

**МІНІСТЕРСТВО ВНУТРІШНІХ СПРАВ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ВНУТРІШНІХ СПРАВ
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ ЛЬОТНИЙ КОЛЕДЖ**

Циклова комісія природничих дисциплін

ТЕКСТ ЛЕКЦІЇ

навчальної дисципліни «Теоретична механіка та опір матеріалів»
обов'язкових компонент
освітньо-професійної програми
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

**272 Авіаційний транспорт
Технічне обслуговування та ремонт повітряних суден і авіадвигунів**

за темою – Складний опір

Кременчук 2023

ЗАТВЕРДЖЕНО

Науково-методичною радою
Харківського національного
університету внутрішніх справ
Протокол від 30.08.2023 № 7

СХВАЛЕНО

Методичною радою Кременчуцького
льотного коледжу Харківського
національного університету
внутрішніх справ
Протокол від 28.08.2023 № 1

ПОГОДЖЕНО

Секцією науково-методичної ради
ХНУВС з технічних дисциплін
Протокол від 29.08.2023 № 7

Розглянуто на засіданні циклової комісії природничих дисциплін, протокол від
28.08.2023 № 1

Розробник:

*Викладач циклової комісії природничих дисциплін, спеціаліст вищої категорії,
Сіора А.С.*

Рецензенти:

- 1. Доцент кафедри автомобілів та тракторів Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського, кандидат технічних наук, доцент Черниш А.А.*
- 2. Спеціаліст вищої категорії, викладач-методист циклової комісії аеронавігації Кременчуцького льотного коледжу Харківського національного університету внутрішніх справ, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник Тягній В.Г.*

План лекції:

1. Косий згин.
2. Сумісний згин з крученням.

Рекомендована література:

Основна

1. Павловський М. А. Теоретична механіка: Підручник.- К.: Техніка, 2002. – 512 с.
2. Федуліна А. І. Теоретична механіка: Навч. посіб.- К.: Вища шк., 2005. – 319 с.
3. Теоретична механіка: Збірник задач / О. С. Апостолук, В. М. Воробйов, Д.І. Ільчишин та ін.; За ред. М. А. Павловського. - К.: Техніка, 2007. – 400 с.
4. Цасюк В. В. Теоретична механіка: Підручник.- Львів: Афіша, 2003. – 402 с.
5. Головіна Н.П. Механіка гіроскопічних систем в авіації: Навчальний посібник. – Кременчук: КЛК НАУ, 2009. – 88с.
6. Гурняк Л.І., Гуцуляк Ю.В., Юзьків Т.Б. Опір матеріалів: Посібник для вивчення курсу при кредитно-модульній системі навчання. – Львів: “Новий світ – 2000”, 2006. – 364 с.
7. Писаренко Г.С. та ін. Опір матеріалів Підручник/Г.С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е.С.Уманський. За ред. Г.С. Писаренка – К.: Вища шк., 1993. – 655 с.
8. Корнілов О. А. Короткий курс опору матеріалів: Підручник.- Львів: Магнолія 2006, 2007. – 170 с.

Додаткова

9. Токар А. М. Теоретична механіка. Кінематика. Методи і задачі: Навч. посіб.- К.: Либідь, 2001. – 339 с.
10. Токар А. М. Теоретична механіка. Динаміка. Методи і задачі: Навч. посіб.- К.: Либідь, 2006. – 314 с.
11. Головіна Н.П. Механіка гіроскопічних систем в авіації: Навчальний посібник.
12. Опір матеріалів; Лабораторний практикум / В.В. Астанін, М.М. Бордачов, А.П. Зінковський та ін.; За заг. ред. проф. В.В. Астаніна. – К.: Книжкове вид-во НАУ, 2007. – 224 с.
13. Опір матеріалів з основами теорії пружності й пластичності: У 2 ч., 5 кн. – Ч. II, кн. 4. Приклади і задачі: Навч. посібник / В.Г. Піскунов, В.Д. Шевченко, М.М. Рубан та ін.; За ред. В.Г. Піскунова. – К.: Вища шк., 1995. – 303 с.

Текст лекції

1. Косий згин.

Дотепер ми розглядали прості випадки навантаження стержня, які викликають його осьовий розтяг або стиск, кручення та прямий згин. Опір стержня у цих випадках прийнято називати простим. При сумісній дії кількох простих навантажень виникає так званий складний опір стержня. Одним з випадків складного опору є косий згин.

Косий згин викликається навантаженням, що проходить через центр ваги поперечного перерізу стержня під довільним кутом до його головних центральних осей. На рис.8.1 кут нахилу площини дії навантаження (так званої силової площини) mm до головної центральної осі у позначений через φ . Визначимо нормальні напруження у поперечному перерізі стержня при косому згині.

