Житомирська політехніка	**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015**	**Ф-20.05-05.01/184.00.1/МБ/ОК11-2021**
	Екземпляр № 1	***Арк 122 / 1***

ЗАТВЕРДЖЕНО
Науково-методичною
радою Державного університету
«Житомирська політехніка»
протокол № 5 від 22 версеня 2021 р.

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

для практичних робіт

з навчальної дисципліни

«ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»

для здобувачів вищої освіти освітнього ступеня «молодший бакалавр»
спеціальності 184 «Гірництво»
освітньо-професійна програма «Гірництво»

факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій,
мехатроніки і робототехніки
кафедра механічної інженерії

Розробники: ст. викл. Можаровський М.М., к.т.н, доц. Шостачук А.М.

Житомир 2021

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

для практичних робіт

з навчальної дисципліни

«ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»

для здобувачів вищої освіти освітнього ступеня «молодший бакалавр»
спеціальності 184 «Гірництво»
освітньо-професійна програма «Гірництво»

факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій,
мехатроніки і робототехніки
кафедра механічної інженерії

Розглянуто і рекомендовано на засіданні кафедри механічної інженерії, протокол «28» серпня 2021 р. № 7

Житомир 2021

Методичні рекомендації для практичних робіт з навчальної дисципліни «Прикладна механіка» для здобувачів вищої освіти освітнього ступеня «молодший бакалавр» спеціальності 184 «Гірництво». – Житомир : Державний університет «Житомирська політехніка», 2021. – 122 с.

Розробники:

Можаровський Микола Мар'янович, ст. викл. кафедри автомобілів і транспортних технологій

Шостачук Андрій Миколайович, к.т.н., доц., доцент кафедри механічної інженерії

Рецензенти:

к.т.н., доцент кафедри механічної інженерії Балицька Н.О.

к.т.н., доцет кафедри автомобілів і транспортних технологій Титаренко В.Є.

Розглянуто і рекомендовано на засіданні кафедри механічної інженерії. Протокол від «28» серпня 2021 р. № 7

ЗМІСТ

ВСТУП 5
Практична робота 1 6
Практична робота 2 20
Практична робота 3 31
Практична робота 4 45
Практична робота 5 53
Практична робота 6 60
Практична робота 7 66
Практична робота 8 79
Практична робота 9 85
Практична робота 10 97
Список рекомендованої літератури 109
Додаток А 111
Додаток Б 112
Додаток В 113
Додаток Г 115
Додаток Д 120

ВСТУП

Навчальним планом підготовки молодших бакалаврів напряму 184 "Гірництво" з дисципліни "Прикладна механіка" передбачено вивчення навчального матеріалу шляхом відвідування курсу лекцій, виконання та захисту практичних робіт, самостійної роботи.

Виконання практичних робіт сприяє поглибленню розуміння та закріплення теоретичних положень вивченого курсу, а також набуття досвіду і навиків розрахунково-конструкторської роботи, в тому числі оформленню інженерно-технічної документації.

Частина курсу "Прикладна механіка. Опір матеріалів" вивчає методи розрахунку окремих елементів конструкцій на міцність, жорсткість та стійкість. Використання основних методик дослідження напруженого стану конструкцій та їх розрахунок забезпечує не тільки надійність експлуатації, але й принципи технологічності та економічності.

Частина курсу «Прикладна механіка» – «Теорія механізмів і машин» вивчає основи синтезу та аналізу машин та механізмів, що полягає у дослідженні взаємозв’язків геометричних, кінематичних та силових параметрів. Під час вивчення цього розділу студент набуває знань, необхідних для подальшого вивчення дисципліни «Прикладна механіка», розділу «Деталі машин», присвяченого основам конструювання та проектування деталей машин.

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 α+90°.

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 напряму 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, м^2.

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 [σ]:

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

Вказана нерівність називається *умовою міцності* по нормальним напруженням.

Допустимим значенням нормальних напружень вважається те, що дорівнює

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

де $\sigma_{н.п.}$ – 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 напряму прикладеного навантаження є: 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) і-ї ділянки бруса;

l_i – довжина і-ї ділянки бруса;

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

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

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

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

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:

Нормальні напруження – $\sigma_\alpha = \sigma \cdot \cos^2 \alpha;$

Дотичні напруження – $\tau_\alpha = \frac{\sigma}{2} \cdot \sin 2\alpha;$

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=90кН, F_2=50кН, F_3=110кН, [σ]=160МПа (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 $\overline{R}$ (рис. 1.2). З рівняння рівноваги всього бруса маємо:

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

Визначаємо: $R = F_2 + F_3 - F_1 = 50 + 110 - 90 = 70$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: $0 \le Z_1 \le l_1$ або $0 \le Z_1 \le 0{,}5$м

Рівняння рівноваги:

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

Деформація ділянки – розтяг.

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

Рівняння рівноваги:

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

Деформація ділянки – розтяг.

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

Рівняння рівноваги:

$$\sum F_{iZ} = 0, \qquad N_3 - F_1 + F_2 = 0,$$

$$N_3 = F_1 - F_2 = 90 - 50 = 40\text{кН}.$$

Деформація ділянки – розтяг.

Ділянка IV:

Рівняння рівноваги:

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

Деформація ділянки – стискання.

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):

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

де N_i – повздовжнє зусилля в ділянці бруса, кН;

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

[σ] – допустиме напруження для заданого матеріалу, МПа.

Відповідно заданого, площу перерізі на всіх ділянках брусу виразимо через задані параметри:

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

Ділянка II: $A_2 = A_1 = 0{,}785a^2;$

Ділянка III: $A_3 = b^2 = a^2;$

Ділянка IV: $A_4 = \frac{\pi d_4^2}{4} = \frac{\pi \cdot (2a)^2}{4} = 3{,}14a^2.$

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

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

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

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

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

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

З умови міцності знаходимо потрібний параметр перерізу *a*:

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

Тоді діаметр перерізу бруса на четвертій ділянці (за умовами задачі) $d_4 = 2a = 2 \cdot 26{,}8 \cdot 10^{-3} = 53{,}6 \cdot 10^{-3}$ м. Відповідно до СТ СЭВ 514-77 (додаток Б, таблиця 1) з ряду *Ra*40 необхідно прийняти найближче стандартне значення розмірів бруса:

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

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

Визначимо напруження, що виникають в перерізах бруса:

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

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

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

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

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 – Е = $2 \cdot 10^5$ МПа = $2 \cdot 10^{11}$ Па. Тоді деформації бруса на кожній ділянці складатимуть:

Ділянка I: $\Delta l_1 = \frac{N_1 \cdot l_1}{E \cdot A_1} = \frac{90 \cdot 10^3 \cdot 0{,}5}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0{,}785 \cdot 0{,}028^2} = 0{,}365 \cdot 10^{-3}\ м;$

Ділянка II: $\Delta l_2 = \frac{N_2 \cdot l_2}{E \cdot A_2} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 0{,}4}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0{,}785 \cdot 0{,}028^2} = 0{,}130 \cdot 10^{-3}\ м;$

Ділянка III: $\Delta l_3 = \frac{N_3 \cdot l_3}{E \cdot A_3} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 0{,}6}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0{,}028^2} = 0{,}153 \cdot 10^{-3}\ м;$

Ділянка IV: $\Delta l_4 = \frac{N_4 \cdot l_4}{E \cdot A_4} = \frac{-70 \cdot 10^3 \cdot 0{,}7}{2 \cdot 10^{11} \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}028^2} = -0{,}098 \cdot 10^{-3}\ м.$

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

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

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

Точка D: $\delta_D = \Delta l_4 + \Delta l_3 + \Delta l_2 = -0{,}098\cdot10^{-3} + 0{,}153\cdot10^{-3} + 0{,}13\cdot10^{-3} = 0185\cdot10^{-3}$ м;

Точка E: $\delta_E = \Delta l_4 + \Delta l_3 + \Delta l_2 + \Delta l_1 = -0{,}098\cdot10^{-3} + 0{,}153\cdot10^{-3} + +0{,}13\cdot10^{-3} + + 0{,}365\cdot10^{-43} = 0{,}550\cdot10^{-3}$ 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).

5. *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:

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

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

Дотичні напруження на заданих площинках становлять:

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

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

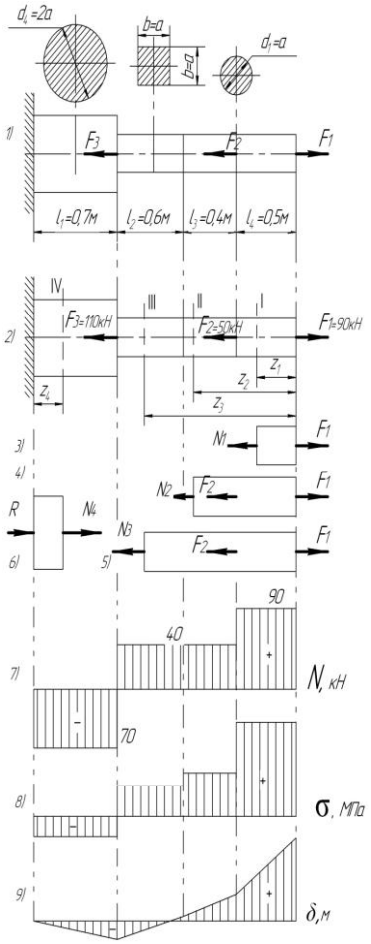


Рисунок 1 – Дослідження бруса на міцність та жорсткість при розтягу (стиску)

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

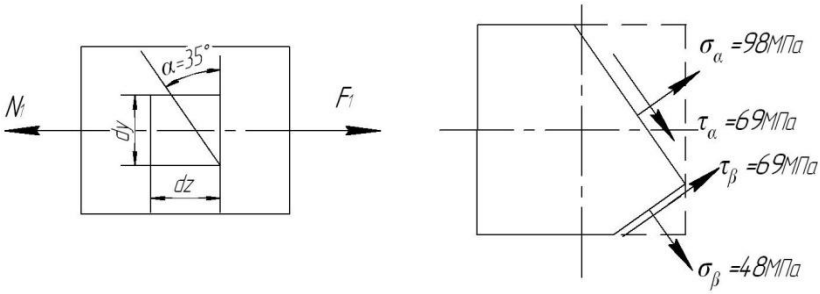


Рисунок 2 – Напруження, що виникають в похилій площинці небезпечного перерізу бруса.

