним законом – від нуля на осі до максимального значення біля поверхні стержня. В зв'язку з цим і виникає думка про заміну суцільного вала порожнистим, матеріал перерізу якого знаходиться в більш напруженій зоні і використовується раціональніше.

Слід уважно розібрати побудову епюр крутних моментів $M_{кр}$, які наочно показують зміну крутного моменту по довжині вала. При обчислюванні напружень в будь-якому поперечному перерізі вала необхідно брати з епюри $M_{кр}$ значення відповідної ординати.

Треба звернути увагу на те, як використовується закон парності дотичних напружень для встановлення напрямку τ в точках контуру прямокутного поперечного перерізу стержня. Найбільші напруження в такому перерізі виникають в точках контуру, найближче розташованих до осі кручення.

Питання для самоперевірки

1. Які напруження виникають в поперечному перерізі круглого стержня при крученні?
2. Як знаходять їх величину в довільній точці поперечного перерізу?
3. Чи виникають при крученні нормальні напруження?
4. Чому дорівнює полярний момент інерції круглого перерізу?
5. Що називається моментом опору при крученні?
6. Чому дорівнює момент опору кільцевого перерізу?
7. Як визначити момент, який передається шківом, за потужністю і кількістю обертів?
8. Як визначити кут закручування?
9. Як виконують розрахунок вала на міцність, на жорсткість?
10. Як визначають максимальне напруження при крученні стержня прямокутного перерізу?
11. Як визначають напруження в пружинах?
12. Як визначають деформації пружин?

Тема 5. Геометричні характеристики плоских перерізів

Література: [1, гл.5]; [2, гл.3];

[3, гл.5, задачі 1,4,5,8,9,11,13,20,25]; [6, розд. 6]

В теорії згину важливу роль відіграють моменти інерції, тому слід розглянути це питання попередньо в вигляді самостійної теми. Перед вивченням цієї теми корисно за підручником теоретичної механіки повторити матеріал про статичні моменти і про знаходження центрів ваги плоских фігур. При обчислюванні моментів інерції треба пам'ятати, що вони являють собою інтеграли типу $\int z^2 dA$ (осьовий, чи екваторіальний, момент інерції відносно осі y) чи типу $\int zy dA$ (відцентровий момент інерції відносно осей z і y).

Необхідно запам'ятати, що теорема про перенесення осей ($I_{y_1} = I_y + a^2 A$) справедлива тільки в тому випадку, якщо вісь y проходить через центр ваги фігури. Якщо, наприклад, відомо момент інерції трикутника відносно центральної осі, яка проходить через основу, то неможливо за допомогою теореми про перенесення осей зразу знайти момент інерції трикутника відносно осі, яка проходить через вершину паралельно основі, спочатку необхідно за допомогою цієї теореми знайти момент інерції відносно центральної осі, а потім визначити момент інерції відносно осі, яка проходить через вершину. Формула переносу осей наочно показує, що найменшим з моментів інерції відносно декількох паралельних осей є момент інерції відносно тієї осі, яка проходить через центр ваги.

Найменшим з моментів інерції відносно центральних осей,

нахилених під різними кутами, є момент інерції відносно одної з головних центральних осей. Відносно другої головної осі, перпендикулярної до першої, момент інерції має, навпаки, найбільше значення. Відцентровий момент інерції відносно головних осей дорівнює нулю; при цьому, зовсім не обов'язково, щоб головні осі проходили через центр ваги так, як через будь-яку точку, яка лежить в площині фігури, можна провести такі дві взаємоперпендикулярні осі, відносно яких відцентровий момент інерції буде дорівнювати нулю. В теорії згину дуже важливу роль відіграють головні центральні осі, положення яких для несиметричних перерізів визначають так:

- а) спочатку проводять довільні осі, розраховують статичні моменти перерізу відносно цих осей (розклавши попередньо складну фігуру на ряд простих фігур) і визначають положення центра ваги перерізу;
- б) проводять через центр ваги всього перерізу осі, паралельні початково вибраним випадковим осям, і знаходять, за допомогою теореми про перенос осей, відцентрові та осьові моменти інерції перерізу відносно цих нових осей;
- в) знаходять положення головних центральних осей u і v за формулою:

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{2I_{yz}}{I_y - I_z},$$

- г) знаходять головні центральні моменти інерції.

Для перевірки правильності обчислювання I_u і I_v , можна використати рівність $I_u + I_v = I_y + I_z$ і $I_{uv} = 0$.

Слід мати на увазі, що за допомогою цих рівнянь можна перевірити обчислення тільки за п.3 і п.4; дотримання цих рівнянь не гарантує правдивості обчислень, зроблених в пунктах 1 і 2.

Якщо переріз складається з декількох прокатних профілів, то необхідно при обчислюванні користуватись даними таблиць сортаменту. При визначенні відцентрового моменту інерції кутика (рівнобокого чи нерівнобокого) не слід ділити площу цього кутика на два прямокутники; спочатку можна знайти відцентровий момент інерції всього кутика відносно осей, які проходять через центр ваги паралельно полицям, при допомозі формули, в якій використані значення із таблиць сортаменту:

$$I_{xy} = \frac{I_{x_0} - I_{y_0}}{2} \cdot \sin 2\alpha,$$

де I_{x_0} і I_{y_0} – головні центральні моменти інерції, значення яких дані в таблицях сортаменту.

Після цього треба застосувати формулу перенесення осей і знайти центробіжні моменти інерції кутика відносно центральних осей всього перерізу.

При використанні формули повороту осей треба обов'язково звернути увагу на знак кута α ; якщо до суміщення осі x_0 з віссю x треба повернути ось x_0 за годинниковою стрілкою, то кут α слід вважати від'ємним.

Питання для самоперевірки

1. За якими формулами знаходять координати центра ваги плоскої фігури?
2. За якими формулами знаходять осьові моменти інерції відносно осей, паралельних головним?
3. За якими формулами знаходять осьові моменти інерції відносно осей повернутих на деякий кут α відносно головних?
4. Чому дорівнює сума осьових моментів інерції відносно двох взаємно перпендикулярних осей?
5. Які осі називаються головними?
6. Для яких фігур можна без обчислювання встановити положення головних центральних осей?
7. Відносно яких центральних осей основні моменти інерції мають найменше і найбільше значення?
8. Який з двох моментів інерції трикутника більший: відносно осі, яка проходить через основу, чи відносно осі, яка проходить через вершину паралельно основі?
9. Який з двох моментів інерції квадратного перерізу більший: відносно центральної осі, яка проходить паралельно стороні, чи відносно осі, яка проходить через діагональ?
10. Який з двох головних центральних моментів інерції напівкруглого перерізу більший: відносно осі, паралельної діаметру, яка обмежує переріз, чи відносно перпендикулярної осі?

Тема 6. Теорія напруженого стану і теорії міцності

Література: [1, гл.3 і 8]; [2, гл.7 і 8];

[3, гл.2, задачі 1,7,11,16,28,35,36]; [6, розд.4]

Головні напруження грають досить важливу роль при вирішенні питання про міцність матеріалу: одне з цих напружень є найбільшим, а друге – найменшим з усіх нормальних напружень для даної точки.

Треба звернути увагу на повну аналогію між формулами для напружень в похилених площинах і формулами для моментів інерції відносно осей, нахилених до головних. В цих формулах головним

напруженням відповідають головні моменти інерції; напруженням в площинах, нахилених до головних під кутом α , відповідають моменти інерції відносно осей, нахилених до головних під кутом β ; дотичним напруженням відповідає відцентровий момент інерції. Аналогічно легко продовжити далі:

Дотичні напруження на головних площинах дорівнюють нулю	Відцентровий момент інерції відносно головних осей дорівнює нулю
Одне з головних напружень є максимальним, друге – мінімальним	Один з головних моментів інерції є максимальним, другий – мінімальним
Кут нахилу головних площин знаходять за формулою $\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2\tau}{\sigma_y - \sigma_x}$	Кут нахилу головних осей знаходять за формулою $\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2I_{yz}}{I_y - I_z}$

При лінійному напруженому стані питання про міцність матеріалу вирішується легко: треба визначити небезпечне напруження σ^0 із випробувань на простий розтяг (стиск), призначити коефіцієнт запасу і порівняти головне напруження σ із допустимим напруженням

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma^0}{k}.$$

У випадку плоского або об'ємного напруженого стану задача значно ускладнюється тому, що невідомо, при якій комбінації числових значень головних напружень настає небезпечний стан матеріалу. Тому необхідно знайти напруження, яке залежить від головних напружень, при яких виникає небезпечне руйнування, а потім числове його значення порівняти із допустимим напруженням, встановленим з випробування на простий розтяг (стиск). В залежності від того, який фактор за даною теорією міцності вважається вирішальним і створює небезпечний стан матеріалу, отримуємо різні розрахункові формули.

Питання для самоперевірки

1. Які існують види напруженого стану?
2. В чому полягає закон парності дотичних напружень?
3. Чому дорівнює сума нормальних напружень на двох взаємно перпендикулярних площинах?
4. На яких площинах виникає найбільше і найменше нормальне напруження?
5. Як проводиться графічна побудова для визначення напружень в похилих площинах, в випадку плоского напруженого стану?
6. Як за допомогою цієї побудови знаходять головні напруження?

7. Чому дорівнює найбільше дотичне напруження в випадку плоского напруженого стану?
8. Як знаходять максимальне дотичне напруження в випадку об'ємного напруженого стану?
9. Як знаходять деформації при плоскому і об'ємному напруженому стані?
10. Як формулюється перша теорія міцності?
11. Як знаходять розрахункові напруження за другою теорією міцності?
12. Чи залежить розрахункове напруження, яке знайдено за третьою теорією міцності, від міцності, від величини σ_2 ?
13. Чому дорівнює питома робота деформації при об'ємному напруженому стані?
14. Яка частина потенціальної енергії деформації враховується при складанні розрахункового рівняння за четвертою теорією міцності?

Тема 7. Згин прямих брусів

Література: [1, гл.7]; [2, гл.4, § 28-32; гл.5];
 [3, гл.6, задачі 1,2,5,16,20,23,31,39,42,44,47,57,67,78,87;
 гл.7, задачі 1,3,5,6,7,11,17,19,28,40,58,59,70;
 гл.8, задачі 1,23,24; гл.9, задачі 4,6,9]; [6, розд.8]

Ця тема є найбільшою і найскладнішою темою курсу опору матеріалів; її слід вивчати поступово, звертаючи особливу увагу на розв'язання задач. Спочатку треба засвоїти особливо важливі поняття згинального моменту M і поперечної сили Q і навчитися вільно будувати епюри M і Q .

Необхідно пам'ятати, що поперечна сила в даному перерізі дорівнює алгебраїчній сумі проєкцій сил, розташованих тільки по одну сторону від розглядуваного перерізу, на перпендикулярах до осі балки, а згинальний момент в даному перерізі дорівнює алгебраїчній сумі моментів сил, розташованих тільки з однієї сторони, відносно центральної осі поперечного перерізу. В зв'язку з цим рекомендується – при обчислюванні, наприклад, згинального моменту в перерізі балки як моменту лівих сил – закривати будь-чим (рукою, книжкою, листом паперу) частину балки, розміщену справа від перерізу, який розглядається, щоб відкритим лишались тільки одні ліві сили. Слід при цьому мати на увазі, що можна розглядати як одні ліві, так і одні праві сили, в залежності від того, з якої сторони простіше одержати вирази M і Q .

Дуже важливе значення має теорема Журавського, яка встановлює залежність між M і Q , за допомогою якої можна перевірити побудову епюр.

Необхідно звернути увагу на нерівномірність розподілу нормальних напружень по висоті балки і на те, що міцність балки залежить від моменту

опору W . Треба чітко представляти, яким шляхом можна збільшити момент опору без збільшення витрати матеріалу.

Рекомендується порівняти між собою епюри σ і τ , побудовані для балки прямокутного поперечного перерізу. Найбільше і найменше нормальне напруження (головні напруження) знаходять за формулою:

$$\sigma_{1,3} = 0,5 \left(\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right).$$

Необхідно розібрати графічну побудову за допомогою якої можна отримати цю формулу.

Потрібно уважно вивчити питання про центр згину. В роботі професора В.З.Власова «Тонкостенные упругие стержни» це питання розглянуто більш детально і дана закінчена теорія згину і кручення тонкостінного профілю довільної форми.

Після цього слід перейти до вивчення деформацій при згині.

Права частина диференціального рівняння зігнутої осі балки вміщає вираз згинального моменту в довільному перерізі даної ділянки, а не в тому перерізі, для якого знаходять переміщення (кути повороту і прогини), $M(x)$ – величина змінна; тільки в випадку чистого згину $M(x) = const$. Треба добре зрозуміти геометричне розуміння сталих інтегрування C і D ; розділивши їх на EI , одержимо відповідно кут повороту і прогин на початку координат.

При наявності декількох ділянок, коли згинальний момент від зосереджених сил чи моментів виражається різними рівняннями, необхідно інтегрувати без розкриття дужок, так як тільки при дотриманні цієї вимоги довільні сталі будуть відповідно рівні між собою ($C_1 = C_2 = \dots = C$ і $D_1 = D_2 = \dots = D$).

Розподілене навантаження можна перетворити і одержати відповідно рівні довільні сталі і в тому випадку, коли воно на будь-який ділянці балки обривається.

Внаслідок цього можна отримати загальні рівняння кутів повороту і прогинів, якими і слід переважно користуватися при розв'язанні задач аналітичним методом. Взагалі початок координат розміщують на лівому кінці балки і загальне рівняння кутів повороту і прогинів записують так:

$$EI\theta = EI\theta_0 + M_0x + Q_0 \frac{x^2}{2} + \sum M(x - a_m) + \sum P \frac{(x - a_p)^2}{2} + \sum q \frac{(x - a_q)^3}{6}; \quad (1)$$

$$EIy = EIy_0 + EI\theta_0 x + M_0 \frac{x^2}{2} + Q_0 \frac{x^3}{6} + \sum M \frac{(x - a_m)^2}{2} + \sum P \frac{(x - a_p)^3}{6} + \sum q \frac{(x - a_q)^4}{24}. \quad (2)$$

Тут a_m, a_p, a_q – відповідно абсциси точок прикладання відповідної пари M сили P , початок рівномірно розподіленого навантаження q ; знаки сум розповсюджуються на всі навантаження, розміщені зліва від того перерізу балки, для якого знаходять прогин і кут повороту. Величини y_0, θ_0, M_0, Q_0 , які позначають відповідний прогин, кут повороту, згинальний момент і поперечну силу на початку координат, називаються початковими параметрами. В зв'язку з цим метод визначення деформацій балки за допомогою записаних вище рівнянь називають методом початкових параметрів. Два початкових параметри з чотирьох відомі при будь-якому способі закріплення лівого кінця балки. Дійсно, для защемленого кінця $y_0 = 0$ і $\theta_0 = 0$; для шарнірно опертого кінця $y_0 = 0$ і $M_0 = 0$ (якщо на лівому кінці прикладений момент M , то $M_0 = M$); для вільного кінця $Q_0 = 0$ (якщо на лівому кінці прикладена сила P , то $Q_0 = P$) і $M_0 = 0$ (або $M_0 = M$).

Для статично визначуваної балки початкові параметри Q_0 і M_0 легко знайти за допомогою рівнянь статички; таким чином, в випадку защемленого лівого кінця відомі всі чотири початкові параметри, в випадку шарнірно опертого кінця невідома тільки величина θ_0 , в випадку вільного кінця невідомі величини y_0 і θ_0 .

Невідомі початкові параметри знаходять з умови на правому кінці балки. Наприклад, для балки, вільно покладеної на двох опорах, при визначенні θ_0 потрібно використати ту умову, що прогин на правій опорі дорівнює нулю.

Нерозрізні балки розраховуються за допомогою рівнянь трьох моментів. При наявності навантаження на консолі нерозрізної балки в ліву частину рівняння трьох моментів треба підставити значення згинального моменту на крайній опорі, враховуючи його знак: момент вважається додатним, якщо він вигинає консоль опуклістю вниз. В випадку зачеплення на крайній опорі треба приєднати до балки додатковий проліт, написати рівняння трьох моментів в звичайній формі, після чого провести спрощення, тобто прирівняти нулю довжину додаткового прогону і момент на крайній його опорі. Цей прийом дозволяє розраховувати за допомогою рівнянь трьох моментів і однопрогонові балки з затиснутими кінцями.

Однопрогонові статично невизначувані балки легко можна розраховувати за допомогою методу початкових параметрів. Для прикладу розглянемо балку з защемленими кінцями, навантажену рівномірно

розподіленим навантаженням по всій довжині. В даному випадку $y_0 = 0$ і $\theta_0 = 0$; з погляду симетрії можна написати, що $Q_0 = \frac{ql}{2}$; рівняння (1) і (2) матиме такий вигляд:

$$EI\theta = M_0x + \frac{ql}{2} \cdot \frac{x^2}{2} - q \frac{x^3}{6};$$

$$EIy = M_0 \frac{x^2}{2} + \frac{ql}{2} \cdot \frac{x^3}{6} - q \frac{x^4}{24}.$$

Невідомий початковий параметр M_0 знайдено з умови на правій опорі: при $x = l$, $\theta = 0$ (можна використати також умову: при $x = l$, $y = 0$).

$$M_0l + \frac{ql}{2} \frac{l^2}{6} - q \frac{l^3}{6} = 0.$$

Звідки находимо $M_0 = \frac{ql^2}{12}$.

Таким чином, ми знайшли не тільки опорний момент, але одночасно одержали рівняння кутів повороту і прогину. При рішенні не виникало ніяких додаткових ускладнень, не дивлячись на те, що дана задача статично невизначувана.

На закінчення необхідно досконально розібрати приклад розрахунку простих статично невизначених балок.

Питання для самоперевірки

1. Як знаходять згинальний момент в будь-якому перерізі балки?
2. В якому випадку згинальний момент вважається додатним?
3. Як знаходять поперечну силу в будь-якому перерізі балки?
4. Коли поперечна сила вважається додатною?
5. Яка існує залежність між величинами M і Q ?
6. Як знаходять максимальний згинальний момент?
7. Який випадок згину називається чистим згином?
8. По якій кривій вигнеться балка в випадку чистого згину?
9. Як змінюється нормальне напруження по висоті балки?
10. Що називається нейтральним шаром і де він знаходиться?
11. Що називається моментом опору при згині?
12. Як вигідніше покласти балку прямокутного перерізу при роботі на згин: на ребро чи пластом?
13. Який переріз має більший момент опору при однаковій площі: круглий чи квадратний?

14. В яких площинах виникають дотичні напруження при згині, які визначаються за формулою Журавського? Як їх знаходять?
15. Як знаходять головні напруження при згині?
16. Які напруження з'являться в балці, якщо площина дії навантаження не пройде через центр згину?
17. Як записується узагальнене диференціальне рівняння зігнутої осі балки?
18. Як знаходять сталі інтегрування?
19. Як визначити найбільший прогин?
20. Що являють собою члени правої частини рівняння трьох моментів?
21. Як визначити опорні реакції нерозрізної балки?
22. В чому перевага методу початкових параметрів?

Тема 8. Складний опір

Література: [1, гл.9]; [2, гл.4, § 33,34];
[3, гл.10, задачі 1,2,6,7,13,22,25,29,35,
39,50,54,64,69,72,76,83,89,93,96]

Вивчення складного опору, як прийнято, починають з косоного згину. Нейтральна лінія при косому згині вже не перпендикулярна площині дії зовнішніх сил, а площина, в якій розміщені прогини при косому згині, не збігається з площиною дії зовнішніх сил. Явище косоного згину особливо небезпечне для перерізів, в яких значно відрізняються одне від одного головні моменти інерції (наприклад, для двотавра): балки з таким перерізом добре працюють на згин в площині найбільшої жорсткості, але й при невеликих кутах нахилу площини зовнішніх сил до площини найбільшої жорсткості в балках виникають значні додаткові напруження і деформації. Для балки круглого перерізу косий згин неможливий, так як всі центральні осі такого перерізу є головними і нейтральний шар завжди перпендикулярний площині дії зовнішніх сил. Косий згин неможливий також і для квадратного перерізу, але для такого перерізу рішення питання про міцність залежить від положення площини зовнішніх сил, так як моменти опору квадратного перерізу неоднакові відносно різних центральних осей (хоча моменти інерції відносно всіх центральних осей рівні між собою, як і для круглого перерізу). При розташуванні зовнішніх сил в діагональній площині розрахункові напруження в балці квадратного перерізу будуть більшими, як в разі, коли площина зовнішніх сил паралельна граням балки.