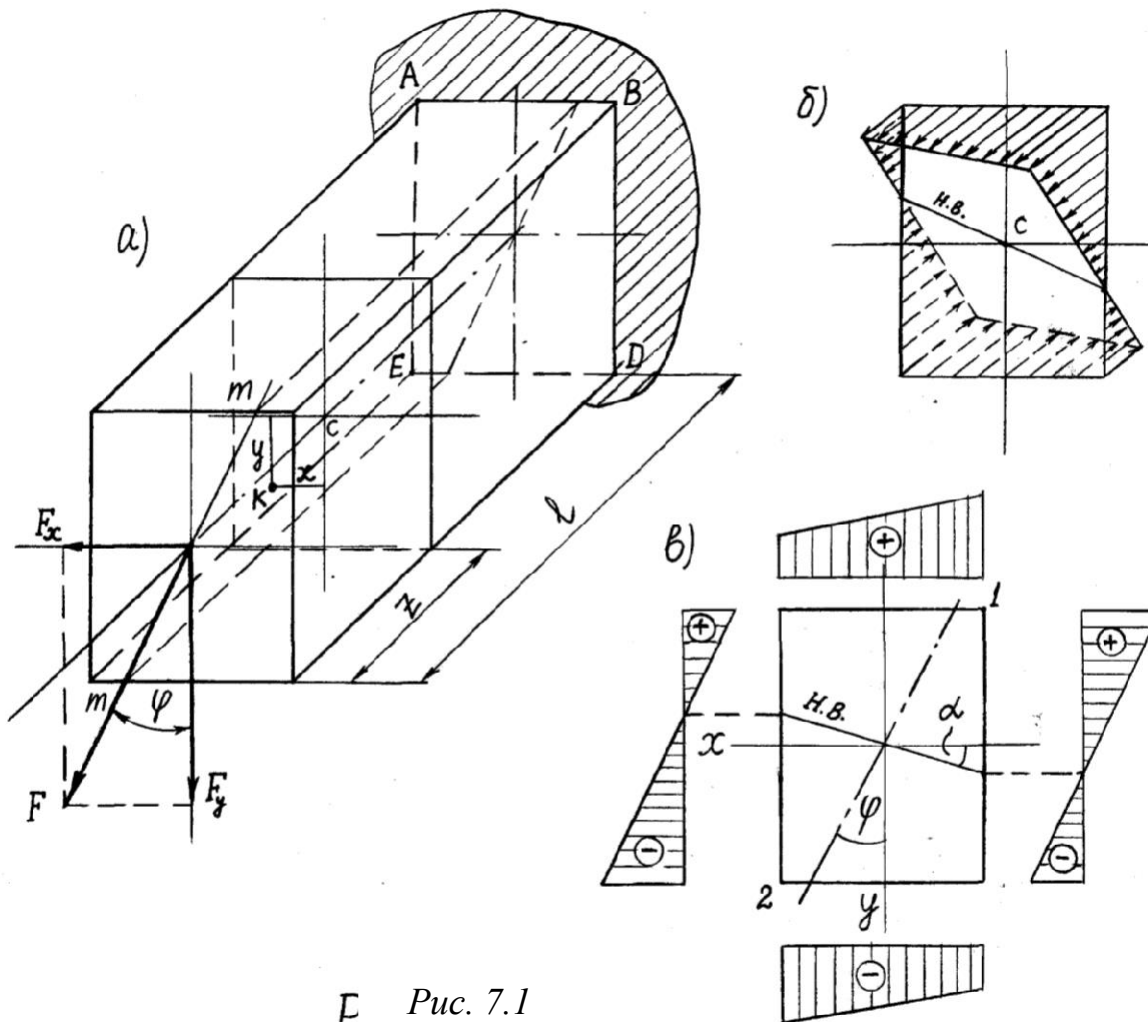


Рис. 7.1

Розклавши сили F на дві складові F_x та F_y , матимемо прямий згин бруса у двох взаємно перпендикулярних головних площинах. У довільному перерізі (на відстані z від вільного кінця бруса) будуть діяти згинальні моменти $M_x = -F_z$ і $M_y = -F_z$. Використовуючи формулу (7.13), визначимо напруження в будь-якій точці K розглядуваного перерізу: від моменту M_x - $\sigma_{M_x} = -M_{xy}/I_x$; від моменту M_y -

$\sigma_{My} = -M_y x / I_y$. Згідно з принципом суперпозиції напруження у будь-якій загальній точці довільного перерізу буде дорівнювати

$$\sigma = -\frac{M_x}{I_x} y - \frac{M_y}{I_y} x \quad (7.1)$$

Згинальні моменти легко визначити за відомим значенням кута φ :

$M_x = -F_y z = -F \cos \varphi \cdot z = -M \cos \varphi$; $M_y = -F_x z = -F \sin \varphi \cdot z = -M \sin \varphi$, де $M = Fz$ – згинальний момент у даному перерізі бруса. Тоді формула (8.1) набирає вигляду:

$$\sigma = -M \left(\frac{y}{I_x} \cos \varphi + \frac{x}{I_y} \sin \varphi \right) \quad (7.2)$$

Формула (8.2) завжди буде справедливою, якщо систему координат вибирати так, щоб діюча на брус сила лежала у першому квадранті, а координати досліджуваних точок (x,y) брати зі своїми знаками.

