

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра загальнотехнічних дисциплін

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

методичні рекомендації

для виконання практичних робіт

здобувачами початкового рівня (короткий цикл) вищої освіти
ОПП «Агроінженерія» спеціальності 208 «Агроінженерія»
денної форми здобуття вищої освіти

Миколаїв
2022

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 17.02.2022 р., протокол № 6.

Укладачі:

О. В. Баранова – асистент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

П. М. Полянський – канд. екон. наук, доцент, в.о. завідувача кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

Г. О. Іванов – канд. техн. наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

С. М. Степанов – старший викладач кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

Рецензент:

В. І. Гавриш – д-р екон. наук, професор, завідувач кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет.

ЗМІСТ

ПРАКТИЧНА РОБОТА 1	4
Дослідження та розрахунок бруса на міцність і жорсткість при розтягу (стику)	
ПРАКТИЧНА РОБОТА 2	15
Дослідження та розрахунок бруса на міцність та жорсткість при крученні	
ПРАКТИЧНА РОБОТА 3	25
Дослідження та розрахунок балки на міцність при згині	
ПРАКТИЧНА РОБОТА 4	36
Складання кінематичних схем та структурний аналіз плоских механізмів	
ПРАКТИЧНА РОБОТА 5	42
Складання кінематичних схем зубчастих механізмів. Визначення передавального відношення багатоланкових зубчастих механізмів.	
ПРАКТИЧНА РОБОТА 6	47
Побудова евольвентних профілів зубців методом огинання (обкочування)	
ПРАКТИЧНА РОБОТА 7	52
Визначення геометричних характеристик вінця з евольвентними зубцями і вивчення конструкції зубчатих коліс	
ПРАКТИЧНА РОБОТА 8	61
Проектування та розрахунок приводу механічного обладнання	
ПРАКТИЧНА РОБОТА 9	66
Вивчення конструкції та розрахунок на довговічність підшипників кочення	
ПРАКТИЧНА РОБОТА 10	78
Вивчення конструкції та визначення вантажної здатності валів і з'єднань деталей з валом	
ЛІТЕРАТУРА	88
ДОДАТКИ	90

ПРАКТИЧНА РОБОТА 1

Тема: Дослідження та розрахунок бруса на міцність і жорсткість при розтягу (стику).

Мета роботи:

- дослідити напружений стан балки при прикладанні зусилля розтягу (стиску);
- визначити внутрішні силові фактори, побудувати епюру внутрішніх повздовжніх зусиль;
- визначити потрібні розміри поперечних перерізів бруса з врахуванням умови міцності;
- побудувати епюру нормальних напружень;
- визначити деформацію балки при розтягу (стиску), побудувати епюру переміщень перерізу;
- визначити напруження в найбільш навантаженому перерізі та на площинках, що похилені до нормального перерізу під кутами α та $\alpha+90^\circ$.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Відомо, якщо в поперечних перерізах бруса під дією навантаження виникає тільки один внутрішній силовий фактор – внутрішнє повздовжнє зусилля N , то брус отримує деформацію – розтяг (стиск).

Для визначення чисельного значення і напрямку внутрішнього повздовжнього зусилля використовують метод перерізів, який полягає в тому, що:

- уявно розсікають брус на частини площиною, яка перпендикулярна його повздовжній осі;
- одну з частин (будь яку) відкидають і розглядають рівновагу залишеної частини;
- складають рівняння рівноваги;
- знаходять повздовжнє зусилля в залежності від діючих зовнішніх навантажень, прикладених до тієї частини бруса, що розглядається.

Графічне зображення зміни внутрішнього повздовжнього зусилля по довжині стержня називається *епюра внутрішніх повздовжніх зусиль* (повздовжніх сил).

При будові епюр внутрішніх силових факторів і переміщень брус розсікають на частини, границями яких є перерізи де змінюються: зовнішнє навантаження, матеріал, розміри перерізу.

Внутрішнє повздовжнє зусилля, направлене в бік зовнішньої нормалі, є розтяжним і вважається додатним.

Для оцінки міцності навантаженого бруса використовують величину міри інтенсивності внутрішніх зусиль, яку називають *напруженням*. Напруження σ

визначається як відношення внутрішнього повздовжнього зусилля до площі поперечного переріза бруса:

$$\sigma = \frac{N}{A},$$

де N – внутрішнє повздовжнє зусилля в перерізі, Н;

A – площа переріза бруса, м²;

Використовуючи формулу визначення напружень, можна побудувати епюру, що представляє собою графічне зображення зміни напруження по довжині бруса. Знак напруження відповідатиме знаку повздовжньої сили: напруження розтягу – додатне, напруження стиску – від’ємне.

Міцність буде забезпечена, якщо напруження в перерізі σ не перебільшує допустимого значення $[\sigma]$:

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma]$$

Вказана нерівність називається *умовою міцності* по нормальним напруженням.

Допустимим значенням нормальних напружень вважається те, що дорівнює

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{н.л.}}{n},$$

де $\sigma_{н.л.}$ – граничне або небезпечне напруження, при якому з’являються недопустимі пластичні деформації, але брус зберігає працездатність;

n – коефіцієнт запасу міцності, що залежить від ступеню відповідності деталі, достовірності визначення зовнішніх навантажень, однорідності властивостей матеріалу та інших факторів.

Деформація, що отримує брус, в залежності від напрямку прикладеного навантаження ϵ : подовження – при розтягу і скорочення – при стисканні.

Враховуючи закон Гука та формулу визначення повздовжніх напружень можна визначити деформацію (зміну довжини) ділянки бруса:

$$\Delta l_i = \frac{N_i \cdot l_i}{E_i \cdot A_i}$$

де Δl_i – абсолютне подовження (скорочення) i -ї ділянки бруса;

l_i – довжина i -ї ділянки бруса;

E – модуль повздовжньої пружності (модуль Юнга), Па;

Закон деформації визначається знаком повздовжньої сили: при розтягу деформація додатна, при стисканні – від’ємна.

Переміщення довільного перерізу бруса знаходиться як алгебраїчна сума деформацій всіх ділянок бруса, що лежать між перерізом, який розглядається, і умовно нерухомим перерізом:

$$\delta = \sum_{i=1} \Delta l_i = \sum_{i=1} \frac{N_i \cdot l_i}{E_i \cdot A_i}$$

де n – кількість ділянок між початком відліку і перерізом, який досліджується.

Через будь яку точку бруса можна провести безліч площинок, які нарізно орієнтовані в просторі. В цьому випадку напруження, що виникають в площинках нахилених до головної нормалі під довільним кутом, поділяють на нормальні і дотичні.

В площинці перерізу нахиленої до нормалі під заданим кутом α можна визначити :

$$\text{Нормальні напруження – } \sigma_n = \sigma \cdot \cos^2 \alpha ;$$

$$\text{Дотичні напруження – } \tau_n = \frac{\sigma}{2} \cdot \sin 2 \alpha$$

де σ - нормальне напруження в поперечному перерізі бруса (на нормальній площинці).

Приклад дослідження бруса на розтяг (стиск) та розрахунок напружень і деформацій бруса

Надано: Брус навантажений зовнішніми осьовими силами $F_1=90\text{кН}$, $F_2=50\text{кН}$, $F_3=110\text{кН}$, $[\sigma]=160\text{МПа}$ (рис. 1.1).

Розв'язок:

1. *Визначення внутрішніх повздовжніх зусиль та побудова епюри.*

Відповідно правил визначення границь ділянок брус зображуємо в зручному масштабі.

Відкидаємо накладену в'язь і замінюємо її відповідною реакцією в'язі R (рис. 1.2). З рівняння рівноваги всього бруса маємо:

$$\sum F_{iz} = 0; \quad F_1 - F_2 - F_3 + R = 0,$$

Визначаємо: $R = F_2 + F_3 - F_1 = 50 + 110 - 90 = 70\text{кН}$. Отримане додатне значення сили R підтверджує, що напрям реакції попередньо показано правильно.

Розбиваємо брус на ділянки. В даному прикладі виділяємо чотири ділянки (рис 1.3, 1.4, 1.5, 1.6). Використовуючи метод перерізів знаходимо внутрішні повздовжні зусилля на відповідних ділянках бруса. Складаючи рівняння рівноваги напрям внутрішнього повздовжнього зусилля вибирається так, щоб він співпадав з напрямом зовнішньої нормалі. В цьому разі додатне значення внутрішнього повздовжнього зусилля вказує, що це зусилля є розтяжним.

Ділянка I: $0 \leq Z_1 \leq l_1$ або $0 \leq Z_1 \leq 0,5\text{ м}$

Рівняння рівноваги:

$$\sum F_{iz} = 0, \quad N_1 - F_1 = 0, \quad N_1 = F_1 = 90\text{кН}.$$

Деформація ділянки – розтяг.

Ділянка II: $0 \leq Z_2 \leq l_1 + l_2$ або $0 \leq Z_2 \leq 0,9\text{ м}$

Рівняння рівноваги:

$$\sum F_{iz} = 0, \quad N_2 - F_1 + F_2 = 0, \\ N_2 = F_1 - F_2 = 90 - 50 = 40\text{кН}.$$

Деформація ділянки – розтяг.

Ділянка III: $0 \leq Z_2 \leq l_1 + l_2 + l_3$ або $0 \leq Z_3 \leq 1,5 \text{ м}$

Рівняння рівноваги:

$$\sum F_{iz} = 0, \quad N_3 - F_1 + F_2 = 0, \\ N_3 = F_1 - F_2 = 90 - 50 = 40 \text{ кН.}$$

Деформація ділянки – розтяг.

Ділянка IV:

Рівняння рівноваги:

$$\sum F_{iz} = 0, \quad N_4 + R = 0, \quad N_4 = -R = -70 \text{ кН.}$$

Деформація ділянки – стискування.

За отриманими результатами внутрішніх повздовжніх зусиль будується їх епюра. Проводимо паралельно осі бруса нульову лінію. На граничних ділянках бруса в масштабі відкладаємо отримані значення внутрішніх силових факторів, враховуючи їх знак і характер деформації (рис. 1.7).

2. *Визначення напружень та необхідних розмірів поперечного перерізу ділянок бруса.*

Потрібні розміри поперечних перерізів бруса визначаються для кожної з ділянок з умови міцності при розтягу (стиску):

$$\sigma_i = \frac{N_i}{A_i} \leq [\sigma],$$

де N_i – повздовжнє зусилля в ділянці бруса, кН;

A_i – площа поперечного перерізу в ділянці бруса, м^2 ;

$[\sigma]$ – допустиме напруження для заданого матеріалу, МПа.

Відповідно заданого, площу перерізу на всіх ділянках бруса виразимо через задані параметри:

Ділянка I: $A_1 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot a^2}{4} = 0,785a^2$;

Ділянка II: $A_2 = A_1 = 0,785a^2$;

Ділянка III: $A_3 = b^2 = a^2$;

Ділянка IV: $A_4 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (2a)^2}{4} = 3,14a^2$.

Визначимо напруження на кожній з ділянок бруса, виразивши через задані параметри:

Ділянка I: $\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{90 \cdot 10^3}{0,785a^2} = 11,5 \cdot 10^4 \cdot a^{-2} \text{ Па};$

Ділянка II: $\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{40 \cdot 10^3}{0,785a^2} = 5,09 \cdot 10^4 \cdot a^{-2} \text{ Па};$

$$\text{Ділянка III: } \sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{40 \cdot 10^3}{a^2} = 4,0 \cdot 10^4 a^{-2} \text{ Па};$$

$$\text{Ділянка IV: } \sigma_4 = \frac{N_4}{A_4} = \frac{-70 \cdot 10^3}{3,14a^2} = -2,23 \cdot 10^4 a^{-2} \text{ Па}.$$

Аналізуючи отримані результати, робимо висновок, що найбільш напруженим (небезпечним) є переріз на першій ділянці. Тоді умову міцності на першій ділянці запишемо як: $\sigma_1 = 11,5 \cdot 10^4 \cdot a^{-4} \leq [\sigma]$.

З умови міцності знаходимо потрібний параметр перерізу a :

$$a \geq \sqrt{\frac{11,5 \cdot 10^4}{[\sigma]}} = \sqrt{\frac{11,5 \cdot 10^4}{160 \cdot 10^6}} = 26,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Тоді діаметр перерізу бруса на четвертій ділянці (за умовами задачі) $d_4 = 2a = 2 \cdot 26,8 \cdot 10^{-3} = 53,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Відповідно до СТ СЭВ 514-77 (додаток Б, таблиця1) з ряду $Ra40$ необхідно прийняти найближче стандартне значення розмірів бруса:

$$d_1 = b = 28 \text{ мм} = 0,028 \text{ м}, \quad d_4 = 56 \text{ мм} = 0,056 \text{ м}.$$

3. *Визначення нормальних напружень в перерізах бруса, побудова епюри нормальних напружень.*

Визначимо напруження, що виникають в перерізах бруса:

$$\text{Ділянка I: } \sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{90 \cdot 10^3 \cdot 4}{0,785 \cdot 0,028^2} = 146 \cdot 10^6 \text{ Па} = 146 \text{ МПа};$$

$$\text{Ділянка II: } \sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 4}{0,785 \cdot 0,028^2} = 65 \cdot 10^6 \text{ Па} = 65 \text{ МПа};$$

$$\text{Ділянка III: } \sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 4}{0,028^2} = 51 \cdot 10^6 \text{ Па} = 51 \text{ МПа};$$

$$\text{Ділянка IV: } \sigma_4 = \frac{N_4}{A_4} = \frac{-70 \cdot 10^3 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,028^2} = -28 \cdot 10^6 \text{ Па} = -28 \text{ МПа}.$$

За отриманими результатами, в вибраному масштабі будуємо епюру нормальних напружень в перерізах бруса (рисунок 1. 8).

4. *Визначення деформацій бруса.*

Відповідно до закону Гука деформація бруса при розтягу (стиску) визначиться по формулі:

$$\Delta l_i = \frac{N_i \cdot l_i}{E \cdot A_i},$$

де E – модуль пружності (додаток А, таблиця 2).

Для низько- вуглецевої сталі – $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа} = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$. Тоді деформації бруса на кожній ділянці складатимуть:

$$\text{Ділянка I: } \Delta l_1 = \frac{N \cdot l}{E \cdot A_1} = \frac{90 \cdot 10^3 \cdot 0,5}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,785 \cdot 0,028^2} = 0,365 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Ділянка II: } \Delta l_2 = \frac{N \cdot l}{E \cdot A_2} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 0,4}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,785 \cdot 0,028^2} = 0,13 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Ділянка III: } \Delta l_3 = \frac{N \cdot l}{E \cdot A_3} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 0,6}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,028^2} = 0,153 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Ділянка IV: } \Delta l_4 = \frac{N \cdot l}{E \cdot A_4} = \frac{-70 \cdot 10^3 \cdot 0,7}{2 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 0,028^2} = -0,098 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Переміщення перерізів в точках B, C, D, E , які лежать на границях ділянок, при початку відліку в нерухомій точці A (закріплення бруса) будуть дорівнювати:

$$\text{Точка } B: \delta_B = \Delta l_4 = -0,098 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Точка } C: \delta_C = \Delta l_4 + \Delta l_3 = -0,098 \cdot 10^{-3} + 0,153 \cdot 10^{-3} = 0,055 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Точка } D: \delta_D = \Delta l_4 + \Delta l_3 + \Delta l_2 = -0,098 \cdot 10^{-3} + 0,153 \cdot 10^{-3} + 0,13 \cdot 10^{-3} = 0,185 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Точка } E: \delta_E = \Delta l_4 + \Delta l_3 + \Delta l_2 + \Delta l_1 = -0,098 \cdot 10^{-3} + 0,153 \cdot 10^{-3} + 0,13 \cdot 10^{-3} + 0,365 \cdot 10^{-3} = 0,550 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Епюра переміщень перерізів бруса будується наступним чином: отримані значення ординат відкладаються у обраному масштабі напроти відповідних граничних точок перерізів і послідовно з'єднуються відрізками прямих ліній (рисунок 1.9).

1 Визначення напружень в похилих площинках найбільш навантаженого перерізу бруса.

Відповідно завдання похилі площинки розміщені під кутом до нормального перерізу бруса.

Нормальні напруження на заданих площинках будуть становити:

$$\sigma_\alpha = \sigma \cdot \cos^2 \alpha = 146 \cdot \cos^2 35^\circ = 98 \text{ МПа};$$

$$\sigma_\beta = \sigma \cdot \cos^2 (\alpha + 90^\circ) = 146 \cdot \cos^2 (35^\circ + 90^\circ) = 48 \text{ МПа};$$

Дотичні напруження на заданих площинках становлять:

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha = \frac{146}{2} \sin 2 \cdot 35^\circ = 69 \text{ МПа};$$

$$\tau_\beta = \frac{\sigma}{2} \sin 2(\alpha + 90^\circ) = \frac{146}{2} \sin 2 \cdot (35^\circ + 90^\circ) = -69 \text{ МПа}.$$

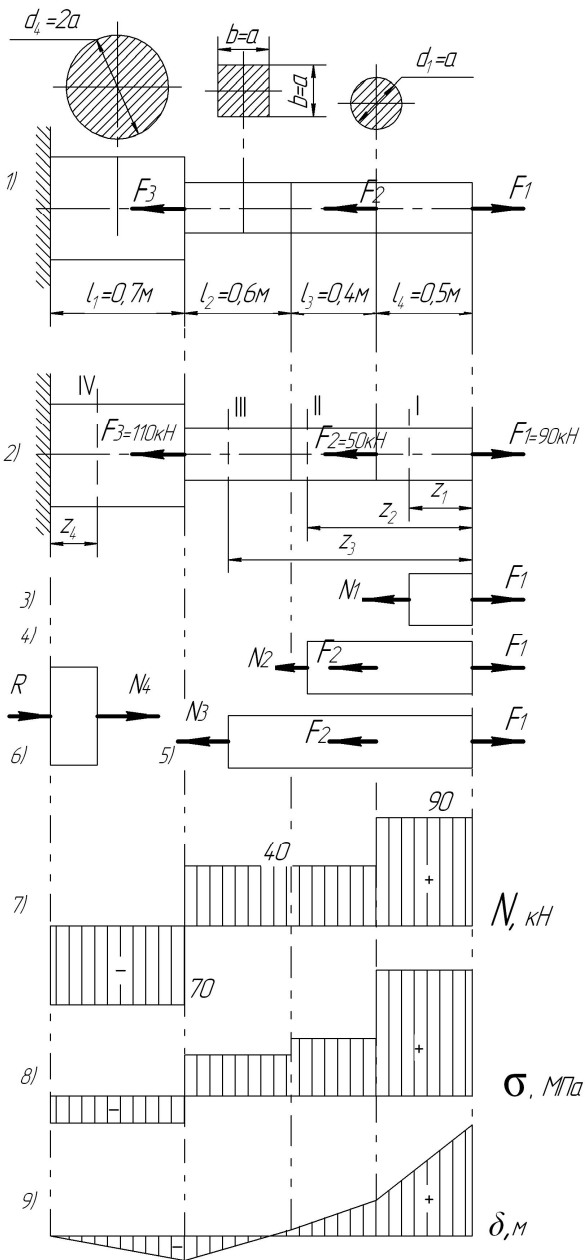


Рис. 1 – Дослідження бруса на міцність та жорсткість при розтягу (стиску)

Положення заданих похилих площинок та напрям векторів визначених напружень показані на рис.2.

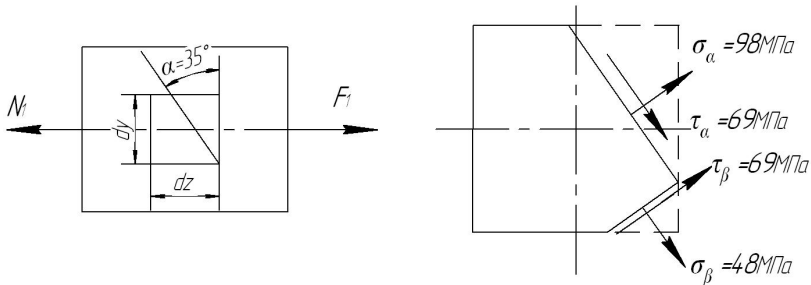


Рис. 2 – Напруження, що виникають в похилій площинці небезпечного перерізу бруса

Завдання до виконання роботи

За наведеним прикладом виконати дослідження бруса на міцність та жорсткість при розтягу (стиску). Схеми завдань представлені в таблиці 1.2, вихідні дані – в таблиці 1.1.

Зміст звіту

1. Визначення внутрішніх поздовжніх зусиль та побудова епюри.
2. Визначення напружень та необхідних розмірів поперечного перерізу ділянок бруса.
3. Визначення нормальних напружень в перерізах бруса, побудова епюри нормальних напружень.
4. Визначення деформацій бруса.

Питання до захисту практичної роботи

1. Яке тіло називають брусом?
2. Що розуміють під терміном – механічне напруження?
3. Яке напруження називають нормальним, а яке – дотичним?
4. В чом полягає суть методу перерізів? Які задачі розв'язують за допомогою цього методу?
5. Які випадки деформації бруса називають центральним розтягом (стиском)?
6. Як визначають модуль і напрям внутрішнього зусилля в довільному поперечному перерізі бруса?
7. Що являє собою епюра поздовжніх зусиль при одноосному навантаженні і як вона будується?

8. Як розподілені нормальні напруження в поперечних перерізах центрально-розтягнутого (стиснутого) бруса?
9. Як визначаються значення та напрям (знак) нормальних напружень в довільному перерізі бруса при розтягу (стиску)?
10. Що являє собою епора нормальних напружень при центральному розтягу (стиску)?
11. Як записується умова міцності при розтягу (стиску)?
12. Що розуміють під терміном "допустиме напруження"? В чому полягає різниця визначення допустимого напруження для пластичних та крихких матеріалів?
13. Що таке коефіцієнт запасу міцності? Від яких факторів він залежить?
14. Як формулюється та записується закон Гука?
15. Як записується умова жорсткості бруса при розтягу (стиску)?
16. Що являє собою епора повздовжніх переміщень, як вона будується?
17. Що означають показники: границя пропорційності, границя пружності, границя текучості, границя міцності?
18. Які деформації називають пружними, а які пластичними?
19. Як визначають значення та знак нормальних та дотичних напружень в похилих площинках перерізів при розтягу (стиску) бруса?
20. В яких перерізах розтягнутого бруса розвиваються найбільші нормальні і в яких – найбільші дотичні напруження?