Зміст звіту

1. Визначення внутрішніх повздовжніх 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 повздовжніх зусиль при одноосному навантаження 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 епюра 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 епюра 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

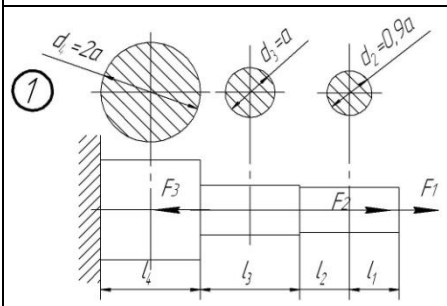
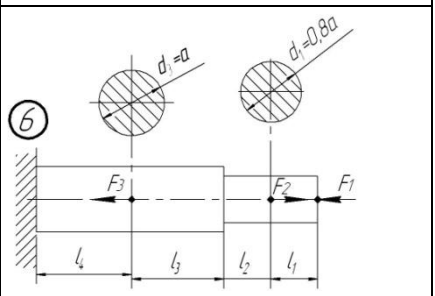
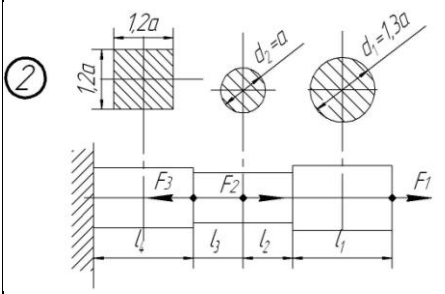
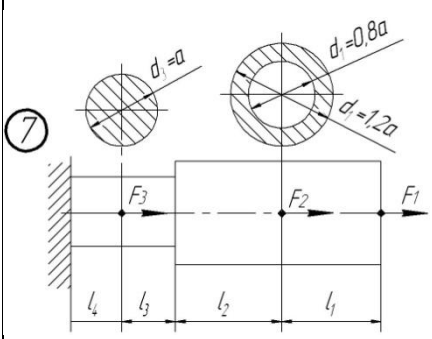
Перша буква прізвища	Номер схеми	Діючі сили, кН			Довжина ділянок бруса, м				Матеріал	Кут α, град.
		F_1	F_2	F_3	l_1	l_2	l_3	l_4		
А, Б, В	1	200	90	30	2,0	0,5	1,0	0,3	Мідь	-80
Г, Ґ, Д	2	110	40	120	1,1	0,4	0,3	0,3	Сталь 45	30
Е, Ж, З,	3	120	30	40	1,2	0,6	0,4	0,4	Мідь	45
І, Ї, К	4	130	50	90	1,3	0,5	0,7	0,5	Латунь	35

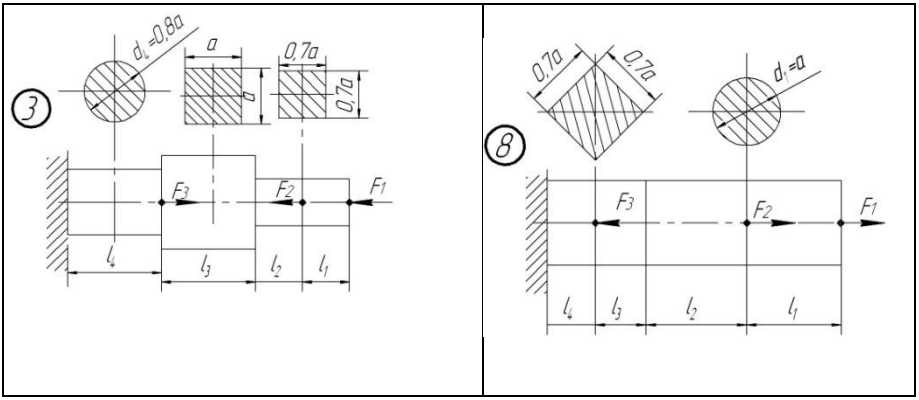
Л, М, Н	5	140	80	40	1,4	0,4	0,3	0,6	Бронза	-50
О, П, Р	6	150	120	30	1,5	1,0	0,8	0,7	Чавун	55
С, Т, У	7	160	130	100	1,6	0,4	1,0	0,8	Дюралюміній	-60
Ф, Х, Ц	8	170	150	60	1,7	0,9	0,5	0,9	Сталь 40Х	65
Ч, Ш, Щ,	9	180	50	70	1,8	0,8	0,6	0,6	Сталь Ст3	-70
Є, Ю, Я	0	190	80	90	1,1	0,4	0,5	0,8	Чавун	75
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Примітка: При виборі варіанту слід пронумерувати букви прізвища 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=200кН, F_2=90кН, F_3=40кН, l_1=1,8м l_2=0,6м, l_3=0,3м, l_4=0,5м, матеріал – чавун, кут α = -80°

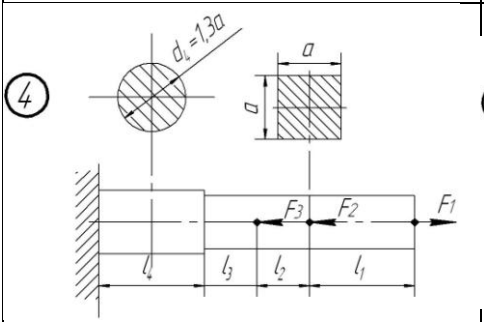
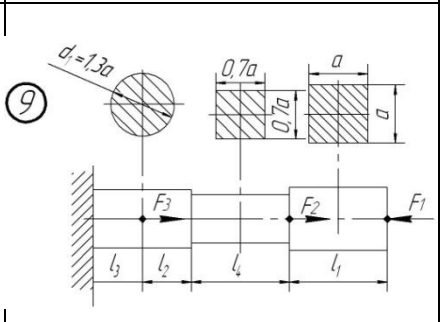
Таблиця 1.2 –

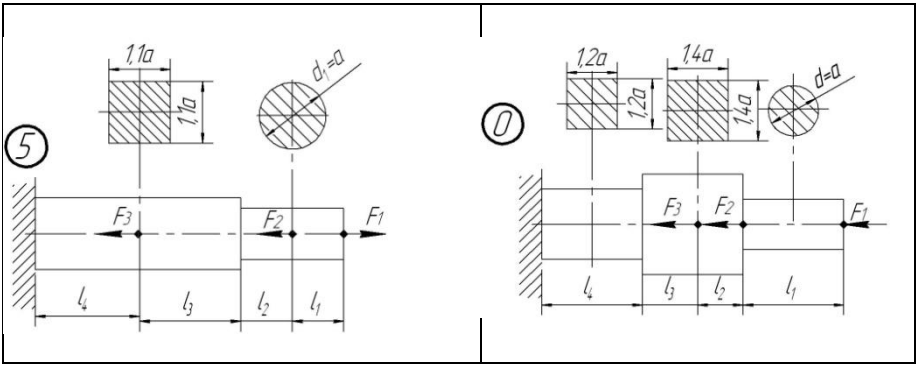
Схеми навантаження бруса

Схеми навантаження бруса	Схеми навантаження бруса
1	2
	
	



Продовження таблиці 1.2 –

1	2
	



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 $M_к$, 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 *епюра крутних моментів*.

Умова міцності при крученні має вид:

$$\tau_{\max} = \frac{M_к}{W_p} \le [\tau];$$

де $M_к$ – крутний момент в небезпечному перерізі вала, Нм;

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

W_p – полярний момент опору перерізу, м^3;

Знак дотичного напруження визначається знаком крутного моменту пружних сил $M_к$.

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:

$$\varphi_i = \frac{M_{кi} \cdot l_i}{G_i \cdot J_{pi}};$$

де $M_{кi}$ – 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, м^4.

Відносний кут закручення довільної ділянки вала визначається по формулі:

$$\Theta = \frac{\varphi_i}{l_i} = \frac{M_i}{G_i \cdot J_{pi}};$$

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:

$$\Theta = \frac{M_{\kappa \max}}{G \cdot J_p} \le [\Theta];$$

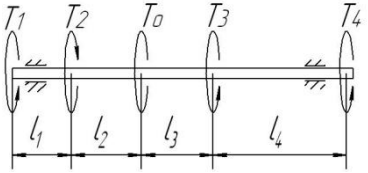
де [Θ] – допустимий відносний кут закручення.

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 перерізі, 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 = 0,9м, l_2 = 1,4м, l_3 = 0,6м, l_4 = 0,7м, навантажений зовнішніми обертовими моментами T_1 =570Нм, T_2 =190Нм, T_3 = 640Нм, T_4 = 780Нм і врівноважу вальним моментом T_0. Матеріал бруса – вуглецева сталь; допустиме дотичне напруження [τ] =80МПа, допустимий відносний кут закручення [Θ]=0,028рад/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.

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

Звідси $T_0 = T_1 - T_2 + T_3 + T_4 = 570 - 1900 + 640 + 780 = 1800$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 моменті, що виникають в перерізах (рис.2,2).

Для обчислення значенні крутних моментів будемо складати рівняння рівноваги.

Ділянка I: $0 \le z_1 \le l_1$ або $0 \le z_1 \le 0{,}9$м

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

Ділянка II: $0 \le z_2 \le l_1 + l_2$ або $0 \le z_2 \le 2{,}3$м

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

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

$$\sum M_{Az} = 0, \quad T_1 - T_2 - T_0 - M_к^{III} = 0,$$

$$M_к^{III} = T_1 - T_2 - T_0 = 570 - 190 - 1800 = -1420\text{Нм};$$

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

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

$$M_к^{IV} = T_1 - T_2 - T_0 + T_3 = 570 - 190 - 1800 + 640 = -780 \text{ Нм}$$

За отриманими значеннями крутильних моментів $M_к$ будуємо їх епюру (рисунок 2,3).

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

Умова міцності при крученні має вид: $\tau_{\max} = \dfrac{M_к}{W_p} \le [\tau]$.

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 [τ] = 80ГПа = $80 \cdot 10^9$Па (додаток Б, табл.2).

Тоді з врахуванням останнього, з умови міцності діаметр вала обчислюємо по формулі: $d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_к}{\pi \cdot [\tau]}}$.

Визначаємо потрібні діаметри вала на всіх ділянках.

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

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

Ділянка III: $d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_к^{III}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1420}{3{,}14 \cdot 80 \cdot 10^9}} = 44{,}9 \cdot 10^{-3}$ *м*;

Ділянка IV: $d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_к^{IV}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 780}{3{,}14 \cdot 80 \cdot 10^9}} = 36{,}8 \cdot 10^{-3}$ *м*.

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

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

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: $d \geq \sqrt[4]{\frac{32M_к}{\pi \cdot G \cdot [\Theta]}}$.

Визначимо потрібні діаметри вала на всіх ділянках.

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

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

Ділянка III: $d_3 \geq \sqrt[4]{\frac{32M_к^{III}}{\pi \cdot G \cdot [\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot 1420}{3{,}14 \cdot 80 \cdot 10^9 \cdot 0{,}028}} = 50{,}4 \cdot 10^{-3}$ *м*;

Ділянка IV: $d_4 \geq \sqrt[4]{\frac{32M_к^{IV}}{\pi \cdot G \cdot [\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot 780}{3{,}14 \cdot 80 \cdot 10^9 \cdot 0{,}028}} = 43{,}4 \cdot 10^{-3}$ *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 *Ra*40) необхідно прийняти стандартні значення діаметрів вала на ділянках:

d_1= 0,042м = 42мм; d_2 = 0,038м = 38мм; d_3 = 0,05м = 50мм; d_4 = 0,045м = 45мм.

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

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

Ділянка I:

$$\varphi_1 = \frac{M_к^I \cdot l_1}{G \cdot J_{p1}} = \frac{M_к^I \cdot l_1 \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_1^4} = \frac{570 \cdot 0{,}9 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}042^4} = 0{,}021 \text{ } рад;$$

$$\Theta_1 = \frac{M_к^I}{G \cdot J_{p1}} = \frac{M_к^I \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_1^4} = \frac{570 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}042^4} = 0{,}023 \text{ } рад/м.$$

Ділянка II:

$$\varphi_2 = \frac{M_к^{II} \cdot l_2}{G \cdot J_{p2}} = \frac{M_к^{II} \cdot l_2 \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_2^4} = \frac{380 \cdot 1{,}4 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}038^4} = 0{,}033 \text{ } рад;$$

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

Ділянка III:

$$\varphi_3 = \frac{M_к^{III} \cdot l_3}{G \cdot J_{p3}} = \frac{M_к^{III} \cdot l_3 \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_3^4} = \frac{-1420 \cdot 0{,}6 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}050^4} = -0{,}014 \ рад;$$

$$\Theta_3 = \frac{M_к^{III}}{G \cdot J_{p3}} = \frac{M_к^{III} \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_3^4} = \frac{-1420 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}050^4} = -0{,}023 \ рад/м.$$

Ділянка IV:

$$\varphi_4 = \frac{M_к^{IV} \cdot l_4}{G \cdot J_{p4}} = \frac{M_к^{IV} \cdot l_4 \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_4^4} = \frac{-780 \cdot 0{,}7 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}045^2} = -0{,}017 \ рад;$$

$$\Theta_4 = \frac{M_к^{IV}}{G \cdot J_{p4}} = \frac{M_к^{IV} \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_4^4} = \frac{-780 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}045^2} = -0{,}024 \ рад/м.$$

Аналізуючи отримані значення відносних кутів закручення встановлюємо, що умова жорсткості вала виконується: $\Theta_{max} \le [\Theta]$ тобто 0,024рад/м ≤ 0,028рад/м.