При визначенні напружень в разі позацентрового розтягу чи стиску необхідно знати положення головних центральних осей перерізу; власно від цих осей відраховується відстань точки прикладання сил і точки, в якій визначають напруження.

Слід звернути увагу на те, що прикладена позацентрово стискаюча сила може викликати в поперечному перерізі стержня розтягуючі напруження. В зв'язку з цим позацентровий стиск є особливо небезпечним для стержнів з крихких матеріалів (цегли, бетону), які чинять слабкий опір розтяжним силам.

Треба навчитися для прямокутного перерізу встановлювати приблизне положення нейтральної лінії при різних положеннях поздовжньої сили; при цьому важливо пам'ятати основну залежність: якщо точка прикладання сили знаходиться в середині ядра перерізу, то нейтральна лінія перетинає поперечний переріз.

У випадку згину з крученням нормальні напруження σ_x , дотичні напруження τ_x і перевірка міцності проводиться за головними напруженнями. На закінчення слід вивчити загальний випадок складного опору, коли стержень зазнає одночасно розтягу (стиску), згину в двох площинах і кручення. Напруження в будь-якому поперечному перерізі стержня залежить від величини $M_x, M_y, M_z, N, Q_y, Q_z$, які визначають так:

- а) крутний момент M_x , дорівнює алгебраїчній сумі моментів усіх сил, розташованих по один бік від перерізу, який розглядається відносно осі, перпендикулярній площині перерізу, яка проходить через його центр ваги;
- б) згинальний момент M_y , дорівнює алгебраїчній сумі моментів усіх сил, розташованих по один бік від перерізу, що розглядається, відносно головної центральної осі у даного перерізу;
- в) згинальний момент M_z дорівнює алгебраїчній сумі моментів тих самих сил відносно головної центральної осі z даного перерізу;
- г) поздовжня сила N дорівнює алгебраїчній сумі проєкцій всіх сил, розташованих по один бік від розглядуваного перерізу, на перпендикуляр до площини перерізу;
- д) поперечна сила Q_y дорівнює сумі проєкцій тих самих сил на головну центральну вісь y у даного перерізу;
- е) поперечна сила Q_z дорівнює сумі проєкцій тих самих сил на головну центральну вісь z даного перерізу.

Питання для самоперевірки

1. Який випадок згину називається косим згином?
2. Чи можливий косий згин при чистому згині?
3. В яких точках поперечного перерізу виникають найбільші напруження при косому згині?
4. Як знаходять положення нейтральної лінії при косому згині?
5. Як пройде нейтральна лінія, якщо площина дій сил збігається з діагональною площиною балки прямокутного поперечного перерізу?
6. Як визначають деформації при косому згині?

7. Чи може балка круглого поперечного перерізу утворювати косий згин?
8. Як знаходять напруження в довільній точці поперечного перерізу при позацентровому розтягу або стиску?
9. Чому дорівнює напруження в центрі ваги поперечного перерізу при позацентровому розтягу або стиску?
10. Яке положення буде мати нейтральна лінія, якщо поздовжня сила прикладена до вершини ядра перерізу?
11. Які напруження виникають в поперечному перерізі стержня при згині з крученням?
12. Як знаходять небезпечні перерізи стержня при згині з крученням?
13. В яких точках круглого поперечного перерізу виникають найбільші напруження при згині з крученням?
14. Чому звичайно не враховують дотичні напруження від згину при одночасній дії згину з крученням?
15. Як записуються умови міцності стержня за всіма чотирма теоріями, якщо відомі σ_n і τ_n ?
16. Як знаходять розрахунковий момент при згині з крученням стержня круглого поперечного перерізу?
17. За якою теорією міцності (третьою чи четвертою) одержимо більший розрахунковий момент при заданих величинах M_{xz} і M_k ?

Тема 9. Стійкість систем, які деформуються

Література: [1, гл. 13]; [2 гл. 14];
[3 гл. 12, задачі 2, 4, 11, 14, 32]

Попередні теми курсу стосувалися розрахунків на міцність і на жорсткість; в цій темі викладений розрахунок на стійкість. Небезпека явища втрати стійкості полягає в тому, що вона наступає при напруженні, значно меншому за границю міцності матеріалу. Це напруження називається критичним; для стержнів великої гнучкості його можна визначити за формулою Ейлера. Дослідження професора Ф. С. Ясинського дали можливість встановити критичне напруження для стержнів малої і середньої гнучкості, для яких формулу Ейлера використати неможливо. Допустиме напруження при розрахунку на стійкість повинно бути знижено порівняно з допустимим напруженням при звичайному стиску. Коефіцієнти φ , які враховують це зниження, для стержнів різної гнучкості і для різних матеріалів, приводяться в спеціальних таблицях. Слід звернути увагу на те, що при виборі перерізу доводиться декілька раз проводити обчислення, застосовуючи спосіб послідовних наближень.

Питання для самоперевірки

1. В чому заключається явище втрати стійкості стиснутого стержня?
2. Яка сила називається критичною?

3. За якою формулою знаходять критичну силу?
4. Як зміниться критична сила для стійка круглого поперечного перерізу при зменшенні діаметра в два рази?
5. Як зміниться критична сила при збільшенні довжини в два рази?
6. В яких межах справедлива формула Ейлера?
7. Що називається гнучкістю стержня?
8. Як враховується вплив способів закріплення кінців стержня?
9. Чому дорівнює коефіцієнт приведення довжини для різних випадків закріплення кінців?
10. Як знаходять критичне напруження для стержнів малої і середньої гнучкості?
11. Який вигляд має графік критичного напруження?
12. Як проводять перевірку стержнів на стійкість за допомогою коефіцієнта φ ?
13. Як підбирають переріз стержня при розрахунках на стійкість?

Тема 10. Розрахунок на міцність при напруженнях, які циклічно змінюються в часі

Література: [1, гл.15]; [2, гл.13]; [3, гл.14, задачі 72,78,85]

Ця тема має важливе значення тому, що в деталях машин часто виникають змінні напруження. Треба добре усвідомити поняття границі витривалості і навчитися будувати діаграми для несиметричного циклу. Необхідно також знати всі фактори, від яких залежить коефіцієнт концентрації напружень. Особливу увагу слід звернути на практичні заходи боротьби зі зломами від втоми:

- а) підвищення границі міцності при достатній пластичності;
- б) створення однорідної, дрібнозернистої структури;
- в) проектування зовнішніх обрисів деталі без різких переходів;
- г) ретельну обробку поверхні.

Треба докладно розібрати приклади визначення допустимих напружень для різних деталей машин, які працюють в умовах змінних навантажень. Правильний вибір допустимих напружень і форми перерізу забезпечать більш економічне використання матеріалу.

Під втомою розуміють зниження міцності деталі чи зразка під дією змінних напружень. Це явище полягає в тому, що деталь, яка розрахована за граничними статичними характеристиками матеріалу m чи $0,02$, під дією змінних напружень руйнується через деякий проміжок часу. Руйнування від поширення тріщини від втоми називають втомленим. В елементах механічних систем напруження як правило змінюється періодично. Сукупність послідовних значень напружень за один період їх зміни називають циклом напружень, або просто циклом.

Цикл змінних напружень характеризується:

- а) максимальним алгебраїчним значенням напруження циклу σ_{max} ;
- б) мінімальним алгебраїчним значенням напруження циклу σ_{min} ;
- в) середнім напруженням циклу $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$;
- г) амплітудою напруження циклу $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$;
- д) коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$.

Якщо $\sigma_{max} = -\sigma_{min}$ – маємо симетричний цикл напружень. При цьому $\sigma_m = 0$, $\sigma_a = \sigma_{max}$, $R_\sigma = 0$.

Якщо $\sigma_{min} = 0$ – цикл називають пульсуючим. В цьому випадку $\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2}$; $R_\sigma = 0$. В випадку змінних дотичних напружень записуються в силі всі наведені вище терміни і співвідношення із заміною σ на τ .

Максимальне за абсолютним значенням напруження циклу, при якому ще не відбувається руйнування від втоми до бази випробувань, називається границею витривалості σ_R . Для симетричних циклів $R = -1$, в цьому випадку границя витривалості позначається σ_{-1} .

Базою випробування називається найбільше число циклів при випробуванні на втому, яке задається попередньо. Для сталених зразків в звичайних умовах база випробування рівна 10^6 циклів.

Значення границі витривалості σ_{-1} для вуглецевої сталі при випробуваннях на згин можна обчислити від границі міцності σ_σ за емпіричною формулою $\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_\sigma$. Границя витривалості при крученні $\tau_{-1} \approx 0,6\sigma_{-1}$.

На границю витривалості суттєво впливають такі фактори: концентратори напружень, розміри поперечних перерізів деталей, стан поверхні, характер технологічної обробки та інше.

Загальний коефіцієнт запасу міцності n_R при руйнуванні від втоми в умовах двоосного напруженого стану (σ , τ) визначають за емпіричною формулою Гафа і Полларда

$$n_R = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}},$$

де n_R - коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями

Питання для самоперевірки

1. Що називається границею витривалості?
2. Яка емпірична залежність між границею витривалості і границею міцності?
3. Як знаходять границю витривалості при несиметричному циклі?
4. Які напруження називаються місцевими?
5. В чому різниця між теоретичним і дійсним коефіцієнтами концентрації напружень?
6. Як впливає на величину дійсного коефіцієнта концентрації напружень характер обробки матеріалу?
7. Як впливають розміри деталі на границю витривалості?
8. Як встановлюються допустимі напруження при змінних навантаженнях?
9. Які практичні заходи застосовують в боротьбі зі зломами від втоми?

Тема 11. Розрахунок тонкостінних оболонок і товстостінних труб

Література: [1, гл.16];[2, гл.9; гл.10, § 63,64];
[3,гл.11, задачі 26,27,29]

Розрахунок циліндричного резервуара проводять за допомогою методу перерізів. Для посудини, яка має довільну форму тіла обертання, за допомогою методу перерізів можна знайти тільки напруження σ_m , відриваючи верхню частину посудини від нижньої. Напруження σ_r , яке прагне розірвати посудину по меридіану, визначають за допомогою рівняння Лапласа.

При розрахунках товстостінних циліндрів необхідно знайти нормальні напруження як в радіальному, так і в тангенціальному напрямках. Так як тут можна скласти тільки одне рівняння статички, то задача статично невизначувана; додаткові рівняння одержують, як завжди в подібних випадках, з розгляду деформацій. Слід звернути увагу на те, що найбільше нормальне напруження в поздовжніх перерізах циліндра виникають в точках його внутрішньої поверхні. Для зменшення цих напружень застосовують складені циліндри, причому зовнішній циліндр, надітий в нагрітому стані, утворює корисні початкові напруження стиску у внутрішньому. Завдяки цьому зменшуються розрахункові розтяжні напруження у внутрішньому циліндрі.

Питання для самоперевірки

1. Як знаходять напруження в поперечному перерізі циліндричної тонкостінної посудини?

2. Як знаходять напруження в поздовжньому перерізі циліндричної тонкостінної посудини?
3. Як виводять рівняння, яке зв'язує σ_m і σ_l для посудини, яка має форму тіла обертання?
4. Чому дорівнюють напруження σ_m і σ_l для товстостінного циліндра, якщо внутрішній тиск дорівнює p_2 ?
5. Чому дорівнює сума напружень σ_m і σ_l в будь-якій точці циліндра?
6. Як розподіляються початкові напруження в складеному циліндрі, які виникають при охолодженні зовнішнього циліндра?

Тема 12. Згин плоского бруса великої кривизни

Література: [1, гл.10]; [2, гл.4, § 35]; [3, гл.11, задачі 1,2,7,16,18]

У випадку згину прямого стержня гіпотеза плоских перерізів приводить до лінійного закону розподілення нормальних напружень. Застосовуючи цю гіпотезу при згині кривого стержня, одержуємо гіперболічний закон розподілу нормальних напружень в поперечному перерізі стержня. Друга важлива особливість згину кривого стержня полягає в тому, що нейтральна вісь не збігається з центром ваги поперечного перерізу і завжди зміщується в напрямку до центра кривизни.

Питання для самоперевірки

1. Як обчислюють згинальні моменти, поздовжні і поперечні сили в поперечних перерізах кривого стержня?
2. Як знаходять дотичні напруження від сили Q ?
3. Як знаходять нормальні напруження від сили N ?
4. Як розподіляються нормальні напруження в поперечному перерізі кривого стержня від згинального моменту M ?
5. Де проходить нейтральна вісь при згині кривого стержня?
6. Як знаходять радіус кривизни нейтрального шару кривого стержня?

Тема 13. Динамічні навантаження

Література: [1, гл.14, § 1-4]; [2, гл.15 останній параграф]; [3, гл.14, задачі 1,2,7,20,42,47,54,59,62,64]

В цій темі розглядаються два питання:

- а) напруження в рухомих деталях;
- б) напруження при ударі.

В першому випадку динамічна дія зводиться до додаткового статичного навантаження відповідними силами інерції. В другому –

врахувати сили інерції неможливо, так як невідома тривалість удару, тобто той інтервал часу, на протязі якого швидкість падає до нуля. Напруження при ударі підраховують, прирівнявши кінетичну енергію ударяючого тіла та потенціальну енергію деформації тіла, яке приймає на себе удар. Досить важливим є та обставина, що напруження при ударі залежить не тільки від площі поперечного перерізу, але від розмірів і модуля пружності матеріалу.

Питання для самоперевірки

1. Як обчислюють напруження в деталях при рівноприскореному поступальному русі?
2. Що називається коефіцієнтом динамічності?
3. Від яких факторів залежить напруження в ободі колеса, що обертається?
4. Як знаходять напруження в спарниках і шатунах?
5. Як знаходять напруження в дисковій однакової товщини, що обертається?
6. Як вивести формулу для визначення напруження при ударі?
7. Чому дорівнює коефіцієнт динамічності при ударі?
8. Як зміниться напруження при поздовжньому ударі в випадку збільшення площі поперечного перерізу в два рази? (При відповіді на це питання можна користуватися наближеною формулою).
9. Чи залежить напруження при згинальному ударі від матеріалу балки?
10. В якому випадку виникають більші напруження при згинальному ударі: при положенні балки на ребро чи пластом?
11. Від яких факторів залежить напруження при скручувальному ударі?
12. Яким шляхом можна зменшити напруження в стержні з виточками при поздовжньому ударі?
13. Як враховується маса пружної системи, яка зазнає удару?
14. Як проводять випробування на удар?

Тема 14. Пружні коливання

Література: [1, гл.14, § 5]; [2, гл.15];

[3, гл.14, задачі 26,27,31,33,36]

При коливанні стержня напруження та деформації періодично змінюють свою величину. У випадку збігу періоду вимушених коливань з періодом вільних коливань, навіть при невеликій збурювальній силі, виникає явище резонансу, при якому деформація і напруження значно збільшуються, що часто призводить до руйнування конструкцій. Треба запам'ятати формулу для визначення періоду вільних коливань і детально розібрати приклади розрахунку.

Питання для самоперевірки

1. Які коливання називаються вільними? Які вимушеними?
2. В чому полягає небезпека резонансу?
3. Що називається системою з одним ступенем вільності?
4. Як розраховують напруження при коливаннях?
5. Як знаходять період вільних коливань?
6. Як враховується маса пружної системи при коливаннях?

Тема 15. Статично невизначувані системи

Література: [1, гл.11 і 12]; [2, гл.6];

[3, гл.9, задачі 37,38,39]

Розрахунок статично невизначених балок був розглянутий в темі 7; тема 15 присвячена розрахунку статично невизначених рам. Розрахунок плоских рам в достатній мірі викладений в обох рекомендованих підручниках, розрахунок плоскопросторових і просторових систем розглянутий тільки в підручнику В.І.Феодосєєва.

Питання для самоперевірки

1. Яка розмірність потенціальної енергії деформації?
2. Чи можна сказати, що потенціальна енергія, викликана групою сил, дорівнює сумі потенціальних енергій, викликаних кожною з сил окремо?
3. Як формулюються теореми про взаємність робіт і про взаємність переміщень?
4. В чому суть способу Верещагіна?
5. Що називається «основною системою»?
6. Що означають величини δ_{11} і Δ_{1p} ?
7. Яка фізична суть добутків $X_1\delta_{11}$ і $X_2\delta_{12}$?
8. Які властивості мають побічні переміщення?

Правила роботи над контрольними завданнями

При вивченні курсу опору матеріалів виникають значні труднощі пов'язані з розв'язанням задач. А проте, саме практична частина курсу найбільш сприяє розвитку інженерного мислення, набуття необхідних навиків розрахунку деталей машин і елементів конструкцій.

Кожен студент заочної форми навчання виконує ту кількість контрольних робіт, яка передбачена навчальним графіком.

1. Студент повинен взяти з таблиці, вказаної в умові задачі дані в відповідності до особистого номера (номер залікової книжки) і 6-ма літерами українського алфавіту, які треба розмістити таким чином:

2 8 1 2 8 1

а б в г д е

З кожного вертикального стовпця будь-якої таблиці, позначеного знизу відповідною літерою, треба взяти тільки одне число, яке стоїть в тому горизонтальному рядку, номер якого відповідає номеру літери. Наприклад, горизонтальні рядки таблиці № 6 позначені буквами: а, б, в. В цьому випадку, при визначеному вище особистому номері 281, студент повинен взяти із рядка "е" стовпець 1 схема № 1. Із рядка "а" – стовпець 2, двотавр № 20, із рядка "в" – стовпець 1, товщина смуги 4 мм, рядок "б" – стовпець 8, ширина смуги 60 мм.

Роботи, які виконані з порушенням цих вимог, не приймаються і не зараховуються.

2. Не слід приступати до виконання контрольних завдань, не вивчивши відповідні розділи курсу і не розв'язавши рекомендованих задач. Якщо основні положення теорії засвоєні слабо і студент не звернув увагу на докладно розглянуті в курсі приклади, тоді при виконанні контрольних робіт виникнуть великі труднощі.

Несамостійне виконання завдання не дає змоги викладачу-рецензенту визначити недоліки в роботі студента. Внаслідок чого студент не набуває необхідних знань і до екзамену не підготовлений.

3. Не рекомендується також надсилати до університету декілька виконаних робіт. Це не дає можливості рецензенту своєчасно вказати студенту на його помилки і затримує рецензування.
4. В назві контрольної роботи повинно бути чітко вказано: номер контрольної роботи; назва дисципліни; прізвище, ім'я, по-батькові студента (повністю); навчальний шифр; дата відсилання роботи; точну поштову адресу.
5. Кожну контрольну роботу потрібно виконувати в окремому зошиті або на аркушах, які зшиті в зошит стандартного формату, чорнилами

(не червоними), розбірливим, чітким почерком, з полем в 5 см для нотаток рецензента.