Таблиця 1.1

Вихідні дані для дослідження бруса

Перша буква прізвища	Номер схеми	Діючі сили, кН			Довжина ділянок бруса, м				Матеріал	Кут α , град.
		F_1	F_2	F_3	l_1	l_2	l_3	l_4		
А, Б, В	1	200	90	30	2,0	0,5	1,0	0,3	Мідь	-80
Г, Г', Д	2	110	40	120	1,1	0,4	0,3	0,3	Сталь 45	30
Е, Ж, З,	3	120	30	40	1,2	0,6	0,4	0,4	Мідь	45
І, І', К	4	130	50	90	1,3	0,5	0,7	0,5	Латунь	35
Л, М, Н	5	140	80	40	1,4	0,4	0,3	0,6	Бронза	-50
О, П, Р	6	150	120	30	1,5	1,0	0,8	0,7	Чавун	55
С, Т, У	7	160	130	100	1,6	0,4	1,0	0,8	Дюралюміній	-60
Ф, Х, Ц	8	170	150	60	1,7	0,9	0,5	0,9	Сталь 40Х	65
Ч, Ш, Щ,	9	180	50	70	1,8	0,8	0,6	0,6	Сталь Ст3	-70
Є, Ю, Я	0	190	80	90	1,1	0,4	0,5	0,8	Чавун	75
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

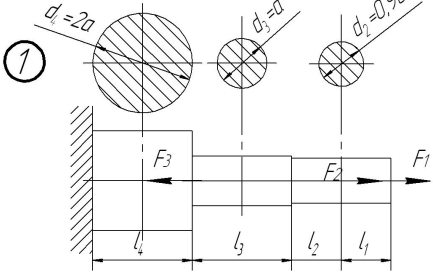
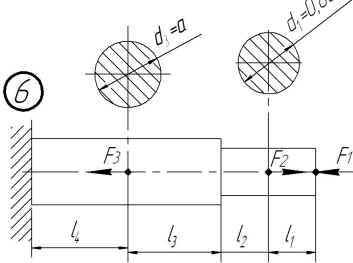
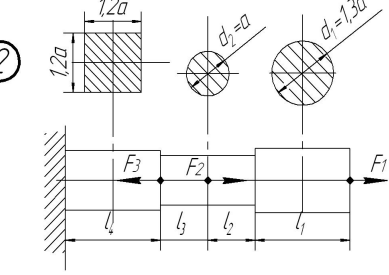
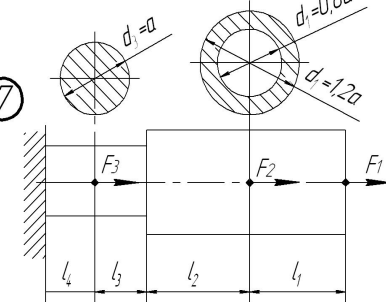
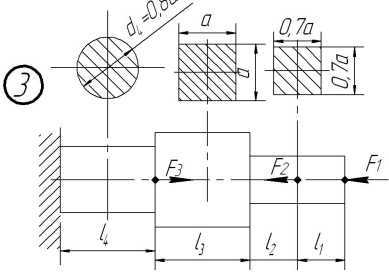
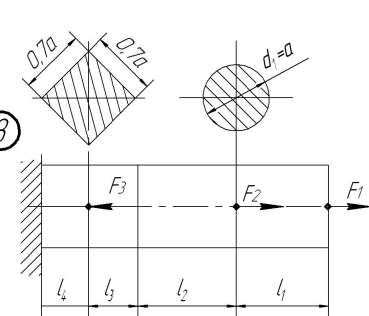
Примітка: При виборі варіанту слід пронумерувати букви прізвища і відповідно до номеру букви обирати дані з таблиці.

Наприклад: І В А Н Ч Е Н К О В

1 2 3 4 5 6 7 8 9 0

З таблиці обираємо: схема 4, $F_1=200\text{кН}$, $F_2=90\text{кН}$, $F_3=40\text{кН}$, $l_1=1,8\text{м}$, $l_2=0,6\text{м}$, $l_3=0,3\text{м}$, $l_4=0,5\text{м}$, матеріал – чавун, кут $\alpha = -80^\circ$

Схеми навантаження бруса

Схеми навантаження бруса	Схеми навантаження бруса
<p style="text-align: center;">1</p> 	<p style="text-align: center;">2</p> 
<p style="text-align: center;">3</p> 	<p style="text-align: center;">7</p> 
<p style="text-align: center;">3</p> 	<p style="text-align: center;">8</p> 

1	2
<p>4</p>	<p>9</p>
<p>5</p>	<p>0</p>

ПРАКТИЧНА РОБОТА 2

Тема: Дослідження та розрахунок бруса на міцність та жорсткість при крученні.

Мета роботи:

- дослідити напружений стан бруса при крученні;
- визначити значення невідомого врівноважувального моменту T_0 ;
- визначити крутні моменти в перерізах бруса, побудувати епюру крутних моментів в перерізах бруса;
- з умови міцності визначити необхідні діаметри бруса на всіх його ділянках;
- підібрати діаметри бруса з умови жорсткості;
- виконати аналіз раціонального підбору діаметрів бруса;
- визначити кути повороту поперечних перерізів ділянок бруса, побудувати епюру абсолютних та відносних кутів закручення перерізів бруса.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Відомо, якщо в поперечних перерізах бруса, під дією зовнішнього моменту виникає тільки один силовий фактор – крутний момент сил пружності M_k , то брус отримує деформацію кручення. Момент сил пружності та його напрям визначають в залежності від дії зовнішніх моментів за допомогою методу перерізів:

- крутний момент в довільному поперечному перерізі бруса чисельно дорівнює алгебраїчній сумі зовнішніх обертових моментів, які прикладені до бруса по один бік від дослідного перерізу;

- крутний момент перерізу вважається додатним, якщо при погляді на відсічену частину з боку зовнішньої нормалі до перерізу, рівнодійний момент зовнішніх обертових моментів направлений проти годинникової стрілки.

Для розрахунку бруса (вала) на міцність та жорсткість при крученні необхідно знати закон зміни крутних моментів по всій його довжині.

Графічне зображення зміни крутних моментів вздовж осі бруса називають *епюро крутних моментів*.

Умова міцності при крученні має вид:

$$\tau_{max} = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau],$$

де M_k – крутний момент в небезпечному перерізі вала, Нм;

$[\tau]$, τ_{max} – розрахункові та допустимі дотичні напруження при крученні, Па;

W_p – полярний момент опору перерізу, м³;

Знак дотичного напруження визначається знаком крутного моменту пружних сил M_k .

Жорсткість бруса (вала) визначається кутом закручення перерізу. Кут повороту одного перерізу відносно іншого називається абсолютним кутом закручення. Абсолютний кут закручення довільної ділянки вала визначається по формулі:

$$\varphi_i = \frac{M_{ki} \cdot l_i}{G \cdot J_{pi}}$$

де M_{ki} – крутний момент на довільній ділянці, Нм;

l_i – довжина цієї ділянки, м;

G_i – модуль пружності другого роду (модуль зсуву), Па;

J_{pi} – полярний момент інерції перерізу на ділянці вала, м⁴.

Відносний кут закручення довільної ділянки вала визначається по формулі:

$$\Theta = \frac{M_{kmax}}{G \cdot J_p}$$

Знаки абсолютних та відносних кутів закручення визначаються знаком крутного моменту.

По значенням відносних кутів закручення будується епюра кутів θ_i .

Тоді умова жорсткості при крученні буде мати вид

$$\Theta = \frac{M_{kmax}}{G \cdot J_p} \leq [\Theta],$$

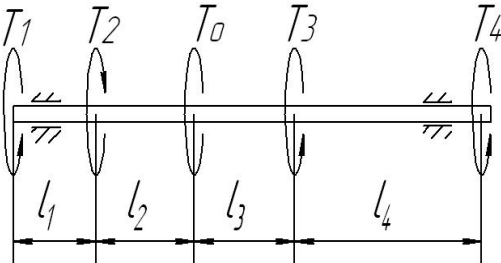
де $[\Theta]$ – допустимий відносний кут закручення.

При визначенні необхідного діаметра вала круглого перерізу на кожній ділянці з обчислених двох значень приймається більше і приводиться у відповідність з СТ СЭВ 514-77 (додаток Б).

Знаючи обчислені кути закручення перерізи, які знаходяться на границях кожної з ділянок, можна побудувати епюру кутів закручення, яка представляє собою графічне зображення зміни кутів повороту перерізу вздовж осі відносно нерухомого (закріпленого) перерізу.

Приклад дослідження та розрахунку суцільного однорідного валу круглого перерізу на міцність та жорсткість при крученні.

Надано: Суцільний однорідний вал круглого перерізу з конструктивними розмірами $l_1 = 0,9\text{м}$, $l_2 = 1,4\text{м}$, $l_3 = 0,6\text{м}$, $l_4 = 0,7\text{м}$, навантажений зовнішніми обертовими моментами $T_1 = 570\text{Нм}$, $T_2 = 190\text{Нм}$, $T_3 = 640\text{Нм}$, $T_4 = 780\text{Нм}$ і врівноважу вальним моментом T_0 . Матеріал бруса – вуглецева сталь; допустиме дотичне напруження $[\tau] = 80\text{МПа}$, допустимий відносний кут закручення $[\theta] = 0,028\text{рад/м}$.



1. Визначення врівноважувального моменту.

Під дією зовнішніх обертових моментів вал знаходиться в рівновазі. Задамося напрямом дії врівноважу вального моменту T_0 (рис. 2.1).

Тоді з умов рівноваги можна визначити значення врівноважувального моменту та напрям його дії.

$$\sum M_{Az} = 0, \quad T_1 - T_2 - T_0 + T_3 + T_4 = 0$$

$$\text{Звідси} \quad T_0 = T_1 - T_2 + T_3 + T_4 = 570 - 190 + 640 + 780 = 1800 \text{ Нм.}$$

Додатне значення моменту T_0 свідчить про те, що попередньо обраний його напрям співпадає з дійсним напрямом.

2. Визначення крутних моментів, та побудова їх епюри.

Вал, який розглядається, має чотири ділянки. Для визначення внутрішніх силових факторів – крутних моментів скористуємось методом перерізів. Для цього подумки розсічемо вал на чотири ділянки. В місцях розрізу вкажемо крутні моменти, що виникають в перерізах (рис.2.2).

Для обчислення значенні кругних моментів будемо складати рівняння рівноваги.

Ділянка I: $0 \leq z_1 \leq l_1$ або $0 \leq z_1 \leq 0,9$ м

$$\sum M_{Az} = 0, \quad T_1 - M_{\kappa}^I = 0, \quad M_{\kappa}^I = T_1 = 570 \text{ Нм};$$

Ділянка II: $0 \leq z_2 \leq l_1 + l_2$ або $0 \leq z_2 \leq 2,3$ м

$$\sum M_{Az} = 0, \quad T_1 - T_2 - M_{\kappa}^{II} = 0, \quad M_{\kappa}^{II} = T_1 - T_2 = 570 - 190 = 380 \text{ Нм};$$

Ділянка III: $0 \leq z_3 \leq l_1 + l_2 + l_3$ або $0 \leq z_3 \leq 2,9$ м

$$\sum M_{Az} = 0, \quad T_1 - T_2 - T_0 - M_{\kappa}^{III} = 0, \\ M_{\kappa}^{III} = T_1 - T_2 - T_0 = 570 - 190 - 1800 = -1420 \text{ Нм};$$

Ділянка IV: $0 \leq z_4 \leq l_1 + l_2 + l_3 + l_4$ або $0 \leq z_4 \leq 3,6$ м

$$\sum M_{Az} = 0, \quad T_1 - T_2 - T_0 + T_3 - M_{\kappa}^{IV} = 0, \\ M_{\kappa}^{IV} = T_1 - T_2 - T_0 + T_3 = 570 - 190 - 1800 + 640 = -780 \text{ Нм}$$

За отриманими значеннями крутильних моментів M_{κ} будемо їх епюру (рисунк 2,3).

3. *Визначення діаметрів вала на кожній ділянці з умови міцності.*

$$\text{Умова міцності при крученні має вид: } \tau_{\max} = \frac{M_{\kappa}}{W_p} \leq [\tau]$$

Для суцільного однорідного вала круглого перерізу полярний момент опору перерізу визначається по формулі: $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$

Для заданого матеріалу вала – вуглецева сталь, допустиме дотичне напруження становить $[\tau] = 80 \text{ ГПа} = 80 \cdot 10^9 \text{ Па}$ (додаток Б, табл.2).

Тоді з врахуванням останнього, з умови міцності діаметр вала обчислюємо

$$\text{по формулі: } d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{\kappa}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

Визначаємо потрібні діаметри вала на всіх ділянках.

$$\text{Ділянка I: } d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{\kappa}^I}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 570}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9}} = 33,1 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Ділянка II: } d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{\kappa}^{II}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 380}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9}} = 28,9 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

Ділянка III:
$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{\kappa}^{III}}{\square \cdot [\square]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1420}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9}} = 44,9 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

Ділянка IV:
$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{\kappa}^{IV}}{\square \cdot [\square]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 780}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9}} = 36,8 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

4. *Визначення діаметрів вала на кожній ділянці з умови жорсткості*

Умова жорсткості при крученні має вид:
$$\Theta = \frac{M_{\kappa}}{G \cdot J_p} \leq [\Theta]$$

Полярний момент інерції перерізу J_{pi} на ділянці суцільного однорідного вала круглого перерізу визначається по формулі:
$$J_p = \frac{\pi d^4}{32}$$

Тоді з врахуванням останнього з умови жорсткості діаметр вала обчислюємо по формулі:
$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{\kappa}}{\pi \cdot G \cdot [\Theta]}}$$

Визначимо потрібні діаметри вала на всіх ділянках.

Ділянка I:
$$d_1 \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{\kappa}^I}{\square \cdot G \cdot [\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 570}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9 \cdot 0,028}} = 40,1 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

Ділянка II:
$$d_2 \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{\kappa}^{II}}{\square \cdot G \cdot [\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 380}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9 \cdot 0,028}} = 36,2 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

Ділянка III:
$$d_3 \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{\kappa}^{III}}{\square \cdot G \cdot [\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 1420}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9 \cdot 0,028}} = 50,4 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

Ділянка IV:
$$d_4 \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{\kappa}^{IV}}{\square \cdot G \cdot [\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 780}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9 \cdot 0,028}} = 43,4 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

Потрібні діаметри вала на кожній ділянці, знайдені з умови жорсткості більші, ніж відповідні, що визначені з умови міцності при крученні. Приймаємо більші значення діаметрів вала.

Відповідно до СТ СЭВ 514-77 (ряд Ra40) необхідно прийняти стандартні значення діаметрів вала на ділянках:

$d_1=0,042\text{м}=42\text{мм}; d_2=0,038\text{м}=38\text{мм}; d_3=0,05\text{м}=50\text{мм}; d_4=0,045\text{м}=45\text{мм}.$

5. *Визначення абсолютних та відносних кутів повороту поперечних перерізів ділянок валу.*

При дослідженні вала на жорсткість при крученні визначають кути закручення перерізів вала. По формулам обчислимо абсолютні та відносні кути закручення перерізів на кожній ділянці вала.

Ділянка I:

$$\varphi_1 = \frac{M^I \cdot l}{G \cdot J_{p1}} = \frac{M^I \cdot l \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_1^4} = \frac{570 \cdot 0,9 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,042^4} = 0,021 \text{ рад},$$

$$\Theta = \frac{M}{G \cdot J_{p1}} = \frac{M^I \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_1^4} = \frac{570 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,042^4} = 0,023 \text{ рад/м}.$$

Ділянка II:

$$\varphi_2 = \frac{M^{II} \cdot l}{G \cdot J_{p2}} = \frac{M^{II} \cdot l \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_2^4} = \frac{380 \cdot 1,4 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,038^4} = 0,033 \text{ рад},$$

$$\Theta_2 = \frac{M^{II}}{G \cdot J_{p2}} = \frac{M^{II} \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_2^4} = \frac{380 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,038^4} = 0,024 \text{ рад/м}.$$

Ділянка III:

$$\varphi_3 = \frac{M^{\text{III}} \cdot l_3}{G \cdot J_{p3}} = \frac{M^{\text{III}} \cdot l_3 \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_3^4} = \frac{-1420 \cdot 0,6 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,05^4} = -0,014 \text{ рад},$$

$$\Theta_3 = \frac{M^{\text{III}}}{G \cdot J_{p3}} = \frac{M^{\text{III}} \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_3^4} = \frac{-1420 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,05^4} = -0,023 \text{ рад/м}.$$

Ділянка IV:

$$\varphi_4 = \frac{M^{IV} \cdot l}{G \cdot J_{p4}} = \frac{M^{IV} \cdot l \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_4^4} = \frac{-780 \cdot 0,7 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,045^4} = -0,017 \text{ рад},$$

$$\Theta_4 = \frac{M^{IV}}{G \cdot J_{p4}} = \frac{M^{IV} \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_4^4} = \frac{-780 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,045^4} = -0,024 \text{ рад/м}.$$

Аналізуючи отримані значення відносних кутів закручення встановлюємо,

що умова жорсткості вала виконується: $\Theta_{\max} \leq [\Theta]$, тобто $0,024 \text{ рад/м} \leq 0,028 \text{ рад/м}$.

Визначимо абсолютні кути повороту перерізів в граничних точках В, С, D, Е відносно умовно нерухомого перерізу А:

$$\varphi_{B-A} = \varphi_1 = 0,021 \text{ рад};$$

$$\varphi_{C-A} = \varphi_1 + \varphi_2 = 0,021 + 0,033 = 0,054 \text{ рад};$$

$$\varphi_{D-A} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = 0,021 + 0,033 - 0,014 = 0,040 \text{ рад};$$

$$\varphi_{E-A} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 = 0,021 + 0,033 - 0,014 - 0,017 = 0,023 \text{ рад}.$$

Отримані значення ординат відкладаються в обраному масштабі відповідно перерізів і їх кінцівки послідовно з'єднуються прямими лініями. Отримані графічні зображення є епюрами кутових переміщень (рис.2,4) і відносних кутів закручення (рис. 2,5).

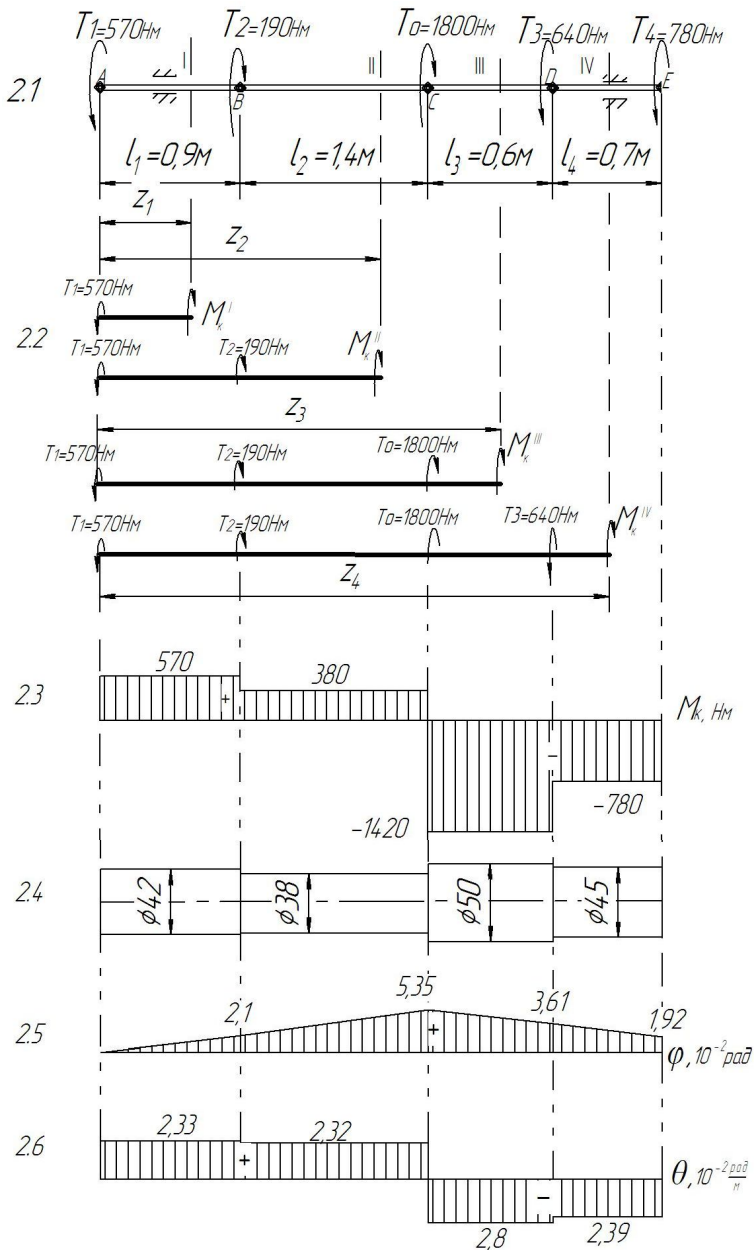


Рис. 2 – Дослідження валу на міцність та жорсткість при крученні

Завдання до виконання роботи

Виконати дослідження та розрахунок суцільного валу круглого перерізу на міцність та жорсткість при крученні.

Вихідні дані до дослідження надані в таблицях 2.1 і 2.2.

Зміст звіту

1. Аналіз схеми навантаження валу.
2. Визначення чисельного значення та напрямку невідомого врівноважувального моменту T_0 .
3. Визначення крутних моментів в перерізах валу та побудування епюри крутних моментів M_K ;
4. Визначення необхідних діаметрів валу на кожній ділянці з умови міцності при крученні;
5. Визначення необхідних діаметрів валу на кожній ділянці з умови жорсткості. Остаточний висновок про розміри діаметрів на ділянках валу;
6. Розрахунок абсолютних та відносних кутів закручення валу та побудова їх епюри;
7. Визначення переміщення перерізів валу.

Таблиця 2.1

Вихідні дані до розрахунку валу при крученні

Букви прізвища	Номер схеми	Зовнішні моменти, Нм				Розміри валу, м				[τ], МПа	[θ], рад/м
		T_1	T_2	T_3	T_4	l_1	l_2	l_3	l_4		
А, Б, В	1	100	100	110	210	0,4	0,5	0,1	0,7	10	0,02
Г, І, Д	2	200	200	120	220	0,5	0,6	0,2	0,8	20	0,022
Е, Ж, З,	3	300	300	130	230	0,6	0,7	0,3	0,9	30	0,024
І, І, К	4	400	400	140	240	0,7	0,8	0,4	1,0	40	0,025
Л, М, Н	5	500	500	150	250	0,8	0,9	0,5	0,4	50	0,028
О, П, Р	6	600	600	160	260	0,9	1,0	0,6	0,5	60	0,03
С, Т, У	7	700	700	170	270	1,0	1,1	0,7	0,6	70	0,032
Ф, Х, Ц	8	800	800	180	280	0,9	1,2	0,8	0,7	80	0,034
Ч, Ш, Щ	9	900	900	190	290	0,8	1,3	0,9	0,8	90	0,035
Є, Ю, Я	0	1000	1000	200	300	0,7	1,4	1,0	0,9	100	0,025
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	1

Примітка: При виборі варіанту слід пронумерувати букви прізвища і відповідно до номеру букви обирати дані з таблиці. Для всіх варіантів матеріал валу – вуглецева сталь.

