

Міністерство освіти і науки України

**Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя**

*Кафедра технічної механіки,
сільськогосподарських машин
і транспортних технологій*

ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА

НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНИЙ ПОСІБНИК

до курсової роботи

для студентів напряму підготовки
«Електротехніка та електротехнології»
денної та заочної форм навчання

Тернопіль
2013

УДК 531.8
ББК 30.12
X 76

Хомик Н.І. Технічна механіка: навчально-методичний посібник до курсової роботи / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш. – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2013. – 192с.

Розроблено відповідно до навчальної програми і призначено для виконання курсової роботи з дисципліни «Технічна механіка» студентам напряму підготовки 6.050701 «Електротехніка та електротехнології» денної та заочної форм навчання.

Посібник рекомендовано також для самостійної роботи студентів, оскільки він вміщує короткі теоретичні викладки основного матеріалу дисципліни «Технічна механіка», умови завдань, приклади їх розв'язування, необхідні довідкові дані.

Розглянуто й затверджено на засіданні кафедри технічної механіки, сільськогосподарських машин і транспортних технологій, протокол № 8 від 21.01.2013р.

Схвалено й рекомендовано до друку на засіданні методичної комісії факультету машинобудування та харчових технологій, протокол № 6 від 14.03.2013р.

Автори: доцент *Хомик Н.І.*,
старший викладач *Довбуш А.Д.*

Рецензент: **Андрійчук В.А.** доктор технічних наук, професор
Тернопільського національного технічного університету
імені Івана Пулюя

Відповідальна за випуск *Хомик Н.І.*

ЗМІСТ

ВСТУП	5
Вказівки до вибору завдання	6
Об'єм, структура і вказівки до виконання курсової роботи	6
1. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ МЕХАНІКИ	8
Задача №1. Визначення реакцій опор балки	13
Задача №2. Визначення реакцій защемлення	16
Приклад розв'язування задачі 1. Визначення реакцій опор балки	19
Приклад розв'язування задачі 2. Визначення реакцій защемлення	20
2. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ	22
3. ЦЕНТРАЛЬНИЙ РОЗТЯГ І СТИСК ПРЯМОГО СТЕРЖНЯ	27
Задача №3. Розрахунок на міцність і визначення переміщень при розтягу й стиску	31
Приклад розв'язування задачі №3. Розрахунок на міцність і визначення переміщень при розтягу й стиску	34
4. ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКИХ ПЕРЕТИНІВ	37
Задача №4. Визначення осьових моментів інерції плоских перетинів	41
Приклад розв'язування задачі №4. Визначення осьових моментів інерції плоских перетинів	44
5. КРУЧЕННЯ СТЕРЖНЯ КРУГЛОГО ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕТИНУ	46
Задача №5. Розрахунок вала на кручення	49
Приклад розв'язування задачі №5. Розрахунок вала на кручення	52
6. ПРЯМИЙ ПОПЕРЕЧНИЙ ЗГИН	56
Задача №6. Побудова епюр поперечних сил і згинальних моментів для консолі	64
Задача №7. Побудова епюр поперечних сил і згинальних моментів для балки на двох опорах	64
Приклад розв'язування задачі №6. Побудова епюр поперечних сил і згинальних моментів для консолі	65
Приклад розв'язування задачі №7. Побудова епюр поперечних сил і згинальних моментів для балки на двох опорах	68
7. СУМІСНА ДІЯ ЗГИНУ З КРУЧЕННЯМ	71
Задача №8. Розрахунок вала на згин з крученням	73
Приклад розв'язування задачі №8. Розрахунок вала на згин з крученням.	76
8. СТІЙКІСТЬ ЦЕНТРАЛЬНО-СТИСНЕНИХ СТЕРЖНІВ	80
Задача №9. Розрахунок на стійкість стисненого стержня	86
Приклад розв'язування задачі №9. Розрахунок на стійкість стисненого стержня	88
9. ГНУЧКІ НИТКИ	92
Задача №10. Визначення стріли провисання електропроводу	100