Геометричне місце точок, у яких нормальні напруження дорівнюють нулеві, називається нейтральною лінією. Як видно з формул (7.1) і (78.2), просторова епіюра нормальних напружень при косому згині утворює площину, що проходить через початок координатної системи (рис. 7.1,б). Нейтральна лінія, як лінія перетину цієї площини з площиною перерізу, є прямою, що також проходить через початок координатної системи. Її рівняння визначається з умови $\sigma(x,y)=0$, тобто

$$\frac{M_x}{I_x} y + \frac{M_y}{I_y} x = 0,$$

звідки

$$y = -\frac{M_y}{M_x} \frac{I_x}{I_y} x = kx, \quad (7.3)$$

Кут нахилу α нейтральної лінії до осі x знаходиться з виразу для кутового коефіцієнта **k** прямої (8.3):

$$\operatorname{tg} \alpha = -\frac{M_y}{M_x} \frac{I_x}{I_y} = -\operatorname{tg} \varphi \frac{I_x}{I_y}. \quad (7.4)$$

Знаючи положення нейтральної лінії, можна вказати ті точки перерізу стержня, в яких виникають найбільші за абсолютною величиною нормальні напруження: це точки найбільш віддалені від нейтральної лінії. На рис.7.1,в вони позначені цифрами 1 і 2; показана також епіюра нормальних напружень у суміщенні з площиною рисунку.

У прямокутному перерізі, а також в інших перерізах з двома осями симетрії, які вписуються в прямокутник і мають спільні з ним кутові точки, максимальні напруження виникають у кутових точках перерізу і дорівнюють за абсолютною величиною

$$\sigma_{\max} = \frac{M_x}{I_x} + \frac{M_y}{I_y}. \quad (7.5)$$

$$W_x$$

Як і при прямому згині, міцність балки при косому згині залежить у першу чергу від величини максимальних нормальних напружень, що виникають у її поперечних перерізах. Тому перевірка міцності при косому згині полягає у порівнянні максимального нормального напруження у перерізі з максимальним за абсолютною величиною рівнодійним моментом M_{\max} з допустимим напруженням σ_{adm} . Так, наприклад, для балки, показаної на рис.8.1,а максимальний згинальний момент буде у перерізі ABDE (в затисненні): $M_{\max} = -Fl$. Складові цього моменту: $M_{x\max}$ і $M_{y\max}$. Тоді умова міцності запишеться так

$$\frac{M_{x\max}}{W_x} + \frac{M_{y\max}}{W_y} \leq \sigma_{adm}. \quad (7.6)$$

Переміщення будь-якої точки осі балки визначається як геометрична сума переміщень, викликаних заданим навантаженням у напрямках головних центральних осей перерізу. Наприклад, прогин f кінця консолі (рис.7.1,а) дорівнюватиме

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}, \quad (7.7)$$

де f_x і f_y - складові прогини f балки від складових сили F , тобто від F_x і F_y (рис.7.2). Визначення f_x і f_y може бути здійснено, наприклад, за методом початкових параметрів, або методом інтегрування диференціального рівняння пружної лінії (зігнутої осі) балки.

Скористуємося результатом прикладу 7.3. Маємо

$$f_y = \frac{Fl^3 \cos \varphi}{3EI_x}; \quad f_x = \frac{Fl^3 \sin \varphi}{3EI_y}.$$

Напрямок повного прогину f утворює з віссю y кут, тангенс якого

$$\tan \alpha = \frac{f_x}{f_y} = \tan \varphi \frac{I_x}{I_y}. \quad (7.8)$$

Як видно, при $I_x/I_y \neq 1$ кути α і φ нерівні, отже, у випадку косого згину напрямок дії навантаження і напрямок прогину не збігається. Це розходження тим більше, чим більше відношення I_x/I_y .

При порівнянні останньої формули з формулою (7.4) видно, що кут нахилу прогину до осі y дорівнює кутові нахилу нейтральної лінії до осі x , тобто що

напрямки прогину і напрямки нейтральної лінії взаємно перпендикулярні (рис.7.2).