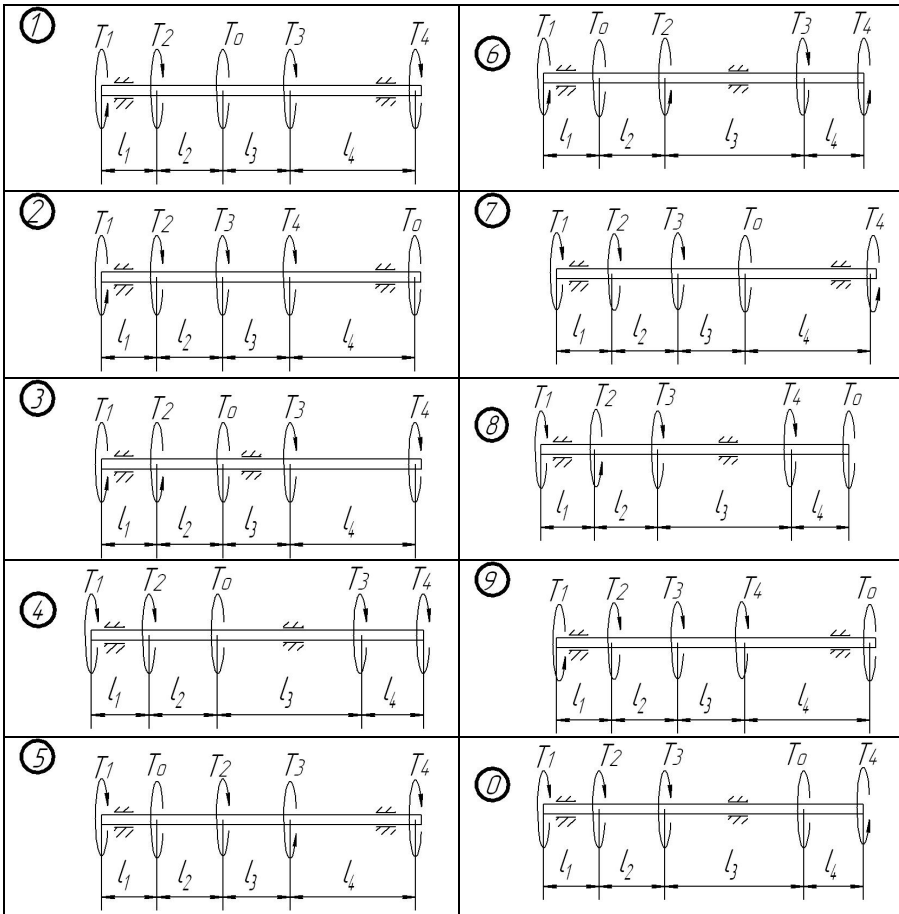
Наприклад: І В А Н Ч Е Н К О В

1 2 3 4 5 6 7 8 9 0

З таблиці обираємо: схема 4, $T_1=100\text{Нм}$, $T_2=100\text{Нм}$, $T_3=150\text{Нм}$, $T_4=290\text{Нм}$,

$l_1=0,6\text{м}$, $l_2=0,9\text{м}$, $l_3=0,4\text{м}$, $l_4=0,5\text{м}$, $[\tau]=10\text{МПа}$, $[\theta]=0,02\text{рад/м}$.

Схеми навантаження вала



Питання до захисту практичної роботи

1. При якому навантаженні прями́й брус отримує деформацію кручення?
2. Який випадок плоского напруженого стану називають чистим зсувом?
3. Що називають кутом зсуву? Що таке відносний зсув і чому він дорівнює?
4. Як записується закон Гука при зсуві?
5. Що розуміють під модулем зсуву?
6. Як визначають чисельне значення, напрям і знак крутильного моменту в довільному поперечному перерізі бруса?

7. Що представляє собою епюра крутильних моментів і як вона будується? Для чого вона потрібна?
8. Які напруження виникають в поперечних перерізах круглого бруса при крученні і як вони розподіляються по перерізу?
9. Як записується умова міцності при крученні?
10. Що називають полярним моментом інерції переріза? Чому дорівнює полярний момент інерції круглого переріза?
11. Що називають полярним моментом опору переріза? Чому дорівнює полярний момент опору круглого переріза?
12. Що представляє собою епюра напружень при крученні вала?
13. Чому вал кільцевого поперечного перерізу більш економічний ніж суцільний?
14. Що розуміють під жорсткістю вала при крученні?
15. Що розуміють під абсолютним та відносним кутом закручення вала?
16. Як записується умова жорсткості при крученні?
17. Що представляє собою епюра кутів закручення і як вона будується?
18. Що таке відносний кут закручення? Чи має сенс поняття сумарного відносного кутів закручення для ступінчатого вала?

ПРАКТИЧНА РОБОТА 3

Тема: Дослідження та розрахунок балки на міцність при згині.

Мета роботи:

- проаналізувати схему навантаження балки;
- дослідити рівновагу двохопорної балки при випробуваннях на згин;
- визначити внутрішні силові фактори в перерізах балки, а саме поперечні сили та згинаючі моменти;
- з умови міцності підібрати три різновиди поперечних перерізів: круглого, прямокутного (з співвідношенням сторін $k = \frac{h}{b}$) та двотаврового перерізу;
- проаналізувати отримані результати, виявити раціональний профіль перерізу, порівнявши маси балок.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Відомо, що при деформації згину в поперечних перерізах балок виникають внутрішні силові фактори – моменти згину і поперечні сили. При одночасній дії в перерізі обох силових факторів, згинаючих моментів і поперечних сил, згин називають поперечним, а при відсутності поперечної сили – чистий згин.

Внутрішні силові фактори визначають використовуючи метод перерізів.

Поперечна сила Q_y в перерізі балки чисельно дорівнює алгебраїчній сумі зовнішніх сил, які лежать по один бік від перерізу, і вважаються додатними, якщо рівнодійна зовнішніх сил, розміщених ліворуч (праворуч) від перерізу, направлена вгору (вниз) (рис.3.1).

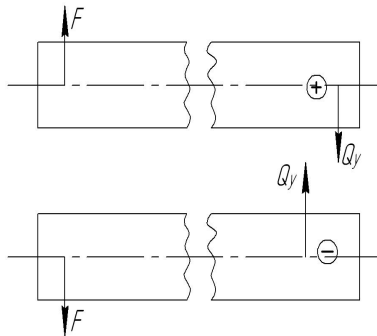


Рис. 3.1 – Поперечні сили в перерізі при згині балки

Згинаючі моменти в перерізах балки дорівнюють алгебраїчній сумі моментів зовнішніх сил, прикладених до балки по один бік від перерізу, відносно центра ваги перерізу, що досліджується. Згинаючий момент вважається додатним, якщо зовнішнє навантаження вигинає балку випуклістю вниз і від'ємним, якщо вигин балки направлений вгору (рис.3.2).

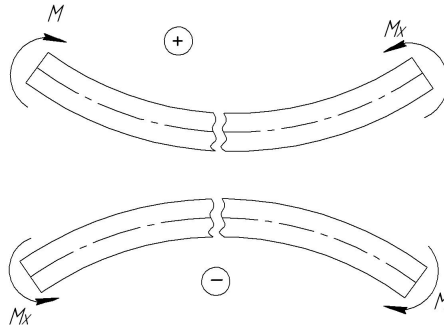


Рис. 3.2 – Згинаючі моменти в перерізах балки

Між функціями згинаючого моменту M_x , поперечною силою Q_y , і інтенсивністю розподіленого навантаження q існують диференціальні залежності: $\frac{dM_x}{dz} = Q_y$, $\frac{dQ_y}{dz} = q$

Графічне зображення зміни згинаючих моментів по довжині балки називається епюрою згинаючих моментів.

Графічне зображення зміни поперечних сил по довжині балки називається епурою поперечних сил.

Дослідження двохопорних балок з метою перевірки умови міцності починають з визначення опорних реакцій відповідно існуючих методик.

Далі балку уявно розбивають на ділянки. Якщо балка представляє собою брус постійного поперечного перерізу з однорідного матеріалу, то границі ділянок визначаються перерізами, в яких змінюються тільки зовнішні навантаження.

На основі методу перерізів і диференціальних залежностей можна зробити висновок про характер епюр згинаючого моменту M_x , поперечної сили Q_y в залежності від діючих на балку навантажень.

Для епюр поперечних сил мають місце наступні взаємозв'язки:

- на ділянці, що навантажена рівномірно розподіленим навантаженням, епюра Q_y зображується похилою прямою;
- на ділянці, вільній від розподіленого навантаження, епюра Q_y зображується лінією паралельною осі балки;
- в перерізі балки, де прикладена зосереджена сила, на епюрі Q_y має місце "скачок" значенні поперечної сили, що чисельно дорівнює модулю зосередженої сили.

Для епюр згинаючих моментів існують наступні взаємозв'язки:

- на ділянці, навантаженій рівномірно розподіленим навантаженням, епюра M_x зображується квадратичною параболою;
- на ділянці, вільному від рівномірно розподіленого навантаження, епюра M_x зображується прямою лінією;
- в перерізі балки, де діє зовнішній момент, на епюрі M_x виникає "скачок" значення згинаючого моменту, що дорівнює модулю зовнішнього моменту;
- на ділянці, де поперечна сила дорівнює нулеві, епюра M_x – пряма лінія, паралельна осі балки;
- на ділянках з розподіленим навантаженням згинаючий момент приймає екстремальні значення, в точках де епюра поперечної сили змінює знак (перетинає ось Oz);

При згині в поперечних перерізах балки виникають нормальні і дотичні напруження.

Нормальні напруження в довільній точці поперечного перерізу визначаються по формулі:

$$\sigma = \frac{M_{x_i} \cdot Y_i}{J_i},$$

- де M_{x_i} – згинаючий момент в даному перерізі, Нм;
 Y_i – відстань від зазначеної точки до нейтральної осі, м;
 J_i – момент інерції перерізу відносно нейтральної осі.
Умова міцності при згині має вид:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{Xmax}}{W_X} \leq [\sigma],$$

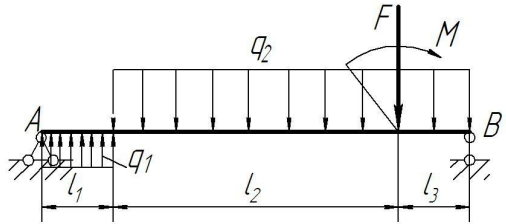
де M_{Xmax} – максимальний згинаючий момент в перерізах балки, Н·м;

$W_X = \frac{J_X}{Y_{max}}$ – осьовий момент опору переріза відносно нейтральної осі, м³;

$[\sigma]$ – допустиме напруження для даного матеріалу балки.

Приклад дослідження та розрахунку балки на згин.

Надано: Балка з конструктивними розмірами $l_1 = 1\text{м}$, $l_2 = 4\text{м}$, $l_3 = 1\text{м}$, знаходиться під дією зовнішнього моменту $M = 20\text{кНм}$, зосередженої сили $F = 50\text{кН}$, розподіленого навантаження інтенсивністю $q_1 = 20\text{кН/м}$, $q_2 = 2q_1 = 40\text{кН/м}$. Матеріал балки вуглецева сталь марки Ст3. Допустиме напруження $[\sigma] = 160\text{МПа}$.



1. *Визначення опорних реакцій балки.*

Позбавивши балку в'язей, замінимо їх дію відповідними реакціями – реакціями опор. Опорні реакції визначаємо з II-форми умов рівноваги довільної системи сил:

$$q_1 \cdot l_1 \cdot \frac{1}{2} - q_2 \cdot (l_1 + l_2) \cdot \left(l_1 + \frac{l_2 + l_3}{2} \right) - M - F \cdot (l_1 + l_2) + R_B \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0;$$

$$-R_A \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - q_1 \cdot l_1 \cdot \left(\frac{l_1}{2} + l_1 + l_2 + l_3 \right) + q_2 \cdot (l_1 + l_2) \cdot \frac{l_2 + l_3}{2} - M + F \cdot l_2 = 0;$$

Розв'язуючи рівняння отримуємо: $\left(-q_1 \cdot l_1 \cdot \frac{1}{2} + q_2 \cdot (l_1 + l_2) \cdot \left(l_1 + \frac{l_2 + l_3}{2} \right) + M + F \cdot (l_1 + l_2) \right)$

$$R_B = \frac{\left(-q_1 \cdot l_1 \cdot \frac{1}{2} + q_2 \cdot (l_1 + l_2) \cdot \left(l_1 + \frac{l_2 + l_3}{2} \right) + M + F \cdot (l_1 + l_2) \right)}{(l_1 + l_2 + l_3)} =$$

$$= \frac{-20 \cdot \frac{1}{2} + 40 \cdot 5 \cdot 3,5 + 20 + 50 \cdot 5}{1 + 4 + 1} = 160 \text{ кН}$$

$$R_A = \frac{-q \cdot l \cdot \left(\frac{l_1 + l_2 + l_3}{2} \right) + q \cdot (l_2 + l_3) \cdot \frac{l_2 + l_3}{2} - M + F \cdot l}{-20 \cdot \left(\frac{1}{2} + 4 + 1 \right) + 40 \cdot (4 + 1) \cdot \frac{4}{2} - 20 + 50 + 1} =$$

$$= \frac{1 + 4 + 1}{1 + 4 + 1} = 70 \text{кН}$$

Додатні значення отриманих реакцій опор свідчать про те, що попередньо обрані напрями реакцій є дійсними.

Правильність обчислення опорних реакцій перевіримо за допомогою рівняння рівноваги:

$$\sum Y_i = 0, \quad R_A + q_1 \cdot 1 - q_2 \cdot 5 + R_B = 0,$$

$$70 + 20 \cdot 1 - 40 \cdot 5 + 160 = 0,$$

Умова рівноваги виконується, значить реакції опор знайдені вірно.

2. Визначення внутрішніх силових факторів: згинальних моментів та поперечних сил в перерізах балки при згині.

Досліджувана балка має три ділянки, для яких будемо визначати згинальні моменти та поперечні сили.

Ділянка I: $0 \leq Z_1 \leq l_1$ або $0 \leq Z_1 \leq 1 \text{м}$,

Рівняння поперечних сил $Q_Y^I = R_A + q_1 \cdot Z_1 = 70 + 20 \cdot Z_1$.

Значення поперечних сил на границях ділянки:

при $Z_1 = 0$ $Q_Y^I = 70 + 20 \cdot 0 = 70 \text{кН}$

$Z_1 = 1 \text{м}$ $Q_Y^I = 70 + 20 \cdot 1 = 90 \text{кН}$.

Рівняння згинальних моментів $M_X^I = R_A \cdot Z_1 + \frac{q_1 \cdot Z_1^2}{2} = 70 \cdot Z_1 + 20 \cdot \frac{Z_1^2}{2}$

Значення згинальних моментів на границях ділянки:

при $Z_1 = 0$ $M_X^I = 0$

$Z_1 = 1 \text{м}$ $M_X^I = 70 \cdot 1 + 20 \cdot \frac{1^2}{2} = 80 \text{кНм}$.

Аналізуючи отримані значення робимо висновок: тому, що Q_Y є лінійна зростаюча функція, що не змінює на ділянці знак, то у відповідності з диференціальними залежностями Q і M_X , епора M_X на ділянці буде обмежена увігнутою кривою без екстремуму.

Ділянка II: $l_1 \leq Z_2 \leq l_1 + l_2$ або $1 \leq Z_2 \leq 5 \text{м}$,

Рівняння поперечних сил $Q_Y^{II} = R_A + q_1 \cdot Z_1 - q_2 \cdot (Z_2 - 1) = 70 + 20 \cdot Z_1 - 40(Z_2 - 1)$.

Значення поперечних сил на границях ділянки:

при $Z_2 = 1\text{м}$ $Q_Y^{\text{II}} = 70 + 20 \cdot 1 - 40 \cdot 0 = 90\text{кН}$

$Z_2 = 5\text{м}$ $Q_Y^{\text{II}} = 70 + 20 \cdot 1 - 40 \cdot 4 = -70\text{кН}$.

Рівняння згинальних моментів

$$M_X^{\text{II}} = R_A \cdot Z_2 + q_1 \cdot (Z_2 - 0,5) - \frac{q \cdot (Z_2 - 1)^2}{2} = 70 \cdot Z_2 + 20 (Z_2 - 0,5) - 40 \frac{(Z_2 - 1)^2}{2}$$

Значення згинальних моментів на границях ділянки:

при $Z_2 = 1\text{м}$ $M_X^{\text{II}} = 70 \cdot 1 + 20 \cdot (1 - 0,5) - 40 \cdot 0 = 80\text{кНм}$

$Z_2 = 5\text{м}$ $M_X^{\text{II}} = 70 \cdot 5 + 20 \cdot (5 - 0,5) - 40 \frac{(5 - 1)^2}{2} = 120\text{кНм}$.

Аналізуючи отримані значення робимо висновок: на ділянці Q_Y – лінійна убуваюча функція, що міняє знак, значить, M_X – опукла криволінійна функція, що має екстремум в границях даної ділянки.

Абсцису точки екстремуму знайдемо з виразу:

$$\frac{dM_X}{dZ} = Q_Y = 70 + 20 \cdot 1 - 40(Z_2 - 1) = 0, \text{ звідки } Z_2 = 3,25\text{м}.$$

Згинальний момент в точці екстремуму $M_{X_{\text{max}}}$ дорівнює:

$$M_{X_{\text{max}}}^{\text{II}} = 70 \cdot 3,25 + 20 \cdot (3,25 - 0,5) - 40 \frac{(3,25 - 1)^2}{2} = 181\text{кНм}.$$

Ділянка III: $0 \leq Z_3 \leq l_3$ або $0 \leq Z_3 \leq 1\text{м}$,

Рівняння поперечних сил $Q_Y^{\text{III}} = -R_B + q_2 \cdot Z_3 = -160 + 40 \cdot Z_3$.

Значення поперечних сил на границях ділянки:

при $Z_3 = 0$ $Q_Y^{\text{III}} = -160 + 40 \cdot 0 = -160\text{кН}$

$Z_3 = 1\text{м}$ $Q_Y^{\text{III}} = -160 + 40 \cdot 1 = -120\text{кН}$.

Рівняння згинальних моментів $M_X^{\text{III}} = R_B \cdot Z_3 - \frac{q \cdot Z_3^2}{2} = 160 \cdot Z_3 - 40 \frac{Z_3^2}{2}$

Значення згинальних моментів на границях ділянки:

при $Z_3 = 0$ $M_X^{\text{III}} = 0$

$Z_3 = 1\text{м}$ $M_X^{\text{III}} = 160 \cdot 1 - 40 \frac{1^2}{2} = 120\text{кНм}$.

Аналізуючи отримані значення робимо висновок: тому, що Q_Y є лінійна зростаюча функція, що не змінює на ділянці знак, то у відповідності з диференціальними залежностями Q і M_X , еюра M_X на ділянці буде обмежена вигнутою кривою без екстремуму.

За отриманими значеннями Q_Y та M_X будемо еюри поперечних сил та згинаючих моментів (рис 3.3).

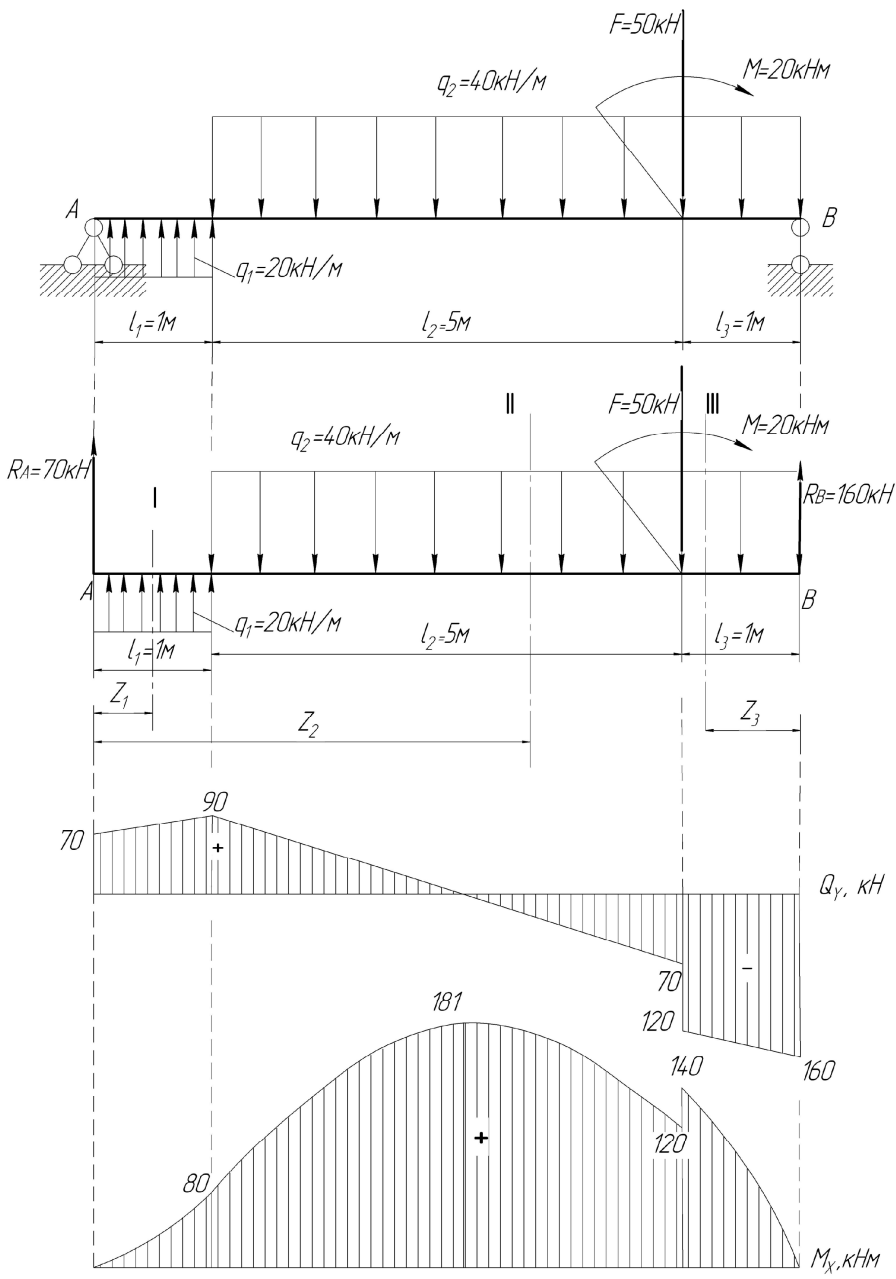


Рис. 3.3 – Схема дослідження валу на згин

3. Визначення розмірів поперечного перерізу балки.

За умовами задачі вимагається визначити раціональний профіль перерізу балки. Для цього, використовуючи умову міцності при згині,

$$\sigma_{max} = \frac{M_{Xmax}}{W_X} \leq [\sigma]$$

визначимо потрібний момент опору перерізу та розміри різних видів поперечного перерізу балки:

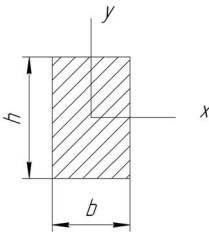
$$W_X \geq \frac{M_{Xmax}}{[\sigma]} = \frac{181 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

- для балки круглого перерізу - $W_X = \frac{\pi d^3}{32}$, звідки діаметр балки визначиться як,

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32W_X}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,13 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,226 \text{ м}.$$

У відповідності з СТ СЭВ 514-77 з ряду Ra40 приймаємо для балки круглого перерізу діаметр $d = 240 \text{ мм} = 0,24 \text{ м}$.

Площа поперечного перерізу $A_1 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,24^2}{4} = 4,52 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$.



Для балки прямокутного перерізу зі співвідношенням сторін $k = \frac{h}{b} = 1,7$ момент опору перерізу буде дорівнювати:

$$W_X = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{1,7^2 \cdot b^3}{6} = 0,482b^3.$$

Тоді сторона перерізу

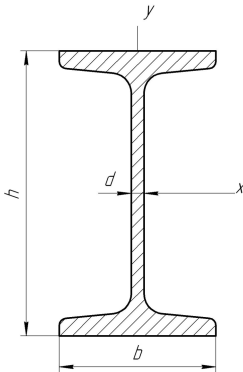
$$b \geq \sqrt[3]{\frac{W_X}{0,482}} = \sqrt[3]{\frac{1,13 \cdot 10^{-3}}{0,482}} = 0,133 \text{ м},$$

сторона перерізу $h = 1,7b = 1,7 \cdot 0,133 = 226 \text{ мм} = 0,226 \text{ м}$

У відповідності з СТ СЭВ 514-77 з ряду Ra40 приймаємо для балки прямокутного перерізу розміри $b = 140 \text{ мм} = 0,14 \text{ м}$, $h = 240 \text{ мм} = 0,24 \text{ м}$.