Визначимо абсолютні кути повороту перерізів в граничних точках *B*, *C*, *D*, *E* відносно умовно нерухомого перерізу *A*:

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

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

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

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

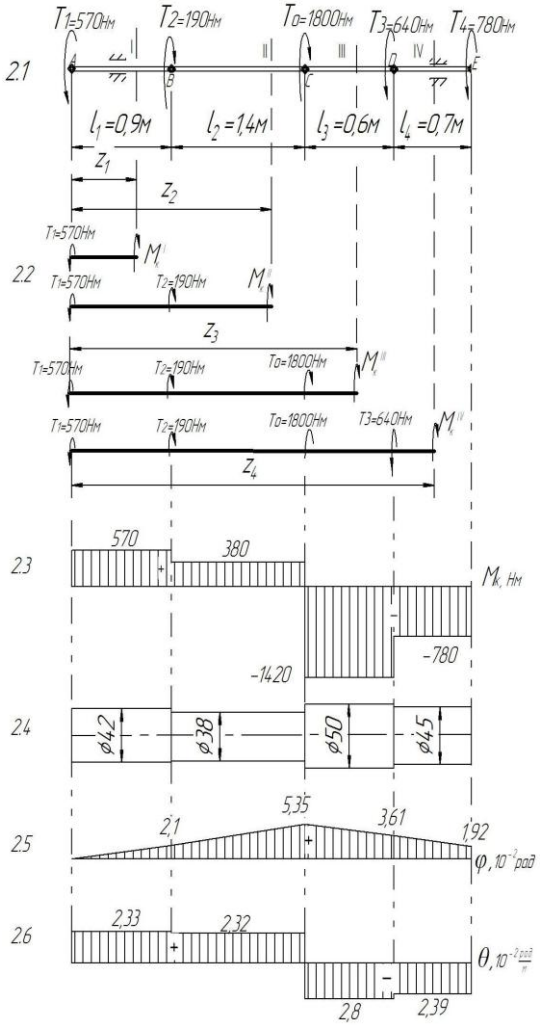

T1=570Нм
T2=190Нм
T0=1800Нм
T3=640Нм
T4=780Нм
2.1
l1=0,9м
l2=1,4м
l3=0,6м
l4=0,7м
z1
z2
2.2
z3
z4
2.3
570
380
-1420
-780
Mk, Нм
2.4
ø42
ø38
ø50
ø45
2.5
2,1
5,35
3,61
1,92
φ, 10⁻² рад
2.6
2,33
2,32
2,8
2,39
θ, 10⁻² рад/м

Рисунок 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 вала.
2. Визначення чисельного значення та напряму невідомого врівноважувального моменту T_0.
3. Визначення крутних моментів в перерізах вала та побудування епюри крутних моментів $M_к$.
4. Визначення необхідних діаметрів вала на кожній ділянці з умови міцності при крученні.
5. Визначення необхідних діаметрів вала 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 вала, м				$[\tau]$, МПа	$[\Theta]$, 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, Ґ, 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, Ї, 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 вала – вуглецева сталь.

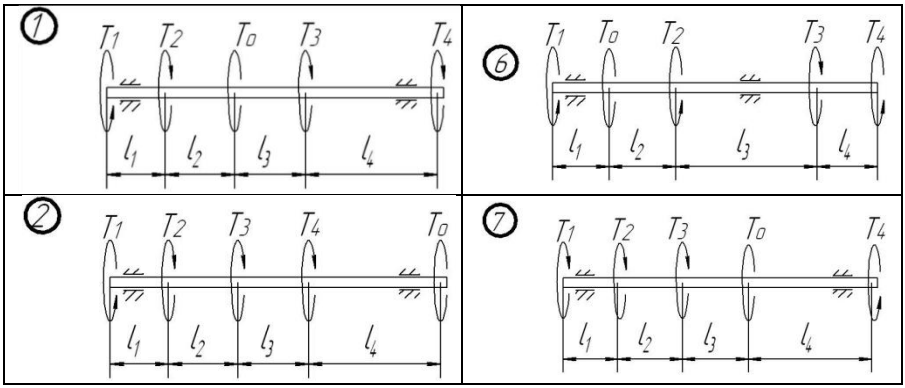
Наприклад: І В А Н Ч Е Н К О В

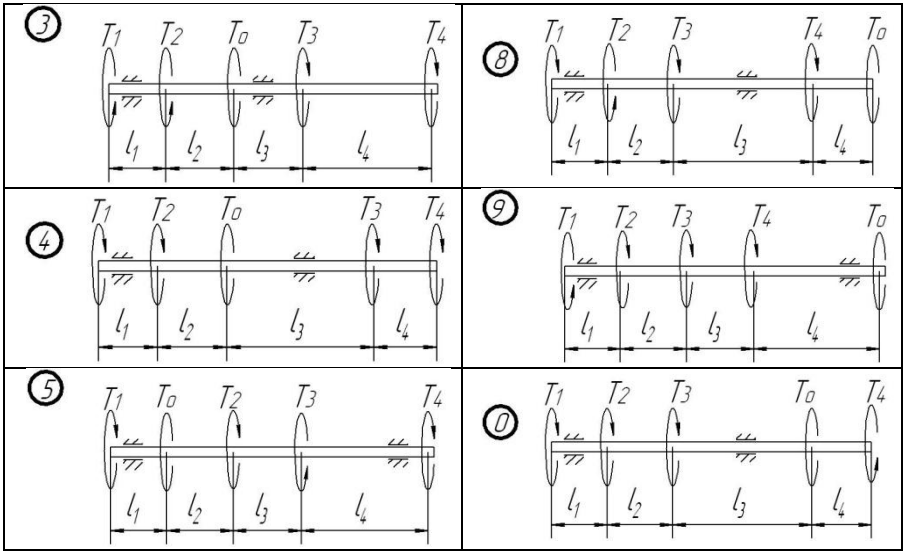
1 2 3 4 5 6 7 8 9 0

З таблиці обираємо: схема 4, T_1=100Нм, T_2=100Нм, T_3=150Нм, T_4=290Нм, l_1=0,6м, l_2=0,9м, l_3=0,4м, l_4=0,5м, $[\tau]$=10МПа, $[\Theta]$=0,02рад/м.

Таблиця 2.2 –

Схеми навантаження вала





Питання до захисту практичної роботи

1. При якому навантаженні прямий 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 білки, а саме поперечні сили та згинаючи 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).

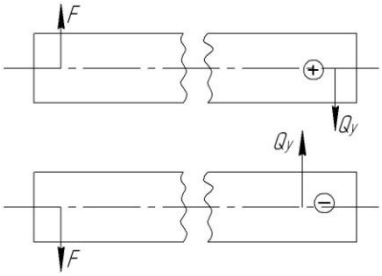


Рисунок 3.1 – Поперечні сили в перерізі при згині балки

Згинаючі моменти в перерізах балки дорівнюють алгебраїчний 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).

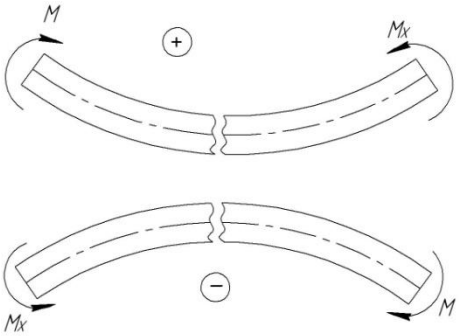


Рисунок 3.2 – Згинаючі моменти в перерізах балки

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 *епюрою 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:

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

де M_{Xi} – 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:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{X\max}}{W_X} \le [\sigma],$$

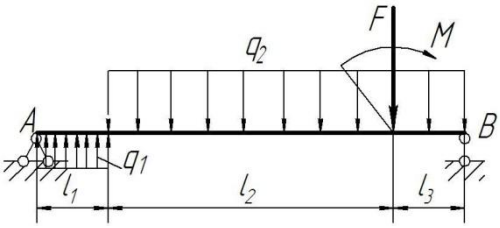
де $M_{X\,max}$ – максимальний згинаючий момент в перерізах балки, Н·м;

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

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

Приклад дослідження та розрахунку балки на згин.

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

$$\sum M_A(F_i) = 0,$$

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

$$\sum M_B(F_i) = 0,$$

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

Розв’язуючи рівняння отримуємо:

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

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

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

$$R_A = \frac{-20 \cdot 1 \cdot \left(\frac{1}{2} + 4 + 1\right) + 40 \cdot (4+1) \cdot \frac{4+1}{2} - 20 + 50 \cdot 1}{(1+4+1)} = 70\ кН.$$

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

Правильність обчислення опорних реакцій перевіримо за допомогою рівняння рівноваги:

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

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

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: $0 \le Z_1 \le l_1$ або $0 \le Z_1 \le 1$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 $Z_1 = 0$ $\quad Q_Y^I = 70 + 20 \cdot 0 = 70\ кН;$

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

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 $Z_1 = 0$ $\quad M_X^I = 0\ кНм;$

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

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, епюра M_X на ділянці буде обмежена увігнутою кривою без екстремуму.

Ділянка II: $\quad l_1 \le Z_2 \le l_1 + l_2$ $\quad$ або $\quad 1 \le Z_2 \le 5$м,

Рівняння поперечних сил

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

Значення поперечних сил на границях ділянки:

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

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

Рівняння згинальних моментів

$$M_X^{II} = R_A \cdot Z_2 + q_1 \cdot (Z_2 - 0{,}5) - \frac{q_2 \cdot (Z_2 - 1)^2}{2} = 70 \cdot Z_2 + 20 \cdot (Z_2 - 0{,}5) - 40 \cdot \frac{(Z_2 - 1)^2}{2}.$$

Значення згинальних моментів на границях ділянки:

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

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

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:

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

Згинальний момент в точці екстремуму $M_{X\,max}$ дорівнює:

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

Ділянка III: $0 \le Z_3 \le l_3$ або $0 \le Z_3 \le 1$м,

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

Значення поперечних сил на границях ділянки:

При Z_3 = 0 м $Q_Y^{III} = -160 + 40 \cdot 0 = -160\ кН;$

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

Рівняння згинальних моментів $M_X^{III} = R_B \cdot Z_3 - \frac{q_2 \cdot {Z_3}^2}{2} = 160 \cdot Z_3 - 40\frac{{Z_3}^2}{2}.$

Значення згинальних моментів на границях ділянки:

При Z_3 = 0 м $M_X^{III} = 0\ кНм;$

Z_3 = 1 м $M_X^{III} = 60 \cdot 1 - 40\frac{1^2}{2} = 120\ кНм.$

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, епюра M_X на ділянці буде обмежена вигнутою кривою без екстремуму.

За отриманими значеннями Q_Y та M_X будуємо епюри поперечних сил та згинаючих моментів (рис 3.3).

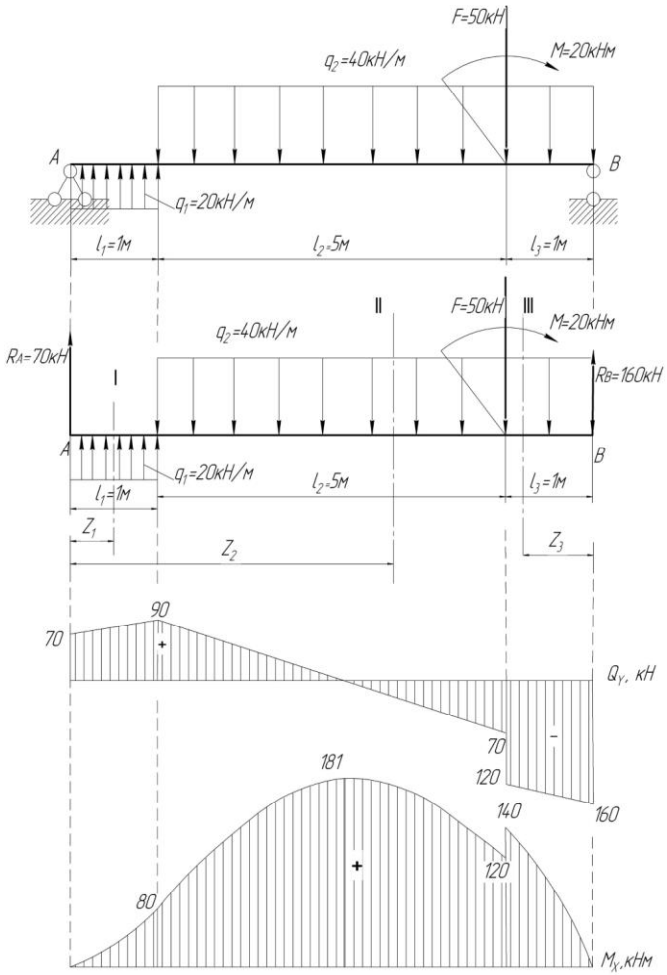


Рисунок 3.3 – Схема дослідження валу на згин.