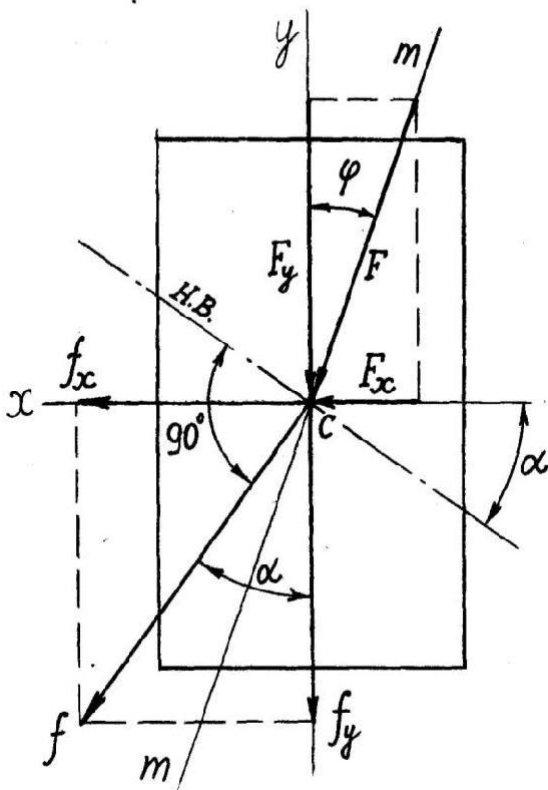


Рис. 7.2

Приклад 8.1. Перевірити міцність

чавунного бруса (рис. 7.3,а), якщо допустимі напруження на розтяг $\sigma_{adm,t} =$

35МПа , на стиск $\sigma_{adm.c}=130\text{МПа}$. Побудувати епюру напружень для небезпечного поперечного перерізу бруса.

Розв'язання. Брус працює на плоский косий згин. Розкладаємо навантаження на складові за головними осями x і y (рис. 7.3,б) і одержуємо сполучення двох прямих згинів. Небезпечним є переріз затиску бруса.

$$\max M_x = \frac{q l^2}{2} = \frac{(q \cos \varphi) l^2}{2} = \frac{150 \cdot 0,866 \cdot 1,2^2}{2} = 93,5 \text{ Нм};$$

$$\max M_y = \frac{q l^2}{2} = \frac{(q \sin \varphi) l^2}{2} = \frac{150 \cdot 0,5 \cdot 1,2^2}{2} = 54,1 \text{ Нм}.$$

Не визначаючи величин нормальних напружень від моментів M_x та M_y , покажемо характер епюр цих напружень (рис. 7.3,в).

Для визначення небезпечної точки перерізу знайдемо положення нульової лінії:

$$\operatorname{tg} \alpha = -\frac{M_y I_x}{M_x I_y} = -\operatorname{tg} \varphi \frac{I_x}{I_y},$$

де моменти інерції поперечного перерізу бруса

$$I_x = \frac{\pi d^4}{64} - \frac{b h^3}{12} = \frac{\pi \cdot 16^4}{64} - \frac{7 \cdot 11^4}{12} = 2440 \text{ см}^4; \quad I_y = \frac{\pi d^4}{64} - \frac{h b^3}{12} = \frac{\pi \cdot 16^4}{64} - \frac{11 \cdot 7^3}{12} = 2910 \text{ см}^4.$$

Тоді

$$\operatorname{tg} \alpha = -\operatorname{tg} 30^\circ \frac{2440}{2910} = -0,485; \quad \alpha = -25^\circ 52'$$

Від'ємний кут α відкладаємо від осі x за годинниковою стрілкою і проводимо нульову лінію (н.л.).

Для побудови сумарної епюри напружень визначаємо точки перерізу, найбільш віддалені від нульової лінії. Ці точки одержуємо, провівши дві дотичні до перерізу, паралельні нульовій лінії. На рис. 8.3,в це точки А і В. З них більш небезпечна точка А (у ній виникають розтягуючі напруження).

Вісь епюри σ перпендикулярна нульовій лінії. Для побудови епюри достатньо обчислити ординату однієї її точки, так як нульова точка вже визначена. Вираховуємо σ_A

$$\sigma_A = \max \frac{M_x y_A}{I_x} + \max \frac{M_y x_A}{I_y} = \frac{93,5 \cdot 10^3}{2440 \cdot 10^4} 72 + \frac{54,1 \cdot 10^3}{2910 \cdot 10^4} 34,9 = 34,1 \text{ МПа},$$

де

$$x_A = \frac{1}{2} d \sin \alpha = \frac{1}{2} \cdot 16 \sin 25^\circ 52' = 3,49 \text{ см}; \quad y_A = \frac{1}{2} d \cos \alpha = \frac{1}{2} \cdot 16 \cos 25^\circ 52' = 7,2 \text{ см} -$$

координати точки А. Так як $\sigma_A < \sigma_{adm.t}$, то міцність балки забезпечена.