Площа прямокутного поперечного перерізу балки буде дорівнювати

$$A_2 = b \cdot h = 0,14 \cdot 0,24 = 3,36 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$



Визначимо площу перерізу двотаврової балки. По сортаменту ГОСТ 8239-72 (додаток В) по моменту опору перерізу обираємо двотавр №45, з моментом опору $W_x = 1220 \text{ см}^3$ і площею поперечного перерізу $A_3 = 83 \text{ см}^2 = 0,83 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$.

4. Аналіз металоемності балок різного поперечного перерізу.

Металоемність балок трьох досліджуваних перерізів можна оцінити, порівнюючи їх площі:

$$A_1 : A_2 : A_3 = 4,52 : 3,36 : 0,83, \text{ або прийняв одну,}$$

найменшу з них за одиницю, маємо $A_1 : A_2 : A_3 = 5,44 : 4,05 : 1,0$.

Порівняння показує, що найбільш економічним є двотавровий переріз балки, а найменш економічним – круглий.

Завдання до виконання роботи

Виконати дослідження та розрахунок балки на міцність при згині.

Вихідні дані та схеми навантаження балок для дослідження надано в таблицях 3.1. і 3.2.

Зміст звіту

1. Аналіз схеми навантаження балки.
2. Визначення внутрішніх силових факторів в перерізах балки, а саме поперечних сил та згинаючих моментів.
3. Підбір трьох різновидів поперечних перерізів: круглого, прямокутного (з співвідношенням сторін $k = \frac{h}{b}$) та двотаврового перерізу з умови міцності.
4. Аналіз отриманих результатів, виявлення раціонального профілю перерізу шляхом порівняння маси балок.

Питання до захисту практичної роботи

1. При якому навантаженні балка випробовує чистий, а при якому – поперечний згин?
2. Які типи опор використовують для закріплення балки на основі?
3. Як визначаються опорні реакції балки?
4. Як складаються рівняння поперечних сил і згинальних моментів в довільному перерізі на ділянках вала?

5. Що собою представляють епюри поперечних сил та згинальних моментів, і як вони будуються?
6. Як визначаються знаки поперечних сил і згинальних моментів?
7. Яка диференціальна залежність існує між згинальним моментом, поперечною силою та зовнішнім розподіленим навантаженням?
8. Як визначаються нормальні напруження в поперечному перерізі балки і як вони змінюються по висоті балки?
9. Що представляє собою нейтральний прошарок і нейтральна вісь, як вони розміщені в балці?
10. Як записується умова міцності при згині?
11. Як визначаються осьові моменти інерції та моменти опору перерізу для різних перерізів (круглого, квадратного, прямокутного)?
Які форми поперечного переріза є найбільш раціональними при згині?

Таблиця 3.1

Вихідні дані для дослідження балки на згин

Буква прізвища	Номер схеми	F, кН	M, кНм	q, кН/м	Розміри балки, м			[σ]	$k = \frac{h}{b}$
					l_1	l_2	l_3		
А, Б, В	1	10	10	20	1,0	2,0	0,8	80	1,5
Г, Ґ, Д	2	20	20	18	1,2	2,8	0,9	90	1,6
Е, Ж, З,	3	30	30	30	1,3	2,6	1,0	100	1,7
І, І, К	4	40	40	32	1,4	2,4	1,1	110	1,8
Л, М, Н	5	50	50	24	1,5	2,2	1,2	120	1,9
О, П, Р	6	60	60	25	1,6	2,0	1,3	130	2,0
С, Т, У	7	70	70	35	1,7	2,8	1,4	140	1,9
Ф, Х, Ц	8	80	80	40	1,8	2,6	1,5	150	1,8
Ч, Ш, Щ,	9	90	90	25	1,9	2,4	1,4	160	1,7
Є, Ю, Я	0	100	100	20	2,0	2,2	0,8	150	1,6
	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Примітка: При виборі варіанту слід пронумерувати букви прізвища відповідно до номеру букви обирати дані з таблиці. Для всіх варіантів матеріал вала – вуглецева сталь марки Ст3.

Наприклад: І В А Н Ч Е Н К О В

1 2 3 4 5 6 7 8 9 0

З таблиці обираємо: схема 4, $F_1=10\text{кН}$, $M=10\text{кНм}$, $q=24\text{кН/м}$,

$l_1=1,9\text{м}$, $l_2=0,9\text{м}$, $l_3=2,6\text{м}$, $[\sigma]=110\text{МПа}$, $k=2,0$

Схеми двохопорних балок для дослідження на згин

Варіанти схем балок для дослідження на згин	

ПРАКТИЧНА РОБОТ 4

Тема: Складання кінематичних схем та структурний аналіз плоских механізмів.

Мета роботи: Оволодіння навичками складання кінематичних схем реальних механізмів, або моделей, проведення структурного аналізу отриманих механізмів.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Кожна рухома деталь або група деталей, які утворюють одну жорстку рухому систему тіл, називається рухомою ланкою механізму або машини. Рухоме з'єднання двох ланок, які взаємодіють, називається кінематичною парою. Всі механізми за розташуванням ланок у просторі розподіляються на плоскі та просторові. Структурний аналіз механізмів включає в себе: визначення ступеню рухомості механізму та його класу з зазначенням будови механізму.

Число ступенів вільності плоского механізму визначається за структурною формулою для плоских механізмів загального вигляду:

$$W=3n-2p_1-p_2,$$

де n – число ланок, які рухаються,

p_1 – число однорухомих кінематичних пар,

p_2 – число дворухомих кінематичних пар.

Кінематичний ланцюг, який після приєднання його вільними елементами пар до інших ланок механізму не змінює його ступінь вільності і який не можна роз'єднати на простіші кінематичні ланцюги нульового ступеня вільності, називається структурною групою, або групою Ассура. Порядок структурної групи визначається кількістю елементів ланок, якими вони приєднуються до механізму. Клас структурної групи визначається кількістю кінематичних пар, що утворюють замкнений контур групи (таб. 4.1).


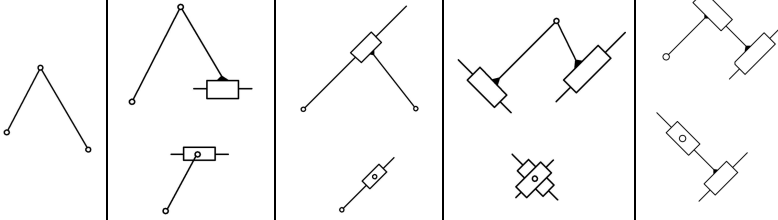
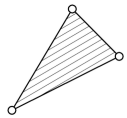
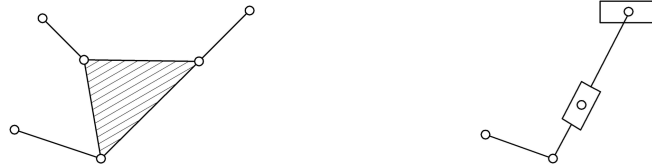
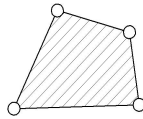
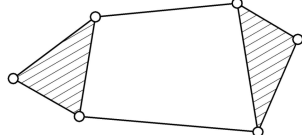
Клас механізму визначається найвищим класом структурних груп, які входять до нього, та залежить від вибору початкових механізмів. Початковий механізм (механізм I класу) – це дволанковий механізм, що складається з ведучої (початкової) ланки та стійки.

Існує певний порядок проведення структурного аналізу механізмів.

1. Визначають число ступенів вільності механізму (або кінематичного ланцюга).
2. Виділяють початкові ланки, кількість яких визначається числом ступенів вільності механізму (кінематичного ланцюга). Початкова ланка і стояк утворює механізм I класу.

Таблиця 4.1

Класифікація груп Ассура

Клас	Ознака	Схеми груп Ассура					Порядок
I							2
III							3
IV							2

3. Розбивають механізм на структурні групи. Відокремлення структурної групи частіше всього розпочинають з ланок і пар, найвіддаленіших від початкової ланки. Розпочинають зі спроби від'єднати від механізму групи II класу. Від'єднуючи структурні групи, треба перевірити число ступенів вільності W тієї частини механізму, яка залишилась, при цьому W змінюватись не повинно. Групи відокремлюються до того часу, поки не залишаться одна початкова ланка і стояк (механізм I класу), якщо $W=1$, чи кілька початкових ланок, кількість яких дорівнює одержаному числу ступенів вільності. Якщо спроби відокремлення груп II класу не дадуть такого результату, треба переходити до спроб відокремлення груп III класу, потім IV тощо.
4. Визначають клас і порядок структурних груп і клас механізму.
5. Записують формулу будови механізму.

Порядок приєднання структурних груп (формулу побудови механізму) важливо знати для проведення кінематичного та силового аналізу.

Приклад 4.1. Виконати структурний аналіз механізму поперечно-стругального верстату (рис. 4.1, а), якщо початкова ланка – кривошип OA.

Розв'язання.

1. Наданий механізм складається із п'яти рухомих ланок, тобто ($n=5$).
2. Надамо характеристику кінематичним парам механізму (таб.4.2)

Таблиця 4.2

№ кінематичної пари	З яких ланок складається	У якій точці утворена	За характером відносного руху	За ступенем вільності
1	0-1	O	обертальна	V класу
2	1-2	A_1	обертальна	V класу
3	2-3	A_3	поступальна	V класу
4	0-3	B	обертальна	V класу
5	3-4	C	обертальна	V класу
6	4-5	D	обертальна	V класу
7	0-5	D_0	поступальна	V класу

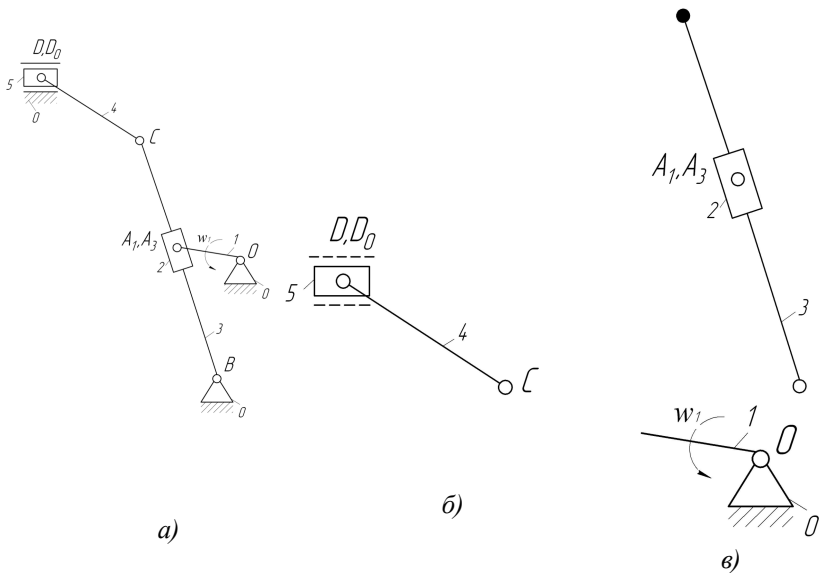


Рис. 4.1 – Структурний аналіз механізму поперечно-стругального верстата: а) схема механізму поперечно-стругального верстата; б) відокремлена група Ассура 4-5; в) відокремлена група Ассура 2-3 та вхідна ланка

3. Число ступенів вільності визначаємо за формулою Чебишева:

$$W = 3n - 2p_3 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$$

4. Розкладаємо механізм на групи Ассура, починаючи з останньої ланки

5. Відокремлюємо кінематичний ланцюг 4-5 (рис. 1, б). Розрахуємо ступінь вільності для залишкової частини механізму:

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

Враховуючи, що W не змінилось, відокремлений кінематичний ланцюг є групою Ассура II класу II порядку.

Далі відокремлюємо кінематичний ланцюг 2-3, після чого залишається початкова ланка, ступінь вільності якої $W=1$ (рис.1, в). Значить відокремлений кінематичний ланцюг 2-3 є групою Ассура II класу II порядку.

6. Запишемо структурну формулу механізму:

$$I(1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5).$$

Досліджений механізм – II класу.

Завдання до виконання роботи

1. Побудувати кінематичні схеми реальних механізмів або їх моделей. користуючись наступною послідовністю:

2. З'ясувати, які кінематичні пари утворюють ланки, які взаємодіють (обертальні, поступальні).
3. У заданому масштабі побудувати ведучу ланку у положенні, при якому найбільш ефективно спостерігається відносно положення ланок.
4. Зобразити інші ланки механізму.
5. Пронумерувати ланки арабськими цифрами (нерухомі ланки рекомендується нумерувати цифрою 0), кінематичні пари позначити буквами.
6. Провести структурний аналіз механізму, за результатами якого скласти звіт.

Лабораторну роботу можливо виконувати, використовуючи програмні розробки, призначені для створення плоских механізмів за допомогою комп'ютера. Можливості програми:

- будувати та редагувати кінематичні схеми стержневих механізмів, які складаються з груп Ассура 2-го класу;
- будувати динамічний план положень механізму;
- виконувати кінематичний аналіз механізму;
- зберігати робочу область програми в графічному файлі.

Зміст звіту

1. Назва механізму.
2. Кінематична схема механізму.
3. Визначення ступеню вільності зі складанням таблиці (див. таб. 4.2).
4. Розбивання механізму на групи Ассура (див. рис.4.1).
5. Складання структурної формули механізму.

Питання до захисту практичної роботи

1. Які основні задачі дисципліни «Теорія механізмів і машин»?
2. Що таке ланка, кінематична пара, кінематичний ланцюг, механізм, машина
3. Яка ланка називається вхідною, яка – вихідною?
4. За якими ознаками класифікують кінематичні пари?
5. Як класифікують кінематичні ланцюги?
6. Наведіть формули для визначення ступеня вільності плоских та просторових механізмів.
7. Яке практичне значення має ступінь вільності механізмів?
8. Як визначається клас, порядок структурної групи, клас механізму?
9. Які основні задачі синтезу механізмів?

ПРАКТИЧНА РОБОТА 5

Тема: Складання кінематичних схем зубчастих механізмів. Визначення передавального відношення багатоланкових зубчастих механізмів.

Мета роботи: Оволодіння навичками складання кінематичних схем зубчастих механізмів за реальними механізмами, або їх моделями; закріплення знань стосовно визначення передавального відношення багатоланкових зубчастих механізмів.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Передавальним відношенням U_{A-B} від ланки «А» до ланки «В» називається відношення кутової швидкості ланки «А» до кутової швидкості ланки «В»: $U_{A-B} = \omega_A / \omega_B$.

Можливих напрямів кутових швидкостей два, тому їх можна представити знаками «+» і «-». Позитивною звичайно вважається кутова швидкість, направлена проти ходу годинникової стрілки. В просторових передачах кутові швидкості ланок можуть мати незліченну безліч напрямів, тому двома знаками їх представити неможливо.

Передавальне відношення зубчастих передач можна виразити також через відносини чисел зубчатих коліс, початкових радіусів, частот обертання.

Наприклад:

$$U_{1-2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1} = \pm \frac{r_{\square 2}}{r_{\square 1}} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (5.1)$$

де U_{1-2} - передавальне відношення від колеса 1 до колеса 2;

Z - число зубів;

r_{\square} - радіус початкового кола;

n - частота обертання.

Розглянемо розрахунок передавальних відносин для деяких простих зубчастих механізмів.

- 1) Для передачі, що складається з двох циліндрових коліс (рис. 5.1 і рис. 5.2) передавальне відношення визначається за формулою:

$$U_{1-2} = \pm \frac{Z_1}{Z_2}, \quad (5.2)$$

знак «плюс» відноситься до внутрішньої передачі.

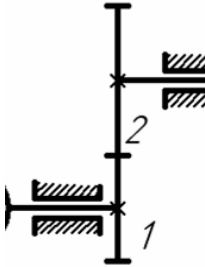


Рис. 5.1

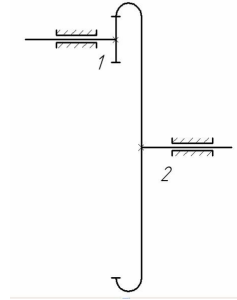


Рис. 5.2

Для східчастого ряду коліс (рис. 5.3) передавальне відношення визначається за формулою:

$$U_{1-n} = U_{1-2} \cdot U_{2-3} \cdot U_{3-4} \dots U_{(n-1)-n} = \frac{Z_2 \cdot Z_4 \dots Z_n}{Z_1 \cdot Z_3 \dots Z_{(n-1)'}} (-1)^p \quad (5.3)$$

3) Для послідовного (паразитного) ряду коліс (рис. 5.5) передавальне відношення визначається за формулою:

$$U_{1-n} = \frac{Z_n}{Z_1} (-1)^p \quad (5.4)$$

де p - число зубчастих пар із зовнішнім зчепленням;

n - число зубчастих коліс (або осей).

З формули (5.3) видно, що передавальне відношення послідовного ряду не залежить від числа зубів «паразитного колеса».

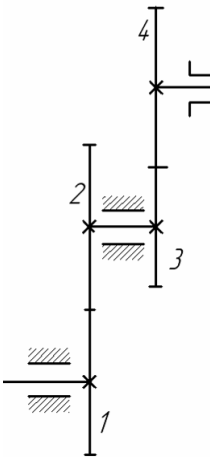


Рис. 5.3

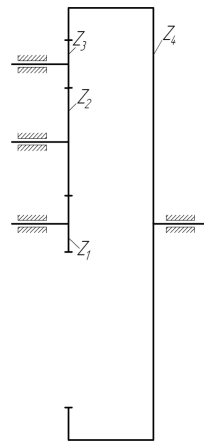


Рис. 5.4

- 4) Передавальне відношення черв'ячної передачі (рис. 5.5) визначається за формулою:

$$U_{z-k} = \frac{Z_k}{Z_z} \quad (5.5)$$

де U_{z-k} - передавальне відношення від черв'яка до колеса;

Z_k - число зубів черв'ячного колеса;

Z_z - число заходів черв'яка.

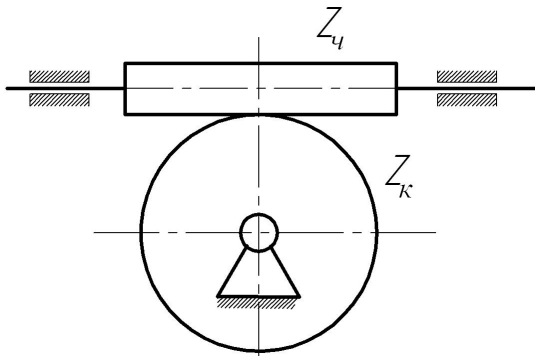


Рис. 5.5

- 5) Передавальне відношення зовнішньої конічної передачі (рис.5.6) визначається за формулою:

$$U_{1-2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (5.6)$$

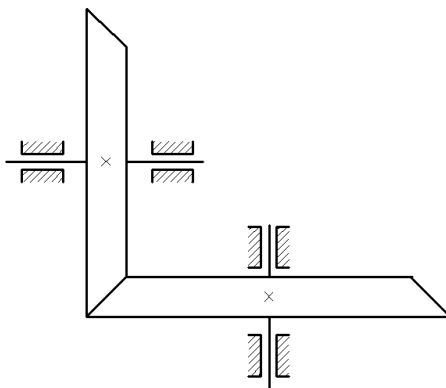


Рис. 5.6

- 2) Передавальне відношення U_{1-n} простої планетарної передачі (рис.5.7) від ведучого колеса 1 до водила Н визначається за формулою:

$$U_{1-n} = 1 - U_{1-3}^{(n)} \quad (5.7)$$

Символ $U_{1-3}^{(n)}$ позначає передавальне відношення від першого колеса до закріпленого третього колеса в їх відносному русі по відношенню до водила Н. Для підрахунку передавального відношення $U_{1-3}^{(n)}$ потрібно припустити, що водило нерухомо, а колесо 3 отримало можливість обертатися навкруги своєї осі.

Тоді колеса утворюють звичайний східчастий ряд коліс, тобто такий східчастий ряд, в якому осі обертання першого і останнього коліс лежать на одній прямій. Для цього ряду передавальне відношення визначається по формулі (5.4). Застосовуючи цю формулу до даного механізму (рис. 5.7) маємо:

$$U_{1-3}^{(n)} = \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2} (-1)^p, \quad p = 2 \quad (5.8)$$

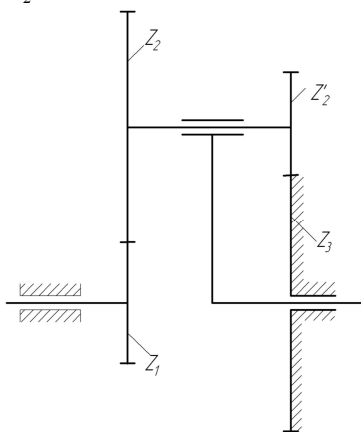


Рис. 5.7

Передавальне відношення $U_{1-3}^{(n)}$ в даному випадку позитивно, оскільки колеса східчастого ряду утворюють два зовнішніх зачеплення, і тому при нерухомому водилі Н колеса 1 і 3 обертаються в одному напрямі.

$$U_{1-n} = 1 - \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2} \quad (5.9)$$

Якщо багатоланкова зубчаста передача складається з декількох послідовно сполучених простих зубчастих передач, то загальне передавальне

відношення багатоланкової передачі виходить перемноженням передавальних відносин передач, що входять до її складу.

Завдання до виконання роботи

1. Ознайомитись зі структурою отриманих моделей зубчастих механізмів.
2. Накреслити кінематичну схему багатоланкового зубчастого механізму.
3. Пронумерувати всі зубчасті колеса.
4. Підрахувати числа зубів всіх коліс і числа заходів черв'яків.
5. Розчленувати багатоланковий зубчастий механізм на прості механізми, розглянути вище, встановити розрахункові формули передавального відношення для кожного з них, а потім підрахувати передавальні відношень простих механізмів і всього багатоланкового механізму.

Зміст звіту

1. Кінематична схема багатоланкового зубчастого механізму.
2. Схеми простих зубчастих механізмів, які входять до складу багатоланкового зубчастого механізму.
3. Визначення передавальних відношень простих механізмів.
4. Визначення передавального відношення всього багатоланкового механізму.

Питання до захисту практичної роботи

1. Яка існує класифікація передач?
2. Назвіть передачі зчепленням.
3. Наведіть приклади застосування зубчастих передач.
4. Що таке передаточне відношення?
5. Як визначається знак передаточного відношення?
6. Які механізми називаються планетарними?
7. Запишіть формули визначення передаточного відношення через геометричні та кінематичні показники.
8. Особливості визначення передаточного відношення планетарних механізмів аналітичним методом.

ПРАКТИЧНА РОБОТА 6

Тема: Побудова евольвентних профілів зубців методом огинання (обкочування).

Мета роботи: Побудова методом обкочування евольвентних профілів зубців нульових та позитивних коліс з числом зубців меншим 17.

Методичні рекомендації до виконання роботи

У техніці широко застосовується нарізування зубців зубчастих коліс інструментом рейкового типу (інструментальною рейкою, черв'ячної фрезою) за методом обкатки.