Приклад розв'язування задачі №10. Визначення стріли провисання електропроводу	101
10. ЕНЕРГО-КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА	103
10.1. Енерго-кінематичні параметри на приводному валу	103
10.2. Тип електродвигуна і його швидкохідність	104
10.3. Склад передач і кінематична схема привода	105
10.4. Вибір типорозміру електродвигуна	106
10.5. Загальне передаточне відношення привода	107
10.6. Розподіл загального передаточного відношення привода	107
10.7. Потужність, моменти і частоти обертання на валах привода ...	108
ТИПОВІ СХЕМИ ЗАВДАНЬ НА КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ	110
Приклад енерго-кінематичного розрахунку привода	116
11. РОЗРАХУНОК ЗАКРИТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ	120
11.1. Вибір матеріалів зубчастих коліс	120
11.2. Допустимі напруження матеріалів зубчастих коліс	120
11.3. Проектний розрахунок зубчастої передачі	123
11.4. Перевірний розрахунок на контактну витривалість	128
11.5. Перевірний розрахунок робочих поверхонь зубців на контактну міцність	130
11.6. Перевірний розрахунок зубців на втому при згині	130
11.7. Перевірний розрахунок зубців на міцність при згині за максимальним навантаженням	132
Приклад розрахунку закритої косозубої циліндричної зубчастої передачі	133
12. РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ВАЛІВ	140
13. ПРОЕКТУВАННЯ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ	143
14. РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ІШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ	145
15. КОНСТРУЮВАННЯ ШЕСТИРІНІ І КОЛЕСА. КОНСТРУКТИВНІ РОЗМІРИ КОРПУСА РЕДУКТОРА. КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА. КОНСТРУЮВАННЯ ТИХОХІДНОГО ВАЛА	146
15.1. Конструктивні розміри шестірні й колеса	146
15.2. Конструктивні розміри корпусу редуктора	148
15.3. Компонівка редуктора	148
15.4. Конструювання тихохідного вала	150
Приклад конструювання й розрахунку тихохідного вала	154
16. ВИБІР ДОПУСКІВ ФОРМИ Й РОЗТАШУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ ПРИ РОЗРОБЛЕННІ КРЕСЛЕНЬ ВАЛІВ	164
17. ПОСЛІДОВНІСТЬ СКЛАДАННЯ РЕДУКТОРА, ЗМАЩУВАННЯ Й УЩІЛЬНЕННЯ	165
Перелік використаної та рекомендованої літератури	166
Додатки	168

ВСТУП

Темою курсової роботи з дисципліни «Технічна механіка» запропоновано завдання на основі базових задач опору матеріалів та розрахунків привода із механічними передачами до будь-якої транспортуючої, підіймально-транспортної чи іншої технологічної машини.

Метою виконання курсової роботи з даної дисципліни є набуття студентами практичних навиків із розрахунків на міцність, жорсткість, стійкість елементів споруд і машин, та конструювання деталей, складальних одиниць, вибору типу і складу приводів технологічних машин. Курсова робота є невід'ємною частиною підготовки студентів до дипломного проектування й майбутньої інженерної діяльності.

Елементи будь-яких конструкцій при експлуатації зазнають силової дії різних походжень. Ці сили або прикладені безпосередньо до елемента, або передаються через з'єднані з ним сусідні елементи. Для нормальної роботи інженерної споруди або машини кожен елемент повинен бути таких розмірів і форми, щоб витримував діючі на нього навантаження, не руйнуючись (міцність), не давав зміни розмірів у допустимих межах (жорсткість), зберігав початкову форму (стійкість).

У даній курсовій роботі на основі експериментальних даних про властивості матеріалів, законів механіки і вищої математики та загальних методів розрахунку потрібно виконати підбір раціональних розмірів і форм елементів інженерних конструкцій з урахуванням величини й характеру діючих на них навантажень.

Курсова робота містить 5...6 задач (за вибором викладача) із 10 запропонованих та розрахунків привода, що складається з електродвигуна й механічних передач, проектування передач привода.