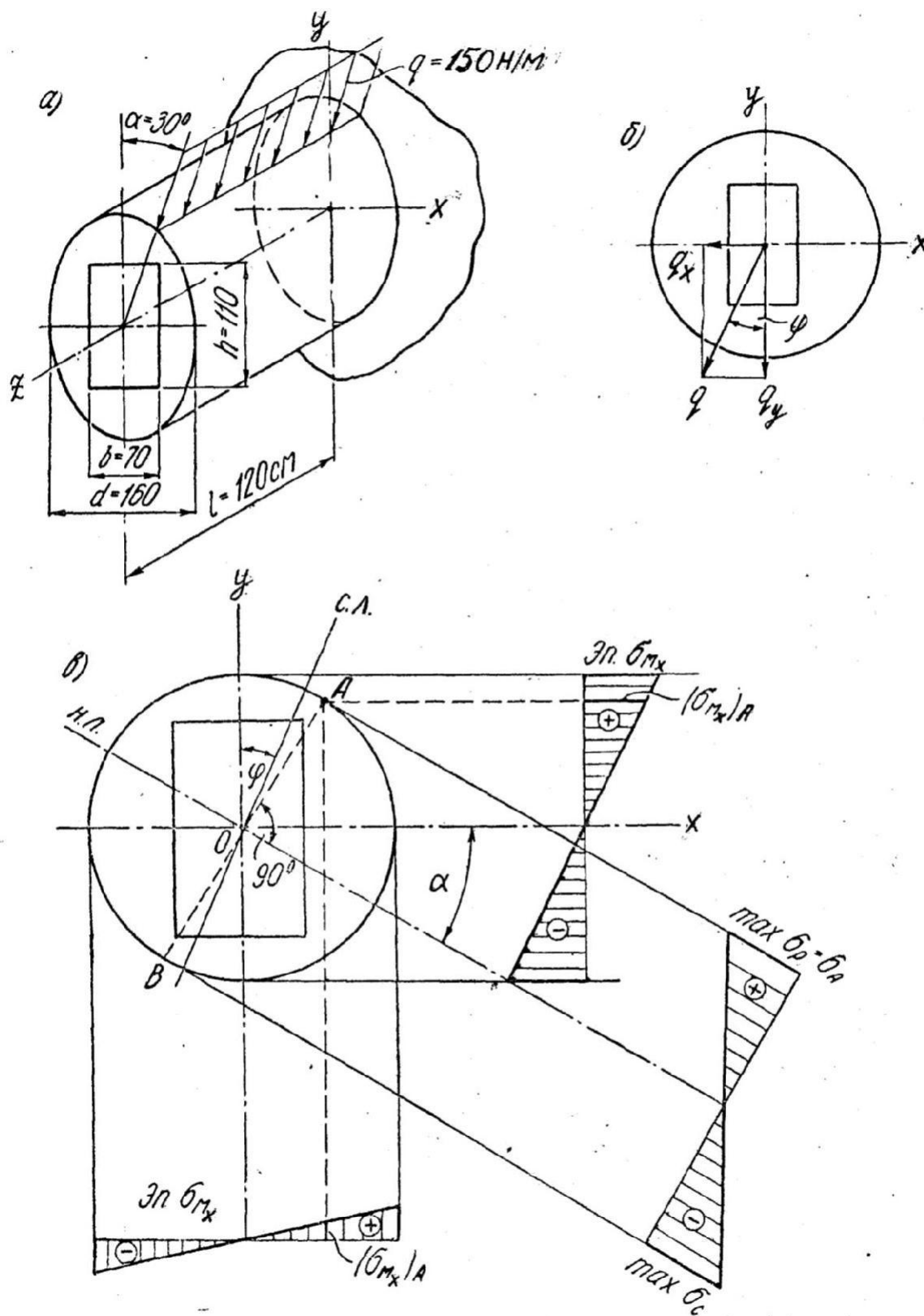


Рис. 7.3

2. Сумісний згин з крученням.

Нехай на стержень (рис.8.4,а) у кінцевому перерізі діє сила F , яка визиває прямий його згин, і пара сил T_e , закручуюча стержень. Епюри згинальних і крутних моментів побудовані на рис.7.4,б,в. Таким чином, розглядуваний стержень водночас працює на згин і кручення. Небезпечним перерізом буде опорний переріз А, де одночасно виникають максимальний згинальний і крутний моменти.

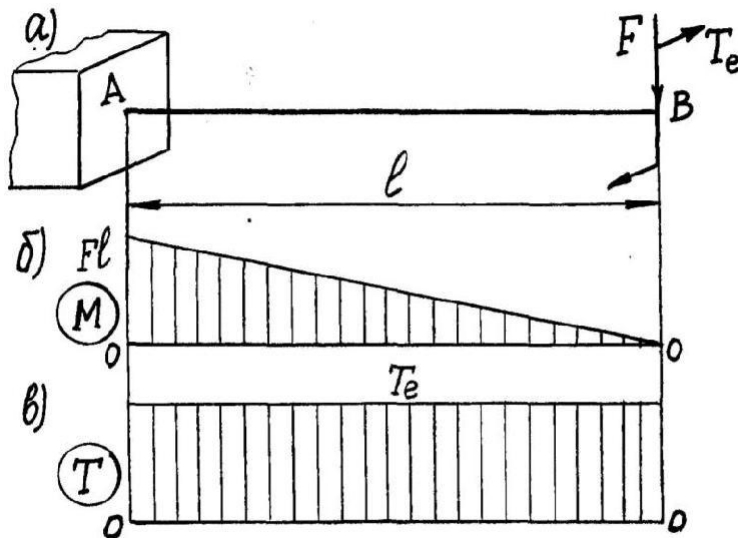


Рис. 7.4

Ми обмежимося лише розглядом стержнів круглого поперечного перерізу. При сумісному поперечному згині і крученні у поперечних перерізах стержня виникають нормальні напруження при дії згинальних моментів і дотичні напруження, зв'язані з поперечними силами і крутними моментами. Однак вплив поперечних сил у круглих перерізах настільки малий, що цими силами нехтують

і беруть до уваги лише нормальні напруження згину і дотичні напруження кручення.