6. На початку рішення кожної задачі треба виписати повністю її умову з числовими даними, скласти акуратно ескіз в масштабі і вказати на ньому в числах всі величини, які необхідні для розрахунків.
7. Рішення повинно супроводжуватися короткими послідовними і грамотними, без скорочення слів, поясненнями і кресленнями, на яких всі вхідні дані повинні бути в числах. Треба уникати багатослівних пояснень і переказу посібника; студент повинен знати, що мова техніка – формула і креслення. При користуванні формулами або даними, які відсутні в посібнику, необхідно коротко і чітко вказати джерело (автор, назва, видавництво, сторінку, номер формули).
8. Необхідно вказати розмірність всіх величин і підкреслити кінцеві результати.
9. Не слід обчислювати велике число значущих цифр, підрахунки повинні відповідати необхідній точності. Немає потреби довжину дерев'яного бруса в кроквах підраховувати з точністю до одного міліметра, але було б помилкою округляти до цілого міліметра діаметр вала, на якому буде посаджено підшипник.
10. Коли студент отримав з університету контрольну роботу, він повинен виправити в ній відмічені помилки і виконати всі вказівки. На випадок вимоги рецензента слід, як можна швидше, надіслати йому виконані на окремих паперах виправлення, які повинні бути вкладені в відповідні місця рецензованої роботи. Окремо від роботи виправлення не розглядаються.

ЗАДАЧІ ДЛЯ КОНТРОЛЬНИХ РОБІТ

ЗАДАЧА 1

РОЗРАХУНОК СТЕРЖНЯ НА РОЗТЯГ

Сталевий стержень ($E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$) знаходиться під дією поздовжніх сил і власної ваги ($\gamma = 7800 \text{ Н/м}^3$). Побудувати епори поздовжніх сил і переміщень по довжині стержня.

Визначити найбільше значення поздовжньої сили і напруження, а також переміщення перерізу I-I і вільного кінця стержня.

Дані для розрахунків взяті з таблиці 1, схему вибрати з рисунка 1.

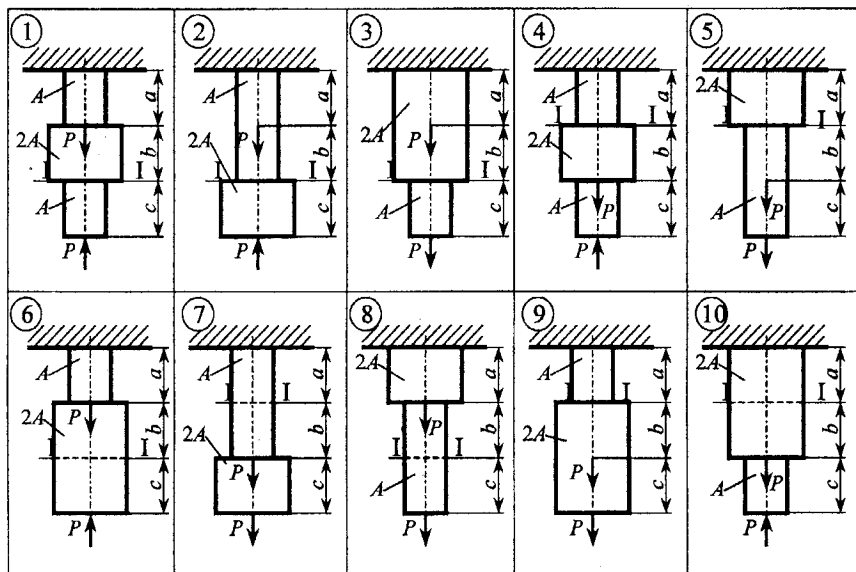


Рисунок 1

Таблиця 1

Стовпець	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	
Схема	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	е
$A \text{ (см}^2\text{)}$	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	д
$a \text{ (м)}$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	г
$b \text{ (м)}$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	в
$c \text{ (м)}$	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	б
$P \text{ (Н)}$	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	а

ЗАДАЧА 2

СТАТИЧНО НЕВИЗНАЧУВАНІ СИСТЕМИ ПРИ РОЗТЯГУВАННІ-СТИСКАННІ

Абсолютно жорсткий брус опирається на шарнірно нерухому опору та прикріплений до двох стержнів за допомогою шарнірів (рис. 2).

Необхідно:

- а) знайти зусилля та напруження в стержнях, виразивши їх через силу Q ;
- б) знайти допустиме навантаження $Q_{дон}$, прирівнявши найбільше з напружень в двох стержнях до допустимого напруження $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$;
- в) знайти граничну вантажопідйомність системи Q_m^k та допустиме навантаження $Q_{дон}$, якщо границя текучості $\sigma_m = 240 \text{ МПа}$ та запас міцності $k = 1,5$;
- г) порівняти величини $Q_{дон}$, отримані при розрахунку за допустимим напруженням (див. п. 2) та допустимим навантаженням (див. п. 3).

Дані взяті із таблиці 2.

Таблиця 2

Рядок	Схема з рис. 2	A $\times 10^{-4} \text{ м}^2$	a	b	c
			m		
1	1	11	2,1	2,1	1,1
2	2	12	2,2	2,2	1,2
3	3	13	2,3	2,3	1,3
4	4	14	2,4	2,4	1,4
5	5	15	2,5	2,5	1,5
6	6	16	2,6	2,6	1,6
7	7	17	2,7	2,7	1,7
8	8	18	2,8	2,8	1,8
9	9	19	2,9	2,9	1,9
0	10	20	3,0	3,0	2,0
	е	в	г	д	е

Зауваження. Для визначення двох невідомих сил в стержнях треба скласти одне рівняння статки і одне рівняння деформацій.

Для відповіді на третє питання задачі треба мати на увазі те, що в одному з стержнів напруження більше, ніж в другому. При збільшенні навантаження напруження в першому стержні досягає границі текучості раніше, ніж в другому. Коли це відбувається, напруження в першому стержні не буде деякий час зростати навіть при збільшенні навантаження, система стане нібито статично визначуваною, навантаженою силою P (поки ще невідомою) та зусиллям в першому стержні:

$$N_1 = \sigma_m \cdot A_1. \quad (1)$$

При подальшому збільшенні навантаження напруження і в другому стержні досягне границі текучості:

$$N_2 = \sigma_m \cdot A_2. \quad (2)$$

Склавши рівняння статки та підставивши в нього значення зусиль (1) та (2), знайдемо із цього рівняння граничну вантажопідйомність Q_m^k .

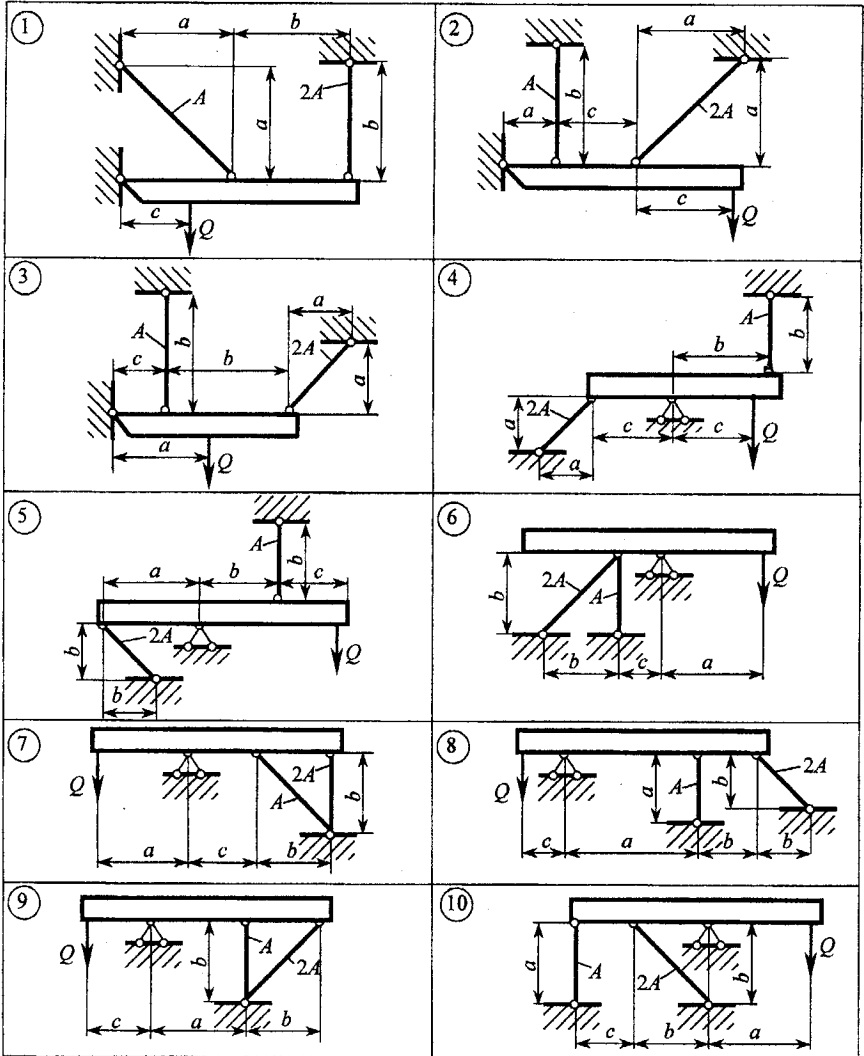


Рисунок 2

ЗАДАЧА 3

РОЗРАХУНОК СТАТИЧНО НЕВИЗНАЧУВАНОЇ СТЕРЖНЕВОЇ СИСТЕМИ

Жорстка горизонтальна плита, яку можна вважати недеформівною, прикріплена до двох сталевих вертикальних стояків, що опираються на нерухому основу (рис. 3). До плити прикріплений центральний сталевий стержень. Між нижньою точкою C стержня та основою є зазор Δ . Площі поперечних перерізів елементів конструкції виражені через Δ , довжини – через розмір a , $\Delta = \beta a$.

Конструкція навантажена системою сил, виражених через P . При роботі конструкції стояки нагріваються до температури t_1 , а центральний стержень – до температури t_2 .

Номер розрахункової схеми, числові дані та марка сталі, з якої виготовлені стояки та стержень, наведені в таблиці 3.1. Температурний коефіцієнт лінійного розширення сталі прийняти $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$, модуль пружності $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа} = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$.

Механічні характеристики сталей взяти з довідника. Коефіцієнт запасу міцності прийняти $n = 1,5$.

Необхідно:

- а) перевірити міцність стояків та стержня;
- б) у випадку недостатньої міцності конструкції перейти до іншої сталі, забезпечуючи міцність при тих самих габаритах конструктивних елементів;
- в) знайти переміщення горизонтальної плити під навантаженням.

Дані взяти з таблиці 3.

Рекомендована послідовність рішення задачі:

1. Побудувати епюру нормальної сили N_F в елементах конструкції без врахування можливого закриття зазору, тобто, без врахування реакції основи на центральний стержень.
2. Визначити переміщення нижньої точки стержня від наданого навантаження та дії температури без врахування можливого закриття зазору.
3. Зробити висновок про закриття або не закриття зазору.
4. У випадку, коли зазор закривається:

- а) побудувати у загальному вигляді епюру нормальної сили N_R тільки від дії реакції R основи на центральний стержень;
 - б) визначити переміщення нижнього кінця центрального стержня тільки від дії реакції R , виразивши його через R в загальному вигляді;
 - в) скласти деформаційне рівняння, яке віддзеркалює той факт, що реальне переміщення нижньої точки центрального стержня, яке дорівнює сумі переміщень цієї точки від зовнішньої силової та температурної дії без врахування реакції R та тільки від дії цієї реакції, дорівнює зазору δ ;
 - г) визначити із деформаційного рівняння реакцію R ;
 - д) побудувати епюру нормальної сили в елементах конструкції з врахуванням дії реакції основи на стержень;
 - е) визначити переміщення горизонтальної плити;
 - ж) провести деформаційну перевірку вірності рішення, визначивши переміщення нижньої точки стержня, яке при правильному рішенні повинно бути рівним зазору δ .
5. Побудувати епюру нормальних напружень та провести перевірку міцності конструкції.

Таблиця 3

Стовпець	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	
Схема	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	е
$P, \text{кН}$	100	110	120	130	140	150	160	106	108	110	б
$A, \text{м}$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	д
$t_1, ^\circ\text{C}$	30	40	50	60	70	80	90	20	30	40	г
$t_2, ^\circ\text{C}$	60	50	40	30	40	50	60	70	80	90	в
$A, \text{см}^2$	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	б
$\beta \times 10^3$	5	4	3	2	1	2	3	4	5	6	а

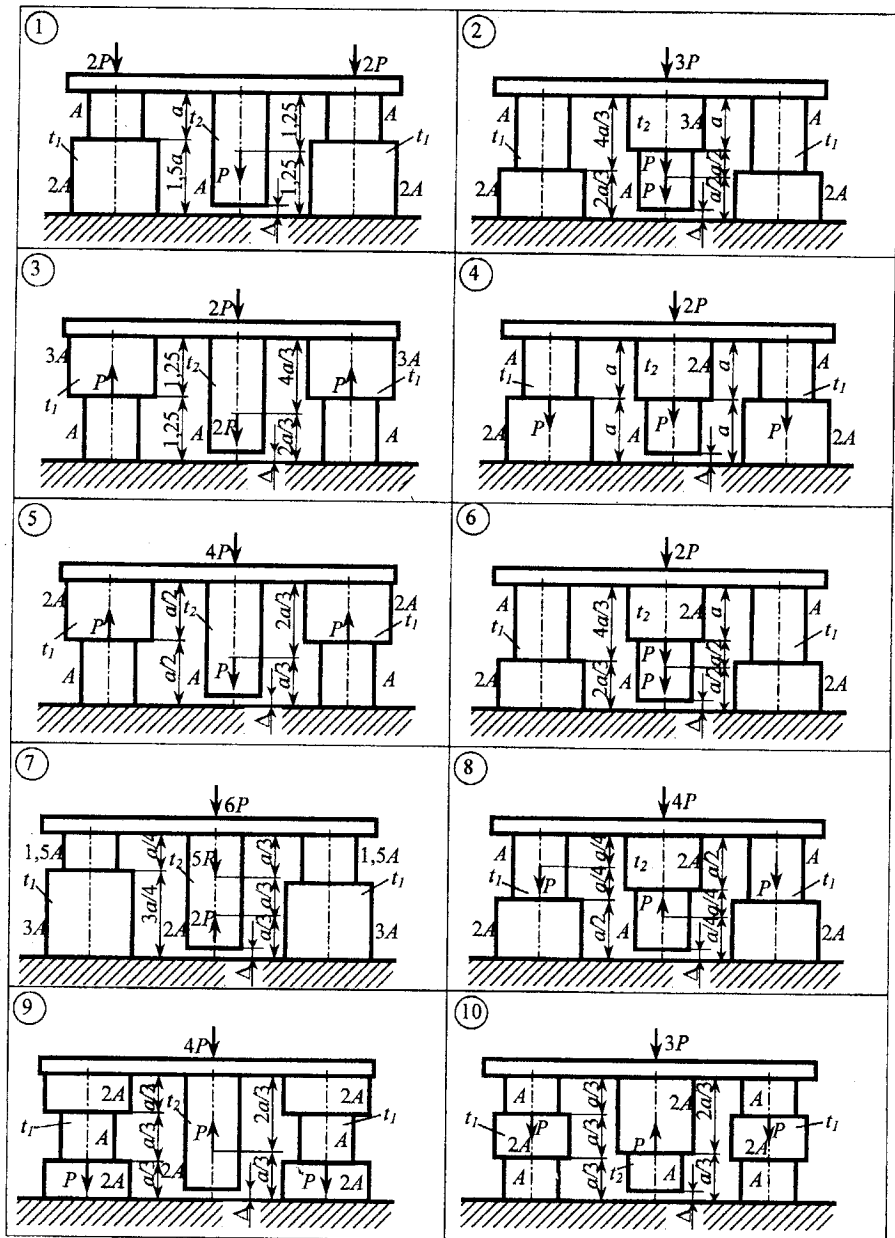


Рисунок 3

ЗАДАЧА 4

ПЛОСКИЙ НАПРУЖЕНИЙ СТАН

Сталевий кубик знаходиться під дією сил, які утворюють плоский напружений стан (одне з трьох головних напружень рівне нулю).

Необхідно знайти:

- а) головні напруження і положення головних площин;
- б) максимальні дотичні напруження і положення площин, де діє τ_{max} ;
- в) відносні деформації $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$;
- г) відносну зміну об'єму;
- д) питому потенціальну енергію деформації;
- е) розв'язати задачу графічно, побудувавши коло напружень;
- ж) еквівалентне напруження та коефіцієнт запасу міцності.

Дані взяти з таблиці 4.

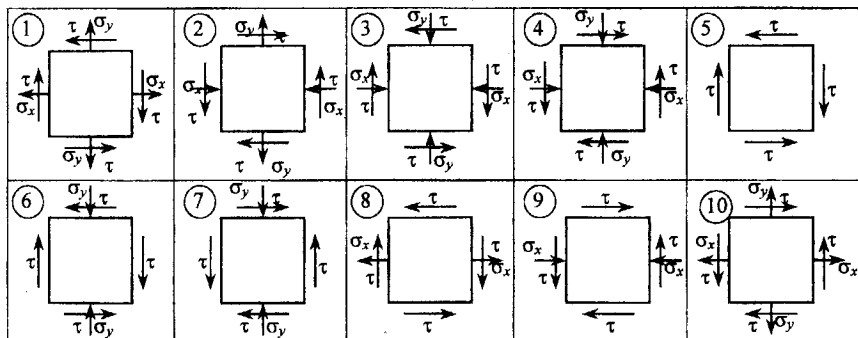


Рисунок 4

Таблиця 4

Рядок	Схема	$\sigma_x, \text{МН/м}^2$	$\sigma_y, \text{МН/м}^2$	$\tau, \text{МН/м}^2$	Матеріал (сталь)
1	1	80	20	40	30
2	2	50	50	30	45
3	3	20	40	50	20Г
4	4	20	60	50	40Х
5	5	30	40	60	30ХГСА
6	6	40	60	80	50ХН
7	7	50	30	50	10
8	8	60	40	20	12ХНЗА
9	9	60	30	40	30ХНЗА
0	10	70	20	30	35ХМ
	е	г	в	б	а

ЗАДАЧА 5

РОЗРАХУНОК ВАЛА ПРИ КРУЧЕННІ

До сталю вала прикладені три відомих моменти: M_1 , M_2 , M_3 (рисунок 5).

Необхідно:

- а) встановити, при якому значенні моменту X кут повороту правого кінцевого перерізу вала дорівнює нулю;
- б) для знайденого значення X побудувати епюру крутних моментів;
- в) при заданому значенні $[\tau]$ визначити діаметр вала з розрахунку на міцність і заокругити його значення до найближчого, рівного: 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100 мм;
- г) побудувати епюру кутів закручування;
- д) знайти найбільший відносний кут закручування (на 1 м).

Дані взяті з таблиці 5.

Таблиця 5

Рядок	Схема	Відстань, м			Моменти, Н·м			[τ], МПа
		a	b	c	M_1	M_2	M_3	
1	1	1,1	1,1	1,1	1100	1100	1100	35
2	2	1,2	1,2	1,2	1200	1200	1200	40
3	3	1,3	1,3	1,3	1300	1300	1300	45
4	4	1,4	1,4	1,4	1400	1400	1400	50
5	5	1,5	1,5	1,5	1500	1500	1500	55
6	6	1,6	1,6	1,6	1600	1600	1600	60
7	7	1,7	1,7	1,7	1700	1700	1700	65
8	8	1,8	1,8	1,8	1800	1800	1800	70
9	9	1,9	1,9	1,9	1900	1900	1900	75
0	10	2,0	2,0	2,0	2000	2000	2000	80
	е	а	б	в	г	д	е	а

Рекомендована послідовність розв'язання задачі:

1. Записати рівняння кута повороту та визначити момент X .
2. Отримавши значення моменту X , побудувати епюри крутних моментів, застосувавши метод перерізів.
3. З умови міцності при крученні $\tau = \frac{M}{W_p} \leq [\tau]$ визначити діаметр вала в небезпечному перерізі.
4. Записати рівняння кутів закручування для кожного перерізу та побудувати епюру кутів закручування.