3. *Визначення розмірів поперечного перерізу балки.*

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

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{X\max}}{W_X} \le [\sigma],$$

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

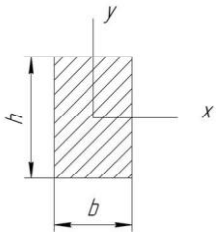
$$W_X \ge \frac{M_{X\max}}{[\sigma]} = \frac{181\cdot 10^3}{160\cdot 10^6} = 1{,}13\cdot 10^{-3}\ м^3,$$

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

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

У відповідності з СТ СЭВ 514-77 з ряду *Ra*40 приймаємо для балки круглого перерізу діаметр d = 240 мм = 0,24 м.

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



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

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

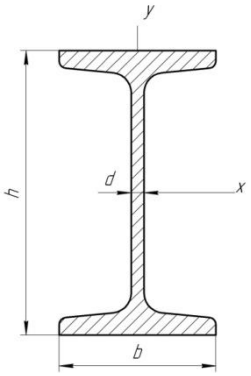
Тоді сторона перерізу

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

сторона перерізу $h = 1{,}7b = 1{,}7\cdot 0{,}133 = 226$ мм = 0,026 м.

У відповідності з СТ СЭВ 514-77 з ряду *Ra*40 приймаємо для балки прямокутного перерізу розміри b = 140 мм = 0,14 м, h = 240 мм = 0,24 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 см^3 і площею поперечного перерізу A_3 = 83 см^2 = 0,83·10^{-2} м^2.

4. *Аналіз металоємності балок різного поперечного перерізу.*

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

$A_1 : A_2 : A_3 = 4{,}52 : 3{,}36 : 0{,}83$, 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 білки, 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 навантаження 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)?
12. 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			$[\sigma]$	$k = \frac{h}{b}$
					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, Ї, 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 і 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

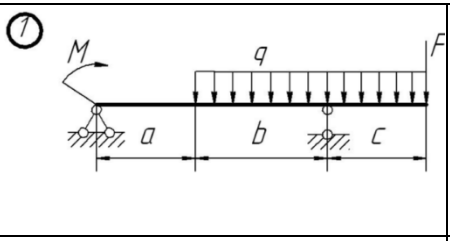
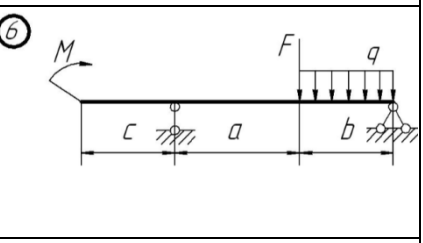
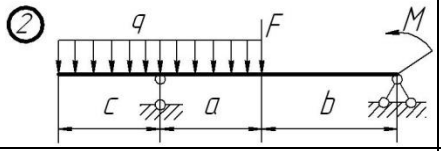
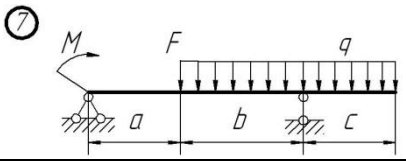
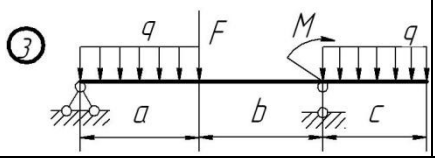
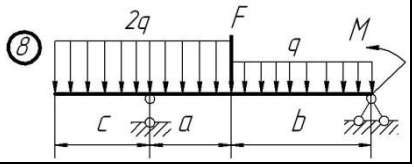
1 2 3 4 5 6 7 8 9 0

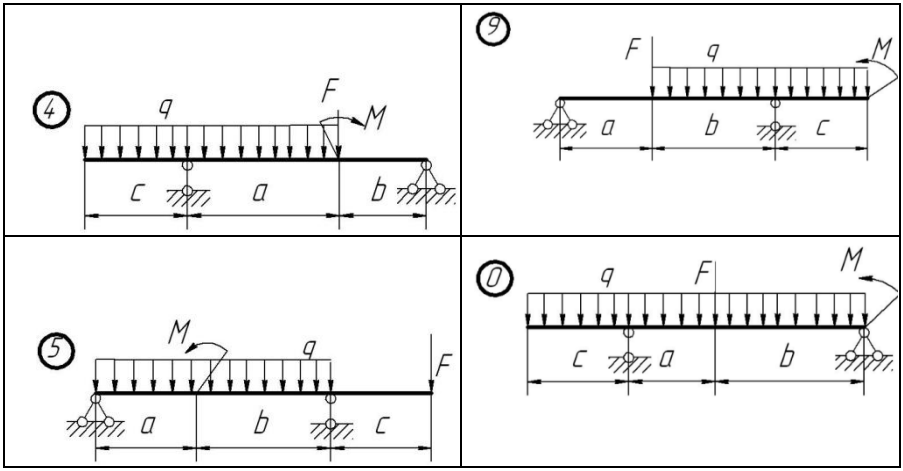
З таблиці обираємо: схема 4, F_1=10 кН, М =10 кНм, q = 24 кН/м,

l_1= 1,9 м, l_2=0,9 м, l_3= 2,6 м, [σ] = 110 МПа, k = 2,0

Таблиця 3.2 –

Схеми двохопорних балок для дослідження на згин

Варіанти схем балок для дослідження на згин	
	
	
	



Практична робота 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 І класу) – це дволанковий механізм, що складається з ведучої (початкової) ланки та стійки.

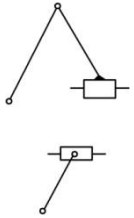
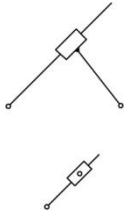
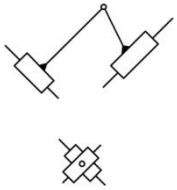
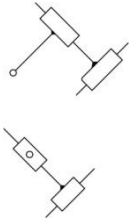
Існує певний порядок проведення структурного аналізу механізмів.

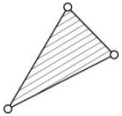
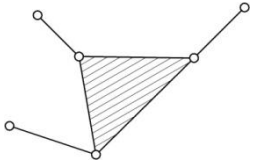
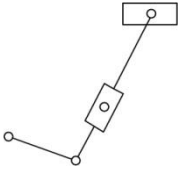
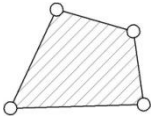
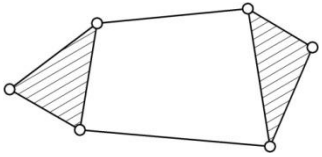
1. Визначають число ступенів вільності механізму (або кінематичного ланцюга).

2. Виділяють початкові ланки, кількість яких визначається числом ступенів вільності механізму (кінематичного ланцюга). Початкова ланка і стояк утворює механізм І 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 змінюватися 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.

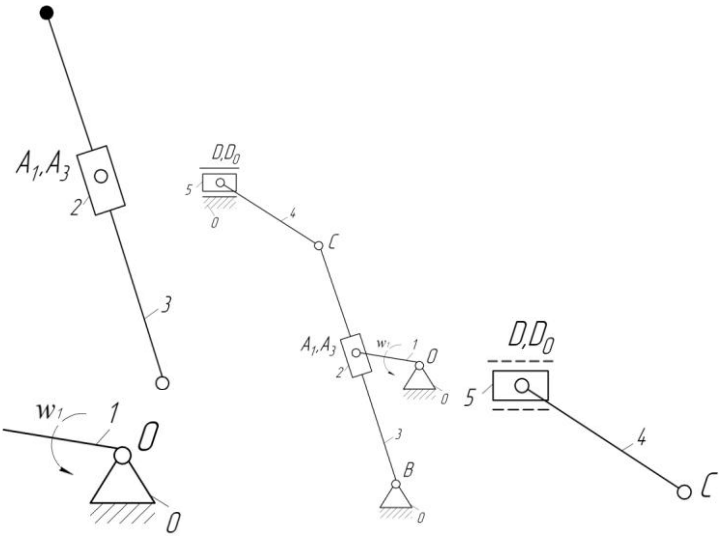
Виконати структурний аналіз механізму поперечностругального верстату (рис. 4.1, а), якщо початкова ланка – кривошип OA.

Розв'язання:

1. Наданий механізм складається із пяти 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



а) *б)* *в)*

Рисунок 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:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

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)→II(2,3)→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 відносне 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. З цією метою необхідно відмітити програму "ТММ. Кинематический анализ механизмов" версія 2.2, розроблену на кафедрі основ проектування машин ДонНТУ. 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 $U_{A\text{-}B}$ від ланки «А» до ланки «В» називається відношення кутової швидкості ланки «А» до кутової швидкості ланки «В»:

$$U_{A\text{-}B} = \omega_A/\omega_B.$$

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:

$$U_{1-2} = \pm\frac{Z_2}{Z_1} = \pm\frac{r_{\omega_2}}{r_{\omega_1}} = \frac{n_1}{n_2}, \qquad (5.1)$$

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

Z – число зубів;

r_ω – 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:

$$U_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm\frac{Z_2}{Z_1}, \tag{5.2}$$

знак «плюс» відноситься до внутрішньої передачі.

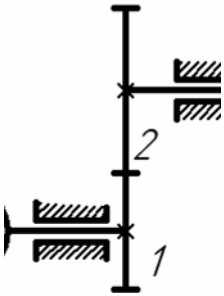


Рисунок 5.1

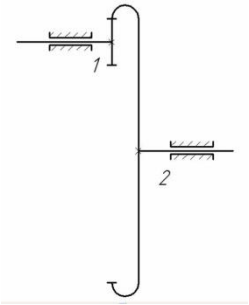


Рисунок 5.2

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

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

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

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

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».

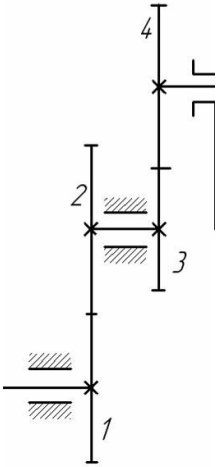


Рисунок 5.3

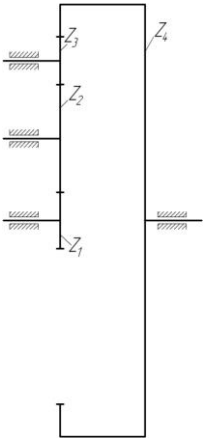


Рисунок 5.4

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

$$U_{ч-к} = \frac{Z_к}{Z_ч}, \qquad (5.5)$$

де $U_{ч-к}$ – передавальне відношення від черв'яка до колеса;

$Z_к$ – число зубів черв'ячного колеса;

$Z_ч$ – число заходів черв'яка.

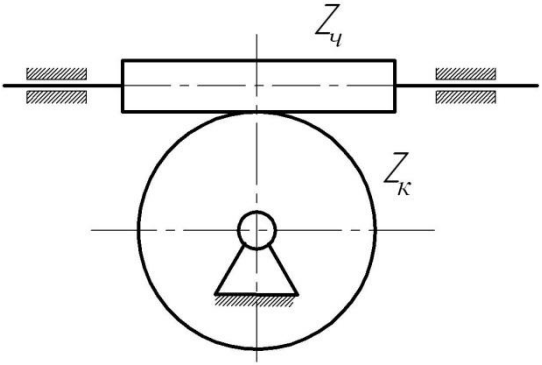


Рисунок 5.5

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

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

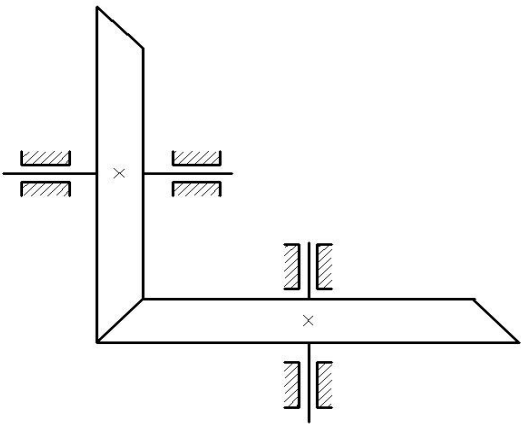


Рисунок 5.6

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

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

Символ $U_{1-3}^{(н)}$ позначає передавальне відношення від першого колеса до закріпленого третього колеса в їх відносному русі по відношенню до водила Н. Для підрахунку передавального відношення $U_{1-3}^{(н)}$ 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:

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

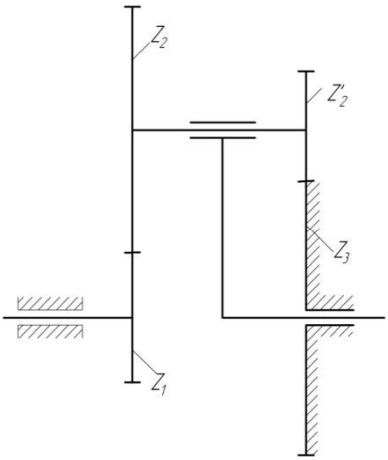


Рисунок 5.7

Передавальне відношення $U_{1-3}^{(н)}$ 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.