Процес виготовлення зубчастих коліс інструментальною рейкою (рис. 6.1) за методом обкатки полягає в тому, що рейка, перекочуючись без ковзання середньої (модульної) прямої або однієї з ділильних прямих, паралельних модульній або одній з ділильних прямих, паралельних модульній, по ділильному колу ($d=mz$) колеса (рух обкатки), здійснює одночасно швидкі зворотно-поступальні рухи уздовж осі колеса, знімаючи при цьому стружку. Ділильне коло колеса і ділильна пряма рейки, яка перекочується без ковзання по ділильному колу, є початковими колом та прямою при зачепленні оброблюваного колеса та інструментальної рейки.

Колесо називається нульовим, якщо в процесі його виготовлення по ділильному колу котиться середня (модульна) пряма рейки. Якщо ж рейка відсунута від центру колеса (позитивний зсув) на деяку відстань b , то по ділильному колу котитиметься ділильна пряма рейки, розташована ближче до прямої виступів рейки. Зсув b рейки виражається через модуль m зачеплення за допомогою коефіцієнта зсуву ξ :

$$b = \xi m \quad (6.1)$$

Зубчасті колеса, виготовлені при позитивному зсуві рейки, називаються позитивними. Слід зауважити, що позитивне зміщення збільшує товщину зуба на ділильному колі і величини діаметрів кіл западин і виступів, але зменшує товщину зуба на колі виступів. З курсу відомо, що у нульових коліс, що мають число зубців менше 17, зубці виявляються підрізаними біля основи, що зменшує їх міцність. Для усунення підрізання потрібно відсунути (змістити) рейку від центру колеса на відстань (зсув), яке визначається за допомогою коефіцієнта зсуву $\xi_{подр}$, який розраховується за формулою

$$\xi_{подр} = \frac{17 - z}{17} \quad (6.2)$$

де z - число зубців колеса, що нарізується.

Після цього необхідне зміщення визначається за формулою (6.1).

Опис приладу ТММ-42. Основними частинами приладу є жорстко з'єднані диски 1 та 2 і зубчаста рейка 3 (рис. 6.2); змонтовані на загальній плиті 12. Диски 1 і 2 можуть обертатися в процесі креслення зубців навколо

нерухомої осі. Діаметр нижнього диска дорівнює діаметру ділильного кола колеса, що нарізується. Зубчаста рейка 3 розташована з невеликим зазором над верхнім диском 1 і закріплена гвинтами 6 на каретці 5, яка може переміщатися вліво і вправо в направляючих плити 12. На рейці нанесена риска 13, що зображає середню лінію (модульну пряму) рейки, а також вигравірувані значення модуля зачеплення m , профільного кута (кута зачеплення) $\alpha = 20^\circ$ рейки і діаметра d_0 ділильного кола колеса, що «нарізується». Кінематичний зв'язок між рейкою і заготовкою, необхідний для здійснення руху обкатки під час креслення зубів, забезпечується струною 4, охоплює диск 2 по всьому колу. Струна правим кінцем прикріплена до каретки, а лівим - до захвату, з'єднаного з кареткою, який за допомогою ексцентрикового механізму з рукояткою 11 може створювати на тяжіння цієї струни. Прямолинійна ланка струни розташована уздовж горизонтального ребра планки 16, з'єднаної з кареткою.

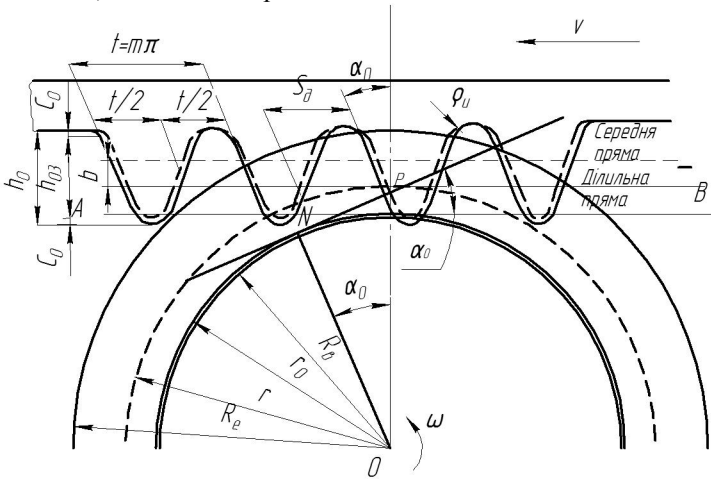


Рис. 6.1

Рейка і диски приводяться до руху вручну шляхом натискання на важіль 8 храпового механізму. При кожному натисканні на важіль 8, робоча собачка храпового механізму пересуває рейку на 4-5 мм вліво. При цьому, завдяки наявності натягнутої струни 4, здійснюється перекочування без ковзання кола диска 2 (що збігається з ділильним колом) по горизонтальному ребру планки 16, збігається з ділильної прямої рейки. При звільненні важеля замикаюча собачка надійно фіксує рейку.

У приладі передбачена можливість переміщення рейки вліво і вправо. Для цього необхідно натиснути плоску пружину 7, яка виведе з зачеплення з кареткою обидві собачки. Послабивши гвинти 6, можна змінити відстань рейки від центру заготовки, а потім закріпити її тими ж гвинтами в положенні, визначеному зміщенням b , яке відраховується за шкалами 10.

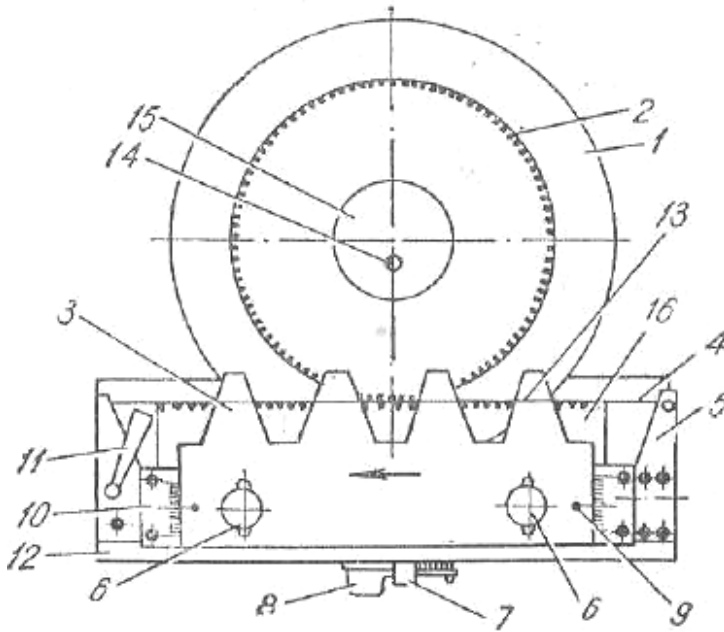


Рис. 6.2

Завдання до виконання роботи

1. Ознайомитися з пристроєм і принципом дії приладу ТММ-42.
2. Накласти на верхній диск паперову заготовку, діаметр якої зазначений на прозорому диску приладу, і закріпити його накладкою 15 за допомогою гвинта 14.
3. Встановити рейку так, щоб її індекси 9 знаходилися проти нульових поділок шкал 10.
4. Натиснути пружину 7 і відвести каретку з рейкою в крайнє праве положення.
5. Плавнo натиснути вниз до упору важіль 8 і, після переміщення рейки вліво до зупинки, окреслити на заготовці контур зубців рейки. Так повторювати до тих пір, поки рейка займе крайнє ліве положення, а на заготовці вийде 2-3 зуба нульового колеса.
6. Послабити рукояткою 9 натяг струни 4 і повернути диск із заготовкою на 180° , після чого знову створити необхідний натяг струни тієї ж рукояткою.
7. Визначити число зубців колеса, що «нарізується» за формулою:
$$z = \frac{d_0}{m}$$
8. Визначити за формулою (6.2) величину мінімального коефіцієнта зсуву рейки $\square_{подр}$, що забезпечує усунення підрізання зубів.

9. Визначити за формулою (6.1) величину зсуву b рейки.
10. Змістити рейку від осі заготівки колеса на величину b , користуючись шкалами l_0 , та закріпити її гвинтами $б$.
11. Натиснути на пружину 7 і відвести каретку з рейкою в крайнє праве положення.
12. Викреслити два-три зубця позитивного колеса, користуючись вказівками в пункті 5.
13. Зняти паперову заготівку з диска.
14. Обчислити за формулами, зазначеними у бланку протоколу, параметри нульового і позитивного коліс.
15. Нанести на заготівку за обчисленими в п. 14 значеннями діаметрів ділильне, основне, кола, кола западин і виступів нульового і позитивного коліс.
16. Порівняти на заготівці за допомогою вимірювача товщини зубів по хорді ділильного кола, а також діаметри кіл западин і виступів нульового і позитивного коліс.
17. Оформити виконану роботу протоколом і прикласти до нього заготівку з накресленими профілями зубців коліс (рис. 6.3).

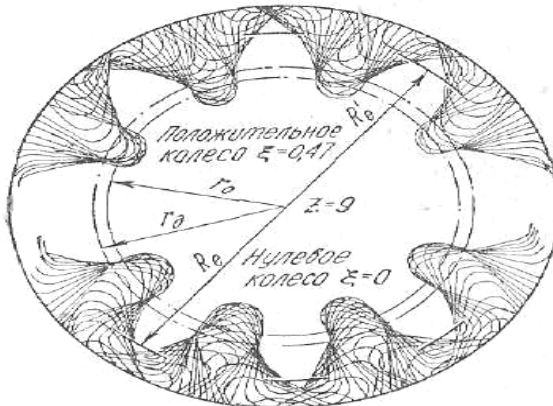


Рис. 6.3

Зміст звіту

1. Вихідні дані приладу:
 - 1.1 Модуль рейки m , мм.
 - 1.2 Кут профілю рейки $\alpha = 20^\circ$
 - 1.3 іаметр ділильного кола d_0 , мм.

2. Розрахунок геометричних параметрів зубчастих коліс:

Найменування	Нульове колесо		Кореговане колесо	
	розрахункова формула	розмір, мм	розрахункова формула	розмір, мм
Число зубців колеса	$z = \frac{d_g}{m}$		$z = \frac{d_g}{m}$	
Діаметр основного кола	$d_0 = d_0 \cos a_0$		$d_0 = d_0 \cos a_0$	
Діаметр кола западин	$d_f = m(z - 2,5)$		$d_f = m(z - 2,5) \pm 2x$	
Діаметр кола виступів	$d_a = m(z + 2)$		$d_a = m(z + 2) \pm 2x$	
Крок зчеплення	$t = \Pi m$		$t = \Pi m$	
Товщина зубця по ділильному колу	$S_\partial = \frac{\Pi m}{2}$		$S_\partial = \Pi \frac{m}{2} + 2xtg a_0$	

Питання до захисту практичної роботи

1. Дати визначення евольвенти.
2. Назвати можливі профілі зубців зубчастих коліс.
3. У чому переваги евольвентного зчеплення у порівнянні з іншими?
4. Перелічити основні геометричні характеристики зубчастих коліс.
5. Що таке модуль зубчастого зчеплення?
6. Як можна визначити число зубців зубчастого колеса?
7. Яке зчеплення називають корегованим?
8. Які існують види кореговання?
9. З якою метою застосовують кореговання зубців?

ПРАКТИЧНА РОБОТА 7

Тема: Визначення геометричних характеристик вінця з евольвентними зубцями і вивчення конструкції зубчатих коліс

Мета роботи:

- вивчити види, конструкцію та основні характеристики зубчатих коліс;
- встановити геометричні характеристики вінця з евольвентними зубцями;
- розрахувати параметри та конструктивні розміри заданих зубчатих коліс.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Конструкція та розмірні параметри зубчатих коліс. На рис. 7.1 наведено геометричні розміри вінця з евольвентними зубцями циліндричного зубчатого колеса (рис. 7.1, а) та розміщення зубів на прямозубому (рис. 7.1, б), косозубому (рис. 7.1, в) і шевронному (рис. 7.1, г) колесах.

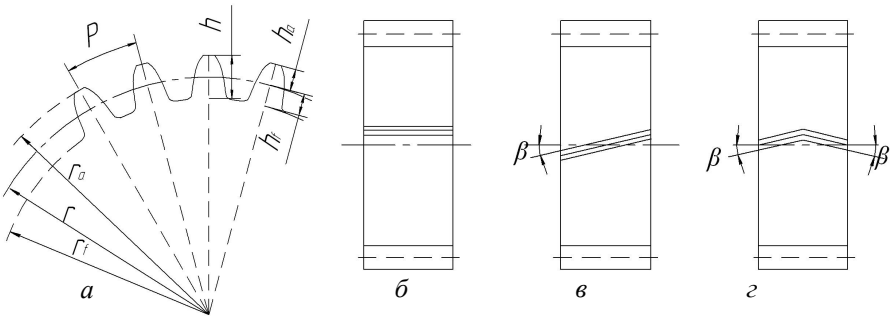


Рис. 7.1 – Циліндричне зубчате колесо:

а - геометричні розміри вінця з евольвентними зубцями;
б, в, г – відповідно прямозубе, косозубе і шевронне колеса.

Геометричні розміри зубчатих коліс знаходяться по формулах таблиці 7.1

Інші розміри є конструктивними, визначаються по експериментальних залежностях і округляються до стандартного значення за ГОСТ 6636-69. Форму зубчатих коліс у більшості випадків визначають у залежності від способу одержання заготовки, що вибирається з урахуванням матеріалу і розмірів коліс, а також обсягу випуску.

1. Циліндричні зубчаті колеса зовнішнього зачеплення

В одиничному та дрібносерійному виробництвах зубчасті колеса з діаметром вершин зубів $d_a < 200$ мм виготовляють із круглого прокату. При $d_a < 600$ мм заготовки коліс одержують куванням у вигляді круглих кувань.

У багатосерійному і масовому виробництві заготовки коліс невеликих і середніх діаметрів ($d_a < 600\text{мм}$) виготовляють штампуванням у двосторонніх штампах, а великих діаметрів – литтям і зварюванням.

Таблиця 7.1

Розміри елементів зубців циліндричних зубчатих коліс

Елементи зубця	Колесо	
	прямозубе	косозубе (шевронне)
Висота: - головки	$h_a = m$	$h_a = m$
- ніжки	$h_f = 1,25m$	$h_f = 1,25m$
- зубця	$h = h_a + h_f = 2,25m$	$h = h_a + h_f = 2,25m$
Радіальний зазор	$c = 0,25m$	$c = 0,25m$
Радіус кривизни перехідної кривої	$p_f = 0,38m$	$p_f = 0,38m$
Діаметри вінця:		
- ділительний	$d = m \cdot z$	$d = m \cdot z / \cos\beta$
- вершин зубців	$d_a = d + 2h_a = d + 2m$	$d_a = d + 2h_a = d + 2m$
- западин	$d_f = d - 2h_f = d - 2,5m$	$d_f = d - 2h_f = d - 2,5m$
Крок зачеплення	$p = \pi \cdot m$	$p_t = \pi \cdot m / \cos\beta$

Колеса з $d_a < 250\text{мм}$ (рис.7.2) виконують у виді дисків з маточинами чи без них. Маточина може бути розташована симетрично або несиметрично. Діаметр маточини приймають: $d_m = 1,7d_b$, де d_b - діаметр вала, на який насаджується колесо).

Довжину маточини приймають: $l_m = (1,0 \dots 1,5)d_b$, але не менш ширини зубцевого вінця.

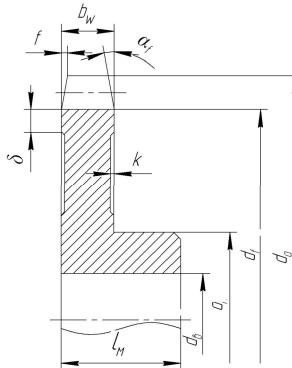


Рис. 7.2 – Конструкція зубчатих коліс діаметром $d_a < 250\text{мм}$.

При виконанні коліс у виді дисків доцільно на торцях виконати виточення глибиною $K = 1 \dots 2$ мм, щоб не обробляти з підвищеною точністю велику торцеву поверхню диска, яка є базою для нарізування зубців. Ширину торців зубцюватого вінця приймають: $S = 2,5m + 2$ мм. На торцях зубцевого вінця виконують фаски під кутом $\alpha_f = 45^\circ$, (на косозубих колесах при

твердості $HV > 350$ кут $\alpha_f = 15^\circ$) розміром $f = 0,7m$ з округленням до стандартного значення. Колеса при $250\text{мм} < d_a < 600\text{мм}$ виконують з дисками полегшеної форми (рис.7.3).

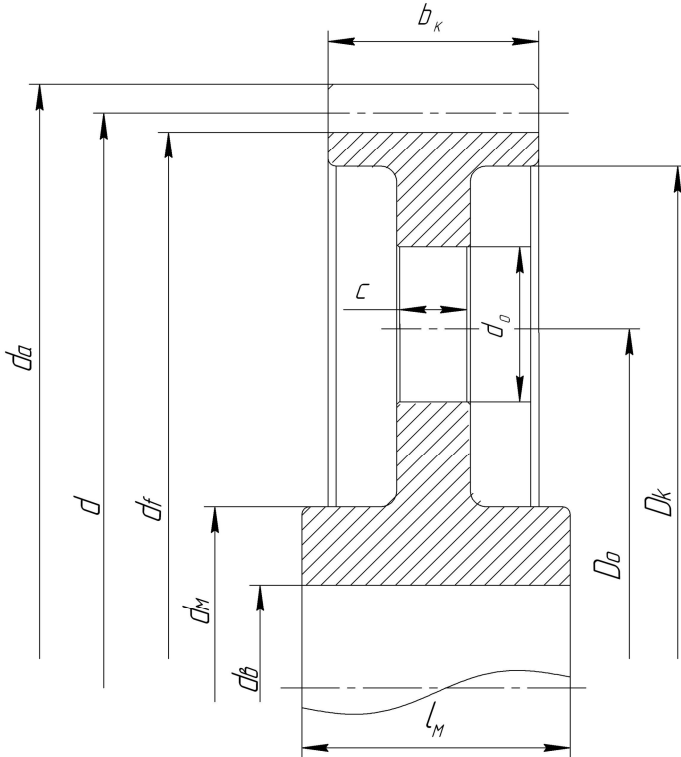


Рис. 7.3 – Конструкція зубчатих коліс діаметром $250\text{мм} < d_a < 600\text{мм}$

У таких колесах товщину диска для зменшення маси колеса роблять значно менше ширини зубцевого вінця. Крім того, у дисках між ободом і маточиною передбачають циліндричні отвори (звичайно 4 або 6) для зручності транспортування та кріплення зубчатих коліс на верстатах при обробці.

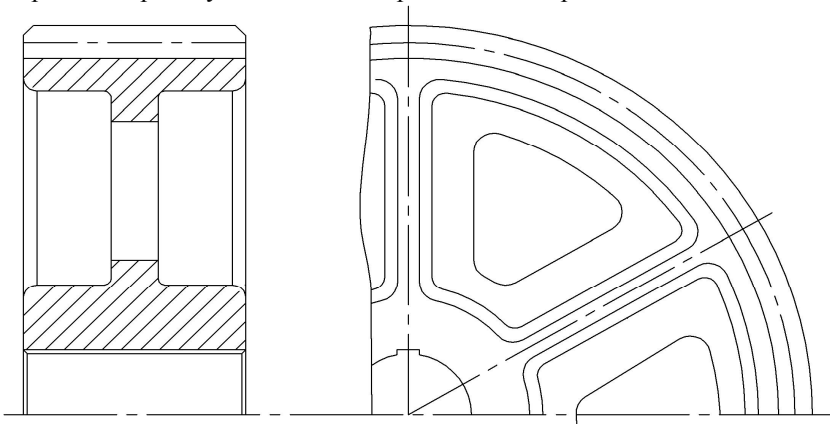
У колесах із штампованих заготовок внутрішні поверхні обода і зовнішні поверхні маточини мають конічну форму (конусність близько 6°).

Рекомендації до визначення розмірів конструктивних елементів коліс наведено в таблиці 7.2.

Розміри елементів дискових коліс при $250\text{мм} < d_a < 600\text{мм}$

Розмір (рис. 1.3)	Формула	Примітка
Зовнішній діаметр маточини	$d_m = 1,5d_g + 10\text{мм}$	
Довжина маточини	$l_m = (1,0 \dots 1,5)d_g$	Якщо $l_m < 6$, прийняти $l_m =$
		b
Товщина обода	$\delta_0 = 2,5m + 2\text{мм}$	Для шевронних коліс $\delta_0 = 4m + 12\text{мм}$
Внутрішній діаметр обода	$D_k = d_f - 2\delta$	
Товщина диску	$C = (0,35 \dots 0,4)b_k$	Для шевронних коліс $C =$ $0,35b$
Діаметр отворів	$d_o = 0,25(D_k - d_m)$	При $d_o < 2\delta_0$ отвори не виконують
Кількість отворів	4...6	
Діаметр кола розміщення отворів	$D_o = 0,5(D_k + d_m)$	
Радіуси заокруглень	$R = 6 \dots 8\text{мм}$	

Зубчасті колеса з $d_a > 600\text{мм}$ при ширині $b_w < 200\text{мм}$ виготовляють литими зі спицями хрестоподібного перетину (рис. 7.4), а при $b_w > 200\text{мм}$ - двотаврового перетину. Число спиць приймається парним.

Рис. 7.4 – Конструкція зубчатих коліс діаметром $d_a > 600\text{мм}$

Якщо за умовами роботи зубців потрібно застосування високоміцних кутих сталей, а великі розміри не дозволяють одержати заготовку куванням, колеса виконують складеними з двох деталей (рис. 7.5): кованого зубцевого вінця і литого чавунного (рідше сталевого) центра, що має обід, диск і маточину (бандажоване колесо). Вінць сполучається з колісним центром посадкою з гарантованим натягом (рис. 7.5, а).

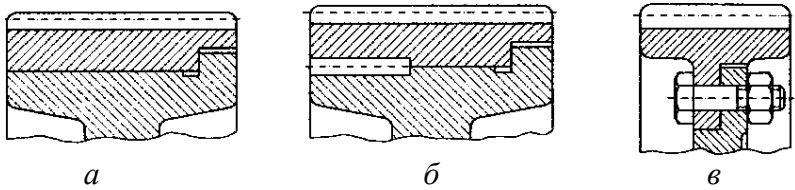


Рис. 7.5 – Бандажовані зубчасті колеса з різними способами сполучення в'янця з колісним центром:

a – з гарантованим натягом; *б* – з гарантованим натягом і стопорним гвинтом; *в* – за допомогою болтового з'єднання.

Для більшої надійності в площині з'єднання в'янця з центром ставлять стопорні гвинти (рис. 7.5, б), або з'єднують в'янець з колісним центром болтами (рис. 7.5, в). З метою економії легованих сталей бандажованими виконують іноді колеса середніх розмірів ($d_a = 250 \dots 600 \text{ мм}$).

Шевронні зубчасті колеса відрізняються від інших циліндричних коліс збільшеною шириною. Шевронні зубчасті колеса бувають двох виконань:

- з доріжкою в середині колеса для виходу інструмента (черв'ячної фрези, рис. 7.6);
- без доріжки (нарізуються модульною фрезею).

Шевронні колеса без доріжки виготовляють на малопродуктивних верстатах, тому вони застосовуються рідше, ніж колеса з доріжкою.