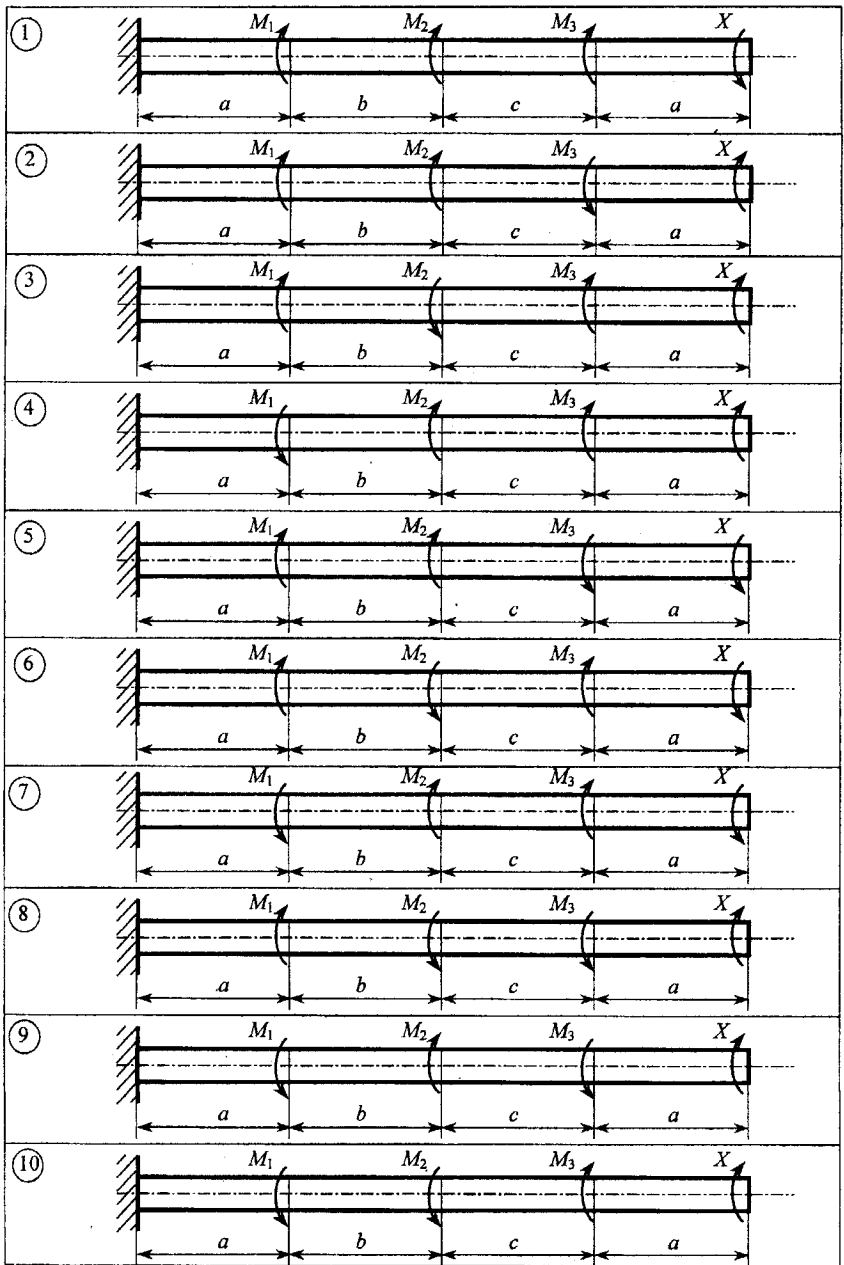


Рисунок 5

ЗАДАЧА 6

ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕРІЗУ

Для заданого поперечного перерізу, складеного з швелера (двотавра) і смуги, необхідно:

- а) визначити положення центра ваги;
- б) знайти величини осьових і відцентрового моментів інерції відносно довільних (горизонтальної і вертикальної) осей, що проходять через центр ваги;
- в) визначити напрям головних центральних осей;
- г) знайти величини головних моментів інерції;
- д) накреслити переріз в масштабі 1:2, нанести розміри;
- е) розв'язати задачу графічно, побудувавши коло Мора.

Дані взяті з таблиці 6

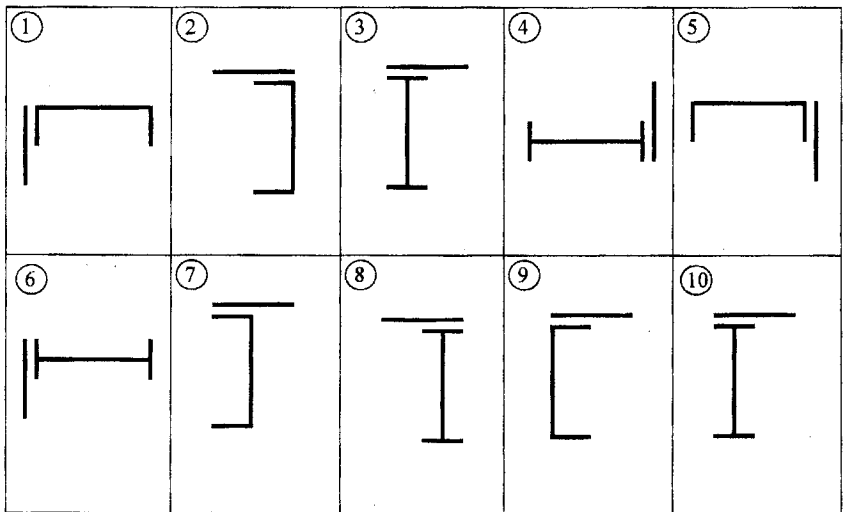


Рисунок 6

Таблиця 6

Стовпець	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	
Схема	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	е
Двотавр (швелер) №	10	20	14	16	18	20	22	24	27	30	а
Смуга:											
товщина, мм	4	6	8	10	12	14	16	18	20	25	в
ширина, мм	40	60	100	80	100	40	160	60	120	200	б

ЗАДАЧА 7

РОЗРАХУНОК ГВИНТОВИХ ПРУЖИН

Жорсткий брус прикріплений до шарнірно-нерухомої опори та до двох пружин з однаковим середнім діаметром витка D і з однаковим діаметром круглого дроту d (рис. 7). Пружина 1 має m витків, пружина 2 – n витків.

Необхідно:

- а) знайти зусилля і напруження в обох пружинах;
- б) знайти осадку обох пружин;
- в) встановити, при якому відношенні витків m/n зусилля в обох пружинах будуть рівні між собою;
- г) знайти зусилля, напруження та осадки при знайденому відношенні m/n і заданій величині m (або n).

Дані взяті з таблиці 7.

Таблиця 7.

Рядок	Схема з рис. 7	D		d		Кількість витків		P, Н
		мм		m	n	m	n	
1	1	11	1,1	11	11	110		
2	2	12	1,2	12	12	120		
3	3	13	1,3	13	13	30		
4	4	14	1,4	14	14	40		
5	5	15	1,5	15	15	50		
6	6	6	1,6	5	5	60		
7	7	7	1,7	7	7	70		
8	8	8	0,8	8	8	80		
9	9	9	0,9	9	9	90		
0	10	10	1,0	10	10	100		
	е	б	в	г	д	е		

Рекомендована послідовність розв'язання задачі:

1. Розкрити статичну невизначеність і знайти зусилля в пружинах.
2. Визначити напруження в обох пружинах $\tau = \frac{16PR}{\pi d^3} \left(\frac{4k-1}{4k-4} + \frac{0,7615}{k} \right)$, де $k = \frac{2R}{d}$, R – середній радіус пружини, d – діаметр дроту.
3. Визначити жорсткість пружин і знайти їх осадку для знайдених значень зусиль в пружинах $\lambda = \frac{64PR^3n}{Gd^4}$.
4. Прирівнявши зусилля в пружинах, визначити відношення m/n , при якому $P_1=P_2$.

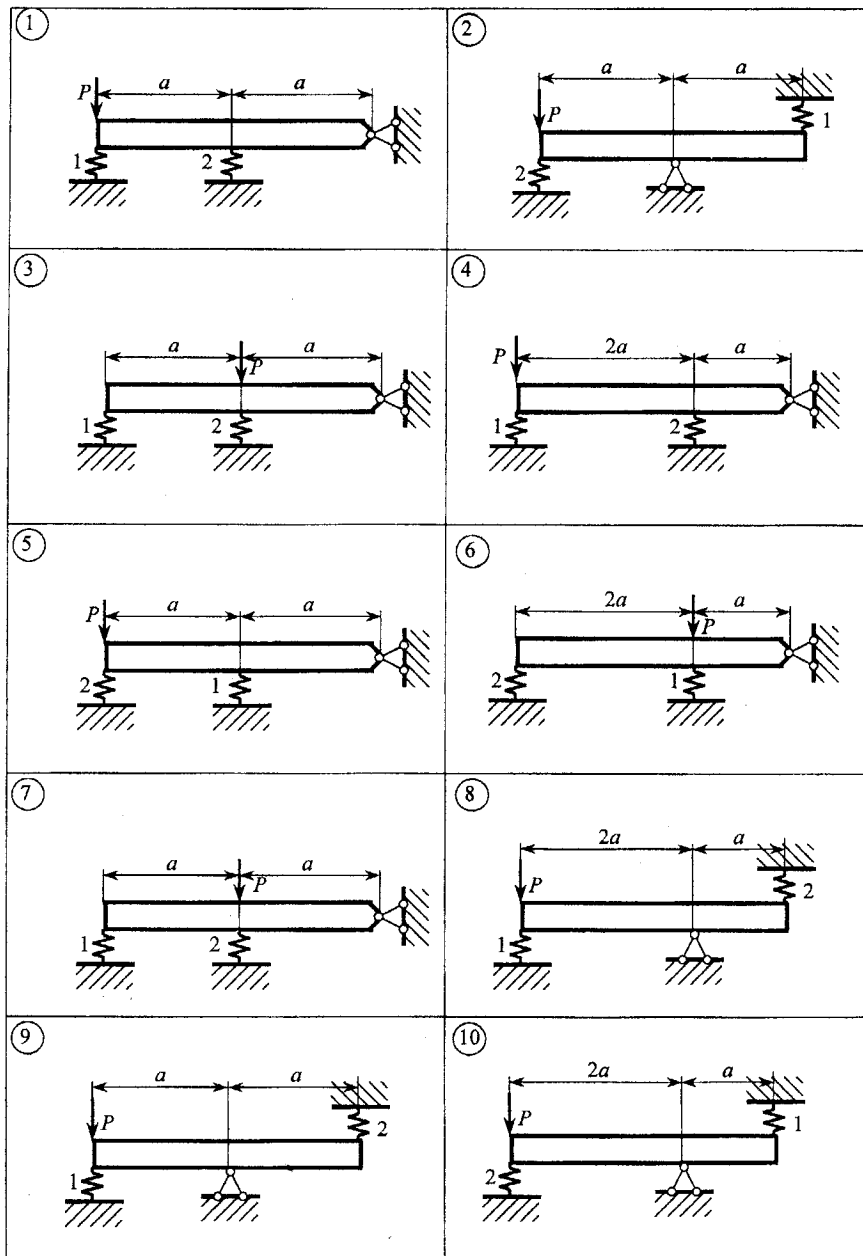


Рисунок 7

ЗАДАЧА 8

РОЗРАХУНОК БАЛКИ ПРИ ЗГІНІ

На рисунках 8а і 8б наведені схеми балок.

Необхідно:

- а) для обох схем побудувати епюри поперечних сил та згинальних моментів;
- б) для схеми 8а підібрати сталеву балку двотаврового перерізу, використовуючи умову міцності за нормальними напруженнями. При розв'язуванні задачі прийняти $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$;
- в) для схеми 8б підібрати дерев'яну балку прямокутного поперечного перерізу $h/b = 2$. Прийняти, що допустиме напруження для дерева $[\sigma] = 10 \text{ МПа}$;
- г) побудувати епюри нормальних напружень в небезпечних перерізах;
- д) для схеми 8б визначити максимальні дотичні напруження.

Примітки:

1. Дані для розв'язування задач взяти з таблиці 8.
2. Прийняти інтенсивність рівномірно розподіленого навантаження $q = 6 \text{ кН/м}$.

Таблиця 8

Рядок	Схема	$a, \text{ м}$	$P, \text{ кН}$	$M, \text{ кН}\cdot\text{м}$
1	1	2,0	10	4
2	2	1,8	12	6
3	3	1,6	14	8
4	4	1,4	10	10
5	5	1,2	12	4
6	6	1,0	15	6
7	7	1,2	8	8
8	8	1,4	10	10
9	9	1,6	12	4
0	10	1,8	14	6
	е	в	г	а

Рекомендована послідовність розв'язання задачі:

- а) застосувавши рівняння статки, визначити реакції в опорах;
- б) методом перерізів побудувати епюри поперечних сил та згинальних моментів;
- в) з умови міцності при згині визначити осьовий момент опору, підібрати переріз.

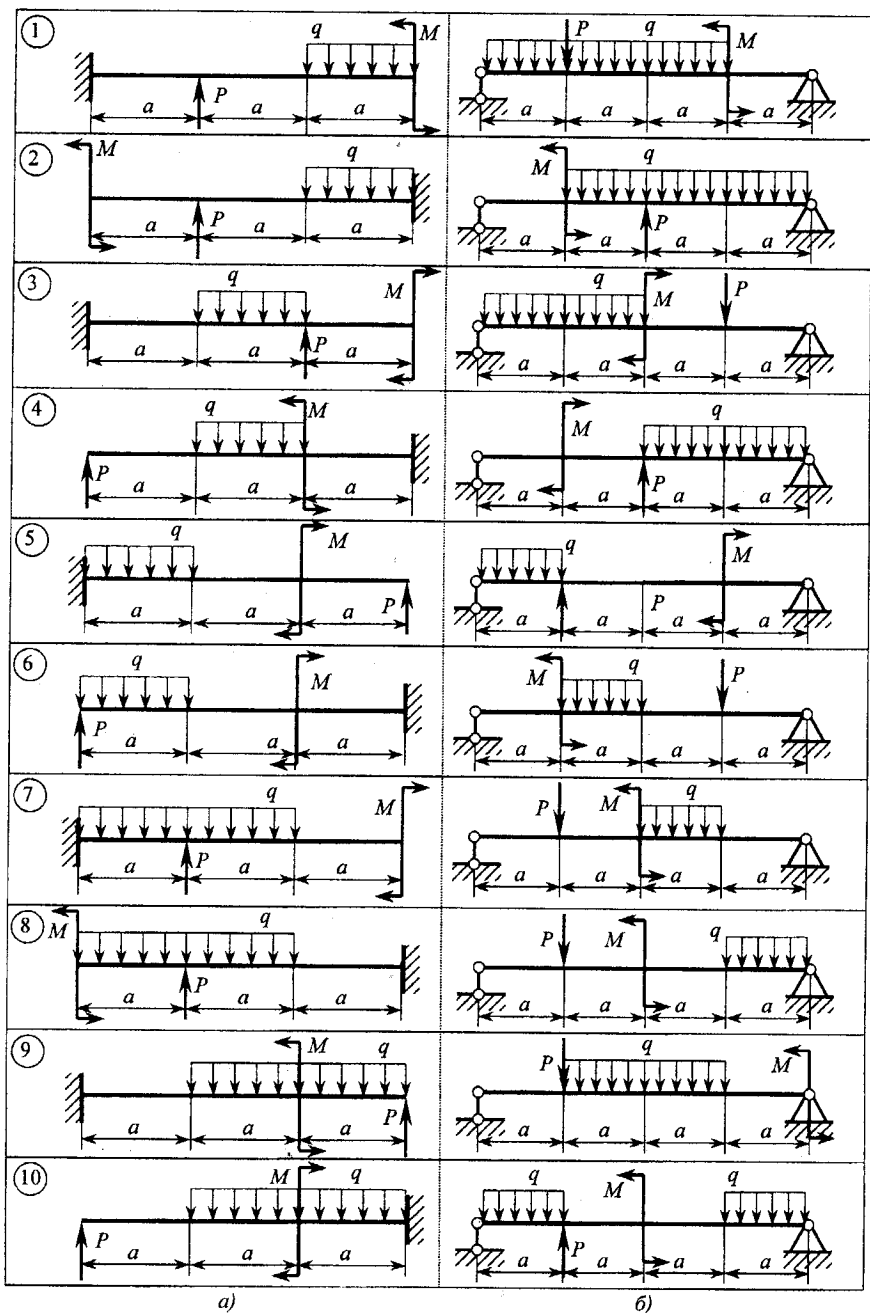


Рисунок 8

ЗАДАЧА 9

РОЗРАХУНОК СТАТИЧНО НЕВИЗНАЧУВАНОЇ БАЛКИ

Для балки, яка зображена на рисунку 9 необхідно:

- а) знайти згинальний момент на лівій опорі (в долях ql^2);
- б) побудувати епюри Q і M ;
- в) побудувати епюру прогинів, розрахувавши три ординати в прогоні і дві на консолі.

Таблиця 9

Рядок	Схема	α	β
1	1	0,1	0,1
2	2	0,2	0,2
3	3	0,3	0,3
4	4	0,4	0,4
5	5	0,5	0,5
6	6	0,6	0,6
7	7	0,7	0,7
8	8	0,8	0,8
9	9	0,9	0,9
0	10	1,0	1,0
	е	б	в

Вказівки. Для відповіді на перше питання потрібно вибрати основну систему у вигляді вільнолежачої на двох опорах балки і скласти рівняння деформації, виражаючи думку, що сумарний кут повороту на лівій опорі від заданого навантаження і від опорного моменту дорівнює нулю.

Можна також розв'язувати задачу по-іншому, склавши два рівняння:

- а) рівняння статички у вигляді суми моментів всіх сил відносно правої опори;
- б) рівняння метода початкових параметрів, використавши умову, що прогин на правій опорі дорівнює нулю.

З цих двох рівнянь можна знайти згинальний момент і реакцію на лівій опорі (M_0 і Q_0).

Для відповіді на третє питання доцільно використати метод початкових параметрів, оскільки два початкових параметри (y_0 і θ_0) відомі, а два інших (M_0 і Q_0) будуть знайдені в процесі виконання двох перших пунктів контрольної роботи.

При побудові епюр прогинів треба врахувати, що пружна лінія балки обернена опуклістю вниз там, де він від'ємний. Нульовим точкам епюри M відповідають точки перегину пружної лінії.