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

Якщо багатоланкова зубчаста передача складається з декількох послідовно сполучених простих зубчастих передач, то загальне передавальне відношення багатоланкової передачі виходить перемножуванням 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, розглянуті 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 інструментальної 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:

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

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

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

де z – число зубців колеса, що нарізується.

Після цього необхідне зміщення визначається за формулою (6.1).

Опис прибору 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) α = 20° рейки і діаметра d_0 ділильного кола колеса, що «нарізується». Кінематичний зв'язок між рейкою і заготівкою, 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. Прямолінійна ланка струни розташована уздовж горизонтального ребра планки 16, з'єднаної з кареткою.

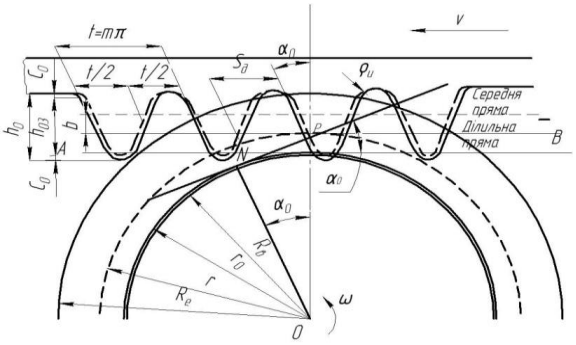


Рисунок 6.1

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.

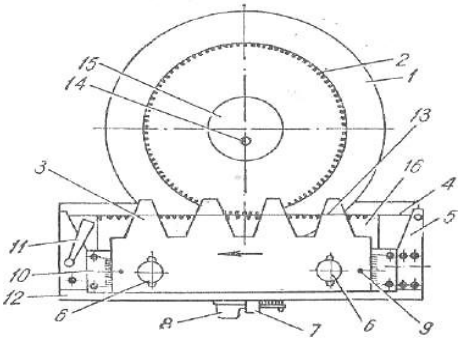


Рисунок 6.2

Завдання до виконання роботи

1. Ознайомитися з пристроєм і принципом дії приладу ТММ-42.
2. Накласти на верхній диск паперову заготівку, 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. Плавно натиснути вниз до упору важіль 8 і, після переміщення рейки вліво до зупинки, окреслити на заготівлі контур зубців рейки. Так повторювати до тих пір, поки рейка займе крайнє ліве положення, а на заготівці вийде 2-3 зуба нульового колеса.
6. Послабити рукояткою 9 натяг струни 4 і повернути диск із заготівкою на 180°, після чого знову створити необхідний натяг струни тієї ж рукояткою.
7. Визначити число зубців колеса, що «нарізується» за формулою: $z = \frac{d_д}{m}$.
8. Визначити за формулою (6.2) величину мінімального коефіцієнта зсуву рейки $\xi_{подр}$, 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 10, та закріпити її гвинтами 6.
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).

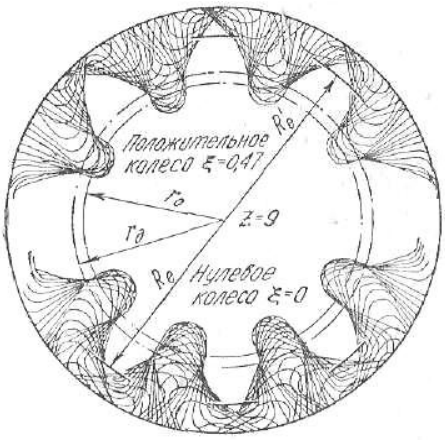


Рисунок 6.3

Зміст звіту

1. Вихідні дані приладу:
   - 1.1 Модуль рейки m = мм.
   - 1.2 Кут профілю рейки $\alpha = 20^0$
   - 1.3 Діаметр ділильного кола $d_в$ = мм

2. Розрахунок геометричних параметрів зубчастих коліс:

Найменування	Нульове колесо		Кореговане колесо	
	розрахункова формула	розмір, мм	розрахункова формула	розмір, мм
Число зубців колеса	$z = \frac{d_в}{m}$		$z = \frac{d_в}{m}$	
Діаметр основного кола	$d_0 = d_0 \cos\alpha_0$		$d_0 = d_0 \cos\alpha_0$	
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	$\tau = \pi m$		$\tau = \pi m$	
Товщина зубця по ділильному колу	$S_∂ = \frac{\pi m}{2}$		$S_∂ = \frac{\pi m}{2} \pm 2xtg\alpha_0$	

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 корегування?
9. З якою метою застосовують корегування 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 рисунку 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.

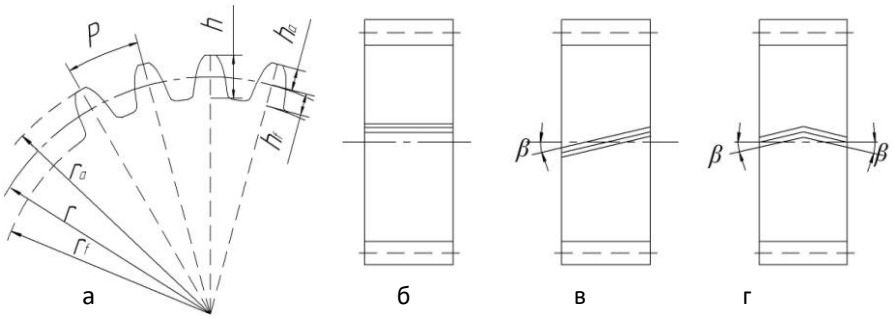


Рисунок 7.1 – Циліндричне зубчате колесо:
а – геометричні розміри вінця з евольвентними зубцями;
б, *в*, *г* – відповідно прямозубе, косозубе і шевронне колеса.

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 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: - ділильний	$d = m \cdot z$	$d = m \cdot z/\cos\beta$
- 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 мм (рис.7.2) виконують у виді дисків з маточинами чи без них. Маточина може бути розташована симетрично або несиметрично. Діаметр маточини приймають: $d_м$ = 1,7$d_в$, де $d_в$ – діаметр вала, на який насаджується колесо).

Довжину маточини приймають: $l_м$ = (1,0…1,5)$d_в$, але не менш ширини зубцевого вінця.

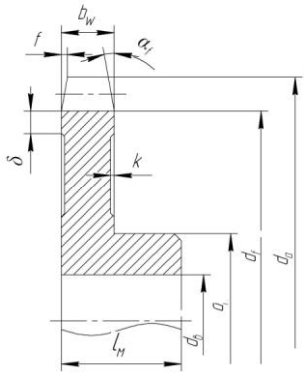


Рисунок 7.2 – Конструкція зубчатих коліс діаметром d_a < 250 мм.

При виконанні коліс у виді дисків доцільно на торцях виконати виточення глибиною K = 1...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 $\alpha_f = 45°$, (на косозубих колесах при твердості НВ > 350 кут $\alpha_f = 15°$) розміром $f = 0{,}7m$ з округленням до стандартного значення. Колеса при 250 мм < d_a < 600 мм виконують з дисками полегшеної форми (рис.7.3).

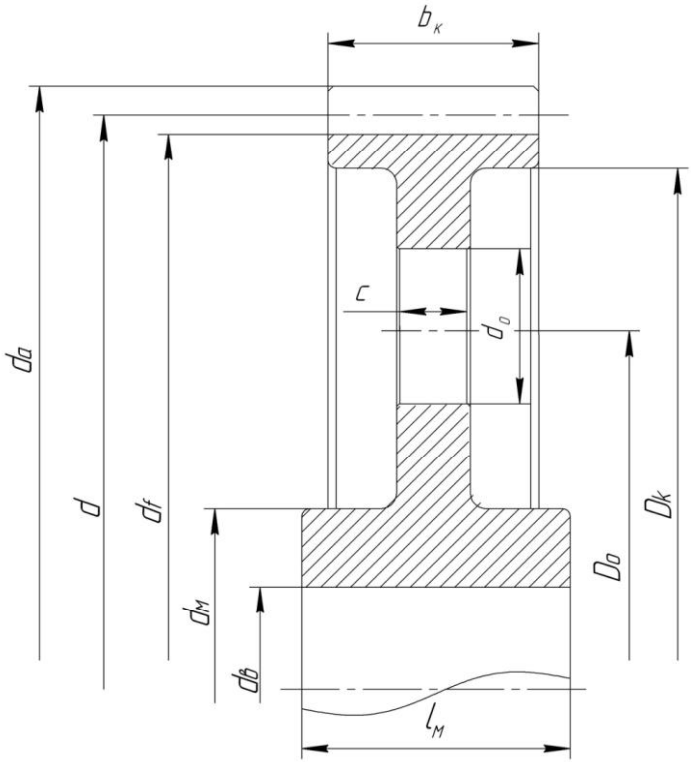


Рисунок 7.3 – Конструкція зубчатих коліс діаметром 250 мм < d_a < 600 мм

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 зубчастих коліс на верстатах при обробці.

У колесах із штампованих заготівок 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.

Таблиця 7.2 –

Розміри елементів дискових коліс при 250 мм < d_a < 600 мм

Розмір (рис. 1.3)	Формула	Примітка
Зовнішній діаметр маточини	$d_м = 1{,}5d_в + 10$ мм	
Довжина маточини	$l_м = (1{,}0…1{,}5)d_в$	Якщо $l_м < 6$, прийняти $l_м = b$
Товщина обода	$\delta_о = 2{,}5m + 2$ мм	Для шевронних коліс $\delta_0 = 4m + 12$ мм
Внутрішній діаметр обода	$D_к = d_f - 2\delta$	
Товщина диску	$C = (0{,}35…0{,}4)b_к$	Для шевронних коліс $C = 0{,}35b$
Діаметр отворів	$d_о = 0{,}25(D_к - d_м)$	При $d_0 < 2\delta_0$ отвори не виконують
Кількість отворів	4…6	
Діаметр кола розміщення отворів	$D_о = 0{,}5(D_к + d_м)$	
Радіуси заокруглень	R = 6…8 мм	

Зубчасті колеса з d_a > 600 мм при ширині b_W < 200 мм виготовляють литими зі спицями хрестоподібного перетину (рис. 7.4), а при b_W > 200 мм – двотаврового перетину. Число спиць приймається парним.

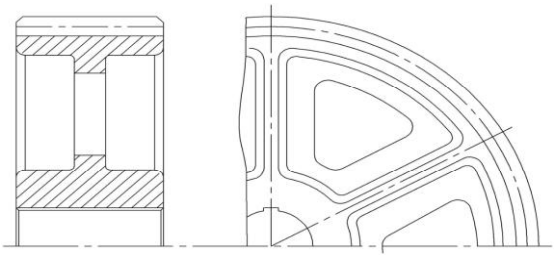
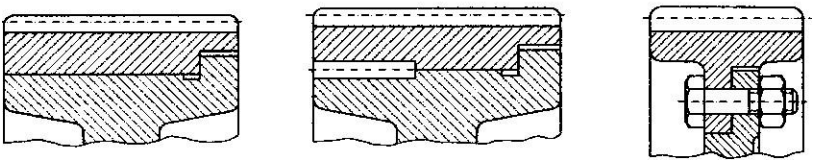


Рисунок 7.4 – Конструкція зубчатих коліс діаметром d_a > 600 мм

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). Вінець сполучається з колісним центром посадкою з гарантованим натягом (рис. 7.5, *а*).