При згині такого стержня у площині Ozy і крученні навколо осі z епюри нормальних і дотичних напружень матимуть вигляд, показаний на рис.7.5,а. При сумісній дії цих напружень в околі довільної точки поперечного перерізу (за винятком точок на нейтральній осі x) виникатиме плоский напружений стан (рис. 7.5,б). Небезпечними точками у перерізі стержня є точки, у яких одночасно виникають максимальні нормальні та дотичні напруження, тобто крайні точки перерізу на осі y , найбільш віддалені від нейтральної осі. Ці максимальні напруження визначаються за формулами (7.19) і (6.6): $\sigma = M/W$, $\tau = T/W_p$.

Міцність стержня при плоскому напруженому стані треба перевірити за однією з теорій міцності, залежно від очікуваного характеру руйнування. Якщо передбачається пластичне руйнування, то, застосовуючи третю теорію (найбільших дотичних напружень), знайдемо еквівалентне напруження за виразом (3.17): $\sigma_{eIII} = \sigma_1 - \sigma_3$. Для визначення головних напружень використовуємо формулу (3.9)

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

Тоді

$$\sigma_{eIII} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}. \quad (7.9)$$

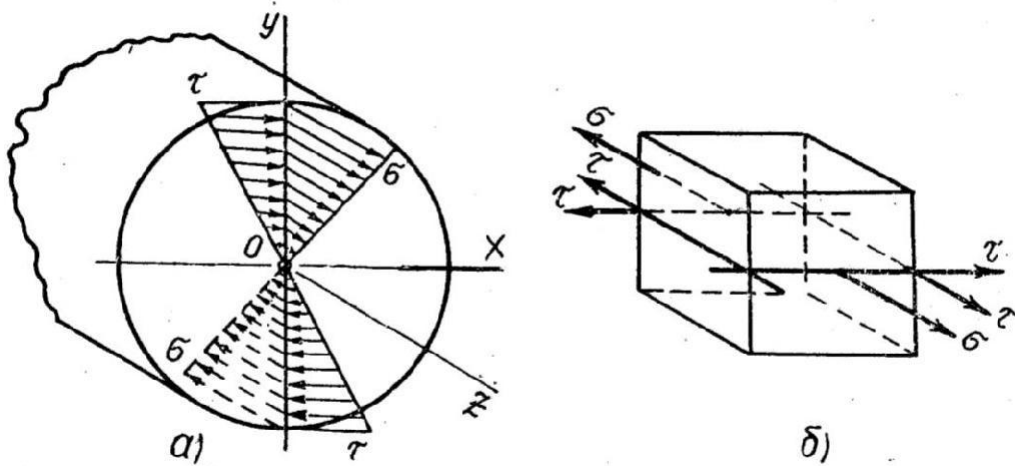


Рис. 7.5

Підставляючи значення σ і τ , маємо

$$\sigma_{eIII} = \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{T}{W_p}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{W}{W}\right)^2 + 4\left[\frac{T}{(2W)}\right]^2} = \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{W}.$$

Вираз, що стоїть у чисельнику, назвемо еквівалентним моментом за третьою теорією міцності

$$M_{eIII} = \sqrt{M^2 + T^2}. \quad (7.10)$$

Використовуючи четверту теорію міцності, одержимо

$$M_{eIV} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2} \quad (7.11)$$

Розрахункова формула для круглих стержнів, працюючих при сумісному згині і крученні, буде мати вигляд:

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} \leq \sigma_{adm}. \quad (7.12)$$

Методику розрахунку вала на згин з крученням розглянемо на прикладі.

Приклад 8.2. Перевірити міцність вала (рис. 7.6,а), який за допомогою пасових передач передає потужність $P=40\text{кВт}$ при частоті обертання $n=600$ об/хв. Матеріал вала сталь 45 з границею текучості $\sigma_y=280\text{МПа}$, допустимий коефіцієнт запасу міцності $S_{adm}=2,5$, діаметр вала $d=60\text{мм}$; діаметри шківів $D_1=0,3\text{м}$ і $D_2=0,5\text{м}$.

Розв'язання. Визначаємо скручуючий момент на шківях передач:

$$T_{e1} = T_{e2} = T_e = 9550 \frac{40}{600} = 636,7 \text{ Нм}$$

Прикладаємо знайдені зовнішні моменти T_{e1} і T_{e2} (рис. 7.6,б) і будуємо епюру крутних моментів. У перерізах ділянки, розташованої між шківями $T=T_{e1}=T_e=636,7\text{Нм}=\text{const}$ (рис. 7.6,в).