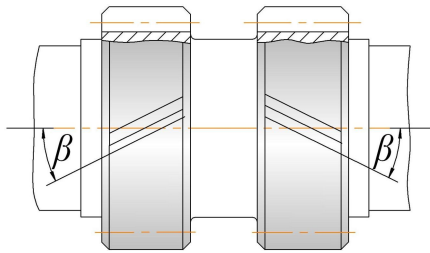


Рис. 7.6 – Шевронне колесо

2. Циліндричні колеса з внутрішнім зачепленням

Колеса з внутрішнім зачепленням мають канавки між дисками і зубцями для виходу інструмента (долб'яка) і розміщення стружки, що утворюється при добванні. На рис. 7.7 зображено конструктивне виконання коліс з внутрішніми зубцями

- при $\frac{d}{d_e} > 2$, економічно вигідніше виконувати шестерню насадною.
- при $2 < \frac{d}{d_e} < 3$ конструктивно насадна шестерня виготовляється у вигляді суцільного диска (рис.7.9).
- при $\frac{d}{d_e} > 3$ шестерня виконується так само, як і дискові колеса (рис.7.3).

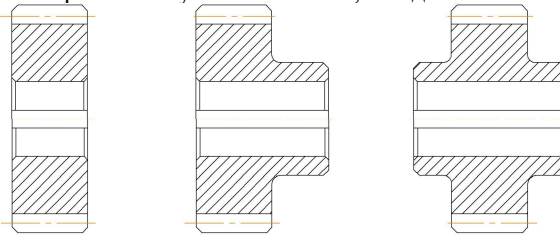


Рис. 7.9 – Конструкції насадних шестерен.

Завдання до виконання роботи

1. Вивчити за зразками конструкцію зубчатих коліс, класифікувати їх за основними ознаками та дати їх опис.
2. Для заданого зубчатого колеса (за вказівкою викладача) визначити геометричні розміри.

Для цього порахувати число зубців Z і виміряти діаметр вершин зубців ширину зубчатого вінця і довжину зубчатого вінця b_1 .

Діаметр вершин зубців d_a при парному числі зубців замірюється безпосередньо (рис. 7.10).

При непарному числі зубців замірюється $d_{оме}$ і B (рис. 7.10). Діаметр вершин зубців дорівнює $d_a = d_{оме} + 2B$.

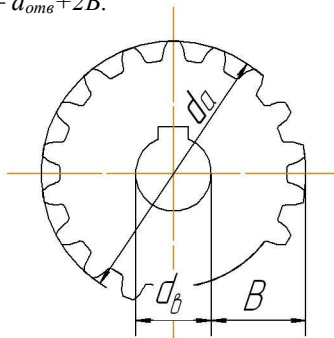


Рис. 7.10 – Замірювання діаметра вершин зубців d_a : при парному числі зубців та при непарному числі зубців.

3. За результатами вимірювань визначити за формулами:

кут β нахилу зубців
$$\beta = \arcsin \frac{b}{b_1}$$

та модуль зачеплення
$$m = \frac{d_a}{\frac{z}{\cos\beta} + 2}$$

4. Прийняти найближчий модуль зачеплення за стандартом.
5. Розрахувати параметри заданого зубчатого колеса за формулами таблиці 7.1. Результати занести в таблицю 7.4.
6. Визначити похибку визначення модулю зачеплення.
7. Виконати ескіз зубчатого вінця колеса в торцевій площині, вказати геометричні розміри вінця.
8. Виміряти конструктивні розміри елементів колеса. Виконати ескіз колеса з вказуванням розмірів.
9. Розрахувати конструктивні розміри елементів колеса за формулами табл. 7.2.
10. Порівняти виміряні та розрахункові розміри.

Зміст звіту

1. Результати вимірів зубчатого вінця (таб.7.3)

Таблиця 7.3

Z	d_a , мм	b, мм	b_1 , мм

2. Результати розрахунків параметрів зубчатого вінця (таб. 7.4)

Таблиця 7.4 –

β , град	Модуль m , мм		d_a , мм	d_f , мм	d , мм	h_a , мм	h_f , мм	h , мм	p , мм
	вимірний	ГОСТ							

3. Результати розрахунків конструктивних розмірів колеса (таб.7.5)

Таблиця 7.5

Конструктивний параметр	Значення, мм	
	розраховане	виміряне
Діаметр вала колеса d_b		
Зовнішній діаметр маточини d_m		
Довжина маточини l_m		
Товщина обода δ_o		
Внутрішній діаметр обода D_k		
Товщина диску C		
Діаметр отворів d_o		
Кількість отворів		
Діаметр кола розміщення отворів D_o		

4. Висновок про порівняння вимірних та розрахункових розміри.

Питання до захисту практичної роботи

1. Назвати основні конструктивні елементи зубчастого колеса.
2. Як класифікуються зубчасті передачі у залежності від розташуванні на зубчастому вінці?
3. Як класифікуються зубчасті передачі у залежності від взаємного розташування осей зубчастих коліс?
4. Які існують конструкції зубчастих коліс?
5. Які зубчасті колеса називаються бандажованими?
6. Яким чином обирається виконання шестерні та валу окремо або у вигляді вала-шестерні?
7. Назвати основні геометричні параметри зубчастого зчеплення.

ПРАКТИЧНА РОБОТА 8

Тема: Проектування та розрахунок приводу механічного обладнання.

Мета роботи: Підібрати електродвигун приводу та виконати кінематичний енергосиловий розрахунок приводу.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Безпосереднє з'єднання валу робочого органи механізму з електродвигуном можливо лише у відносно рідких випадках, коли частоти обертання цих валів однакові, наприклад в приводах відцентрових насосів, вентиляторів тощо. В основному для приводу машини необхідно встановлення підвищувальної чи знижувальної частоту обертання установки. В більшості випадків розробляються знижувальні передачі від електродвигуна до приводного валу машини.

В залежності від конкретних умов пристрій, що проектується, передбачає використання передач різних типів – зубчатих, черв'ячних, пасових, ланцюгових, фрикційних та їх поєднання.

Проектування приводів слід починати з кінематичного розрахунку. Для цього визначають частоту обертання валів приводу. Далі, задаючись попередньо частотою обертання електродвигуна, визначають значення передаточного відношення (бажано для декількох варіантів).

Аналізуючи отримані значення, намічають компоновання приводу. Прийнятну кінематичну схему приводу розраховують, перевіряючи виконання встановлених умов.

Розглянемо проектування та розрахунок приводу механічного обладнання на прикладі.

Надано:

Схема приводу

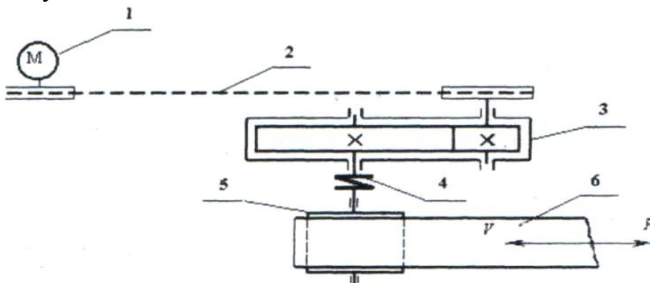


Рис. 8.1 – Кінематична схема конвеєрної установки:

1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – редуктор;
4 – муфта; 5 – барабан; 6 – стрічка.

1. Тягова сила стрічки конвеєра $F = 6$ кН.
2. Швидкість переміщення стрічки $v = 1,5$ м/с.
3. Діаметр барабану $D = 0,2$ м.
4. Строк служби $C_{сл} = 5$ років.
5. Добова тривалість роботи $Z_{зм} = 3$ зміни.
6. Коефіцієнт використання привода машини на протязі зміни $K_{зм} = 0,8$.
7. Коефіцієнт короточасних пускових перенавантажень $K_{пуск} = 1,2$
8. Вимоги до габаритів привода – не жорсткі.
9. Тип передачі – прямозуба з циліндричними колесами.
1. *Вибір електродвигуна. Розрахунок енергосилових та кінематичних параметрів привода робочої машини.*

Визначення потужності на приводному валу барабана конвеєра

$$P_{\sigma} = P_{np} = F \cdot v \cdot 10^{-3} = 6 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 9 \text{ кВт.}$$

Визначення потрібної розрахункової потужності електродвигуна

$$P_{\text{ов.р.}} = \frac{P_{np}}{\eta_{заг}} = \frac{9}{0,9} = 10 \text{ кВт,}$$

де $\eta_{заг}$ – загальний ККД передавального пристрою, який дорівнює

$$\eta_{заг} = \eta_{нас} \cdot \eta_{zn} \cdot \eta_n^k = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 = 0,9$$

де $\eta_{нас} = 0,96$ – ККД пасової передачі (Додаток Г, таблиця 1);

$\eta_{zn} = 0,97$ – ККД зубчастої передачі;

$\eta_n = 0,9$ – ККД однієї пари підшипників кочення;

k – кількість пар підшипників кочення.

Кутова швидкість приводного валу конвеєра

$$\omega_{np} = \frac{v}{0,5D} = \frac{1,5}{0,5 \cdot 0,2} = 15 \text{ рад/с.}$$

Визначаємо максимальну кутову швидкість валу двигуна і його частоту обертання, беручи до уваги, що для зубчастого редуктора рекомендується передаточне число $u_{zn} \geq 4$, а для пасової передачі $u_{нас} \geq 2$ (додаток Г, таблиця 3):

$$\omega'_{\text{ов}} < \omega_{np} \cdot u_{zn} \cdot u_{нас} < 15 \cdot 4 \cdot 2 = 120 \text{ рад/с;}$$

$$n'_{\text{ов}} < 30 \cdot \omega'_{\text{ов}} / \pi = (30 \cdot 120) / \pi = 1146 \text{ хв}^{-1}$$

Вибираємо із довідника трифазний асинхронний двигун 4А160М6 з такими параметрами (Додаток Г, таблиця 2). Перевірка двигуна на можливість його запуску при максимальному навантаженні конвеєра за виразом:

$$P_{\text{ов.р.}} \cdot K_{пуск} < P_{\text{ов}} \cdot \frac{T_{пуск}}{T_{ном}};$$

$$10 \cdot 1,2 < 11 \cdot 1,2$$

Оскільки нерівність видержується, двигун 4А160М6 є придатним. Конструкція, габаритні, монтажні (діаметр вала та його довжина) і приєднувальні розміри показані на рис. 2.2.

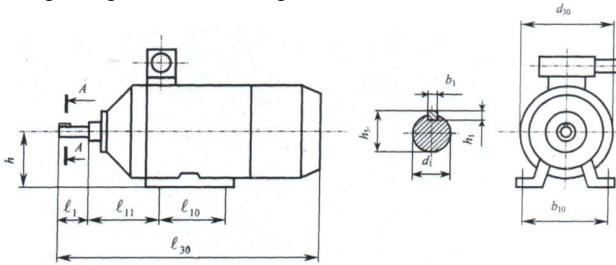


Рис. 8.2 – Конструкція асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором.

Таблиця 8.1

Основні технічні характеристики електродвигуна

Тип двигуна	Номінальна потужність $N_{\text{дв}}$, кВт	Частота обертання $n_{\text{дв}}$, об/хв	Кутова швидкість $\omega_{\text{дв}}$, с ⁻¹	Відношення пускового (максимального) обертаючого моменту до номінального	
				$\frac{T_{II}}{T_H}$	$\frac{T_{MAX}}{T_H}$
4А160М6	11,0	975	120	1,2	2

Уточнення загального передаточного числа $u_{\text{заг}}$ механічного пристрою та розподіл його між пасовою та зубчатою передачами.

Оскільки $\omega_{\text{ДВ}} = \frac{\Pi n_{\text{ДВ}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 975}{30} = 102,05 \text{ рад/с}$, $u_{\text{заг}} = \frac{\omega_{\text{ДВ}}}{\omega_{\text{пр}}} = \frac{102,5}{15} = 6,8$.

Приймаємо $u_{\text{нас}} = 2$, тоді $u_{\text{ЗП}} = \frac{u_{\text{заг}}}{u_{\text{нас}}} = \frac{6,8}{2} = 3,4$, що менше $u_{\text{ЗП}}^{\text{max}} = 7$.

Визначасмо кутові швидкості вала шестерні та колеса

$$\omega = \omega_1 = \frac{\omega_{\text{ДВ}}}{u_{\text{нас}}} = \frac{102,5}{2} = 51,025 \text{ рад/с}; \quad \omega = \omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{\text{ЗП}}} = \frac{51,025}{3,4} = 15 \text{ рад/с}.$$

Визначасмо потужності на валах шестерні та колесах

$$P_1 = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{нас}} \cdot \eta_{\text{міди}} = 10 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 9,5 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{з.п.}} \cdot \eta_{\text{міди}} = 9,5 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 9,12 \text{ кВт}.$$

Визначаємо обертові моменти на валах шестерні та колеса

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{9,5 \cdot 10^3}{15,025} = 186,2 \text{ Нм.}$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{9,12 \cdot 10^3}{15} = 608 \text{ Нм.}$$

Завдання для виконання роботи

1. Вивчити кінематичні схеми поширених типів редукторів.
2. Виконати проектування приводу пасового конвеєру.
3. Дослідити кінематичну схему приводу конвеєру та вимоги, що ставляться до нього.
4. Виконати кінематичний та енергосиловий розрахунок приводу.

Зміст звіту

1. Кінематична схема конвеєрної установки. Вихідні дані.
2. Вибір електродвигуна.
3. Розрахунок енергосилових та кінематичних параметрів приводу робочої машини.

Чисельні значення варіантів вихідних даних надані в таблиці 8.2.
Кінематичну схему приводу взяти з приклада, розглянутого в роботі.

Питання до захисту практичної роботи

1. Навести визначення електромеханічного приводу (ЕМП), його призначення.
2. Назвати енергосилові параметри приводу.
3. Описати структуру ЕМП.
4. Навести функції складових елементів ЕМП.
5. Що таке «коефіцієнт корисної дії»?
6. Яким чином визначається загальний коефіцієнт корисної дії ЕМП при послідовному приєднанні, при паралельному приєднанні?
7. Яка існує залежність між потужністю та крутним моментом ступеней ЕМП.
8. Що таке редуктор?
9. Які існують види редукторів?

Вихідні дані до роботи

Таблиця 8.2

Буква прізвища	Дані завдання							Вимоги до габаритів приводу	Тип зубчастої передачі
	F , кН	V , м/с	D , мм	$C_{сл}$	$Z_{см}$	$K_{зм}$	$K_{пуск}$		
А, Б, В	6	1,50	0,20	2	1	0,6	1,20	жорсткі	прямозуба
Г, І, Д	7,5	1,65	0,25	3	2	0,7	1,25	нежорсткі	косозуба
Е, Ж, З	9,0	1,80	0,30	4	3	0,8	1,30	жорсткі	шевронна
І, І, К	10,5	1,95	0,35	5	1	0,9	1,35	нежорсткі	прямозуба
Л, М, Н	12,0	2,10	0,40	6	2	1,0	1,40	жорсткі	косозуба
О, П, Р	13,5	2,25	0,45	5	3	0,9	1,45	нежорсткі	шевронна
С, Т, У	15,0	2,40	0,50	4	1	0,8	1,50	жорсткі	прямозуба
Ф, Х, Ц	16,5	2,55	0,55	3	2	0,7	1,45	нежорсткі	косозуба
Ч, Ш, Щ	18,0	2,70	0,60	2	3	0,6	1,40	жорсткі	шевронна
Є, Ю, Я	19,5	2,85	0,65	3	1	0,7	1,35	нежорсткі	прямозуба
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<p>Примітка: При виборі варіанту слід пронумерувати букви прізвища і відповідно до номеру букви обирати дані з таблиці. Наприклад: І В А Н Ч Е Н К О 1 2 3 4 5 6 7 8 9 З таблиці обираємо: $F = 10,5$кН, $V = 1,5$м/с, $D = 0,2$мм, $C_{сл} = 2$, $Z_{см} = 3$, $K_{зм} = 0,8$ $K_{пуск} = 1,4$</p>									

ПРАКТИЧНА РОБОТА 9

Тема: Вивчення конструкції та розрахунок на довговічність підшипників кочення.

Мета роботи:

- вивчити конструкцію характеристики та умовні позначення підшипників кочення;
- виконати розрахунок підшипників на довговічність.

Методичні рекомендації до виконання роботи

1. *Основні відомості про підшипники кочення та їх параметри*

Основні розміри найбільш розповсюджених типів підшипників показано на рис.9.1. До таких розмірів належать внутрішній діаметр d зовнішній діаметр D і ширина підшипника B . В упорних кулькових підшипниках (рис. 9.1,*а*) ширину характеризує розмір H (рис. 9.1, *б*), а в радіально-упорних роликівих підшипниках (рис. 9.1,*в*) найбільшу ширину визначає розмір T .

Базова динамічна вантажопідйомність – це постійне радіальне навантаження (а для упорних і упорно-радіальних підшипників – осьове навантаження), яке підшипник може умовно сприймати протягом одного мільйона обертів при імовірності безвідмовної роботи 90%.

Базова статична вантажопідйомність – це таке статичне навантаження на підшипник (радіальне – для радіальних і радіально-упорних підшипників або центральне осьове – для упорних і упорно-радіальних), якому відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення 1 кілець у найбільш навантаженій точці їхнього контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

З метою забезпечення надійної роботи для підшипників кочення встановлені граничні значення частоти обертання $n_{гран}$ з урахуванням виду мастила (рідке чи пластичне).

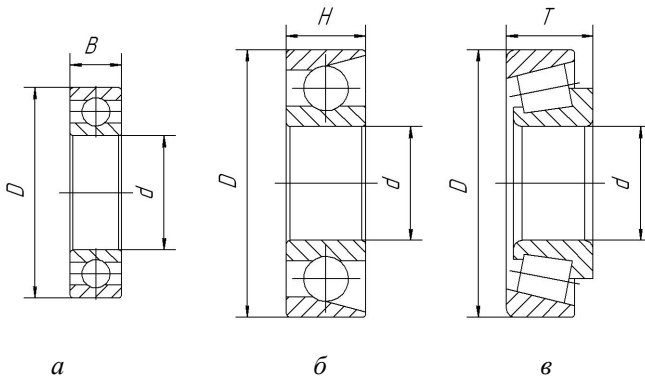


Рис. 9.1 – Основні розміри підшипників

Основними розрахунковими параметрами підшипників кочення є базова динамічна вантажопідйомність C_1 , базова статична вантажопідйомність C_0 .

2. *Умовні позначення підшипників кочення*

Умовні позначення підшипників кочення складаються із основного умовного позначення і додаткових умовних позначень, які можуть розташовуватись праворуч і ліворуч від основного умовного позначення. Умовні позначення наносяться на торцях кілець підшипників.

Основні умовні позначення підшипників відповідно до ГОСТ 3189-75 складаються з ряду цифр.

Дві перші цифри, рахуючи справа, означають умовно внутрішній діаметр d підшипників:

- для підшипників з внутрішнім діаметром $d \geq 20$ мм цифри зазначають частку від ділення діаметра на 5 (в мм) ;
- для підшипників з внутрішнім діаметром $d \leq 9$ мм перша цифра праворуч показує фактичний розмір внутрішнього діаметра в мм;
- внутрішні діаметри 10, 12, 15 і 17мм позначають двома цифрами 00, 01, 02 03 відповідно.

Третя цифра праворуч в основному умовному позначенні разом із сьомою свідчать про серію підшипників всіх діаметрів ($d \geq 20\text{мм}$):

- особливо легка серія позначається цифрою 1,
- легка – 2,
- середня – 3,
- важка – 4,
- легка широка – 5,
- середня широка – 6

Четверта цифра праворуч показує на тип підшипника:

- 0 — радіальний кульковий однорядний;
- 1 — радіальний кульковий дворядний сферичний;
- 2 — радіальний із короткими циліндричними роликами;
- 3 — радіальний роликовий дворядний сферичний;
- 4 — роликовий із довгими циліндричними роликами або голчастий;
- 5 — роликовий із витими роликами;
- 6 — радіально-упорний кульковий;
- 7 — роликовий конічний;
- 8 — упорний кульковий;
- 9 — упорний роликовий.

П'ята та шоста цифри праворуч, що вводяться не для всіх підшипників, характеризують їхні конструктивні особливості.

Додаткове умовне позначення ліворуч від основного вказує на клас точності підшипника, радіальний чи осьовий зазори в підшипнику, величину моменту тертя. Цифри 0, 6, 5, 4 і 2, що стоять через знак „тире" перед основним умовним позначенням підшипника, означають його клас точності (2 – найвищий клас точності). Нормальний клас точності позначається цифрою 0, яка в деяких випадках не проставляється.

Додаткове умовне позначення праворуч від основного характеризує матеріал і конструкцію сепаратора, конструктивні зміни, спеціальні вимоги щодо шуму та інше.

3. Характеристика та параметри підшипників

3.1. Кулькові підшипники радіальні однорядні.

Кулькові підшипники радіальні однорядні (рис.9.2) виготовляють таких типів: 0000, 60000 і 80000. Підшипники цих типів можуть сприймати не тільки радіальні, але й осьові навантаження, що діють в обох напрямках вздовж осі вала і не перевищують 70% невикористаного допустимого радіального навантаження.

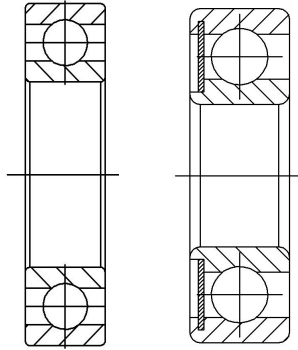


Рис. 9.2 – Кулькові підшипники радіальні однорядні

Порівняно з іншими типами кулькові радіальні однорядні підшипники працюють з мінімальними втратами на тертя і допускають найбільшу частоту обертання. Співвідношення посадочних гнізд під такі підшипники повинна бути в таких межах, щоб перекіс зовнішніх кілець відносно внутрішніх не перевищував 10... 15'.

Підшипники встановлюють на жорстких двоопорних валах, прогин яких під дією зовнішніх сил не викликає надмірного кутового зміщення осі вала відносно осі посадочного отвору, тобто на валах з відстанню між опорами $L \leq 10 d_b$ (d_b – діаметр вала).

Підшипники типів 60000 і 80000 відповідно з однією і двома захисними шайбами застосовують в таких випадках, коли через обмеження габаритів або незручності в обслуговуванні небажане використання спеціальних ущільнювальних пристроїв для захисту підшипників від забруднення або утримування мастила.

Сепаратори в радіальних однорядних кулькових підшипниках в основному штамповані з центруванням на тілах кочення. В підшипниках, що працюють в особливих умовах, а також в деяких великогабаритних підшипниках застосовують масивні сепаратори з антифрикційних матеріалів: бронзи, латуні, текстоліту, алюмінієвих сплавів та інші.

3.2. Кулькові підшипники радіальні дворядні сферичні.

Кулькові підшипники радіальні дворядні сферичні (рис. 9.3) виготовляють таких типів: 1000, 11000 і 111000. Підшипники призначені для сприйняття радіальних навантажень, але вони можуть сприймати одночасно і двостороннє осьове навантаження (до 20% величини невикористаного допустимого радіального). Доріжка кочення на зовнішньому кільці виготовлена сферичною.

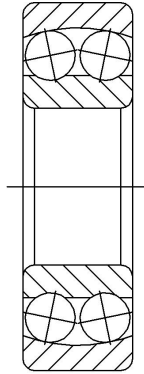


Рис. 9.3 – Кульковий підшипник радіальний дворядний сферичний

Така її форма забезпечує нормальну роботу підшипника навіть при значному (до $2...3^\circ$) перекосі внутрішнього кільця відносно зовнішнього. Підшипники встановлюють в опорах: багатоопорних валів трансмісійного типу; двоопорних валів, що мають значні прогини під дією зовнішніх сил; в конструкціях, де технологічно неможливо забезпечити строгу співвісність посадочних гнізд (при розточуванні отворів в корпусах опор не за один прохід, при встановленні підшипників в окремо розташованих корпусах опор тощо).