а *б* *в*

Рисунок 7.5 – Бандажовані зубчасті колеса з різними способами сполучення вінця з колісним центром:
а – з гарантованим натягом; б – з гарантованим натягом і стопорним гвинтом; в – за допомогою болтового з'єднання.

Для більшої надійності в площині з'єднання вінця з центром ставлять стопорні гвинти (рис. 7.5, *б*), або з'єднують вінець з колісним центром болтами (рис. 7.5, *в*). З метою економи легованих сталей бандажованими виконують іноді колеса середніх розмірів (d_a = 250...600 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 фрезою).

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

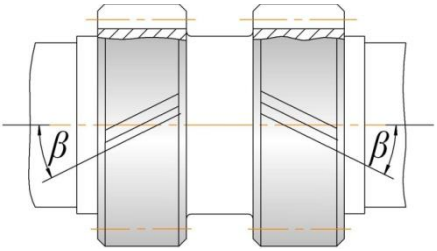


Рисунок7.6 – Шевронне колесо

2. *Циліндричні колеса з внутрішнім зачепленням*

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

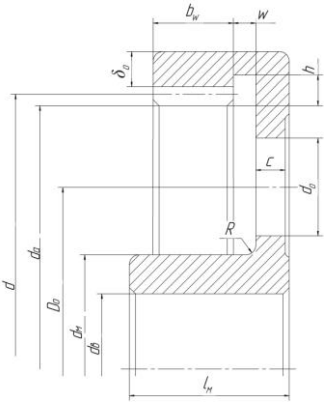


Рисунок 7.7 – Циліндричні колеса з внутрішнім зачепленням.

3. *Шестерні.*

Можливі два варіанти конструктивного виконання шестерень зубчастих передач: разом з валом (вал-шестерня, рис. 7.8) і окремо від нього (насадна шестерня, рис. 7.9).

Недоліком першої конструкції є необхідність виготовлення вала з того ж матеріалу, що й шестерня, часто більш якісного і дорогого, чим потрібно для вала. Крім того, при заміні шестерні, наприклад унаслідок зносу чи поломки зубців, приходиться заміняти і вал. Незважаючи на це, у редукторах часто шестерню виконують заодно з валом. Вал-шестерня має більшу жорсткість і міцність, а також технологічність, що, зрештою, знижує її вартість.

У залежності від співвідношення діаметрів шестерні та вала зубці нарізують на виступаючому вінці (рис. 7.8) або частково поглиблюють у тіло вала. При поглибленні зубців потрібні ділянки довжиною "*a*" для заходу і виходу фрези діаметром *D*.

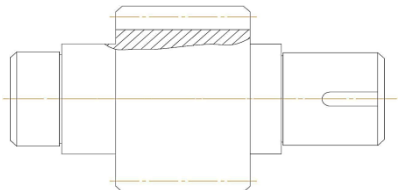


Рисунок 7.8 – Вал-шестерня: зубці нарізані на виступаючому вінці.

Шестерня виконується разом з валом при співвідношенні розмірів:

- при $\frac{d}{d_в} > 2$, де d – ділильний діаметр шестерні.
- при $\frac{d}{d_в} < 2$, економічно вигідніше виконувати шестерню насадною.
- при $2 < \frac{d}{d_в} < 3$, конструктивно насадна шестерня виготовляється у вигляді суцільного диска (рис. 7.9).

- при $\frac{d}{d_в} > 3$, шестерня виконується так само, як і дискові колеса (рис. 7.3).

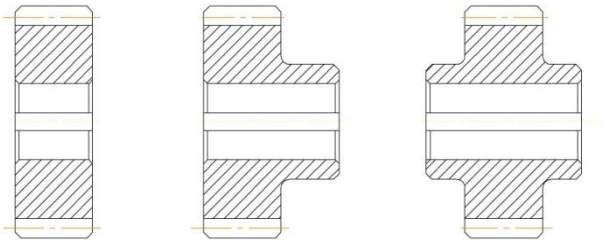


Рисунок 7.9 – Конструкції насадних шестерен.

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 $d_{отв}$ і B (рис. 7.10). Діаметр вершин зубців дорівнює $d_a = d_{отв} + 2B$.

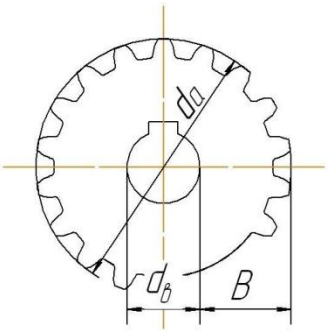


Рисунок 7.10 – Замірювання діаметра вершин зубців d_a: при парному числі зубців та при непарному числі зубців.

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 формуламитабл.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
	виміряний	ГОСТ							

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

Таблиця 7.5 –

Конструктивний параметр	Значення, мм	
	розраховане	виміряне
Діаметр вала колеса $d_в$		
Зовнішній діаметр маточини $d_м$		
Довжина маточини $l_м$		
Товщина обода δ_o		
Внутрішній діаметр обода $D_к$		
Товщина диску C		
Діаметр отворів d_o		
Кількість отворів		
Діаметр кола розміщення отворів D_o		

4. Висновок про порівняння виміряних 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 та 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 компонування приводу. Прийняту кінематичну схему приводу розраховують, перевіряючи виконання встановлених умов.

Розглянемо проектування та розрахунок приводу механічного обладнання на прикладі.

Надано:

Схема приводу

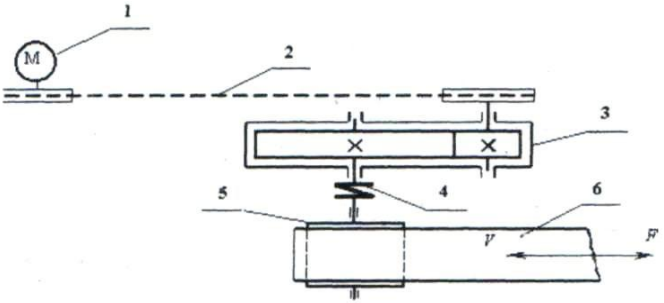


Рисунок 8.1 – Кінематична схема конвеєрної установки:
1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – редуктор;
4 – муфта; 5 – барабан; 6 – стрічка.

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 короткочасних 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

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

Визначення потрібної розрахункової потужності електродвигуна

$$P_{дв.р.} = \frac{P_{пр}}{\eta_{заг}} = \frac{9}{0{,}9} = 10 \text{ кВт};$$

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

$$\eta_{заг} = \eta_{пас} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_п^{к} = 0{,}96 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99^3 = 0{,}9$$

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

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

η_n = 0,9 – ККД однієї пари підшипників кочення;

$к$ – кількість пар підшипників кочення.

Кутова швидкість приводного валу конвеєра

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

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

$$\omega'_{дв} < \omega_{пр} \cdot u_{зп} \cdot u_{пас} < 15 \cdot 4 \cdot 2 = 120 \text{ рад/с};$$

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

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:

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

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

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

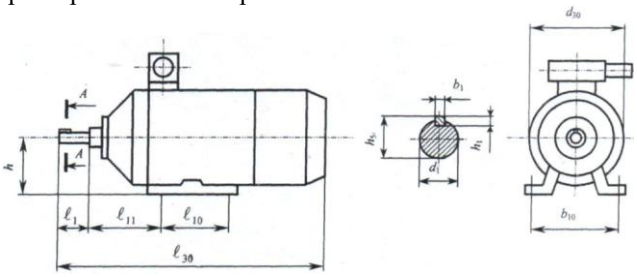


Рисунок 8.2 – Конструкція асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором.

Таблиця 8.1 –

Основні технічні характеристики електродвигуна

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

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

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

Приймаємо $u_{пас} = 2$, тоді $u_{ЗП} = \frac{u_{заг}}{u_{пас}} = \frac{6{,}8}{2} = 3{,}4$, що менше $u^{max}_{зп} = 7$.

Визначаємо кутові швидкості вала шестерні та колеса

$$\omega_1 = \omega_ш = \frac{\omega_{ДВ}}{u_{пас}} = \frac{102{,}5}{2} = 51{,}025\ рад/с; \quad \omega_2 = \omega_к = \frac{\omega_{ДВ}}{u_{зп}} = \frac{102{,}5}{3{,}4} = 15\ рад/с.$$

Визначаємо потужності на валах шестерні та колесах

$$P_1 = P_{дв.} \cdot P \cdot \eta_{пас} \cdot \eta_{підш} = 10 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}99 = 9{,}5 \text{ кВт};$$
$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{підш} = 9{,}5 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99 = 9{,}12 \text{ кВт}.$$

Визначаємо обертові моменти на валах шестерні та колеса

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{9{,}5 \cdot 10^3}{51{,}025} = 186{,}2\ Нм;$$

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

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 привода 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?

Таблиця 8.2 –

Вихідні дані до роботи

Буква прізвища	Дані завдання								
	F, кН	V, м/с	D, мм	$C_{сл}$	$Z_{см}$	$K_{зм}$	$K_{пуск}$	Вимоги до габаритів приводу	Тип зубчастої передачі
А, Б, В	6	1,50	0,20	2	1	0,6	1,20	жорсткі	прямозуба

Г, Ґ, 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, Ї, 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

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 = 10,5кН, V = 1,5м/с, D = 0,2мм, $C_{сп}$ = 2, $Z_{см}$= 3, $K_{зм}$ = 0,8, $K_{пуск}$ = 1,4

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 Н (рис. 9.1, *б*), а в радіально-упорних роликових 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).

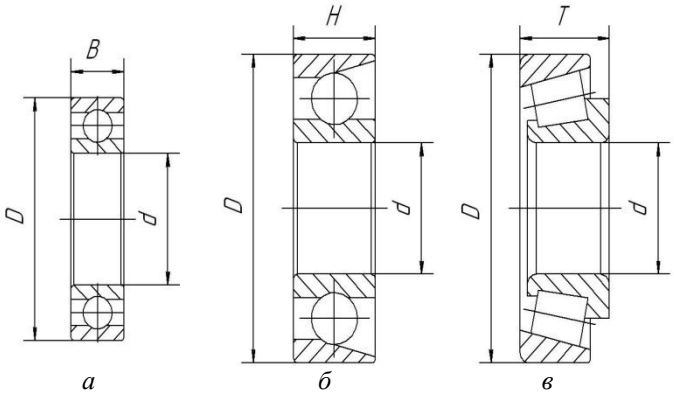


Рисунок 9.1 – Основні розміри підшипників

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 17 мм позначають двома цифрами 00, 01, 02, 03 відповідно.

Третя цифра праворуч в основному умовному позначенні разом із сьомою свідчать про серію підшипників всіх діаметрів ($d \geq 20$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 напрямах вздовж осі вала і не перевищують 70% невикористаного допустимого радіального навантаження.

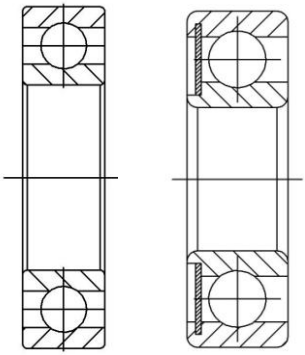


Рисунок 9.2 – Кулькові підшипники радіальні однорядні

Порівняно з іншими типами кулькові радіальні однорідні підшипники працюють з мінімальними втратами на тертя і допускають найбільшу частоту обертання. Співвісність 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

$\leq 10\ d_в$ ($d_в$ – 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.

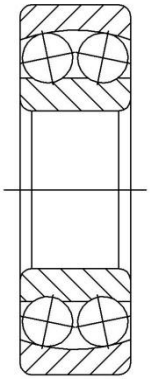


Рисунок 9.3 – Кульковий підшипник радіальний дворядний сферичний

Така її форма забезпечує нормальну роботу підшипника навіть при значному (до 2...3°) перекосі внутрішнього кільця відносно зовнішнього. Підшипники встановлюють в опорах: багатоопорних валів трансмісійного типу; двоопорних валі, 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.