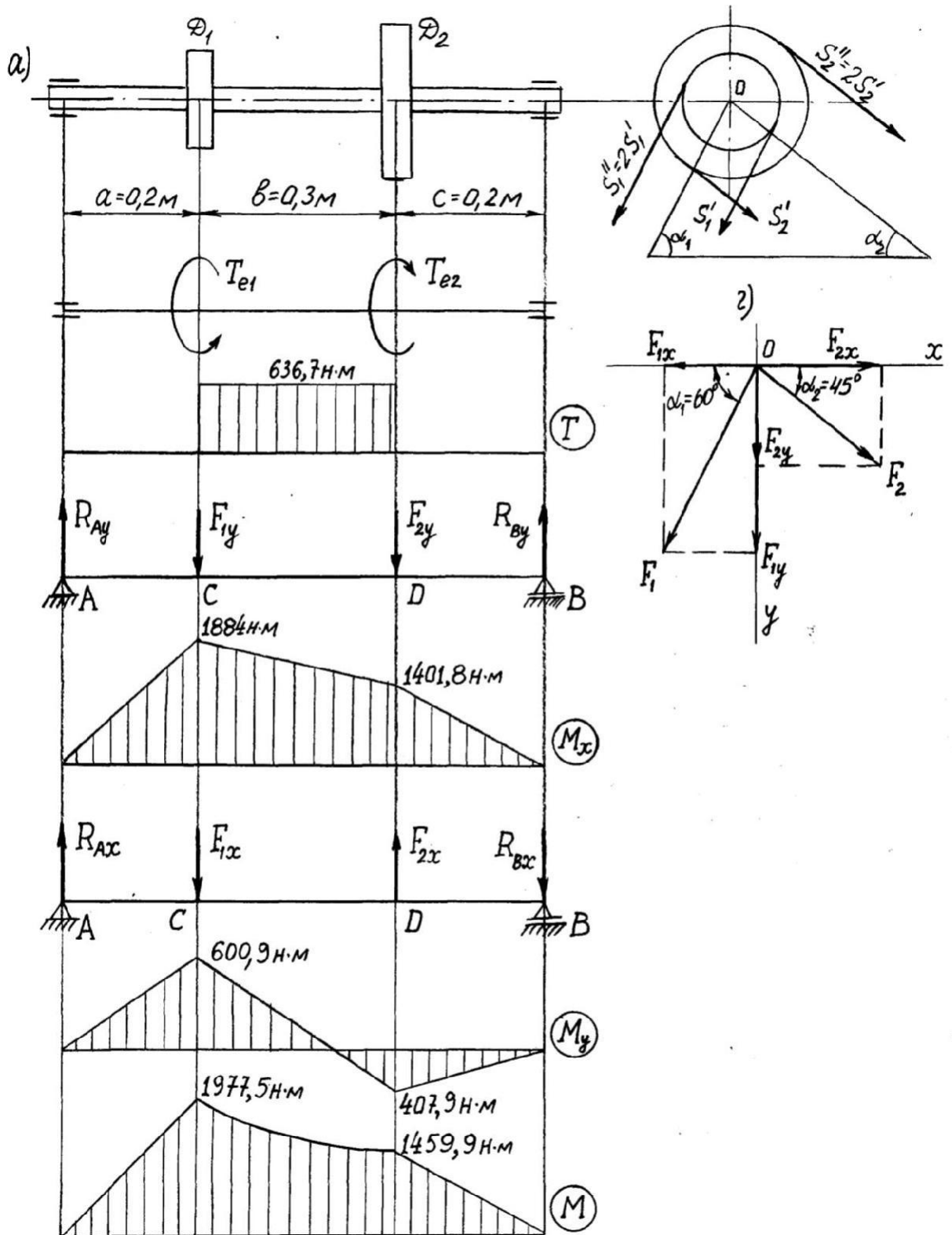


Рис. 7.6

Визначаємо сили, що передаються від шківів на вал. Шків1:

$$\sum M_0 = 0; S_1'' \frac{D}{2} - S_1' \frac{D}{2} - T_{e1} = 0, S_1'' = S_1' = \frac{2T}{D} = \frac{2 \cdot 636,7}{0,3} = 4244,7 \text{ Н};$$

$$S_1'' = 2S_1' = 2 \cdot 4244,7 = 8489,4 \text{ Н}.$$

Шків2: $\sum M = 0; S_2'' \frac{D_2}{2} - S_2' \frac{D_2}{2} - T_{e2} = 0;$

$$S_2'' = \frac{2T_{e2}}{D_2} = \frac{2 \cdot 636,7}{0,5} = 2546,8 \text{ Н}; S_2 = 2S_2' = 2 \cdot 2546,8 = 5093,6 \text{ Н}$$