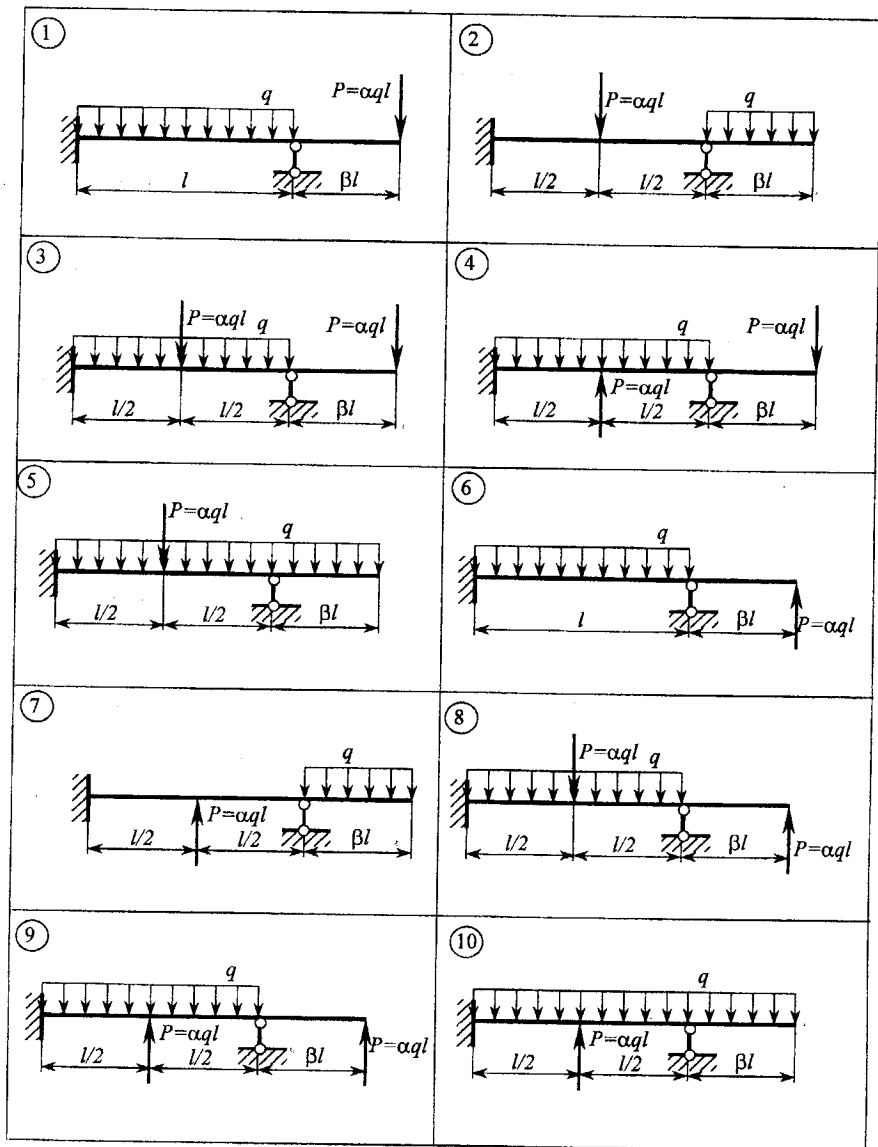


Рисунок 9

ЗАДАЧА 10

РОЗРАХУНОК СТЕРЖНЯ НА ПОЗАЦЕНТРОВИЙ СТИСК

Чавунний короткий стержень, поперечний переріз якого зображений на рисунку 10, стискається поздовжньою силою P , прикладеною в точці P .

Необхідно:

- а) обчислити найбільші розтягувальні і стискальні напруження в поперечному перерізі, виразивши величини цих напружень через P і розміри перерізу;
- б) знайти допустиму стискальну силу P при даних розмірах перерізу і допустимих напруженнях для чавуну на стиск $[\sigma]_{ст}$ та на розтяг $[\sigma]_p$;
- в) побудувати просторову епюру напружень при допустимому навантаженні;
- г) побудувати ядро перерізу.

Таблиця 10

Рядок	Схема	Координати т. P в системі головних центральних осей y_c, z_c, m		a, m	Матеріал (чавун)
		z_p	y_p		
1	1	0,15	0,08	0,5	СЧ 12-28
2	2	0,12	0,06	0,4	СЧ 15-32
3	3	0,1	0,04	0,3	СЧ 18-36
4	4	0,16	0,1	0,5	СЧ 21-40
5	5	0,14	0,08	0,4	СЧ 24-44
6	6	0,08	0,1	0,3	СЧ 28-48
7	7	0,18	0,09	0,5	СЧ 32-52
8	8	0,15	0,06	0,4	СЧ 35-56
9	9	0,09	0,05	0,3	СЧ 38-60
0	10	0,14	0,07	0,5	СЧ 12-28
	е	г	д	в	а

Примітки :

1. Для визначення допустимого значення сили $[P]$ необхідно визначити найбільш небезпечні точки в області розтягу та в області стиску . Для цього необхідно визначити положення нейтральної лінії , яка розділяє область розтягу і область стиску . Найбільш небезпечними точками будуть ті точки перерізу , які найбільш віддалені від нейтральної лінії .

2. Із двох одержаних значень сили $[P]$ в якості допустимого приймається менше із них .

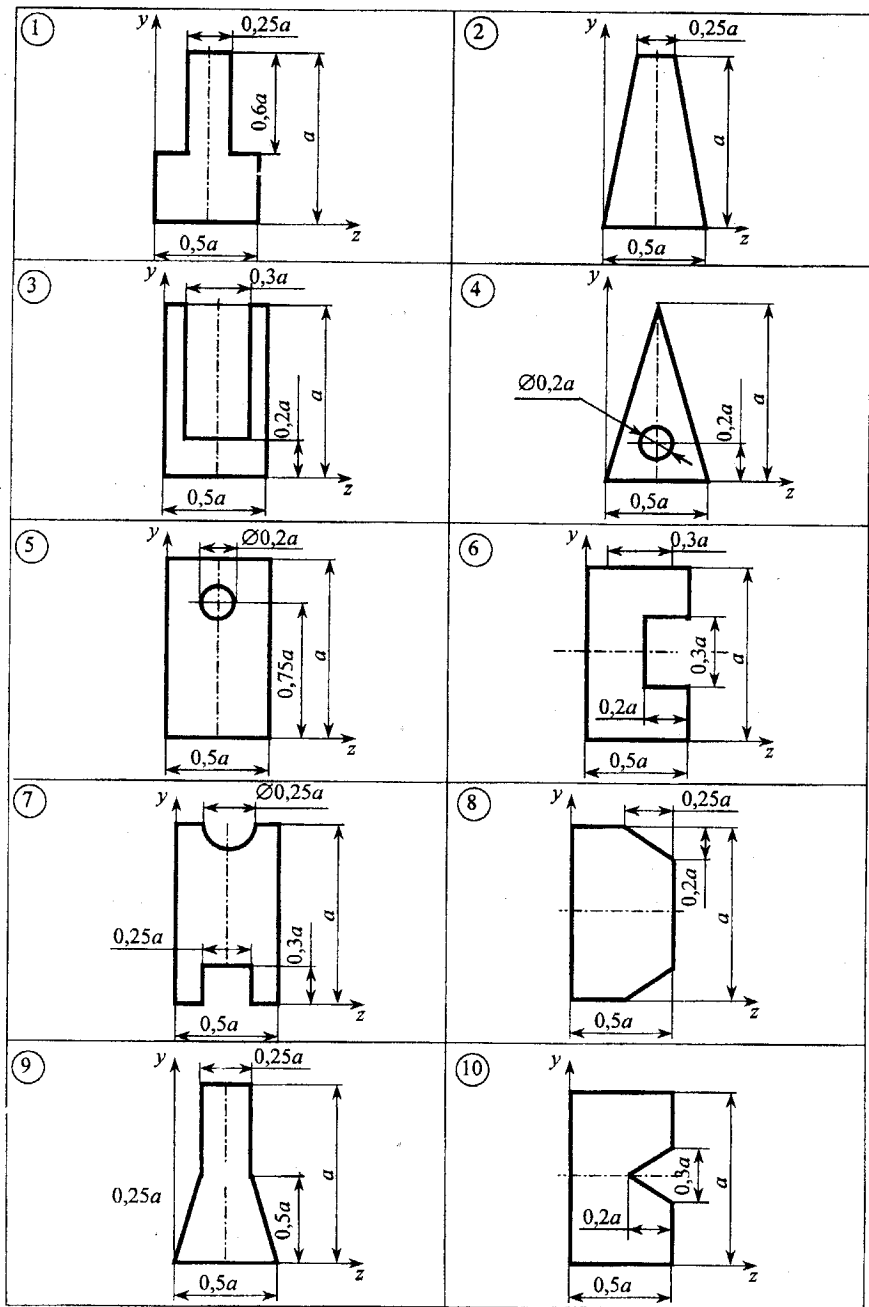


Рисунок 10

ЗАДАЧА 11

РОЗРАХУНОК ПРИ СКЛАДНОМУ ЗГИНІ

На рисунку 11 зображена в аксонометрії вісь ламаного стержня круглого поперечного перерізу, розташованого в горизонтальній площині, яка має прями кути в точках A і B , $l = 1 \text{ м}$. На стержень діє вертикальне навантаження q .

Необхідно:

- а) побудувати окремо (в аксонометрії) епюри згинальних і крутих моментів;
- б) встановити небезпечний переріз і знайти для нього розрахунковий момент за четвертою теорією міцності;
- в) знайти еквівалентне напруження за третьою теорією міцності .
- г) визначити діаметр стержня, якщо $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$.

Дані взяти з таблиці 11.

Таблиця 11

Стовпець	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	
Схема	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	e
α	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	б
$q, \text{ кН/м}$	6	8	9	12	10	14	7	15	13	16	в

Вказівки :

1. Балка підпадає під складний опір: на балку діють згинальні моменти в двох площинах y та z , і крутий момент.
2. Необхідно побудувати епюри згинальних моментів в двох згинальних площинах, епюру крутих моментів. Визначити небезпечний переріз, в якому приведений момент, розрахований за третьою теорією міцності (теорією найбільших дотичних напружень), набуває найбільшого значення

$$M_{np}^{III} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2 + M_{кр}^2}.$$

Тоді еквівалентне напруження

$$\sigma_{екв} = \frac{M_{np}}{W_z},$$

де W_z момент опору при згині

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32}.$$

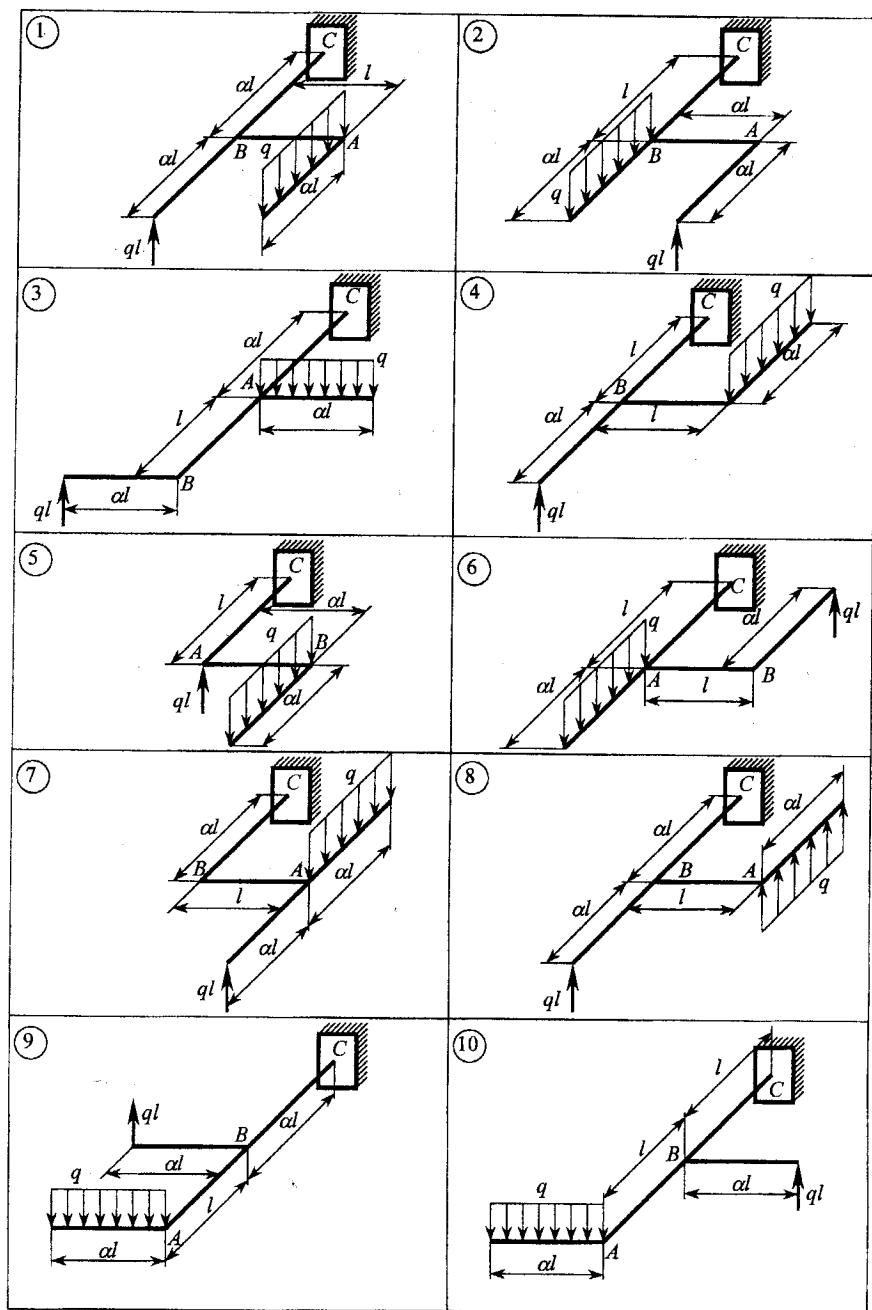


Рисунок 11

ЗАДАЧА 12

РОЗРАХУНОК ВАЛІВ НА МІЦНІСТЬ

На вал насаджені зубчасті колеса. До коліс прикладені сили P_1, P_2, P_3 .

Необхідно:

- а) з умови рівноваги визначити величину P_1 або P_3 ;
- б) побудувати епюру крутних моментів;
- в) визначити сили, які згинають вал в горизонтальній та вертикальній площинах;
- г) побудувати епюри згинальних моментів в горизонтальній та вертикальній площинах;
- д) побудувати епюру сумарних згинальних моментів;
- е) визначити діаметр вала за третьою теорією міцності.

Дані для розв'язування задачі взяті з таблиці 12.

Таблиця 12

Рядок	Схема	P_1 кН	P_2 кН	P_3 кН	$[\sigma]$, МПа	a , м	b , м	Діаметри зубчастих коліс, м		
								d_1	d_2	d_3
1	1	—	6	10	100	0,4	0,5	0,4	0,4	0,2
2	2	8	6	—	90	0,5	0,4	0,5	0,4	0,2
3	3	—	7	8	100	0,4	0,3	0,4	0,3	0,3
4	4	6	8	—	100	0,5	0,4	0,6	0,3	0,2
5	5	—	6	12	100	0,3	0,5	0,5	0,5	0,3
6	6	8	8	—	120	0,2	0,3	0,3	0,3	0,2
7	7	—	5	11	120	0,3	0,4	0,4	0,2	0,1
8	8	4	7	—	110	0,5	0,2	0,2	0,2	0,1
9	9	—	6	10	100	0,3	0,5	0,3	0,3	0,4
0	10	8	6	—	80	0,4	0,3	0,2	0,2	0,1
	е	г	б	а	е	д	г	в	б	а

Рекомендована послідовність розв'язання задачі:

1. Визначити крутні моменти, які діють на колеса і з умови рівноваги вала визначити невідому силу P .
2. Розкласти сили на горизонтальну та вертикальну площини, визначити реакції в опорах, записавши рівняння моментів відносно обох опор.
3. Визначити величину еквівалентного моменту.
4. Згідно з заданим матеріалом вибрати величину допустимих напружень та визначити значення діаметра вала в небезпечному перерізі.

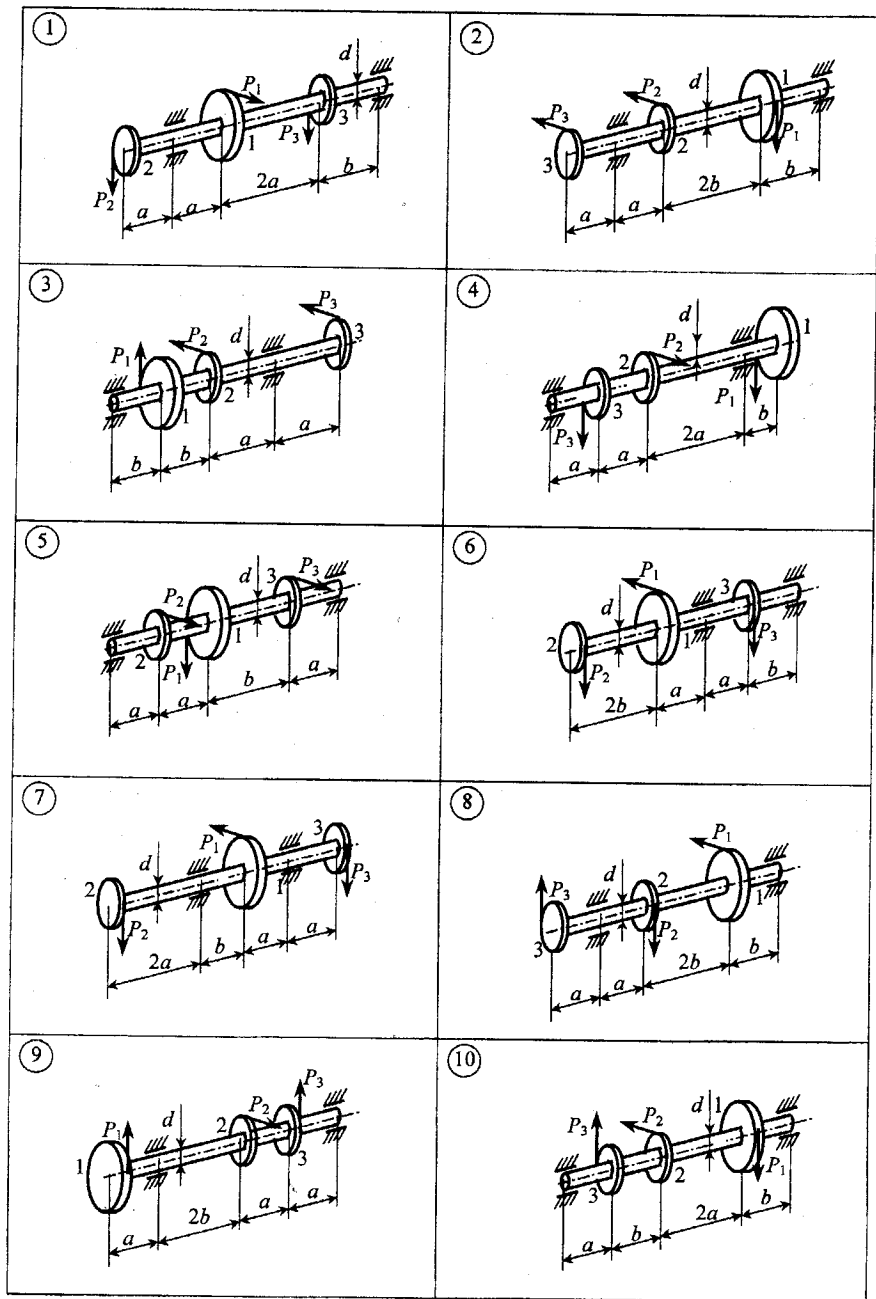


Рисунок 12



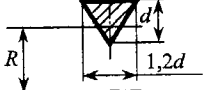


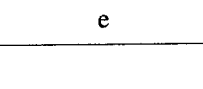




ЗАДАЧА 13

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ КРУГОВОГО СТЕРЖНЯ ВЕЛИКОЇ КРИВИЗНИ

Завдання

- Побудувати епюри N , Q , M для заданого кругового стержня (рис.13).
Схема стержня наведена на рисунку 13, дані – в таблиці 13.1.
Зауваження: R – радіус лінії центрів ваги. Задана зовнішня сила P прикладена в центрі ваги відповідного перерізу.
- За побудованими епюрами знайти небезпечний переріз стержня. Визначити в ньому максимальне нормальне напруження та зробити висновок про міцність деталі. Допустиме напруження матеріалу при розтягу-стиску – $[\sigma] = 150 \text{ МПа}$.
- В небезпечному перерізі побудувати епору нормальних напружень. Вказівка: при визначенні радіуса кривизни R_0 нейтрального шару необхідно обчислення виконувати із максимально можливою точністю оскільки цим визначається точність обчислення ексцентриситету $e = R - R_0$ (величина R_0 дуже близька до R). Формули для радіусів кривизни нейтрального шару для прямокутного, круглого та трикутного перерізів наведені в таблиці 13.2.