Виконання курсової роботи супроводжується оформленням основних конструкторських документів: розрахунково-пояснювальної записки, креслень складальних одиниць, робочих креслень, технічних умов, специфікацій. При їх оформленні студенти повинні дотримуватися вимог «Єдиної системи конструкторської документації» (ЄСКД).

У посібнику стисло викладено основний матеріал до теми кожної задачі, наведено умови задач і приклади розв'язування. Також вміщено умови до вибору привода для проектування і приклади розрахунку з необхідними довідковими даними.

У додатках наведено приклад оформлення курсової роботи (розрахунково-пояснювальної записки і графічної частини) й довідкові матеріали, необхідні для її виконання. Все це сприятиме поглибленню вивчення курсу та самостійному виконанню курсової роботи.

Вказівки до вибору завдання

Завдання на курсову роботу студент вибирає за двома останніми цифрами номера залікової книжки; номер розрахункової схеми – за останньою цифрою; варіант (з таблиці умови задачі) – за передостанньою.

Об'єм, структура і вказівки до виконання курсової роботи

Курсова робота з технічної механіки містить 5...6 задач із 10 запропонованих, які охоплюють розрахунок елементів конструкцій на міцність, жорсткість і стійкість, а також вибір електродвигуна і проектування циліндричної зубчастої передачі одноступеневого редуктора. Виконання її оформляти у вигляді розрахунково-пояснювальної записки на аркушах формату А4.

Титульну сторінку виконувати креслярським шрифтом або машинописним (комп'ютерним) способом на відповідному бланку.

Перша сторінка курсової роботи – титульна (*додаток 1*), друга – зміст, який включає перелік виконаних завдань (аркуш з кутовим штампом 40мм, *додаток 2*); далі – умови задач (аркуш з кутовим штампом 40мм, *додаток 3*), розв'язки задач (аркуші з кутовим штампом 15мм, *додаток 4*); завдання на проектування зубчастої передачі (аркуш з кутовим штампом 40мм); підбір електродвигуна та розрахунок передачі привода (аркуші з кутовим штампом 15мм) і список використаних літературних джерел (аркуш із кутовим штампом 40мм).

Умову кожної задачі з вибраними даними і схемою записувати на окремому аркуші з рамкою 40мм (*додаток 3*). Розв'язок задачі оформляти після написання умови на аркушах з рамкою 15мм (*додаток 4*).

Текст записки викладати послідовно, лаконічно, розрахунки супроводжувати короткими поясненнями з посиланням на відповідний рисунок (*додаток 5*). Стиль викладу тексту записки повинен бути коротким, чітким і без двоякого змісту. Прийнята у тексті термінологія повинна відповідати встановленій у стандартах або загальноприйнятій у науково-технічній літературі.

Текст розрахунково-пояснювальної записки розміщувати з одного боку аркуша формату А4 (297х210мм). Відстань від рамки до границь тексту зліва і справа повинна бути не менше 5мм, зверху і знизу – 10мм (*додаток 4*). Абзаци у тексті починати відступом, що дорівнює п'яти символам основного тексту записки. Текст виконувати комп'ютерним (машинописним) способом через 1,5 інтервала чітким шрифтом висотою не менше 2,5мм (14pt, шрифт Times New Roman) або рукописним – чорним чорнилом основним креслярським шрифтом висотою букв і цифр не менше 2,5мм. Допускається пояснювальну записку виконувати чітким розбірливим рукописним текстом чорним чорнилом.

Усі сторінки записки, крім титульної, повинні мати рамки з кутовим штампом для розділів записки. У кутових штампах для змісту й умов задач (рис. 1а) записувати назву задачі, наприклад, «Визначення реакцій опор балки» і позначення записки КР ТМ (курсова робота з технічної механіки), до якого входить номер залікової книжки студента, наприклад, КР ТМ 11-188.00.00.000 ПЗ. У кутових штампах (рис. 1б) для решти сторінок записувати тільки позначення записки і нумерацію аркушів. Номер сторінки проставляти у відповідній графі штампа (рис. 1). Відлік починати з титульної сторінки, але номер її на титульній не ставити. Нумерація сторінок – наскрізна до додатків. Додатки (специфікація до складального креслення) нумерувати окремо і вшивати в кінці записки.