Обчислюємо сумарні сили, що передаються від шківів на вал:

$$F_1 = S_1 + S_1' = 4244,7 + 8489,4 = 12734,1 \text{ Н}; F_2 = S_2 + S_2' = 5093,6 + 2546,8 = 7640,4 \text{ Н}.$$

Визначаємо вертикальні і горизонтальні складові сил, прикладених до вала (рис.8.6,г):

$$F_{1x} = F_1 \cos \alpha_1 = 12734,1 \cdot \cos 60^\circ = 6367 \text{ Н}; F_{1y} = F_1 \sin \alpha_1 = 12734,1 \cdot \sin 60^\circ = 11027,7 \text{ Н};$$

$$F_{2x} = F_2 \cos \alpha_2 = 7640,4 \cdot \cos 45^\circ = 5401,8 \text{ Н}; F_{2y} = F_2 \sin \alpha_2 = 7640,4 \cdot \sin 45^\circ = 5401,8 \text{ Н}.$$

Розглядаємо згин вала у вертикальній площині (рис.8.6,д). Знаходимо реакції опор і будуємо епюру згинальних моментів відносно осі x (M_x).

$$\sum M_A = 0: R_{By}(a+b+c) - F_{2y}(a+b) - F_{1y}a = 0; R_{By} = 7009,2 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0: -R_{Ay}(a+b+c) + F_{1y}(a+b) + F_{2y}c = 0; R_{Ay} = 9420,3 \text{ Н}$$

Перевірка: $\sum Y = R_{Ay} + R_{By} - F_{1y} - F_{2y} = 9420,3 + 7009,2 - 11027,7 - 5401,8 = 0$.

Згинальні моменти у характерних перерізах: $M_{xc} = R_{Ay}a = 9420,3 \cdot 0,2 = 1884 \text{ Нм}$; $M_{xD} = R_{By}c = 7009,2 \cdot 0,2 = 1401,8 \text{ Нм}$. Епюра згинальних моментів M_x показана на рис.8.6,е.

Розглядаємо згин вала у горизонтальній площині (рис.8.6,є). Звертаємо увагу на те, що напрямки сил F_{1x} і F_{2x} не співпадають (див.рис.8.6,г). Визначаємо реакції опор:

$$\sum M_A = 0: -R_{Bx}(a+b+c) + F_{2x}(a+b) - F_{1x}a = 0; R_{Bx} = 2039,3 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0: -R_{Ax}(a+b+c) + F_{1x}(a+b) - F_{2x}c = 0; R_{Ax} = 9420,3 \text{ Н}.$$

Перевірка: $\sum X = R_{Ax} - R_{Bx} - F_{1x} + F_{2x} = 9420,3 - 2039,3 - 6367 + 5401,8 = 0$.

Згинальні моменти: $M_{yc} = R_{Ax}a = 9420,3 \cdot 0,2 = 1884,1 \text{ Нм}$

Нм; $M_{yD} = -R_{Bx}c = -2039,3 \cdot 0,2 = -407,9 \text{ Нм}$.

Будуємо епюру згинальних моментів M_y (рис.8.6,ж).

Знаходимо сумарні згинальні моменти у характерних перерізах:

$$M_c = \sqrt{M_{xc}^2 + M_{yc}^2} = \sqrt{(1884)^2 + (600,9)^2} = 1977,5 \text{ Нм};$$

$$M_D = \sqrt{M_{xD}^2 + M_{yD}^2} = \sqrt{(1401,8)^2 + (-407,9)^2} = 1459,9 \text{ Нм}.$$

Будуємо епюру сумарних згинальних моментів (рис.8.6,з).

Якщо скористуємося третьою теорією міцності (8.10), то найбільший еквівалентний момент у перерізі С буде дорівнювати

$$M_{eIII} = \sqrt{M_c^2 + T^2} = \sqrt{(1977,5)^2 + (636,7)^2} = 2077,5 \text{ Нм}$$

Найбільші напруження у цьому перерізі

$$\sigma_{\text{кв}} = \frac{M_{eIII}}{W_{21195}} = \frac{2077,5 \cdot 10^3}{21195} = 98 \text{ МПа},$$

де $W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{32} = 21195 \text{ мм}^3$ - осьовий момент опору перерізу вала (круг з діаметром $d=60\text{мм}$).

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності S :

$$S = \frac{\sigma_y}{\sigma_{ке}} = \frac{280}{98} = 2,86.$$

Порівнюючи знайдений коефіцієнт запасу міцності S із заданим тобто допустимим S_{adm} , бачимо, що $S > S_{adm}$, міцність вала забезпечена. Недонапруження складає:

$$\frac{|(S_{adm} - S)|}{S_{adm}} = \frac{|(2,5 - 2,86)|}{2,5} = 14,4\% > 5\%$$

З економічної точки зору слід вибрати менш якісний матеріал, наприклад сталь з границею текучості $\sigma_y=250\text{МПа}$. Тоді коефіцієнт запасу міцності буде дорівнювати $S=250/98=2,55$, а недонапруження складе 2%, що цілком прийнятно.