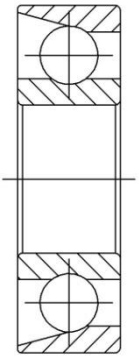


Рисунок 9.4 – Кульковий підшипник радіально-упорний

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 напряму. 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.

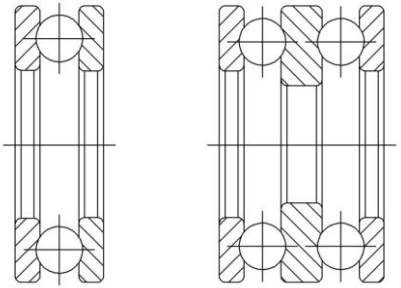


Рисунок 9.5 - Кулькові підшипники упорні

Здвоєні упорні підшипники типу 38000 призначені для сприйняття осьових навантажень, що діють у двох напрямах. Ці підшипники мають три кільця: середнє – туге, яке встановлюється на вали, а крайні – вільні для встановлення у гнізді корпуса 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.

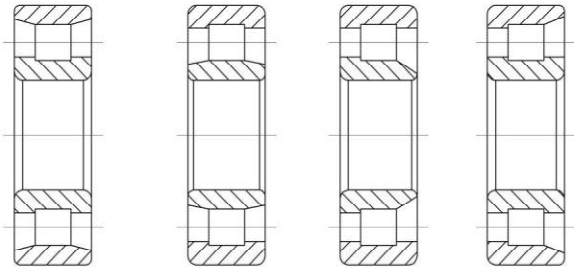


Рисунок 9.6 – Роликові підшипники радіальні з короткими циліндричними роликами

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 сплавав 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.

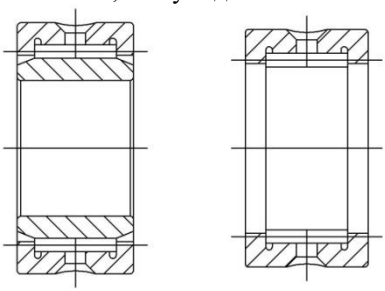


Рисунок 9.7 – Підшипники радіальні голчасті

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 витi 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.

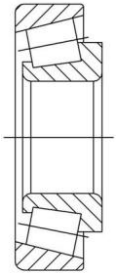


Рисунок 9.8 – Роликовий підшипник радіально-упорний конічний.

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 зазори 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 = 3750Н,

Радіальне навантаження F_r = 1400Н,

Осьове навантаження F_a = 830Н.

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

Розраховуємо підшипник по більш навантажений опорі.

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°С);

K_σ = 1,0 – коефіцієнт безпеки при короткочасних навантаженнях до 130%.

Вирахуємо співвідношення:

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

$\frac{F_a}{F_r} = \frac{830}{1400} = 0{,}59 > e$, де F_r – радіальне навантаження на опорі $F_r = R_1$.

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

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

Визначаємо потрібну динамічну вантажопідйомність:

$$C_{тр} = P_{екв} \sqrt{\frac{60 n L_h}{10^6}};$$

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

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

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

$$C_{mp} > C$$

$$80{,}73\ \text{кН} > 31{,}3\ \text{кН}$$

Умова виконується.

Розрахункова довговічність підшипника №308:

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

Розрахункова довговічність підшипника в годинах

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

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 роликами і роликового радіальноупорного 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 вантажепід'ємністю.
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 (трансмісійні) (рис 9.1), ступінчаті (рис. 9.2), колінчаті (рис. 9.3) і гнучкі (рис.9.4).

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

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

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.

$$\tau = \frac{T}{W_p} \le [\tau].$$

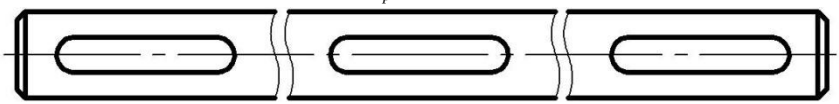


Рисунок 9.1 – Приклад гладкого (трансмісійного) валу

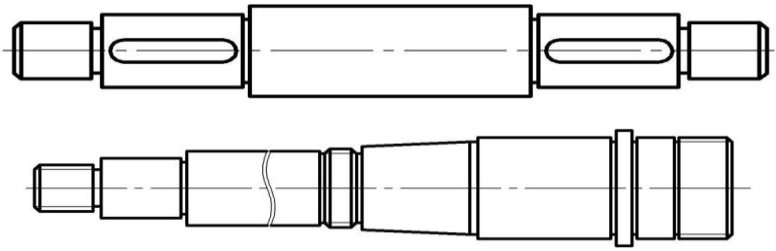


Рисунок 9.2 – Приклад ступінчастих валів

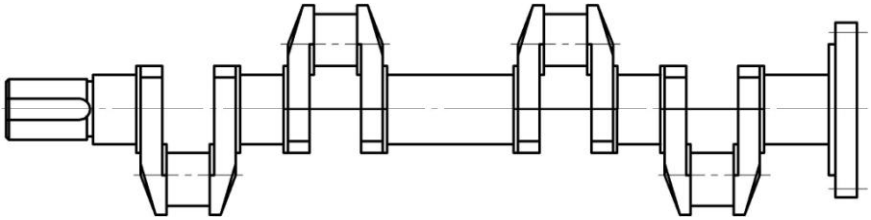


Рисунок 9.3 – Схема колінчатого валу

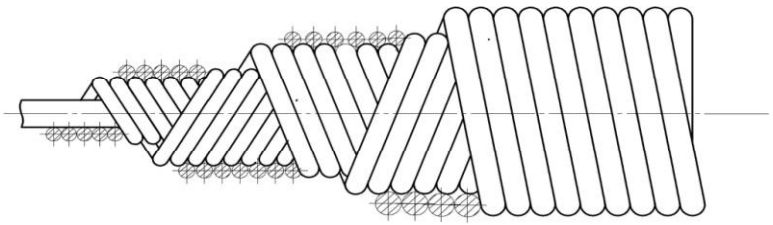


Рисунок 9.4 – Схема гнучкого валу

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

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

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

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

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

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

$A_{зм}$ – площа зминання, $A_{зм} = \frac{h}{2} \cdot l_p$;

$l_p = l_{шп} - 2r = l_{шп} - b_{шп}$;

h – висота шпонки;

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

$l_{шп}$ – довжина шпонки;

$b_{шп}$ – ширина шпонки;

r – радіус закруглень торців шпонки, $r = \frac{b_{шп}}{2}$;

$A_{зр}$ – площа зрізу шпонки, $A_{зр} = b_{шп} \cdot l_{шп}$.

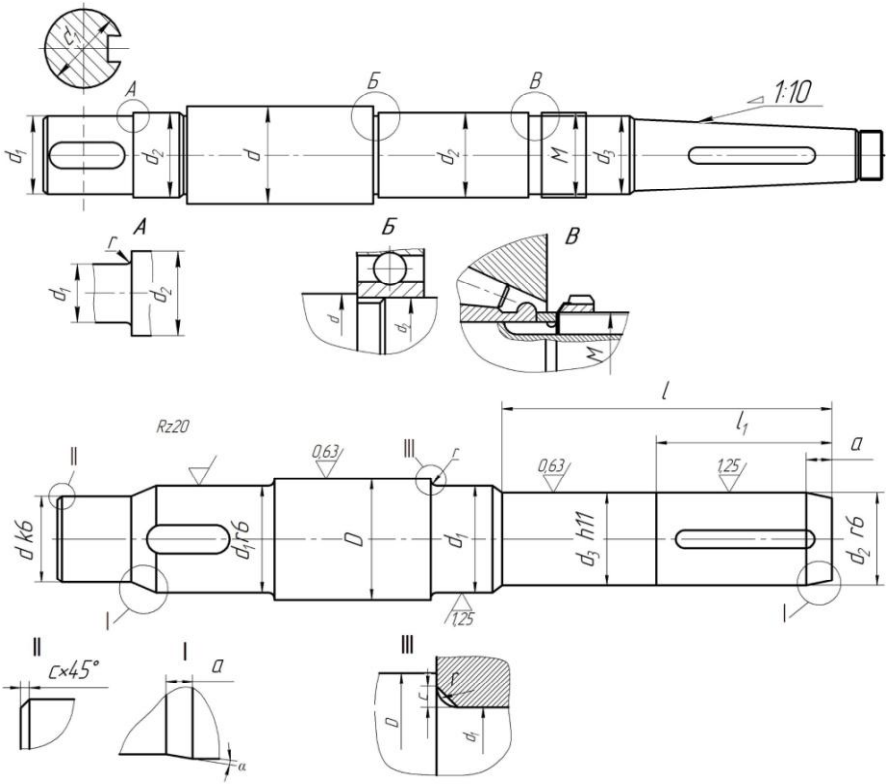
Шліцьове з'єднання перевіряється по напруженням зминання (рис.9.7). При цьому замість діаметра вала беруть середній діаметр шліцьового з'єднання

$$d_{ср} = \frac{D + d}{2}.$$

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

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

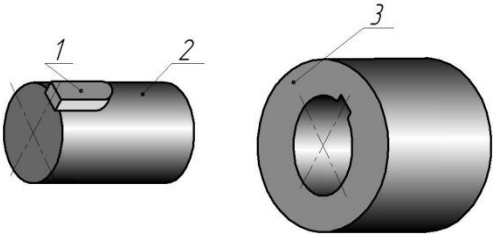
де $l_м$ – довжина маточини зубчатого колеса, з'єднаного з валом;



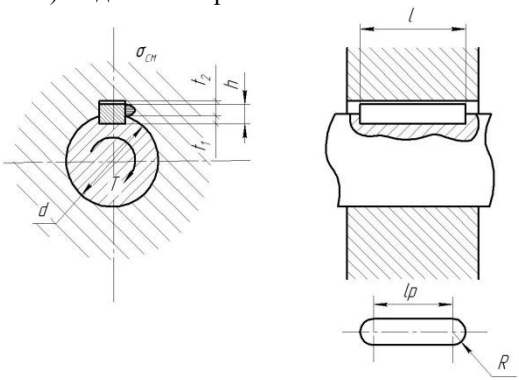
Z – число зубців шліцьового з'єднання;