Таблиця 13.1

Рядок	Схема	$\alpha, ^\circ$	P, H	$R, \text{мм}$	$d, \text{мм}$	Форма перерізу
1	1	10	700	20	5,0	
2	2	20	750	22	5,2	
3	3	30	800	24	5,4	
4	4	40	850	26	5,6	
5	5	50	900	28	5,8	
6	6	60	1000	21	6,0	
7	7	70	1050	23	5,9	
8	8	80	1100	25	5,7	
9	9	90	1150	27	5,5	
0	10	0	1200	29	5,3	
	e	б	в	г	д	e

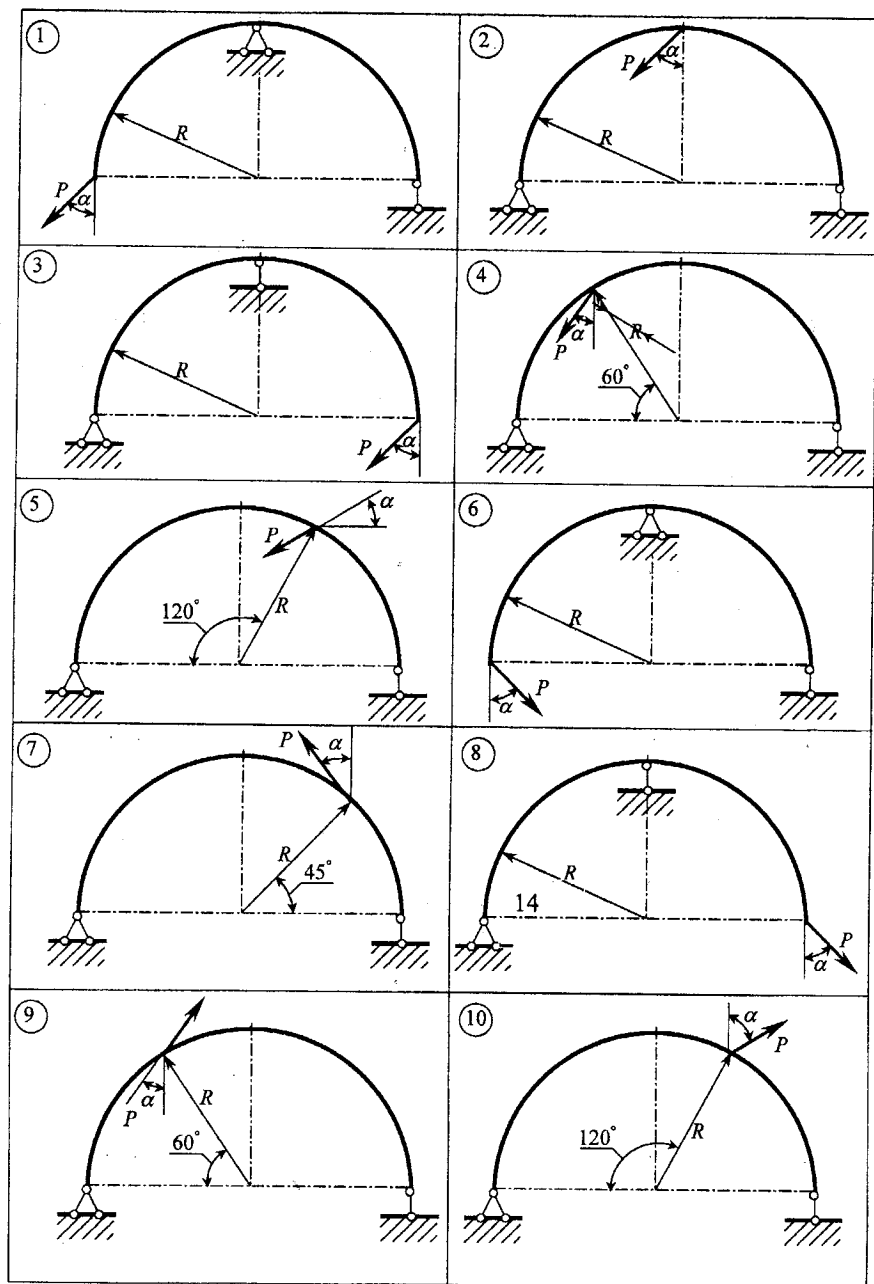
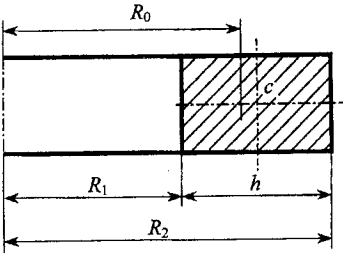
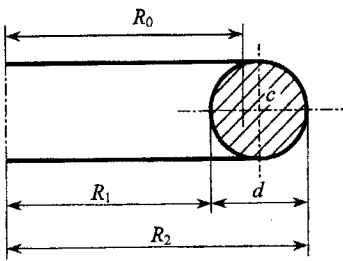
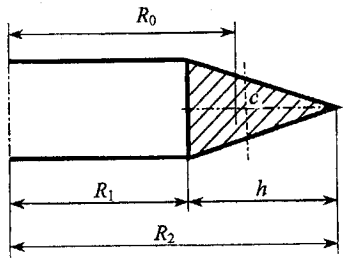
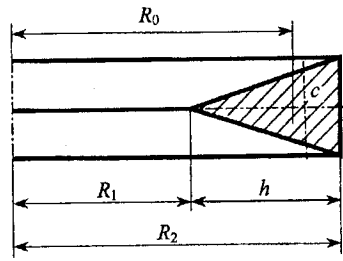


Рисунок 13

Таблиця 13.2

Поперечний переріз	Радіус нейтрального шару R_0
	$R_0 = \frac{h}{\ln \frac{R_2}{R_1}}$
	$R_0 = \frac{d^2}{4(2R - \sqrt{4R^2 - d^2})}$
	$R_0 = \frac{h}{2 \left[\frac{R_2}{h} \cdot \ln \frac{R_2}{R_1} - 1 \right]}$
	$R_0 = \frac{h}{2 \left[1 - \frac{R_1}{h} \cdot \ln \frac{R_2}{R_1} \right]}$

ЗАДАЧА 14

РОЗРАХУНОК СТЕРЖНЯ НА СТІЙКІСТЬ

Стальний стержень довжиною l стискається силою P .

Необхідно:

- а) визначити розміри поперечного перерізу при допустимому напруженні на стиск $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ (розрахунок проводити послідовними наближеннями, попередньо задавшись коефіцієнтом $\varphi = 0,5$);
- б) знайти критичну силу і коефіцієнт запасу стійкості.

Дані взяті з таблиці 14.

Таблиця 14

Рядок	Варіант форми перерізу	$P, \text{кН}$	$l, \text{м}$	Схема закріплення стержня	Форма перерізу стержня	
1	1	100	2,1		①	②
2	2	200	2,2			
3	3	300	2,3		③	④
4	4	400	2,4			
5	5	500	2,5		⑤	⑥
6	6	600	2,6			
7	7	700	2,7		⑦	⑧
8	8	800	2,8			
9	9	900	2,9		⑨	⑩
0	10	1000	3,0			
	в	б	г	е		

ЗАДАЧА 15

РОЗРАХУНОК СТАТИЧНО НЕВИЗНАЧУВАНОЇ РАМИ ПРИ ЗГІНІ

На рисунку 15 зображена навантажена рама, вертикальні елементи якої мають моменти інерції I , а горизонтальні елементи – kI .

Необхідно:

- а) встановити ступінь статичної невизначуваності, вибрати основну і скласти еквівалентну системи;
- б) написати канонічні рівняння методу сил;
- в) побудувати епюри згинальних моментів від одиничних сил та від заданого навантаження;
- г) знайти переміщення;
- д) знайти величини зайвих невідомих;
- е) побудувати кінцеві епюри внутрішніх силових факторів: N , Q і M ;
- ж) підібрати двотавровий поперечний переріз, якщо $[\sigma]=160\text{МПа}$.

Дані взяти з таблиці 15.

Таблиця 15

Рядок	Схема	l	h	$q, \text{кН/м}$	k	$P, \text{Н}$
		m				
1	1	11	2	15	1,1	1100
2	2	12	3	20	1,2	1200
3	3	3	4	30	1,3	1300
4	4	4	5	4	1,4	1400
5	5	5	6	5	1,5	1500
6	6	6	2	6	1,6	600
7	7	7	3	7	1,7	700
8	8	8	4	8	1,8	800
9	9	9	5	9	1,9	900
0	10	10	6	10	2,0	1000
	е	б	в	г	д	е

Примітка: В даній задачі всі рами два рази статично невизначувані, тому канонічні рівняння будуть мати вигляд :

$$\delta_{11}X_{11} + \delta_{12}X_{12} + \Delta_{1P} = 0$$

$$\delta_{21}X_{11} + \delta_{22}X_{22} + \Delta_{2P} = 0$$

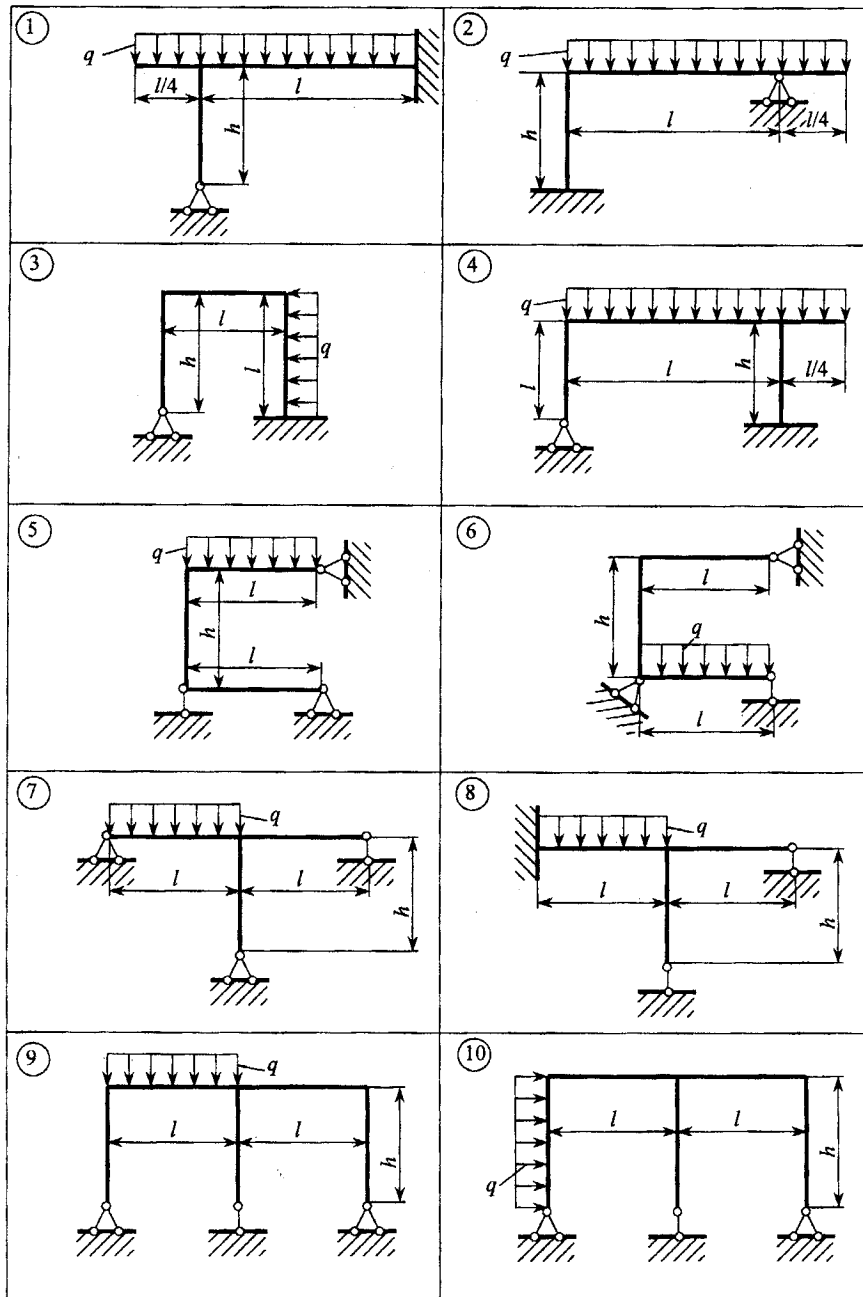


Рисунок 15

ЗАДАЧА 16

РОЗРАХУНОК БАЛКИ ПРИ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

На двотаврову балку, яка лежить на двох жорстких опорах (рис.16) з висоти h падає вантаж P .

Необхідно:

- а) визначити найбільше нормальне напруження в балці;
- б) визначити величину статичного прогину ;
- в) визначити динамічне напруження ;
- г) визначити величину динамічного прогину ;
- д) розв'язати аналогічну задачу при умові, що права опора замінена пружиною, осадка якої (тобто, осадка від вантажу вагою 1 кН) дорівнює α ;
- е) порівняти одержані результати.

Дані взяти з таблиці 16.

Таблиця 16

Рядок	Схема	Двотавр	$l, \text{ м}$	$P, \text{ Н}$	$h, \text{ м}$	$\alpha, \text{ м/кН}$
1	1	20	2,1	1100	1,1	0,021
2	2	20а	2,2	1200	1,2	0,022
3	3	24	2,3	300	0,3	0,023
4	4	24а	2,4	400	0,4	0,024
5	5	27	2,5	500	0,5	0,025
6	6	27а	2,6	600	0,6	0,026
7	7	30	2,7	700	0,7	0,027
8	8	30а	2,8	800	0,8	0,028
9	9	33	2,9	900	0,9	0,029
0	10	36	3,0	1000	1,0	0,030
	е	б	в	г	д	е

Вказівка:

При наявності згаданої в п.2 пружини

$$\Delta_{ст} = \Delta_{\delta} + \beta \Delta_{пр},$$

де Δ_{δ} – прогин балки, яка лежить на жорстких опорах, в тому перерізі, де прикладена сила P (при статичній дії цієї сили);

$\Delta_{пр}$ – осадка пружини від реакції, яка виникає від сили P ;

β – коефіцієнт, який встановлює залежність між осадкою пружини і переміщенням точки прикладання сили P , викликаним поворотом всієї балки навколо центра шарніра лівої опори як жорсткого цілого (коефіцієнт β знаходять з подібності трикутників).

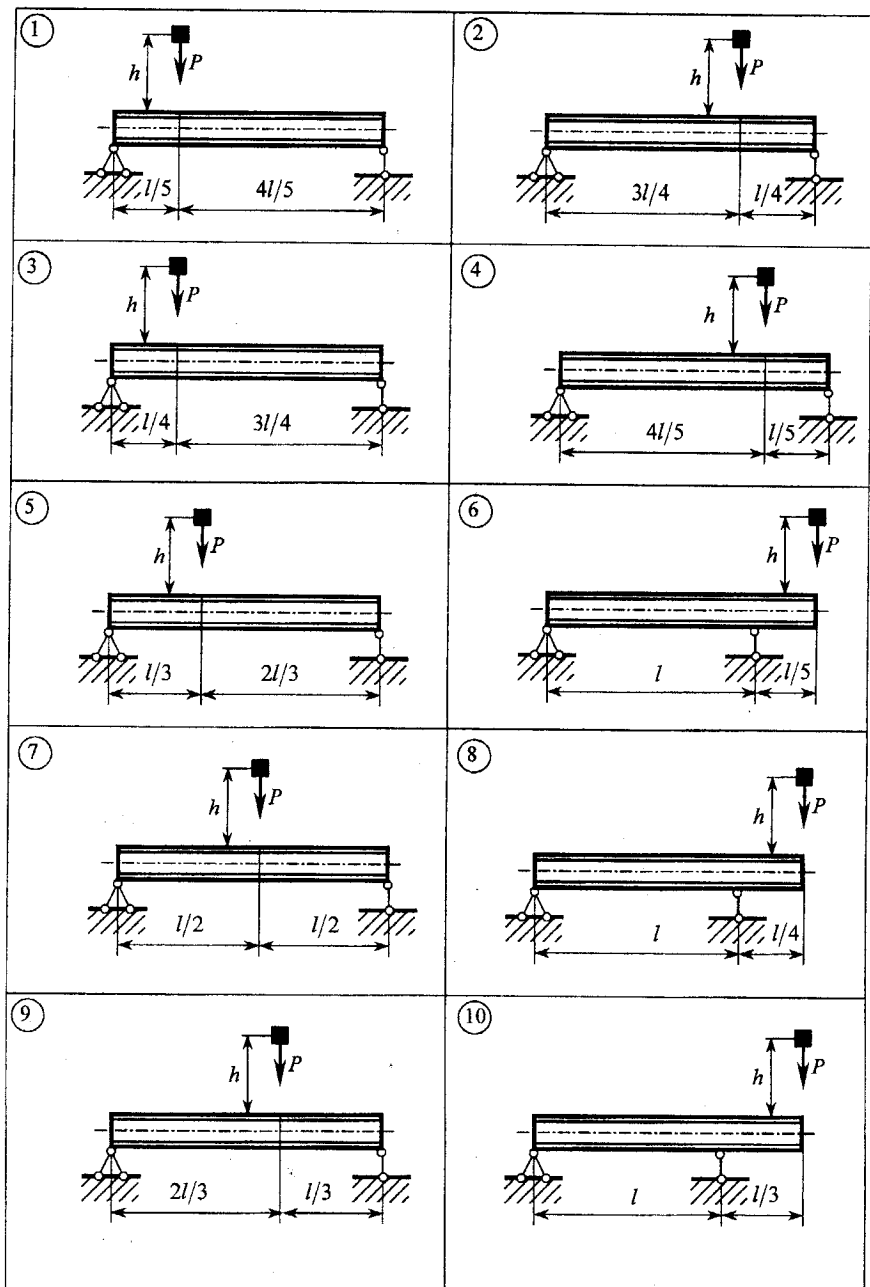


Рисунок 16

ЗАДАЧА 17

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПРИ НАПРУЖЕННЯХ, ЯКІ ЦИКЛІЧНО ЗМІНЮЮТЬСЯ В ЧАСІ

В небезпечному перерізі вала діаметром d діє крутний момент M_k та згинальний момент $M_{зг}$. Вал виготовлено з вуглецевої сталі (границя міцності якої рівна σ_v , а границя текучості σ_m) і не має різких переходів, виточок, канавок; поверхня його чисто оброблена різцем.

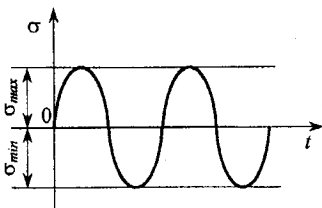
Визначити коефіцієнт запасу міцності в небезпечному перерізі вала, вважаючи що нормальні напруження згину змінюються за симетричним циклом (рис. 17, а), а дотичні напруження кручення – за пульсуючим циклом (від нуля до максимального значення) (рис. 17, б).

Коефіцієнти концентрації напружень та масштабні коефіцієнти можна вважати відповідно однаковими для нормальних і для дотичних напружень.

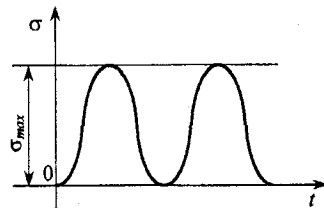
Дані взяти з таблиці 17.