Сепаратори у більшості дворядних сферичних кулькових підшипників штамповані. Підшипники великих розмірів виготовляють з масивними латунними сепараторами.

3.3. Кулькові підшипники радіально-упорні однорядні.

Кулькові підшипники радіально-упорні однорядні (рис.9.4) виготовляють таких типів: 36000, 46000 і 66000.

Підшипники цих типів призначені для сприйняття радіальних і односторонніх осьових навантажень. Їхня здатність сприймати осьове навантаження визначається значенням кута контакту α (кут між площиною центрів кульок і прямою, яка проходить через центр кульки і точку дотику кульки з доріжкою кочення на зовнішньому кільці). Із збільшенням кута контакту зростає здатність підшипника сприймати осьове навантаження за рахунок зменшення радіального. Підшипники встановлюють переважно попарно на двох опорах жорстких коротких валів навіть при умові односторонньої дії осьового навантаження.

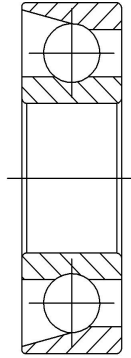


Рис. 9.4 – Кульковий підшипник радіально-упорний

Особливістю підшипників є те, що вони вимагають регулювання осьового зазору в процесі їхнього монтажу або в процесі експлуатації.

Сепаратори у радіально-упорних кулькових підшипниках бувають штамповані з центруванням на тілах кочення або масивні зі сплавів кольорових металів з центруванням по внутрішньому кільцю.

3.4. Кулькові підшипники упорні.

Кулькові підшипники упорні (рис. 9.5) виготовляють двох типів: 8000 і 38000. Упорні підшипники призначені для сприйняття тільки осьових навантажень. Вони допускають значно меншу частоту обертання порівняно з іншими типами кулькових підшипників, оскільки відцентрові сили, що діють на кульки, значно навантажують сепаратори і доріжки кочення кілець підшипників.

Одинарні упорні підшипники типу 8000 призначені для сприйняття осьових навантажень, що діють в одному напрямку. Вони мають два кільця: одне туге, яке встановлюється на валу, а друге зовнішнє, що розташовується в корпусі опори. Таке розміщення кілець необхідне для самоцентрування упорного підшипника.

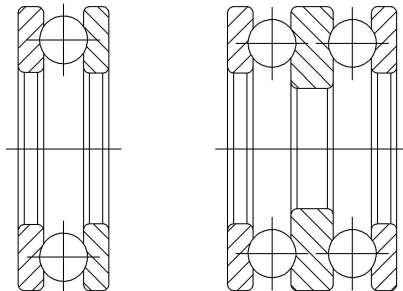


Рис. 9.5 - Кулькові підшипники упорні

Здвоєні упорні підшипники типу 38000 призначені для сприйняття осьових навантажень, що діють у двох напрямках. Ці підшипники мають три кільця: середнє – туге, яке встановлюється на вали, а крайні – вільні для встановлення у гнізді корпусу опори. Сепаратори кулькових упорних підшипників штамповані або масивні зі сталі або сплавів кольорових металів.

3.5. Роликові підшипники радіальні з короткими циліндричними роликами.

Роликові підшипники радіальні з короткими циліндричними роликами основної номенклатури (рис. 9.6) виготовляють таких типів: 2000, 12000, 32000 і 42000. Підшипники призначені для сприйняття тільки радіальних навантажень. Вони мають значно більшу радіальну навантажувальну здатність, ніж рівногабаритні радіальні кулькові підшипники, але допускають менші частоти обертання. Підшипники дуже чутливі до перекосів внутрішніх кілець відносно зовнішніх. Тому ці підшипники вимагають високої точності щодо співвісності посадочних гнізд в опорах і можуть застосовуватись тільки для досить жорстких і коротких двоопорних валів.

Однорядні роликові підшипники основного типу (2000) мають такі конструктивні різновидності:

- 2000 — без бортів на зовнішньому кільці;
- 12000 — з однобортовим зовнішнім кільцем;
- 32000 — без бортів на внутрішньому кільці;
- 42000 — з однобортовим внутрішнім кільцем.

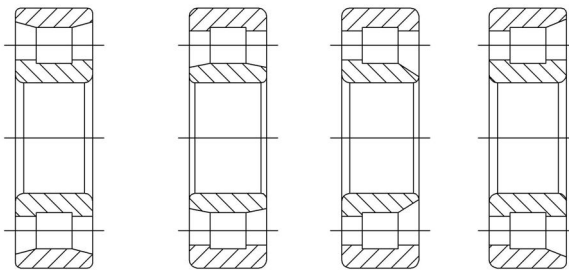


Рис. 9.6 – Роликові підшипники радіальні з короткими циліндричними роликами

Підшипники типів 2000 і 32000 допускають у процесі монтажу і експлуатації двостороннє осьове переміщення внутрішнього кільця відносно зовнішнього, а підшипники типів 12000 і 42000 – тільки одностороннє, причому останні можуть забезпечувати односторонню фіксацію вала тільки при незначних осьових зусиллях. Сепаратори в радіальних роликових підшипниках штамповані або масивні зі сталі або сплавів кольорових

металів. Центруються масивні сепаратори переважно по двобортовому кільцю.

3.6. Роликові підшипники радіальні голчасті.

Роликові підшипники радіальні голчасті (рис. 9.7) виготовляють таких типів: 24000 і 74000. Дані підшипники призначені для сприйняття тільки радіальних навантажень. Вони мають відносно менші радіальні габарити порівняно з підшипниками інших типів за умови рівності внутрішніх діаметрів та вантажопід'ємність. Через відсутність сепаратора підшипники мають відносно високі втрати на тертя між голками (роликами). Тому гранична частота обертання значно нижча, ніж у підшипниках із сепараторами.

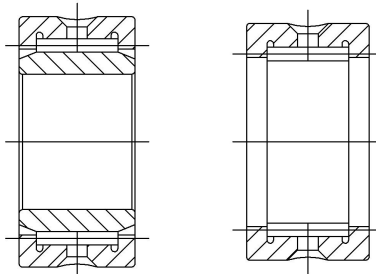


Рис. 9.7 – Підшипники радіальні голчасті

Підшипники типу 24000 не мають внутрішнього кільця. Тому поверхня доріжки кочення утворюється безпосередньо на поверхні вала і повинна мати високу твердість, точність і низьку шорсткість поверхні підшипникових кілець. Підшипники типу 74000 мають внутрішнє і зовнішнє кільця, причому внутрішнє без бортів, що забезпечує відносну рухомість кілець в осьовому напрямі.

За формою і розмірами до голчастих підшипників подібні підшипники типу 5000, що мають виті циліндричні ролики.

3.7. Роликові підшипники радіально-упорні конічні.

Роликові підшипники радіально-упорні конічні (рис.9.8) виготовляють таких типів:

- 7000 — основна номенклатура;
- 27000 — з великим кутом конусності
- 97000 — дворядні
- 77000 — чотирьохрядні.

Підшипники цих типів призначені для одночасного сприйняття радіальних і осьових навантажень. Їх допустима частота обертання значно нижча, ніж у підшипників з циліндричними роликами, а здатність сприймати

осьові навантаження визначається кутом конусності а зовнішнього кільця. Зі збільшенням кута конусності (тип 27000) осьове навантаження збільшується за рахунок зменшення радіального. Підшипники не допускають відносного перекосу осей валів і гнізд опор під підшипники.

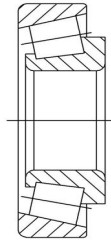


Рис. 9.8 – Роликовий підшипник радіально-упорний конічний.

Однорядні підшипники типів 7000 і 27000 призначені для сприйняття радіальних односторонніх осьових навантажень. Вони допускають роздільний монтаж зовнішніх кілець і вимагають регулювання осьових зазорів як під час встановлення, так і в процесі експлуатації. Підшипники можна монтувати з попереднім натягом, який створюється при умові розташування вала на двох конічних підшипниках.

Дворядні підшипники типу 97000 призначені для одночасного сприйняття радіальних і двосторонніх осьових навантажень. Необхідний радіальний чи осьовий зазор в підшипнику забезпечуються відшліфовуванням дистанційного кільця, яке встановлюється між внутрішніми кільцями. Сепаратори конічних підшипників виготовляють із сталі штампуванням або точінням. Центрування сепараторів здійснюється по тілах кочення, які мають форму конічних роликів.

4. Розрахунок підшипників кочення на динамічну вантажопідйомність та довговічність.

Надано:

Діаметр шипа вала редуктора під підшипник $d_n = 40$ мм, обраний роликовий радіальний сферичний однорядний підшипник середньої серії № 308.

З довідника по ГОСТ 8338-75 для підшипника маємо:

d , мм	D , мм	B , мм	r , мм	C , кН	C_o , кН
40	90	23	2,5	31,3	22,3

Колове навантаження $F_t = 3750$ Н,

Радіальне навантаження $F_r = 1400$ Н,

Осьове навантаження $F_a = 830$ Н.

Сумарні реакції опор вала $R_1 = 2060$ Н, $R_2 = 1960$ Н.

Розраховуємо підшипник по більш навантажений опори.

Визначаємо еквівалентне навантаження:

$$P_{екв} = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_\sigma \cdot K_t;$$

З врахуванням умов експлуатації підшипника визначаємо коефіцієнти (Додаток Д, табл. 1 і 2):

$V = 1,0$ – кінематичний коефіцієнт, який враховує котре із кілець підшипника обертається (обертається внутрішнє кільце підшипника);

$K_t = 1,0$ – температурний коефіцієнт робочої температури підшипнику (до $100^\circ C$);

$K_\sigma = 1,0$ – коефіцієнт безпеки при короткочасних навантаженнях до 130%;

Виразуємо співвідношення:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{830}{22300} = 0,037, \text{ цьому значенню відповідає коефіцієнт } e \approx 0,23$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{830}{1400} = 0,59 > e, \text{ де } F_r - \text{радіальне навантаження на опорі } F_r = R_l.$$

Визначаємо коефіцієнти $X = 0,56$, $Y = 1,88$ (Додаток Б, табл. 3 і 4).

Тоді $P_{екв} = (1,0 \cdot 0,56 \cdot 2060 + 1,88 \cdot 830) \cdot 1 \cdot 1 = 2700H$

Визначаємо потрібну динамічну вантажопідйомність:

$$C_{mp} = P_{екв} \sqrt{\frac{60nL_h}{10^6}},$$

де L_h – потрібна витривалість підшипника в годинах, $L_h = 15360$ годин (термін роботи редуктора);

n – частота обертання проміжного вала, $n = 970$ об/хв.

$$C_{mp} = 2700 \sqrt{\frac{60 \cdot 970 \cdot 15360}{10^6}} = 80,73 \text{ кН.}$$

$$C_{mp} > C \\ 80,735 \text{ кН} > 31,3 \text{ кН}$$

Умова виконується.

Розрахункова довговічність підшипника №308:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \left(\frac{31300}{2700} \right)^3 = 1557,45 \text{ млн. об.}$$

Розрахункова довговічність підшипника в годинах

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{1557,45 \cdot 10^6}{60 \cdot 970} = 26760 \text{ годин.}$$

Отримане значення розрахункової довговічності підшипника більше терміну служби редуктора, тому підшипник № 308 вважається придатним.

Завдання до виконання роботи

1. Вивчити по заданим зразках конструкцію підшипників кочення, опис яких наданий вище;
2. Для кулькового радіального однорядного підшипника, роликового радіального підшипника з циліндричними роликками і роликового радіально-упорного конічного підшипника (підшипники видаються викладачем) необхідно:
 - визначити тип і виконати ескіз з зазначенням розмірів;
 - виконати розшифровку умовних позначень;
 - надати коротку характеристику конструктивних та експлуатаційних якостей;
3. Для вала одноступінчатого редуктора розрахувати задані підшипники (тип підшипника, розрахункова схема вала і кутова частота обертання надаються викладачем) на довговічність та динамічну вантажопідйомність.

Зміст звіту

1. Ескізи підшипника з постановкою основних розмірів.
2. Тип підшипника з розшифруванням його умовного позначення.
3. Коротка характеристика конструктивних та експлуатаційних якостей.
4. Розрахункова схема вала з розмірами.
5. Розрахунок опорних реакцій.
6. Розрахунок еквівалентного навантаження і ресурсу роботи підшипника в годинах (у разі використання радіально - упорних підшипників виконується розрахунок осьової складової сили від радіального навантаження).
7. Висновок про працездатність підшипника в даних умовах експлуатації.
8. У разі незадовільного ресурсу роботи підшипника проводиться перерахунок потрібної динамічної вантажопідйомності і вибір підшипника по каталогу.

Питання до захисту практичної роботи

1. Призначення підшипників.
2. Класифікація підшипників.
3. Як розшифровується умовне позначення підшипників?
4. Особливості конструкції підшипників ковзання.
5. Конструкція підшипників кочення.
6. Основні критерії розрахунку підшипників.
7. Особливості розрахунку за статичною вантажепідйомністю.
8. Яким чином та в яких одиницях вимірювання визначається ресурс роботи підшипників?

ПРАКТИЧНА РОБОТА 10

Тема: Вивчення конструкції та визначення вантажної здатності валів і з'єднань деталей з валом.

Мета роботи:

- вивчити конструкцію валів;
- визначити функціональне призначення ділянок валу;
- визначити вантажну здатність вала з розрахунку на кручення;
- визначити вантажну здатність з'єднань деталей, що обертаються з валом.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Вали призначені для утримання деталей, що обертаються і передачі крутильного моменту.

За конструкцією вали приводів машин поділяють на прямі гладкі (трансмійні) (рис. 9.1), ступінчаті (рис. 9.2), колінчаті (рис. 9.3) і гнучкі (рис. 9.4).

Опорні частини валів називаються *цапфами*, кінцеві цапфи називаються *шипками*, проміжні цапфи – *шийками*.

Для передачі крутильного моменту від вала до насаджених на них деталей (зубчаті колеса, шків, т.п.) застосовують шпонкові та шліцьові з'єднання або посадки з гарантованим натягом (рис. 9.6, 9.7, 9.8, 9). Осьова фіксація насаджених деталей здійснюється за рахунок упорних кільцевих виступів – буртиків, на кінцівках посадочних ділянок; розпірних втулок; шляхом застосування клинових шпонок (рис. 9.6, 2).

Попередній розрахунок валів проводять з розрахунку на кручення по заниженим допустимим напруженням, в зв'язку з відсутністю врахування дії згинального моменту. Граничне значення допустимих напружень при крученні для вуглецевих та легованих сталей становить $[\tau] = 10 \div 20$ МПа.

$$\tau = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]$$

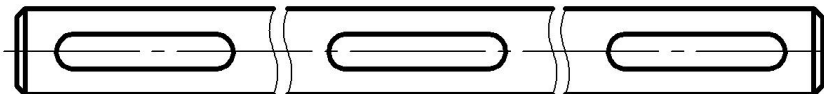


Рис. 9.1 – Приклад гладкого (трансмійного) валу

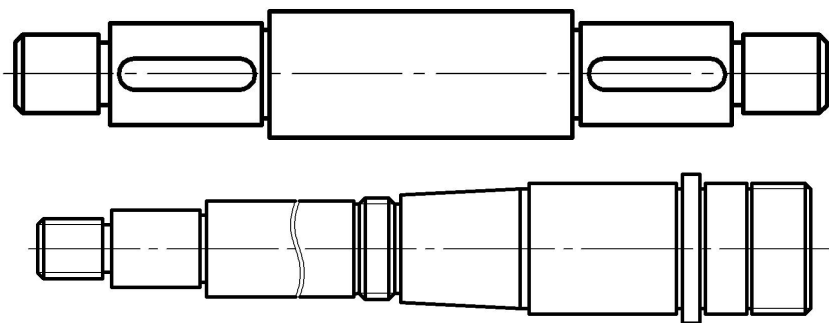


Рис. 9.2 – Приклад ступінчастих валів

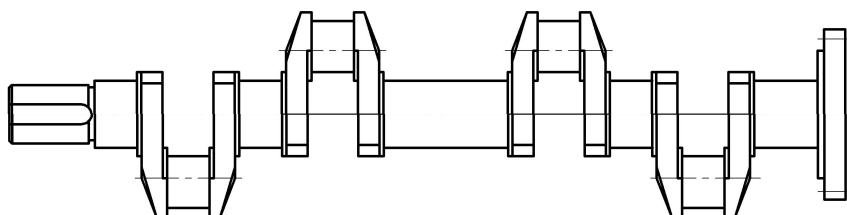


Рис. 9.3 – Схема колінчатого валу

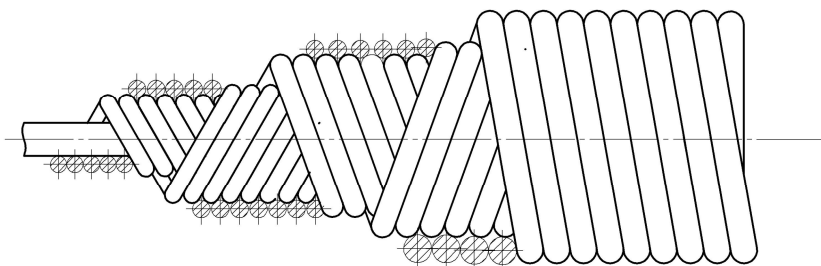


Рис. 9.4 – Схема гнучкого валу

Уточнений розрахунок валів виконується після розробки розрахункової схеми вала по еквівалентним напруженням в перерізі, де діють згин та кручення, по 3-й теорії міцності:

$$\sigma_{ек} = \sqrt{\sigma_{зг}^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma],$$

де $\sigma_{зг} = \frac{|M_{зг тах}|}{W_y}$ – напруження згину в обраному перерізі, МПа;

$$W_y = \frac{\pi d^3}{32} - \text{момент опору перерізу, м}^3.$$

Шпонкові з'єднання з призматичною шпонкою, після вибору перерізу шпонки, розраховують по напруженням зминання: $\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} \leq [\sigma_{зм}]$ та

$$\text{по напруженням зрізу: } \tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} \leq [\tau_{зр}],$$

де F – сила, що діє на шпонку, визначається з умови передачі крутильного моменту (рис.9.6,б): $F = \frac{2T}{d_b}$, Н;

$$A_{зм} - \text{площа зминання, } A_{зм} = \frac{h}{2} \cdot l_p$$

$$l_p = l_{ун} - 2r = l_{ун} - b_{ун}$$

h – висота шпонки;

l_p – розрахункова довжина шпонки (рис.9.6,б)

$l_{ун}$ – довжина шпонки;

$b_{ун}$ – ширина шпонки;

$$r - \text{радіус закруглень торців шпонки, } r = \frac{b_{ун}}{2}.$$

$$A_{зр} - \text{площа зрізу шпонки, } A_{зр} = b_{ун} \cdot l_{ун}.$$

Шліцьове з'єднання перевіряється по напруженням зминання (рис.9.7). При цьому замість діаметра вала беруть середній діаметр шліцьового з'єднання

$$d_{cp} = \frac{D + d}{2}$$

Тоді площа зминання для шліцьового з'єднання обчислюється по формулі:

$$A = \frac{D + d}{2} \cdot l_m \cdot Z \cdot \psi$$

де l_m – довжина маточини зубчатого колеса, з'єданого з валом;

Z – число зубців шліцьового з'єднання;

ψ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями, $\psi = 0,75$. Допустимі напруження для сталевих шпонок та шліців приймають $[\sigma_{3M}] = 100\text{МПа}$, $[\tau_{3M}] = 60\text{МПа}$.

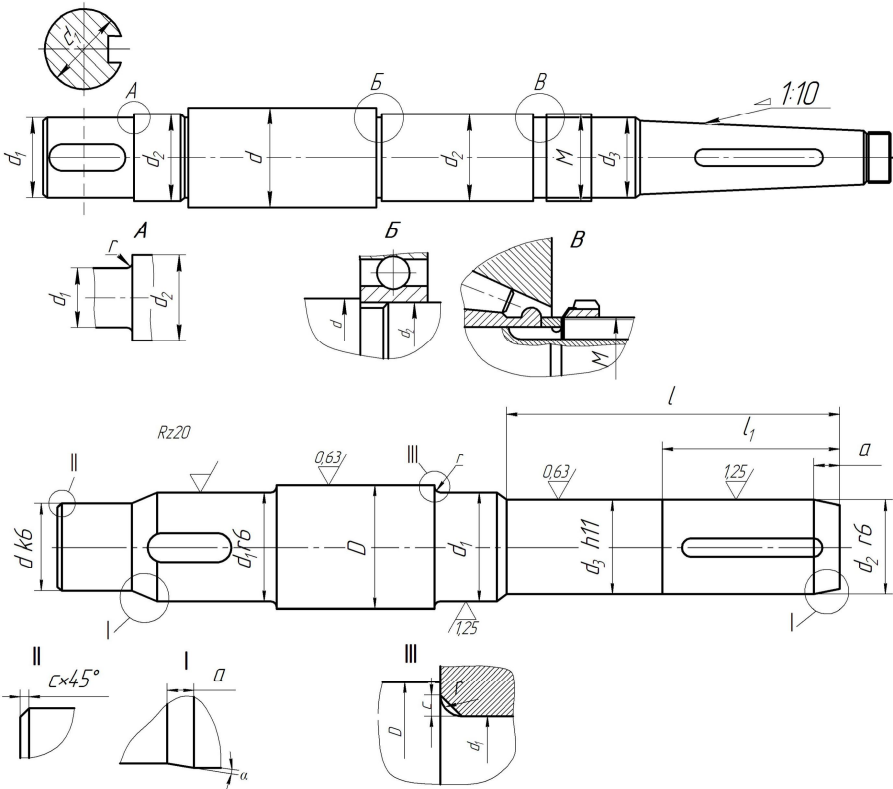
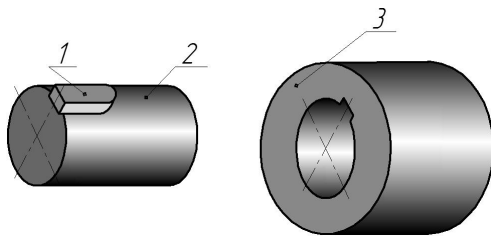
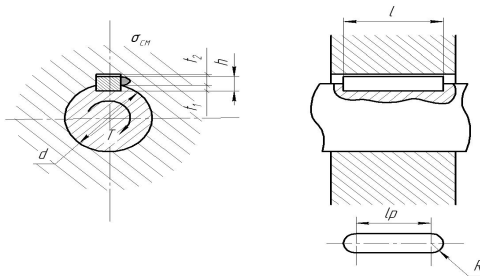


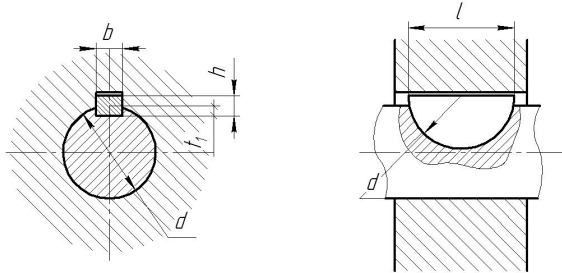
Рис. 9.5 – Конструкції валів



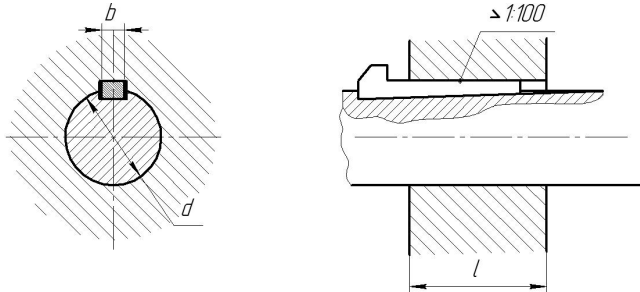
а) з'єднання з призматичною шпонкою



б) з'єднання з призматичною шпонкою

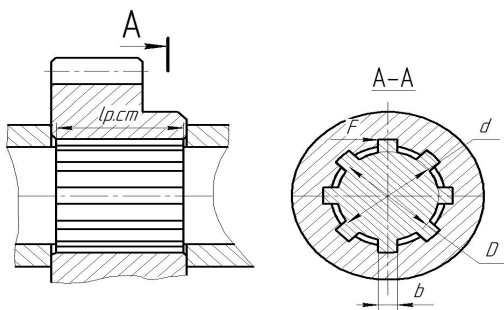


в) з'єднання з сегментною шпонкою

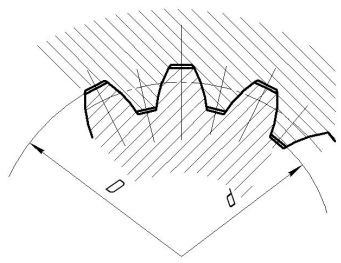


г) з'єднання з клинвою шпонкою

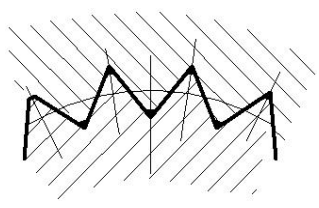
Рис. 9.6 – Типи шпонкових з'єднань



а) прямобічне



б) евольвентне



в) трикутне

Рис. 9.7 - Типи шліцьових з'єднань

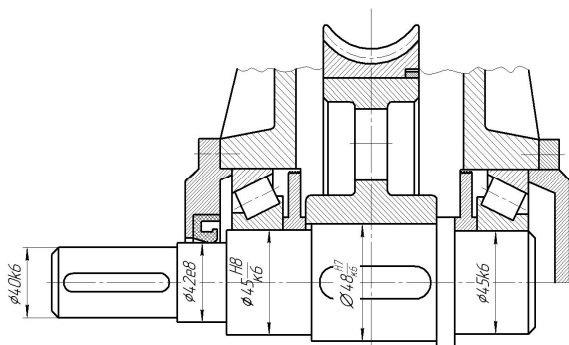
Завдання до виконання роботи

1. Викреслити ескіз вала з постановкою усіх діаметральних та лінійних розмірів (див. рис. 9.9).
2. По таблицям СТ СЕВ 189-75 і ГОСТ 8794-68 визначають розміри шпонок, для шліцьового з'єднання розміри визначають по таблицям СТ СЕВ 188-75 і ГОСТ 6063-51.
3. Визначають функціональне призначення ділянок вала.
4. Визначають крутильний момент, що передається валом з умови розрахунку на кручення.
5. Провести перевірочний розрахунок вала на згин з крученням по еквівалентним напруженням.
6. Визначити вантажну здатність з'єднань насаджених на вал деталей, що обертаються.