Формули у тексті записувати з нової стрічки у загальному вигляді, а під формулою наводити пояснення кожного символу із зазначенням величини й розмірності. Обчислення формул проводити у такій послідовності: записування шуканої величини в буквену виразі, підстановка відповідних цифрових значень і записування кінцевого результату з проставленням розмірностей.

Усі схеми та ескізи при виконанні курсової роботи оформляти на окремій сторінці чи двох, за необхідності, з дотриманням послідовності, передбаченої ходом розв’язування чи проектування. Рисунки нумерувати відповідно до номера задачі й супроводжувати підписами (додатки 4, 5).

					КР ТМ 11-188.00.00.000 ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Олійник В.І				Визначення реакцій опор балки	Літ.	Арк.
Перевір.	Хомик Н.І.						2
Консульт.							8
Н. контр.						ЕМФ, ЕС-21	
Затв.	Рибак Т.І.						

а)

					КР ТМ 11-188.00.00.000 ПЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			5

б)

Рисунок 1. Приклад заповнення штампів на сторінках записки:

а) штамп для розділу (умови задачі);

б) штамп для наступних сторінок тексту

Графічну частину виконувати на листу форматом А1 (додаток 23), яка повинна містити: складальне креслення тихохідного вала одноступінчастого редуктора (додаток 21), робочі креслення вала (додаток 20) і зубчастого колеса (додаток 18).

1. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ МЕХАНІКИ

Поняття про силу й момент

Сила – це величина, що є мірою механічної взаємодії матеріальних тіл.

Сила, що діє на тіло, – вектор. Сила характеризується точкою прикладання, напрямом і величиною. Позначають силу – $\vec{F}$ ($\vec{Q}$, $\vec{P}$), одиниця вимірювання – Ньютон. $1H$ – це така сила, яка масі в 1кг надає прискорення 1м/с^2 .

Проекція сили на вісь – це величина алгебраїчна, яка може бути як додатною, так і від'ємною, що встановлюється за напрямом проекції – напрямом від проекції початку до проекції кінця вектора сили.

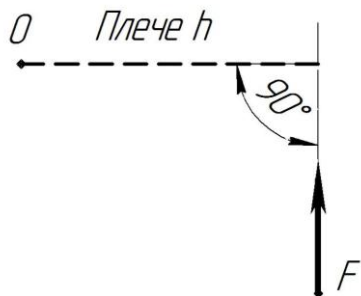
Правило знаків:

Якщо напрям проекції сили на вісь співпадає з додатним напрямом осі, то ця проекція вважається додатною, і навпаки.

Якщо вектор сили паралельний осі, то він проектується на вісь у натуральну величину.

Якщо вектор сили перпендикулярний до осі, то його проекція на цю вісь дорівнює нулю.

Поняття моменту сили відносно точки ввів Леонардо да Вінчі.



Момент сили відносно точки – це добуток модуля сили на її плече (рис. 1.1)

$$M_0(F) = F \cdot h.$$

Обертова дія сили характеризується моментом. Точку, відносно якої беруть момент, називають **центром моменту**.

Рисунок 1.1

Плече сили відносно точки – це найкоротша відстань від центра моменту до лінії дії сили. Одиниця вимірювання моменту сили – $H\text{м}$.

Одна і та ж сила відносно різних точок може давати «+» і «-» момент.

Момент сили відносно точки, що лежить на лінії дії цієї сили, дорівнює нулю, так як плече у цьому випадку дорівнює нулю.

Момент сили відносно точки не змінюється при перенесенні сили вздовж лінії її дії, так як модуль сили і плече залишаються незмінними.

Дві різні системи сил прийнято вважати **еквівалентними**, якщо одну з них можна замінити іншою, не порушуючи стану вільного твердого тіла.

Одну силу, еквівалентну даній системі сил, називають **рівнодієюю**, а сили цієї системи – складовими рівнодієюю. Силу, яка зрівноважує дану систему сил, називають **зрівноважувальною** цієї системи.