Таблиця 17

Рядок	$d, \text{мм}$	$M_k, \text{Н} \cdot \text{м}$	$M_{зг}, \text{Н} \cdot \text{м}$	$\sigma_v, \text{МПа}$	$\sigma_m, \text{МПа}$
1	31	210	300	510	300
2	32	220	290	520	210
3	33	230	280	530	215
4	34	240	270	540	220
5	35	250	260	550	225
6	36	260	250	560	230
7	37	270	240	570	235
8	38	280	230	580	240
9	39	290	220	590	280
0	40	300	210	600	320
	а	б	в	г	г



а)



б)

Рисунок 17

Додаток А

Таблиця А.1 – Механічні характеристики вуглецевих конструкційних сталей

Марка сталі	σ_v	σ_m	τ_m	Відносне видовженя δ , %, при $l=10d$	σ_{-1}^u	σ_{-1}^o	τ_{-1}^k
	не менше МПа				МПа		
10	340	210	140	31	160-220	120-150	80-120
20	420	250	160	25	170-220	120-160	100-130
25	460	280	—	23	190-250	—	—
30	500	300	170	21	200-270	170-210	110-140
35	540	320	190	20	220-300	170-220	130-180
40	580	340	—	19	230-320	180-240	140-190
45	610	360	220	16	250-340	190-250	150-200
50	640	380	—	14	270-350	200-260	160-210
55	660	390	—	13	—	—	—
60	690	410	—	12	310-380	220-280	180-220
20Г	460	280	—	24	—	—	—
30Г	550	320	—	20	220-320	—	—
50Г	660	400	—	13	290-360	—	—
20Х	800	650	—	11	380	—	170-230
40Х	1000	800	—	10	350-380	250	225
45Х	1050	850	—	9	400-500	—	—
30ХМ	950	750	—	11	310-410	370	230
35ХМ	1000	850	—	12	470-510	—	—
40ХН	1000	800	390	11	400	290	240
50ХН	1100	900	—	9	550	—	—
40ХФА	900	750	—	10	380-490	—	—
38ХМЮ А	1000	850	—	14	420-550	—	—
12ХНЗА	950	700	400	11	390-470	270-320	220-260
20ХНЗА	950	750	—	12	430-450	300-320	250-260
30ХНЗА	1000	800	—	10	520-700	—	320-400
40ХНМА	1000	950	—	12	500-700	—	270-380
30ХГСА	1100	850	—	10	510-540	500-540	220-250

Примітки: 1. Границі витривалості отримані на полірованих зразках.

2. При використанні сталей за ГОСТ 380-60 потрібно враховувати приблизну відповідність марок:

Сталь	Ст.3	відповідає	сталі 20
Те ж	Ст.4	те ж	сталі 25
Те ж	Ст.5	те ж	сталі 35
Те ж	Ст.6	те ж	сталі 45

**Таблиця А.2 – Орієнтовні величини основних допустимих напружень
на розтягання і стискання**

Матеріал	Допустиме напруження, МПа	
	Розтяг.	Стиск.
Чавун сірий у відливках	28-80	120-150
Сталь Ст.2		140
Сталь Ст.3		160
Сталь Ст.3 в мостах		140
Сталь машинобудівна (конструкційна) вуглецева		60-250
Сталь машинобудівна (конструкційна) легована		100-400 і більше
Мідь		30-120
Латунь		70-140
Бронза		60-120
Алюміній		30-80
Дюралюміній		80-150
Текстоліт		30-40
Гетинакс		50-70
Бакелізована фанера		40-50
Сосна вздовж волокон	7-10	10-12
Сосна поперек волокон	–	1,5-2,0
Дуб вздовж волокон	9-13	13-15
Дуб поперек волокон	–	2,0-3,5
Кам'яна кладка	до 0,3	0,4-4
Цегляна кладка	до 0,2	0,6-2,5
Бетон	0,1-0,7	1-9

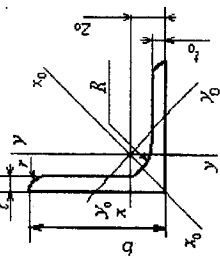
Таблиця А.3 – Механічні характеристики чавуну

Марка чавуну	Границя міцності при				Твердість за Брінелем НВ
	розтягу	стиску	згині	крученні	
	σ_s	σ_s	σ_s	τ_s	
	МПа				
СЧ 12-28	120	500	280	–	143-229
СЧ 15-32	150	650	320	240	163-229
СЧ 18-36	180	700	360	–	170-229
СЧ 21-40	210	750	400	280	171-241
СЧ 24-44	240	850	440	300	187-217
СЧ 28-48	280	1000	480	350	170-241
СЧ 32-52	320	1100	520	390	187-255
СЧ 35-56	350	1200	560	400	197-269
СЧ 38-60	380	1400	600	460	207-269
ВЧ 40-10	400	1600-1700	–	480-510	156-197
ВЧ 50-1,5	500	1860-2000	–	740-790	187-255
ВЧ 60-2	600	2040-2290	–	660-810	197-269

Таблиця А.4 – Модулі пружності та коефіцієнти Пуассона

Матеріал	Модуль пружності E , МПа	Модуль пружності G , МПа	Коефіцієнт Пуассона μ
Чавун сірий, білий	$(1,15 \div 1,60) \cdot 10^5$	$4,5 \cdot 10^4$	0,23 – 0,27
Ковкий чавун	$1,55 \cdot 10^5$	–	–
Вуглецеві сталі	$(2,0 \div 2,1) \cdot 10^5$	$(8,0 \div 8,1) \cdot 10^4$	0,24 – 0,28
Леговані сталі	$(2,1 \div 2,2) \cdot 10^5$	$(8,0 \div 8,1) \cdot 10^4$	0,25 – 0,30
Мідь прокатна	$1,1 \cdot 10^5$	$4,0 \cdot 10^4$	0,31 – 0,34
Мідь холоднотягнена	$1,3 \cdot 10^5$	$4,9 \cdot 10^4$	–
Фосфориста бронза катана	$1,15 \cdot 10^5$	$4,2 \cdot 10^4$	0,32 – 0,35
Латунь холоднотягнена	$(0,91 \div 0,99) \cdot 10^5$	$(3,5 \div 3,7) \cdot 10^4$	0,32 – 0,42
Корабельна латунь катана	$1,0 \cdot 10^5$	–	0,36
Алюміній катаний	$0,69 \cdot 10^5$	$(2,6 \div 2,7) \cdot 10^4$	0,32 – 0,36
Цинк катаний	$0,84 \cdot 10^5$	$3,2 \cdot 10^4$	0,27
Свинець	$0,17 \cdot 10^5$	$0,7 \cdot 10^4$	0,42
Лід	$0,1 \cdot 10^5$	$(0,28 \div 0,3) \cdot 10^4$	–
Скло	$0,56 \cdot 10^5$	$2,2 \cdot 10^4$	0,25
Граніт	$0,49 \cdot 10^5$	–	–
Вапняк	$0,42 \cdot 10^5$	–	–
Мрамур	$0,56 \cdot 10^5$	–	–
Дерево вздовж волокон	$(0,1 \div 0,12) \cdot 10^5$	$0,055 \cdot 10^4$	–
Дерево поперек волокон	$(0,05 \div 0,1) \cdot 10^4$	–	–
Каучук	$0,00008 \cdot 10^5$	–	0,47
Текстоліт	$(0,06 \div 0,1) \cdot 10^5$	–	–
Гетинакс	$(0,1 \div 0,17) \cdot 10^5$	–	–
Бакеліт	$43 \cdot 10^5$	–	0,36

Таблиця А.5 – Кутики сталї гарячекатані рівнобікі. Сортамент (ГОСТ 8509 – 86)



Номер кутика	Розміри, мм			Площа поперечного різну, см ²	Довідникові величини для осей										Маса І м кутика кг	
	b	t	R		x - x			x 0 x 0			y 0 - y 0			I y 0, см ⁴		z 0, см
					I x, см ⁴	W x, см ³	i x, см	I x 0 max, см ⁴	i x 0 max, см ⁴	I y 0 min, см ⁴	W y 0, см ³	i y 0 min, см				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
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	0,89
		4			1,46	0,50	0,37	0,58	0,78	0,73	0,22	0,24	0,38	0,28	0,64	1,15
2,5	25	3			1,43	0,81	0,46	0,75	1,29	0,95	0,34	0,33	0,49	0,47	0,73	1,12
		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	1,46
		5			2,27	1,22	0,72	0,73	1,91	0,92	0,53	0,47	0,48	0,69	0,80	1,78
2,8	28	3	4	1,3	1,62	1,16	0,58	0,85	1,84	1,07	0,48	0,42	0,55	0,68	0,80	1,27
3	30	3			1,74	1,45	0,67	0,91	2,30	1,15	0,60	0,53	0,59	0,85	0,85	1,36
		4	4	1,3	2,27	1,84	0,87	0,90	2,29	1,13	0,77	0,61	0,58	1,08	0,89	1,78
		5			2,78	2,20	1,06	0,89	3,47	1,12	0,94	0,71	0,58	1,27	0,93	2,18
3,2	32	3			1,86	1,77	0,77	0,97	2,80	1,23	0,74	0,59	0,63	1,03	0,89	1,46
		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	1,91

Продовження таблиці А.5

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
						2,04	2,35	0,93	1,07	3,72	1,35	0,97	0,71	0,69	1,37	0,97	1,60
3,5	35	4	4,5	1,5	2,67	3,01	3,01	1,21	1,06	4,76	1,33	1,25	0,88	0,68	1,75	1,01	2,10
		5			3,28	3,61	3,61	1,47	1,05	5,71	1,32	1,52	1,02	0,68	2,10	1,05	2,58
		3			2,35	3,55	3,55	1,22	1,23	5,63	1,55	1,47	0,95	0,79	2,08	1,09	1,85
4	40	4	5	1,7	3,08	4,58	4,58	1,60	1,22	7,26	1,53	1,90	1,19	0,78	2,68	1,13	2,42
		5			3,79	5,53	5,53	1,95	1,21	8,75	1,52	2,30	1,39	0,78	3,22	1,17	2,98
		6			4,48	6,41	6,41	2,30	1,20	10,13	1,50	2,70	1,58	0,78	3,72	1,21	3,52
		3			2,65	5,13	5,13	1,56	1,39	8,13	1,75	2,12	1,24	0,89	3,00	1,21	2,08
4,5	45	4	5	1,7	3,48	6,63	6,63	2,04	1,38	10,5	1,74	2,74	1,54	0,89	3,89	1,26	2,73
		5			4,29	8,03	8,03	2,51	1,37	12,7	1,72	3,33	1,81	0,88	4,71	1,30	3,37
		6			5,08	9,35	9,35	2,95	1,36	14,8	1,71	3,90	2,06	0,88	5,45	1,34	3,99
		3			2,96	7,11	7,11	1,94	1,55	11,3	1,95	2,95	1,57	1,00	4,16	1,33	2,32
		4			3,89	9,21	9,21	2,54	1,54	14,6	1,94	3,80	1,95	0,99	5,42	1,38	3,05
5	50	5	5,5	1,8	4,80	11,20	11,20	3,13	1,53	17,8	1,92	4,63	2,30	0,98	6,57	1,42	3,77
		6			5,69	13,07	13,07	3,69	1,52	20,7	1,91	5,43	2,63	0,98	7,65	1,46	4,47
		7			6,56	14,84	14,84	4,23	1,50	23,5	1,89	6,21	2,93	0,97	8,63	1,50	5,15
		8			7,41	16,51	16,51	4,76	1,49	26,0	1,87	6,98	3,22	0,97	9,52	1,53	5,82
5,6	56	4	6	2	4,38	13,10	13,10	3,21	1,73	20,8	2,18	5,41	2,52	1,11	7,69	1,52	3,44
		5			5,41	15,97	15,97	3,96	1,72	25,4	2,16	6,59	2,97	1,10	9,41	1,57	4,25
		4			4,72	16,21	16,21	3,70	1,85	25,7	2,33	6,72	2,93	1,19	9,48	1,62	3,71
		5			5,83	19,79	19,79	4,56	1,84	31,4	2,32	8,18	3,49	1,18	11,6	1,66	4,58
6	60	6	7,0	2,3	6,92	23,21	23,21	5,40	1,83	36,8	2,31	9,60	3,99	1,18	13,6	1,70	5,43
		8			9,04	29,55	29,55	7,00	1,81	46,8	2,27	12,34	4,90	1,17	17,2	1,78	7,10
		10			11,08	35,32	35,32	8,52	1,79	55,6	2,24	15,00	5,70	1,16	20,3	1,85	8,70

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
6,3	4				4,96	18,86	4,09	1,95	29,9	2,45	7,81	3,26	1,25	11,0	1,69	3,90
	5	63	7	2,3	6,13	23,10	5,05	1,94	36,6	2,44	9,52	3,87	1,25	13,7	1,74	4,81
	6				7,28	27,06	5,98	1,93	42,9	2,43	11,2	4,44	1,24	15,9	1,78	5,72
7	4,5				6,20	29,04	5,67	2,16	46,0	2,72	12,0	4,53	1,39	17,0	1,88	4,87
	5				6,86	31,94	6,27	2,16	50,7	2,72	13,2	4,92	1,39	18,7	1,90	5,38
	6				8,15	37,58	7,43	2,15	59,6	2,71	15,5	5,66	1,38	22,1	1,94	6,39
	7	70	8	2,7	9,42	42,98	8,57	2,14	68,2	2,69	17,8	6,31	1,37	25,2	1,99	7,39
	8				10,67	48,16	9,68	2,12	76,4	2,68	20,0	6,99	1,37	28,2	2,02	8,37
7,5	10				13,11	57,90	11,8	2,10	91,5	2,64	24,3	8,17	1,36	33,6	2,10	10,3
	5				7,39	39,53	7,21	2,31	62,6	2,91	16,4	5,74	1,49	23,1	2,02	5,80
	6				8,78	46,57	8,57	2,30	73,9	2,90	19,3	6,62	1,48	27,3	2,06	6,89
	7	75	9	3	10,10	53,34	9,89	2,29	84,6	2,89	22,1	7,43	1,48	31,2	2,10	7,96
	8				11,50	59,84	11,2	2,28	94,9	2,87	24,8	8,16	1,47	35,0	2,15	9,02
8	9				12,80	66,10	12,4	2,27	105	2,86	27,5	8,91	1,46	38,6	2,18	10,10
	5,5				8,63	52,68	9,03	2,47	83,6	3,11	21,8	7,10	1,59	30,9	2,17	6,78
	6				9,38	56,97	9,80	2,47	90,4	3,11	23,5	7,60	1,58	33,4	2,19	7,36
	7	80	9	3	10,85	65,31	11,3	2,45	104	3,09	27,0	8,55	1,58	38,3	2,23	8,51
	8				12,30	73,36	12,8	2,44	116	3,08	30,3	9,44	1,57	43,0	2,27	9,65
8	10				15,14	88,58	15,7	2,42	140	3,04	36,9	11,1	1,56	56,7	2,35	11,9
	12				17,90	102,7	18,4	2,40	162	3,01	43,2	12,6	1,55	59,5	2,42	14,1

Продовження таблиці А.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	6				10,61	82,10	12,5	2,78	130	3,50	34,0	9,88	1,79	48,1	2,43	8,33
	7				12,28	94,30	14,5	2,77	150	3,49	38,9	11,2	1,78	55,4	2,47	9,64
9	8	10	3,3		13,93	106,1	16,4	2,76	168	3,48	43,8	12,3	1,77	62,3	2,51	10,9
	9				15,60	118,0	18,3	2,75	186	3,46	48,6	13,5	1,77	68,0	2,55	12,2
	10				17,17	128,6	20,1	2,74	204	3,45	53,3	14,5	1,76	75,3	2,59	13,5
	12				20,33	149,7	23,9	2,71	236	3,41	62,4	16,5	1,75	86,2	2,67	16,0
	6,5				12,82	122,1	16,7	3,09	193	3,88	50,7	13,4	1,99	71,4	2,68	10,1
	7				13,75	130,6	17,9	3,08	207	3,88	54,2	14,1	1,98	76,4	2,71	10,8
	8				15,60	147,2	20,3	3,07	233	3,87	60,9	15,7	1,98	86,3	2,75	12,2
10	10	12	4		19,24	178,9	25,0	3,05	284	3,84	74,1	18,5	1,96	110	2,83	15,1
	12				22,80	208,9	29,5	3,03	331	3,81	86,8	21,1	1,95	122	2,91	17,9
	14				26,28	237,2	33,8	3,00	375	3,78	99,3	23,5	1,94	138	2,99	20,6
	15				27,99	250,7	36,0	2,99	396	3,76	105	24,6	1,94	145	3,03	22,0
	16				29,68	263,8	38,0	2,98	416	3,74	112	25,8	1,94	152	3,06	23,3
11	7	12	4		15,2	175,6	21,8	3,40	279	4,29	72,7	17,4	2,19	106	2,96	11,9
	8				17,2	198,2	24,8	3,39	315	4,28	81,8	19,3	2,18	116	3,00	13,5
	8				18,80	260	29,7	3,72	412	4,68	107	23,3	2,39	153	3,25	14,76
12	10	12	4,0		23,24	317	36,6	3,69	504	4,66	131	27,7	2,37	187	3,33	18,24
	12				27,60	372	43,3	3,67	590	4,62	153	31,8	2,36	218	3,41	21,67
	15				33,99	449	53,0	3,63	711	4,57	186	37,4	2,34	262	3,53	26,68

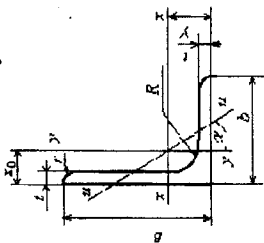
Продовження таблиці А.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	8				19,7	294	32,2	3,87	467	4,87	122	25,7	2,49	172	3,36	15,5
	9				22,0	327	36,0	3,86	520	4,86	135	28,3	2,48	192	3,40	17,3
12,5	10		14	4,6	24,3	360	39,7	3,85	571	4,84	149	30,5	2,47	211	3,45	19,1
	12				28,9	422	47,1	3,82	670	4,82	174	34,9	2,46	248	3,53	22,7
	14				33,4	482	54,2	3,80	764	4,78	200	39,1	2,45	282	3,61	26,2
	16				37,8	539	61,1	3,78	853	4,75	224	43,1	2,44	315	3,68	29,6
	9				24,7	466	45,6	4,34	739	5,47	192	35,9	2,79	274	3,78	19,4
14	10		14	4,6	27,3	512	50,3	4,33	814	5,46	211	39,1	2,78	301	3,82	21,5
	12				32,5	602	59,7	4,31	957	5,43	248	45,0	2,76	354	3,90	25,5
	10				29,33	635	58,1	4,65	1009	5,86	261	45,3	2,98	374	4,07	23,02
	12				34,89	747	68,9	4,63	1188	5,83	307	52,3	2,97	440	4,15	27,39
15	15		14	4,6	43,08	908	84,7	4,59	1443	5,79	374	62,0	2,95	534	4,27	33,82
	18				51,09	1060	99,9	4,56	1681	5,74	439	70,9	2,93	621	4,38	40,11
	10				31,4	774	66,2	4,96	1229	6,25	319	52,5	3,19	455	4,30	24,7
	11				34,4	844	72,4	4,95	1341	6,24	348	56,5	3,18	496	4,35	27,0
	12				37,4	913	78,6	4,94	1450	6,23	376	60,5	3,17	537	4,39	29,4
16	14		16	5,3	43,3	1046	90,8	4,92	1662	6,20	431	68,2	3,16	615	4,47	34,0
	16				49,1	1175	103	4,89	1866	6,17	485	75,9	3,14	690	4,55	38,5
	18				54,8	1290	114	4,87	2061	6,13	537	82,1	3,13	771	4,63	43,0
	20				60,4	1419	126	4,85	2248	6,10	589	90,0	3,12	830	4,70	47,4