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

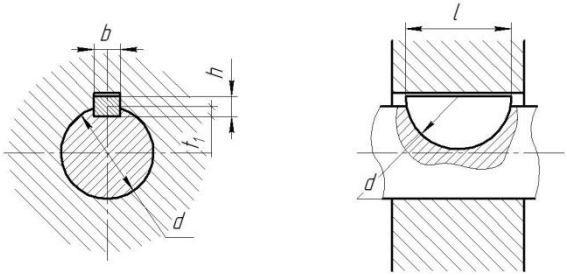
Рисунок 9.5 – Конструкції валів



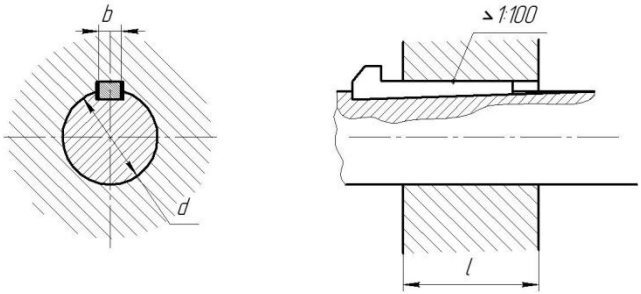
а) з’єднання з призматичною шпонкою



б) з’єднання з призматичною шпонкою

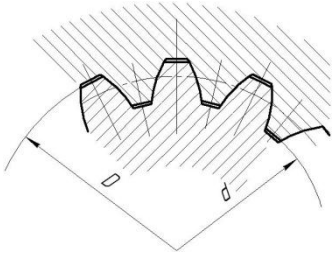


в) з’єднання з сегментною шпонкою

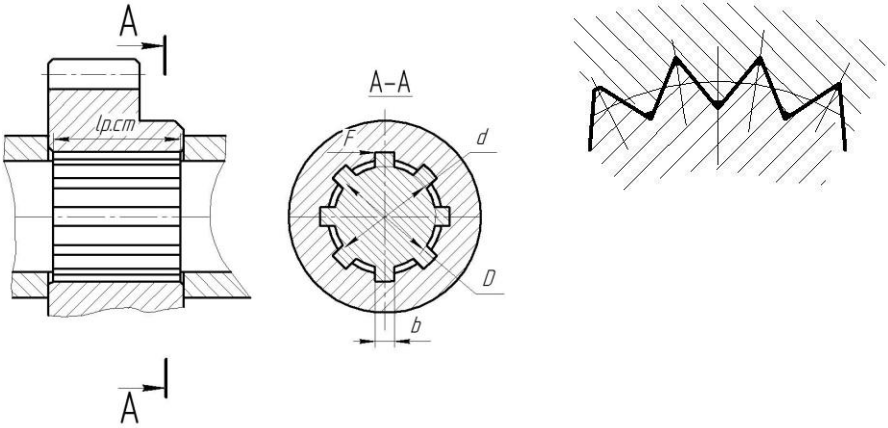


г) з’єднання з клиновою шпонкою

Рисунок 9.6 – Типи шпонкових з’єднань



б) евольвентне



а) прямобічне *в*) трикутне

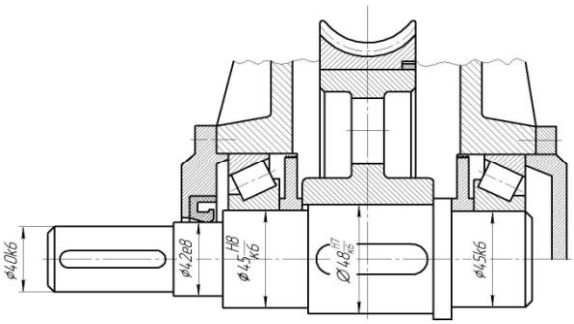
Рисунок 9.7 – Типи шліцьових з’єднань

Завдання до виконання роботи

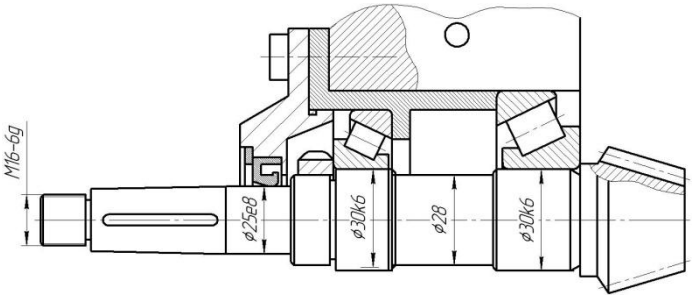
1. Викреслити ескіз вала з постановкою усіх діаметральних та лінійних розмірів (див. рис. 9.9).
2. По таблицям СТ СЕВ 189-75 і ГОСТ 8794-68 визначають розміри шпонок, для шліцьового з'єднання розміри визначають по таблицям СТ СЕВ 188-75 і ГОСТ 6063-51.
3. Визначають функціональне призначення ділянок 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.
7. Зробити висновок про можливу вантажну здатність вузла вала.

Зміст звіту

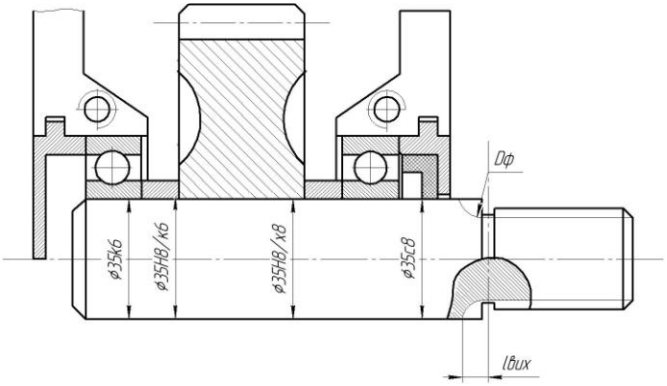
1. Ескіз вала з розмірами.
2. Розрахунок навантаженості вала і з'єднань.
3. Висновок про допустиму навантаженість вузла вала.



а)



б)



в)

Рисунок 9.8 – Функціональне призначення ділянок валів

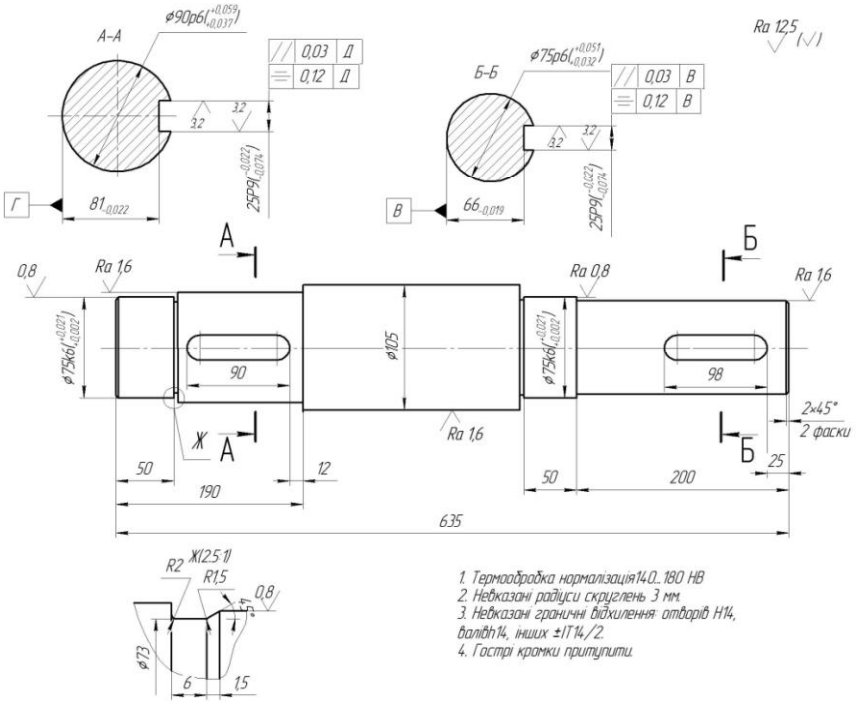


Рисунок 9.9 – Ескіз вала

Питання до захисту практичної робіти

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

Список рекомендованої літератури

1. Гонтаровська Т.М., Гонтаровський В.П., Садовничий В.В., Тонюк М.І. Технічна механіка: Навчальний посібник для студентів спеціальностей 7.080403 «Програмне забезпечення автоматизованих систем», 7.091401 «Системи управління і автоматики», 7.092501 «Автоматизоване управління технологічними процесами і виробництвами», 7.091002 «Біотехнічні та медичні апарати і системи», 7.090701 «Радіотехніка» – Житомир : ЖІТІ, 2001. – 241 с.
2. Гуліда Е.М., Дзюба Л.Ф., Ольховий І.М. Прикладна механіка: Підручник/ За ред. Е.М. Гуліди. – Львів: Світ, 2007. – 384 с.).
3. Антонова Г.В. Прикладна механіка: навч. посіб. / Г.В.Антонова, Л.Ю.Бондаренко, О.О. Вершков; Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 202с.
4. Тексти (конспект) лекцій з дисципліни “Прикладна механіка”. (Частина І) для студентів заочної форми навчання спеціальностей 8.092206 “Електричні машини і апарати”, 8.090403 “Ливарне виробництво чорних і кольорових металів”, 8.090603 “Електротехнічні системи електроспоживання”, 8.092203 “Електромеханічні системи автоматизації та електропривод” /Укл.: Б.О. Трескунов, В.Г. Шевченко. Запоріжжя: ЗНТУ. 2002. – 61 с.
5. Романюк О.Д., Теліпко Л.П., Ракша С.В. Р69 Теоретична та прикладна механіка. Короткий курс /О.Д. Романюк, Л.П. Теліпко, С.В. Ракша. Кам’янське: ДДТУ, 2021. 282 с.
6. Прикладна механіка : навчальний посібник конспект лекцій для студентів спеціальностей 136 «Металургія» та 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» / М. І. Кінденко. – Краматорськ : ДДМА, 2018. – 152 с.

Допоміжна література

1. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка. – 2002. – 661 с.
2. Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник. –К.: Техніка 2002.

Додаток А

Таблиця 1

Значення допустимих напружень деяких конструкційних матеріалів

Матеріал	Твердість, НВ	Допустимі напруження, МПа	
		розтяг	стиск
Чавун	170 – 240	14	50
Низьковуглецева сталь марки Ст3	150 – 170	160	160
Вуглецева якісна марки сталь 45	160 – 190	200	200
Конструкційна легована сталь марки 40Х	265 – 315	300	300
Мідь	3,5	80	80
Латунь	55 – 150	100	100
Бронза	66 – 200	80	100
Дюралюміній	45 – 113	125	125

Таблиця 2

Значення модуля пружності деяких конструкційних матеріалів

Матеріал	Модуль пружності E, МПа	Модуль зсува G, МПа
Сталь	$2\cdot10^5 – 2{,}2\cdot10^5$	$0{,}81\cdot10^5$
Чавун	$1{,}15\cdot10^5 – 1{,}6\cdot10^5$	$0{,}45\cdot10^5$
Мідь та її сплави (латунь, бронза)	$1{,}0\cdot10^5$	$0{,}25\cdot10^5$
Дюралюміній	$0{,}7\cdot10^5 – 0{,}99\cdot10^5$	$0{,}27\cdot10^5$
Склопластик	$1\cdot10^4$	$0{,}22\cdot10^5$
Деревина: вздовж волокон	$0{,}11\cdot10^5$	$0{,}006\cdot10^5$
поперек волокон	$0{,}05\cdot10^5 – 0{,}14\cdot10^5$	-

Бетон	0,03	-

Додаток Б

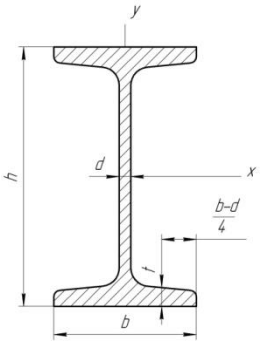
Таблиця 1

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 Ra5 слід ряду Ra10, ряд Ra10 – ряду Ra20 і т.д. Значення нормальних лінійних розмірів по ряду Ra40 при *l* >380мм: 400; 420; 450 480; 500; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 950; 950мм

Додаток В



Сталь гарячекатана. 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						
							$x-x$				$y-y$		
		h	b	d	t		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
18а	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
20а	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
22а	25,8	220	120	5,4	8,9	32,8	2790	254	9,22	143	106	34,3	2,5

Додаток Г

Таблиця 1

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
24а	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
27а	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
30а	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

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 множником $\eta_0 = 0,99 – 0,995$ 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: $\eta_б = 0,96 – 0,98$.

Таблиця 2

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

Тип двигуна	Номінальна потужність, кВт	Частота обертання, об/хв.	ККД	cos φ	$\frac{T_п}{T_н}$	$\frac{T_{max}}{T_н}$
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

Продовження таблиці 2

1	2	3	4	5	6	7
4A132M6	7,5	970	0,96	0,81	2,0	2,5
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		*u*
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; короткочасні перенавантаження до 125% від номінального (розрахункового) значення	1,2 – 1,3	Передачі металорізальних верстатів; блоки електродвигунів; легкі вентилятори та повітрьодуви

Помірні поштовхи; вібраційне навантаження; короткочасні 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; короткочасні 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 короткочасними перенавантаження до 300% від номінального (розрахункового) значення	2,5 – 3,0	Важкі кувальні машини; лісопильні рами; рольганги станів, блюмінгів

Таблиця 3

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

Кут нахилу $\alpha°$	$\frac{P_a}{C_o}$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e	Кут нахилу $\alpha°$	$\frac{P_a}{C_o}$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$		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	-	0,41	0,87	0,68
					36	-	0,37	0,66	0,95

Таблиця 4

Коефіцієнти *X* та *Y* для радіально-упорних роликових підшипників

$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e
X	*Y*	*X*	*Y*	
Підшипники однорідні				
1	0	0,4	0,4ctgα	1,5tgα
Підшипники двохрядні				
1	0,45ctgα	0,67	0,67ctgα	1,5tgα