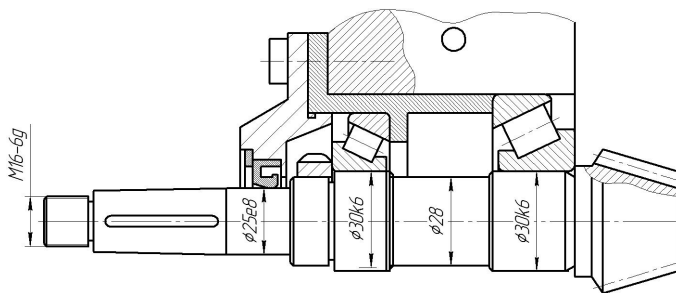
Зробити висновок про можливу вантажну здатність вузла вала.

Зміст звіту

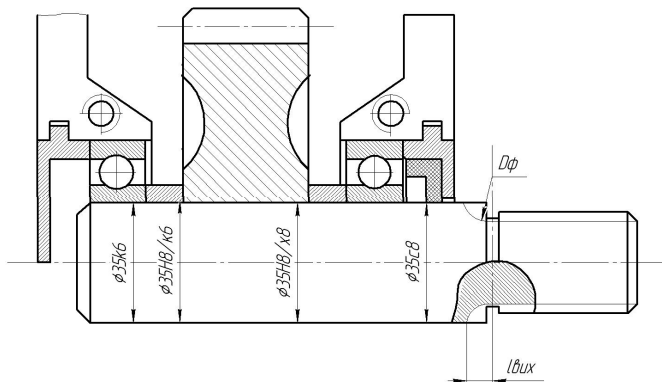
1. Ескіз вала з розмірами.
2. Розрахунок навантаженості вала і з'єднань.
3. Висновок про допустиму навантаженість вузла вала.



a)



б)



в)

Рис. 9.8 – Функціональне призначення ділянок валів

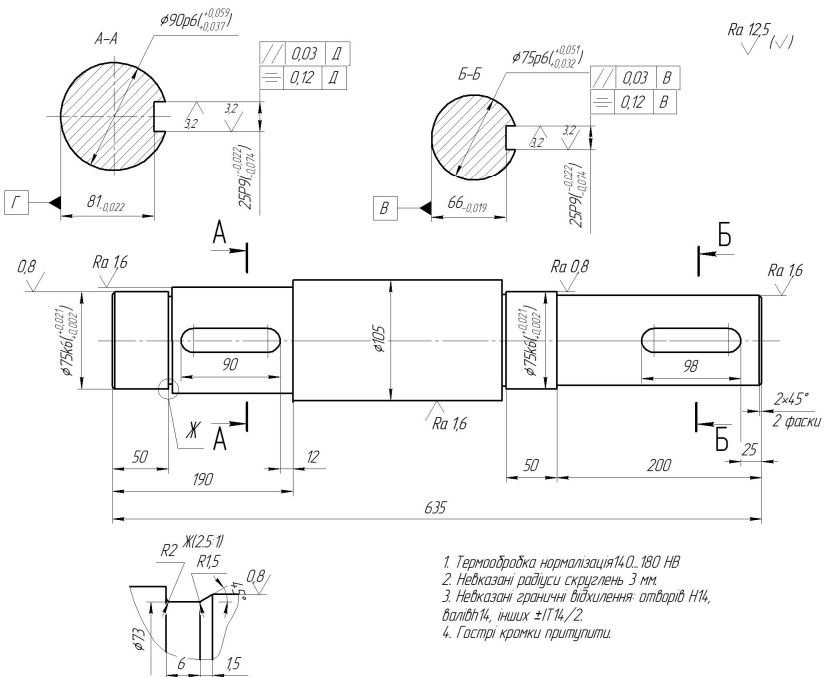


Рис. 9.9 - Ескіз вала

Питання до захисту практичної роботи

1. Призначення валів?
2. Які існують типи валів у залежності від призначення?
2. Критерії навантаження вала?
3. Функціональне призначення ділянок вала?
4. Рівняння міцності вала з розрахунку на кручення.
5. Способи з'єднання деталей, які обертаються?
6. Критерій навантаження шпонкових і шліцьових з'єднань?

Методичні вказівки до самостійної роботи студентів

Самостійна робота студента є невід'ємною складовою навчального процесу, до якого входить також підготовка до лабораторних занять. У зв'язку з цим пропонується наступна послідовність підготовки до лабораторних занять з використанням наданого методичного посібника:

1. Самостійно проробити теоретичний матеріал з певної теми практичного заняття.
2. Якість засвоєння теоретичного матеріалу перевірити за питаннями до самоконтролю, які надаються наприкінці кожної практичної роботи.
3. Проаналізувати запропоновану послідовність виконання роботи та приклади можливих розрахунків.

Виконана практична робота підлягає обов'язковому захисту.

В загальному випадку звіт по лабораторній роботі повинен містити наступні відомості:

- тему та мету практичної роботи;
- дослідження заданої схеми з обґрунтуванням всіх прийнятих рішень та посиланнями на літературні джерела, потрібні рисунки;
- висновки по роботі.

Оформлення звітів з практичних робіт виконувати відповідно вимогам Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД) і ГОСТ 7.32-81.

Література

1. Бабенко Д. В., Горбенко О. А., Доценко Н. А. Механіка матеріалів і конструкцій: практикум для навчання в умовах інформаційно-освітнього середовища : навч. посіб. Миколаїв : МНАУ, 2018. 384 с.
2. Бабенко Д. В., Горбенко О. А., Доценко Н. А. Теорія механізмів і машин: практикум для навчання в умовах інформаційно-освітнього середовища : навч. посіб. Миколаїв : МНАУ, 2019. 168 с.
3. Деталі машин : конспект лекцій / В. М. Павлов та ін. Київ : НАУ, 2008. 164 с.
4. Деталі машин : лабораторний практикум / В. М. Павлов та ін. Київ : НАУ, 2006. 48 с.
5. Деталі машин : підручник / А. В. Міняйло та ін. Київ : Агроосвіта, 2013. 448с.
6. Кіницький Я. Т. Короткий курс теорії механізмів і машин : підручник. 2-ге вид. перероб. і скор. Львів : Афіша. 2004. 272 с.
7. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. Київ : Наукова думка, 2002. 660 с.
8. Онищенко О. Г., Коробко Б. О., Ващенко К. М. Структура, кінематика та динаміка механізмів : навч. посіб. Полтава : ПолтНТУ, 2010. 274 с.
9. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник. Львів, 2003. 560 с.

Додаток Б

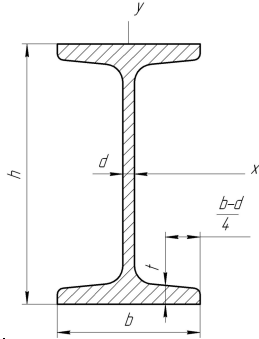
Таблиця 1 Нормальні лінійні розміри по СТ СЭВ 514-77 (витяг лінійних розмірів з стандарту в інтервалі від 10 до 950мм)

Ряд															
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40
10	10	10	10	25	25	25	25	63	63	63	63	160	160	160	160
			10.5				26				67				170
		11	11			28	28			71	71			180	180
			11.5				30				75				190
	12	12	12		32	32	32		80	80	80		200	200	200
			13				34				85				210
		14	14			36	36			90	90			220	220
			15				38				95				240
16	16	16	16	40	40	40	40	100	100	100	100	250	250	250	250
			17				42				105				260
		18	18			45	45			110	110			280	280
			19				48				120				300
	20	20	20		50	50	50		125	125	125		320	320	320
			21			56	56				130				340
		22	22				60				140			360	360
		24	24								150				380

Примітка: Ряд Ra 5 слід ряду Ra10, ряд Ra10 – ряду Ra20 і т.д. Значення нормальних лінійних розмірів по ряду Ra40 при $l > 380$ мм: 400; 420; 450; 480; 500; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 950; 950мм

Додаток В

Сталь горячекатана. Балки двотаврові (ГОСТ8239 – 72)



Позначення:

h – висота балки;

b – ширина балки;

d – товщина стінки;

t – середня товщина полки;

J_x – момент інерції

W_x – момент опору

S_x – статичний момент площі напівперерізу;

i_x – радіус інерції.

Номер профіля	Маса 1 п.м., кг	Розміри, мм				Площа перерізу, см ²	Довідникові величини для осей						
		h	b	d	t		x – x				y – y		
							J_x , см ⁴	W_x , см ³	i_x , см	S_x , см ³	J_y , см ⁴	W_y , см ³	i_y , см
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
10	9,46	100	55	4,5	7,2	12,0	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	11,5	120	64	4,8	7,3	14,7	35	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	13,7	140	73	4,9	7,5	17,4	0572	81,7	5,73	46,5	41,9	11,5	1,55
16	15,9	160	81	5,0	7,8	20,2	873	109,0	6,57	62,3	58,6	14,5	1,7
18	18,4	180	90	5,1	8,1	23,4	1290	143,0	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88
18a	19,9	180	100	5,1	8,3	25,4	1430	159	7,51	89,5	114	22,8	2,12
20	21	200	100	5,2	8,4	26,8	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07
20a	22,7	200	110	5,2	8,6	28,9	2030	203	8,37	114	155	28,2	2,32
22	24	220	110	5,4	8,7	30,6	2550	232	9,13	131	157	25,6	2,27
22a	25,8	220	120	5,4	8,9	32,8	2790	254	9,22	143	106	34,3	2,5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
24	27,3	240	115	5,6	9,5	34,8	3460	289	9,97
24a	29,4	240	125	5,6	9,8	37,5	3800	317	10,10
27	31,5	270	125	6,0	9,8	40,2	5010	371	11,2
27a	33,9	270	135	6,0	10,2	43,2	5500	407	11,3
30	36,5	300	135	6,5	10,2	46,5	7080	472	12,3
30a	39,2	300	145	6,5	10,7	49,9	7780	518	12,50
33	42,2	330	140	7,0	11,2	53,8	9840	597	13,5
36	48,6	360	145	7,5	12,3	61,9	13380	743	14,7
40	57	400	155	8,3	13	72,6	19062	953	16,2
45	66,5	450	160	9,0	14,2	84,7	27696	1231	18,1
50	78,5	500	170	10	15,2	100,0	39727	1589	19,9
55	92,6	550	180	11,0	16,5	118,0	55962	2035	21,8
60	108,0	600	190	12,0	17,8	138,0	76806	2560	23,60

Додаток Г

Таблиця 1

Середні значення коефіцієнта корисної дії механічних передач

Передача	к.п.д. η	Передача	к.п.д. η
Закрита зубчата: з циліндричними колесами з конічними колесами Відкрита зубчата передача	0,97 – 0,98 0,96 – 0,97 0,95 – 0,96	Ланцюгова: Закрита Відкрита	0,95 – 0,97 0,9 – 0,95
Закрита черв'ячна при числі заходів червяка: $z_1 = 1$ $z_1 = 2$ $z_1 = 4$	0,70 – 0,75 0,8 – 0,85 0,8 – 0,95	Пасова: з плоским пасом з клиновим і поліклиновим пасом	0,96 – 0,98 0,95 – 0,97
Примітка:			
1. Витрати на тертя в підшипниках оцінюються множителем $\eta_0 = 0,99 - 0,995$ на обидві опори вала.			
2. В приводах з паралельними передачами значення ккд враховують один раз.			
3. В механізмах кранів витрати на тертя враховується в блоках і в канатах: $\eta_6 = 0,96 - 0,98$.			

Таблиця 2

Електродвигуни асинхронні серії 4А ГОСТ 19523-81. Технічні характеристики

Тип двигуна	Номінальна потужність, кВт	Частота обертання, об/хв.	ККД	cos ϕ	$\frac{T_n}{T_n}$	$\frac{T_{\max}}{T_n}$
1	2	3	4	5	6	7
Синхронна частота обертання 3000 об/хв.						
4А71В2	1,1	2810	0,78	0,87	2,0	2,2
4А80В2	2,2	2850	0,83	0,87	2,1	2,6
4А90L2	3,0	2840	0,84	0,88	2,1	2,5
4А100S2	4,0	2880	0,86	0,89	2,0	2,5
4А100L2	5,5	2880	0,88	0,92	2,0	2,5
4А112М2	7,5	2900	0,88	0,88	2,0	2,8

Продовження таблиці 2

1	2	3	4	5	6	7
4A132M2	11,0	2900	0,88	0,90	1,7	2,8
4A160S2	15,0	2940	0,88	0,91	1,4	2,2
4A160M2	18,5	2940	0,88	0,92	1,4	2,2
4A180S2	22,0	2940	0,88	0,91	1,4	2,5
4A180M2	30,0	2945	0,90	0,95	1,4	2,5
4A200 M2	37,0	2945	0,90	0,98	1,4	2,5
4A200L2	45,0	2945	0,91	0,90	1,4	2,5
4A225M2	55,0	2945	0,91	0,92	1,4	2,5
4A250S2	75,0	2960	0,91	0,89	1,2	2,5
4A250M2	90,0	2960	0,92	0,90	1,2	2,5
4A280S2	110	18,5	0,92	0,90	1,2	2,5
Синхронна частота обертання 1500 об/хв.						
4A80A4	1,1	30,0	0,75	0,81	2,0	1,6
4A90L4	2,2	37,0	0,80	0,83	2,1	1,6
4A100S4	3,0	45,0	0,82	0,83	2,0	1,6
4A100L2	4,0	55,0	0,84	0,84	2,0	2,2
4A112M4	5,5	75,0	0,85	0,85	2,0	2,2
4A132S4	7,5	90,0	0,87	0,86	2,2	2,3
4A132M4	11,0	1460	0,88	0,87	2,2	2,3
4A160S4	15,0	1465	0,88	0,88	1,4	2,3
4A160M4	18,5	1465	0,89	0,88	1,4	2,3
4A180S4	22,0	1470	0,90	0,90	1,4	2,3
4A180M4	30,0	1470	0,91	0,89	1,4	2,3
4A200M4	37,0	1475	0,91	0,90	1,4	2,5
4A200LA	45,0	1475	0,92	0,90	1,4	2,5
4A225M4	55,0	1480	0,92	0,90	1,3	2,5
4A250S4	75,0	1480	0,92	0,90	1,2	2,3
4A250M4	90,0	1480	0,92	0,91	1,2	2,2
4A280S4	110,0	1475	0,92	0,91	1,2	2,3
Синхронна частота обертання 1000 об/хв.						
4A80B6	1,1	920	0,74	0,74	2,0	2,2
4A90B4	2,2	950	0,81	0,75	2,0	2,2
4A112MA6	3,0	955	0,81	0,76	2,0	2,5
4A112MB6	4,0	950	0,82	0,81	2,0	2,5
4A132S2	5,5	965	0,85	0,80	2,0	2,5
4A132M6	7,5	970	0,96	0,81	2,0	2,5

Продовження таблиці 2

1	2	3	4	5	6	7
4A160S6	11,0	975	0,86	0,86	1,2	2,0
4A160M6	15,0	975	0,88	0,87	1,2	2,0
4A180M6	18,5	975	0,88	0,87	1,2	2,0
4A200M6	22,0	975	0,90	0,90	1,3	2,4
4A200L6	30,0	980	0,90	0,90	1,3	2,4
4A225M6	37,0	980	0,91	0,89	1,5	2,3
4A250S6	45,0	985	0,92	0,89	1,2	2,1
4A250M6	55,0	985	0,92	0,89	1,2	2,1
4A280S6	75,0	985	0,92	0,89	1,4	2,2
4A280M6	90,0	985	0,92	0,89	1,4	2,2
4A315S6	110,0	985	0,92	0,89	1,4	2,2
Синхронна частота обертання 750 об/хв						
4A90LB8	1,1	700	0,7	0,68	1,6	1,9
4A112MA8	2,2	700	0,76	0,71	1,9	2,2
4A112M8	3,0	700	0,79	0,74	1,9	2,2
4A132S8	4,0	720	0,83	0,70	1,9	2,6
4A132M8	5,5	720	0,83	0,74	1,9	2,6
4A160S8	7,5	730	0,86	0,75	1,4	2,2
4A160M8	11,0	730	0,87	0,75	1,4	2,2
4A180M8	15,0	730	0,87	0,82	1,2	2,0
4A200M8	18,5	735	0,88	0,84	1,2	2,2
4A200L8	22,0	730	0,86	0,84	1,2	2,0
4A225M8	30,0	735	0,90	0,81	1,2	2,1
4A250S8	37,0	735	0,90	0,83	1,2	2,0
4A250S8	45,0	740	0,91	0,84	1,2	2,0
4A280S8	55,0	735	0,92	0,84	1,2	2,0
4A280S8	75,0	735	0,92	0,85	1,2	2,0
4A315S8	90,0	740	0,93	0,85	1,2	2,3
4A315M8	110,0	740	0,93	0,85	1,2	2,3

Таблиця 3

Середні значення передаточних відношень

Передачі		<i>u</i>
Зубчата:	з циліндричними колесами	3 – 6
	з конічними колесами	2 – 4
Черв'ячна		8 – 40
Ланцюгова		3 – 6
Пасова		2 – 4

Додаток Д

Таблиця 1

Значення коефіцієнта K_t

Робоча температура підшипника, °С	До100	125	150	175	200
K_t	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25

Таблиця 2

Значення коефіцієнта K_σ

Навантаження на підшипник	K_σ	Приклади використання
Спокійна без поштовхів	1,0 – 1,2	Приводи стрічкових конвеєрів
Легкі поштовхи; короточасні перенавантаження до 125% від номінального (розрахункового) значення	1,2 – 1,3	Передачі металорізальних верстатів; блоки електродвигунів; легкі вентилятори та повітряодуви
Помірні поштовхи; вібраційне навантаження; короточасні перенавантаження до 150% від номінального (розрахункового) значення	1,3 – 1,5	Букси рельсового транспорту; приводи гвинтових конвеєрів
Те ж саме, в умовах збільшеної надійності	1,5 – 1,8	Центрифуги; потужні електричні машини; енергетичне обладнання
Значні поштовхи та вібрації; короточасні перенавантаження до 200% від номінального (розрахункового) значення	1,8 – 2,5	Зубчаті передачі 9-го ступеню точності; дробилки і копри; кривошипно-шатунні механізми; валки прокатних станів, потужні вентилятори
З сильними ударами та короточасними перенавантаження до 300% від номінального (розрахункового) значення	2,5 – 3,0	Важкі кувальні машини; лісопилні рами; рольганги станів, блюмінгів

Таблиця 3

Коефіцієнти X та Y для однорядних радіальних та радіально-упорних кулькових підшипників

Кут нахилу α°	$\frac{P_a}{C_o}$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e	Кут нахилу α°	$\frac{P_a}{C_o}$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e
		X	Y				X	Y	
0	0,014	0,56	2,3	0,19	12	0,014	0,45	1,81	0,3
	0,028		1,99	0,22		0,029		1,62	0,34
	0,056		1,71	0,26		0,057		1,46	0,37
	0,084		1,55	0,28		0,086		1,34	0,41
	0,110		1,45	0,30		0,110		1,22	0,45
	0,170		1,31	0,34		0,170		1,13	0,48
	0,280		1,15	0,38		0,290		1,04	0,52
	0,420		1,04	0,42		0,430		1,01	0,54
	0,560		1,00	0,44		0,570		1,00	0,54
								26	-
				36	-	0,37	0,66	0,95	

Таблиця 4

Коефіцієнти X та Y для радіально-упорних роликів підшипників

$\frac{F_a}{VF_r} < e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e
X	Y	X	Y	
Підшипники однорідні				
1	0	0,4	$0,4\text{ctg}\alpha$	$1,5\text{tg}\alpha$
Підшипники двохрані				
1	$0,45\text{ctg}\alpha$	0,67	$0,67\text{ctg}\alpha$	$1,5\text{tg}\alpha$

Навчальне видання

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

Методичні рекомендації

Укладачі: **Баранова** Олена Володимирівна
Полянський Павло Миколайович
Іванов Геннадій Олександрович

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 5,7.
Тираж 30 прим. Зам. №

Надруковано у видавничому відділі
Миколаївського національного аграрного університету
54020, м. Миколаїв, вул. Г. Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4490 від 20.02.2013 р.