Продовження таблиці А.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	11			38,8	1216	92,5	5,60	1933	7,06	500	72,9	3,59	716	4,85	30,5	
18	12			42,2	1317	100	5,59	2093	7,04	540	78,2	3,58	776	4,89	33,1	
	15	16	5,3	52,2	1607	124	5,55	2555	7,00	660	93,1	3,56	948	5,01	41,0	
	18			62,0	1884	146	5,51	2993	6,95	775	107	3,54	1108	5,13	48,7	
	20			68,4	2061	161	5,49	3271	6,91	851	116	3,53	1210	5,20	53,7	
	12			47,1	1823	125	6,22	2896	7,84	749	98,7	3,99	1073	5,37	37,0	
	13			50,9	1961	134	6,21	3116	7,83	805	105	3,98	1156	5,42	39,9	
	14			54,6	2097	144	6,20	3333	7,81	861	112	3,97	1236	5,46	42,8	
	16			62,0	2363	163	6,17	3755	7,78	970	124	3,96	1393	5,54	48,7	
20	18	18	6	69,3	2621	182	6,15	4165	7,75	1077	136	3,94	1544	5,62	54,4	
	20			76,5	2871	201	6,12	4560	7,72	1182	147	3,93	1689	5,70	60,1	
	24			90,8	3351	237	6,08	5314	7,65	1388	168	3,91	1963	5,85	71,2	
	25			94,3	3466	246	6,06	5494	7,63	1438	173	3,91	2028	5,89	74,0	
	30			111,5	4020	289	6,00	6351	7,55	1698	193	3,86	2332	6,07	87,6	
22	14	21	7	60,4	2814	175	6,83	4470	8,60	1159	139	4,38	1655	5,93	47,4	
	16			68,6	3175	199	6,81	5045	8,58	1306	153	4,36	1862	6,92	53,8	
	16			78,4	4717	258	7,76	7492	9,78	1942	203	4,98	2775	6,75	61,5	
	18			87,7	5247	289	7,73	8337	9,75	2158	223	4,96	3089	6,83	68,9	
	20			97,0	5765	319	7,71	9160	9,72	2370	243	4,94	3395	6,91	76,1	
	22	24	8	106,1	6270	348	7,69	9961	9,69	2579	261	4,93	3691	7,00	83,3	
25	25			119,7	7006	392	7,65	11125	9,64	2887	287	4,91	4119	7,11	94,0	
	28			113,1	7717	435	7,61	12244	9,59	3190	312	4,89	4527	7,23	104,5	
	30			142,0	8177	462	7,59	12965	9,56	3389	328	4,89	4788	7,31	111,4	

Таблиця А.6 – Кутки сталіні гарячекатані нерівнополичні. Соргамент (ГОСТ 8510 – 86)



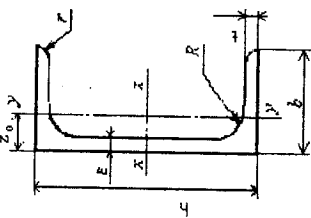
Номер кутки	мм				Площа поперечного перерізу, $см^2$	Довідникові дані для осей												Кут нахилу осі $tg \alpha$	Маса кутки а, кг	
	B	b	t	R		x - x						y - y								
						I_{x0} $см^4$	W_{x0} $см^3$	i_{x0} $см$	I_{y0} $см^4$	W_{y0} $см^3$	i_{y0} $см$	I_{x1} $см^4$	W_{x1} $см^3$	i_{x1} $см$	I_{y1} $см^4$	W_{y1} $см^3$	i_{y1} $см$			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
2,5/1,6	25	16	3	3,5	1,2	1,16	0,70	0,43	0,78	0,22	0,19	0,44	0,13	0,16	0,34	0,42	0,86	0,22	0,39	0,91
3/2	30	20	4	3,5	1,2	1,86	1,27	0,62	0,94	0,45	0,30	0,56	0,26	0,25	0,43	0,51	1,00	0,43	0,42	1,12
3,2/2	32	20	4	3,5	1,2	1,49	1,52	0,72	1,01	0,46	0,30	0,55	0,28	0,25	0,43	0,49	1,08	0,47	0,38	1,17
			4			1,94	1,93	0,93	1,00	0,57	0,39	0,54	0,35	0,33	0,43	0,53	1,12	0,59	0,37	1,52
			3			1,89	3,06	1,14	1,27	0,93	0,49	0,70	0,56	0,41	0,54	0,59	1,32	0,96	0,38	1,48
4/2,5	40	25	4	4,0	1,3	2,47	3,93	1,49	1,26	1,18	0,63	0,69	0,71	0,52	0,54	0,63	1,37	1,22	0,38	1,94
			5			3,03	4,73	1,82	1,25	1,41	0,77	0,68	0,86	0,64	0,53	0,66	1,41	1,44	0,37	2,38
			4			2,67	4,18	1,54	1,25	2,01	0,91	0,87	1,09	0,75	0,64	0,78	1,28	1,68	0,54	2,09
4/3	40	30	5	4,0	1,3	3,28	5,04	1,88	1,24	2,41	1,11	0,86	1,33	0,91	0,64	0,82	1,32	2,00	0,53	2,57
			3			2,14	4,41	1,45	1,43	1,32	0,61	0,79	0,79	0,52	0,61	0,64	1,47	1,38	0,38	1,68
4,5/2,8	45	28	4	5,0	1,7	2,80	5,68	1,90	1,42	1,69	0,80	0,78	1,02	0,67	0,60	0,68	1,51	1,77	0,37	2,20
						3,17	7,98	2,38	1,59	2,56	1,05	0,9	1,52	0,88	0,69	0,76	1,65	2,59	0,4	2,49

Продовження таблиці А.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
5,6/3,6	56	36	4	6,0	2,0	3,58	11,4	3,01	1,78	3,70	1,34	1,02	2,19	1,13	0,78	0,84	1,82	3,74	0,40	2,81
			4			4,04	16,3	3,83	2,01	5,16	1,67	1,13	3,07	1,41	0,87	0,91	2,03	5,25	0,39	3,17
6,3/4	63	40	5	7,0	2,3	4,98	19,9	4,72	2,00	6,26	2,05	1,12	3,73	1,72	0,86	0,95	2,08	6,41	0,39	3,91
			6			5,90	23,3	5,58	1,99	7,29	2,42	1,11	4,36	2,02	0,86	0,99	2,12	7,44	0,39	4,63
			8			7,68	29,6	7,22	1,96	9,15	3,12	1,09	5,58	2,60	0,85	1,07	2,20	9,27	0,38	6,03
			5			5,56	23,4	5,20	2,05	12,1	3,23	1,47	6,41	2,68	1,07	1,26	2,00	9,77	0,57	4,36
6,5/5	65	50	6	6,0	2,0	6,60	27,5	6,16	2,04	14,1	3,82	1,46	7,52	3,15	1,07	1,30	2,04	11,5	0,57	5,18
			7			7,62	31,3	7,08	2,03	16,1	4,38	1,45	8,60	3,59	1,06	1,34	2,08	12,9	0,57	5,98
			8			8,62	35,0	7,99	2,02	18,9	4,93	1,44	9,65	4,02	1,06	1,37	2,12	13,6	0,57	6,77
7/4,5	70	45	5	7,5	2,5	5,59	27,8	5,88	2,23	9,05	2,62	1,27	5,34	2,20	0,98	1,05	2,28	9,12	0,40	4,39
			5			6,11	34,8	6,81	2,39	12,5	3,25	1,43	7,24	2,73	1,09	1,17	2,39	12,0	0,43	4,79
7,5/5	75	50	6	8,0	2,7	7,25	40,9	8,08	2,38	14,6	3,85	1,42	8,48	3,21	1,08	1,21	2,44	14,1	0,43	5,69
			7			8,37	46,8	9,31	2,36	16,6	4,43	1,41	9,69	3,69	1,08	1,25	2,48	16,2	0,43	6,57
			8			9,47	52,4	10,5	2,35	18,5	4,88	1,40	10,9	4,14	1,07	1,29	2,52	17,8	0,43	7,43
8/5	80	50	5	8,0	2,7	6,36	41,6	7,71	2,56	12,7	3,28	1,41	7,57	2,75	1,09	1,13	2,60	13,2	0,38	4,99
			6			7,55	49,0	9,15	2,55	14,9	3,88	1,40	8,88	3,24	1,08	1,17	2,65	15,5	0,38	5,92
			6			8,15	52,1	9,42	2,53	15,2	5,58	1,76	13,6	4,66	1,29	1,49	2,47	21,0	0,54	6,39
8/6	80	60	7	8,0	2,7	9,42	59,6	10,9	2,52	28,7	6,43	1,75	15,6	5,34	1,29	1,53	2,52	24,0	0,54	7,39
			8			10,7	66,9	12,4	2,50	32,2	7,26	1,74	17,5	5,99	1,28	1,57	2,56	26,8	0,54	8,37
			5,5			7,86	65,3	10,7	2,88	19,7	4,53	1,58	11,8	3,81	1,22	1,26	2,92	20,5	0,38	6,17
9/5,6	90	56	6	9,0	3,0	8,54	70,6	11,7	2,88	21,2	4,91	1,58	12,7	4,12	1,22	1,28	2,95	22,2	0,38	6,70
			8			11,2	90,9	15,2	2,85	27,1	6,39	1,56	16,3	5,32	1,21	1,36	3,04	28,3	0,38	8,77
			6			9,58	98,3	14,5	3,20	30,6	6,27	1,79	18,2	5,27	1,38	1,42	3,23	31,5	0,39	7,53
10/6,3	100	63	7	10	3,3	11,1	113	16,8	3,19	35,0	7,23	1,78	20,8	6,06	1,37	1,46	3,28	36,1	0,39	8,70
			8			12,6	127	19,0	3,18	39,2	8,17	1,77	23,4	6,82	1,36	1,50	3,32	40,5	0,39	9,87
			10			15,5	154	23,3	3,15	47,2	9,99	1,75	28,3	8,31	1,35	1,58	3,40	48,6	0,38	12,1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
10/6,5	100	65	8	10	3,3	11,2 12,7 15,7	114 138 156	16,9 19,1 23,5	3,19 3,18 3,15	38,3 43,0 51,7	7,70 8,70 10,6	1,85 1,84 1,82	22,8 25,2 30,6	6,43 7,26 8,83	1,41 1,41 1,40	1,52 1,56 1,64	3,24 3,28 3,37	38,0 42,6 51,2	0,41 0,41 0,41	8,81 9,99 12,3
11/7	110	70	6,5 8	10 8	3,3	11,5 13,9	142 172	19,1 23,2	3,53 3,51	45,6 54,6	8,42 10,2	2,00 1,98	26,9 32,3	7,05 8,50	1,53 1,52	1,58 1,64	3,55 3,61	46,8 55,9	0,40 0,40	8,98 10,9
12,5/8	125	80	7 8 10 12			14,1 16,0 19,7 23,4	227 256 312 365	26,7 30,3 37,3 44,1	4,01 4,00 3,98 3,95	73,7 81,0 101 117	11,9 13,5 16,5 19,5	2,29 2,28 2,26 2,24	43,4 48,8 59,3 69,5	9,96 11,3 13,7 16,1	1,76 1,75 1,74 1,72	1,80 1,84 1,92 2,00	4,01 4,04 4,14 4,22	74,7 84,1 102 118	0,40 0,40 0,40 0,40	11,0 12,9 15,5 18,3
14/9	140	90	8 10	12 10	4,0	18,0 22,2	364 444	38,3 47,2	4,49 4,47	120 146	17,2 21,1	2,58 2,56	70,3 85,5	14,4 17,6	1,98 1,96	2,03 2,12	4,49 4,58	121 147	0,41 0,40	14,1 17,5
16/10	160	100	9 10 12 14			22,9 25,3 30,0 34,7	606 667 784 897	56,0 61,9 73,4 84,7	5,15 5,13 5,11 5,08	186 204 239 272	24,0 26,4 31,2 35,9	2,85 2,84 2,82 2,80	110 121 142 162	20,0 22,0 25,9 29,8	2,20 2,19 2,18 2,16	2,24 2,28 2,36 2,43	5,19 5,23 5,32 5,40	194 213 249 282	0,39 0,39 0,38 0,38	18,0 19,9 23,6 27,3
18/11	180	110	10 12	14 12	4,7	28,3 33,7	952 1123	78,6 93,3	5,80 5,77	276 324	32,3 38,2	3,12 3,10	165 194	27,0 31,8	2,42 2,40	2,44 2,52	5,88 5,97	295 348	0,37 0,37	22,2 26,5
20/12,5	200	125	11 12 14 16			34,9 37,9 43,9 49,8	1449 1568 1801 2026	107 117 135 152	6,45 6,43 6,41 6,38	446 482 551 617	46,0 49,9 57,4 64,8	3,58 3,57 3,54 3,52	264 285 327 367	38,3 41,5 47,6 53,6	2,75 2,74 2,73 2,72	2,79 2,83 2,91 2,99	6,50 6,54 6,62 6,71	465 503 575 643	0,39 0,39 0,39 0,38	27,4 29,7 34,4 39,1

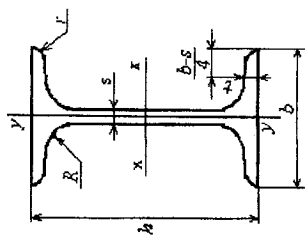
Таблиця А.7 – Сталь гарячекатана. Швелери з паралельними гранями полиць (ГОСТ 8240 – 72)



Номер швелера	h	b	s	t	R	r	Площа перерізу, $см^2$	Маса 1 м, кг	Довідникові дані для осей								z_0 см
									x - x				y - y				
									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	I_{xy} $см^4$	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
5	50	32	4,4	7,0	6,0	3,5	6,16	4,84	22,8	9,14	1,92	5,61	5,95	2,99	0,983	1,21	
6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	3,5	7,51	5,90	48,8	15,0	2,55	9,02	9,35	4,06	1,120	1,29	
8	80	40	4,5	7,4	6,5	3,5	8,98	7,05	89,8	22,5	3,16	13,3	13,9	5,31	1,240	1,38	
10	100	46	4,5	7,6	7,0	4,0	10,9	8,59	175	34,9	3,99	20,5	22,6	7,37	1,440	1,53	
12	120	52	4,8	7,8	7,5	4,5	13,3	10,4	305	50,8	4,79	29,7	34,9	9,84	1,620	1,66	
14	140	58	4,9	8,1	8,0	4,5	15,6	12,3	493	70,4	5,61	40,9	51,5	12,9	1,810	1,82	
14а	140	62	4,9	8,7	8,0	4,5	17,0	13,3	547	78,2	5,68	45,2	65,2	15,7	1,960	2,04	
16	160	64	5,0	8,4	8,5	5,0	18,1	14,2	750	93,8	6,44	54,3	72,8	16,4	2,000	1,97	
16а	160	68	5,0	9,0	8,5	5,0	19,5	15,3	827	103	6,51	59,5	90,5	19,6	2,150	2,19	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
18	180	70	5,1	8,7	9,0	5,0	20,7	16,3	1090	121	7,26	70,0	100	20,6	2,200	2,14
18а	180	74	5,1	9,3	9,0	5,0	22,2	17,4	1200	133	7,34	76,3	123	24,3	2,350	2,36
20	200	76	5,2	9,0	9,5	5,5	23,4	18,4	1530	153	8,08	88,0	134	25,2	2,390	2,30
20а	200	80	5,2	9,7	9,5	5,5	25,2	19,8	1680	168	8,17	96,2	162	29,7	2,540	2,53
22	220	82	5,4	9,5	10,0	6,0	26,7	21,0	2120	193	8,90	111	178	31,0	2,580	2,47
22а	220	87	5,4	10,2	10,0	6,0	28,8	22,6	2340	212	9,01	121	220	37,0	2,770	2,75
24	240	90	5,6	10,0	10,5	6,0	30,6	24,0	2910	243	9,75	139	248	39,5	2,850	2,72
24а	240	95	5,6	10,7	10,5	6,0	32,9	25,8	3200	266	9,86	152	302	46,5	3,030	3,01
27	270	95	6,0	10,5	11,0	6,5	35,2	27,7	4180	310	10,9	178	314	46,7	2,990	2,78
30	300	100	6,5	11,0	12,0	7,0	40,5	31,8	5830	389	12,0	224	393	54,8	3,120	2,83
33	330	105	7,0	11,7	13,0	7,5	46,5	36,5	8010	486	13,1	281	491	64,6	3,250	2,90
36	360	110	7,5	12,6	14,0	8,5	53,4	41,9	10850	603	14,3	350	611	76,3	3,380	2,99
40	400	115	8,0	13,5	15,0	9,0	61,5	48,3	15260	763	15,8	445	760	89,9	3,510	3,05

Таблиця А.8 – Сталь гарячекатана. Балки двотаврові. Сортамент (ГОСТ 8239 – 72)



Номер двотавра	Довідникові дані для осей														
	x-x					y-y									
	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	S_y см ³	I_{xy} см ⁴	W_{xy} см ³					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
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
18а	180	100	5,1	8,3	9,0	3,5	25,4	19,90	1430	159,0	7,51	89,8	114,0	22,80	2,12
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
20а	200	110	5,2	8,6	9,5	4,0	28,9	22,70	2030	203,0	8,37	114	155	28,2	2,32

Продовження таблиці А.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
30	300	135	6,5	10,2	12,0	5,0	46,5	36,50	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
30а	300	145	6,5	10,7	12,0	5,0	49,9	39,20	7780	518	12,5	292	436	60,1	2,95
33	330	140	7,0	11,2	13,0	5,0	53,8	42,20	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
36	360	145	7,5	12,3	14,0	6,0	61,9	48,60	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89
40	400	155	8,3	13,0	15,0	6,0	72,6	57,00	19062	953	16,2	545	667	86,1	3,03
45	450	160	9,0	14,2	16,0	7,0	84,7	66,50	27696	1231	18,1	708	808	101	3,09
50	500	170	10,0	15,2	17,0	7,0	100,0	78,50	39727	1589	19,9	919	1043	123	3,23
55	550	180	11,0	16,5	18,0	7,0	118,0	92,60	55962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39
60	600	190	12,0	17,8	20,0	8,0	138,0	108,00	76806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54

Література

1. Нахайчук В.Г., Матвійчук В.А., Чернілевський О.В. Технічна механіка. Кн.2. Опір матеріалів. – К.: НМКВО, 1992.
2. Теорія споруд. Модуль II. Елементи опору матеріалів. Навчальний посібник /В.А.Огородніков, В.І.Степанчук, В.О.Федотов – Вінниця: ВДГУ, 1992. – 92 с. Укр.мовою/.
3. Дарков А.В., Яшпиро Г.С. Сопротивление материалов. - М., 1975 (а также изд. 1969 г.).
4. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. - М., 1979 (а также предыдущее издание).
5. Сборник задач по сопротивлению материалов /Под редакцией Качурина В.К., 1972.
6. Сопротивление материалов /Филоненко-Бородич М.М., Изюмов С.М., Унков Б.А. и др. - М., 1955, 1956. – Ч.1 и 2.
7. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела. - М., 1979.
8. Сборник задач по сопротивлению материалов /Уманский А.А., Афанасьев А.М., Вольмир А.С. и др. - М., 1973.
9. Феодосьев В.И. Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов. - М., 1973.
10. Беляев Н.М. Лабораторные работы по сопротивлению материалов. - М., 1956.
11. Расчеты на прочность в машиностроении /Пономарев С.Д., Бидерман В.Л., Макушкин В.М. и др. - М., 1956. - Т.1 (а також видання 1958 и 1959 рр., відповідно т. 2, 3).
12. Серенсен С.В., Шнейдерович Р.М., Когаев В.П. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. - М., 1975.
13. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів. - К., Вища школа, 1995.

Навчальне видання

Віталій Антонович Огородніков
Іван Онуфрійович Сивак
Галина Олександрівна Лебедева

ОПІР МАТЕРІАЛІВ ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ І КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ

Навчальний посібник

Оригінал-макет підготовлено Лебедевою Г.О.
Редактор О.Д. Скалоцька

Навчально-методичний відділ ВНТУ
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021 м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ

Підписано до друку 24.01.05 Гарнітура Times New Roman
Формат 29,7x42 $\frac{1}{4}$ Папір офсетний
Друк різнографічний Ум. друк. арк. 4.1
Тираж 75 прим.
Зам № 2005-011

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021 м. Вінниця, Хмельницьке шосе 95.