Рівнодіяна і зрівноважувальна сили однієї й тієї ж системи рівні за модулем і діють уздовж однієї прямої у протилежні сторони.

Класифікація зовнішніх навантажень

Зовнішні навантаження класифікують:

1. За характером дії – статичні, динамічні.

Статичні – це навантаження, значення, напрямки і місце прикладання яких залишаються постійними.

Динамічні – це навантаження, які характеризуються швидкими змінами їх значення в часі, напрямку чи місця прикладання.

2. За характером прикладання (рис. 1.2):

а) F , Q , R – зосереджені сили $[H, \kappa H, MH]$;

б) M , T – зосереджені моменти $[Hm, \kappa Hm, MHm]$;

в) q – розподілені на лінії $[H/m, \kappa H/m]$.

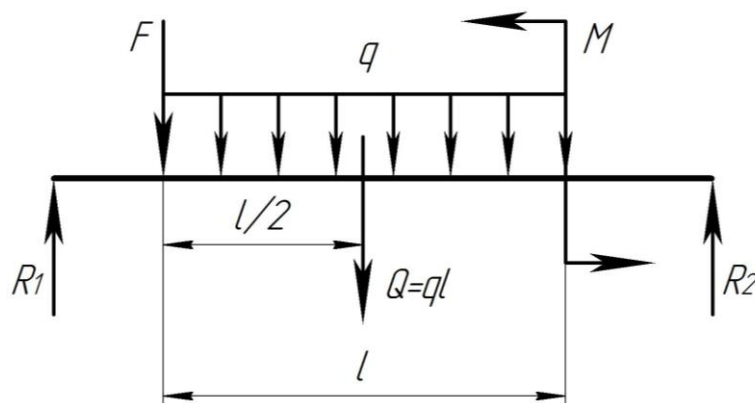


Рисунок 1.2

Сили, які прикладені до площадки, розмірами якої нехтують, називають **зосередженими**. Якщо сили прикладені вздовж лінії, на поверхні тіла або об'єму, наприклад, сила тяжіння, сила вітру або води і т.п., то їх називають **розподіленими**.

Плоска система розподілених сил характеризується інтенсивністю розподілу по довжині (або лінії) й позначається q , одиниця вимірювання – H/m . Розподілене навантаження, що має постійну інтенсивність, – це рівномірно розподілене навантаження (див. рис. 1.2).

При розв'язуванні задач статки розподілене навантаження замінюють рівнодієюю силою. Модуль рівнодієюю сили рівномірно розподіленого навантаження $Q = q \cdot l$. Прикладена рівнодіяна сила посередині довжини розподілення.

В'язі та реакції в'язей. Принцип звільнення

В'язі – це обмеження, що накладаються на положення і швидкості точок тіла у просторі.

Сила, з якою тіло діє на в'язь, називають силою тиску; сила, з якою в'язь діє на тіло, називають силою реакції або просто реакцією. Згідно з аксіомою взаємодії ці сили рівні за модулем і діють на одній прямій у протилежні сторони. Сили реакції і тиску прикладені до різних тіл, тому не є системою сил.

Сили, що діють на тіло, поділяють на **активні й реактивні**. Активні сили намагаються переміщувати тіло, до якого вони прикладені. Реактивні сили протидіють цьому переміщенню. Принципова різниця активних і реактивних сил – величина реактивних сил залежить від величини активних, але не навпаки. Активні сили називають **навантаженнями**.

При розв'язуванні задач статички невільне тіло умовно зображають як вільне з допомогою **принципу звільнення**.

Принцип звільнення – всяке невільне тіло можна розглядати як вільне, якщо відкинути в'язі, замінивши їх реакціями.

У результаті використання цього принципу отримують тіло, що перебуває під дією деякої системи активних і реактивних сил.

Правило для визначення напрямку реакції в'язі. Напрямок реакції в'язі протилежний напрямку переміщення, яке ця в'язь забороняє.

Найпоширеніші в'язі за будовою можна розділити на три основні типи (рис. 1.3):

- шарнірно-рухома опора (опора A);
- шарнірно-нерухома опора (опора B);
- жорстке закріплення або защемлення (опора C).

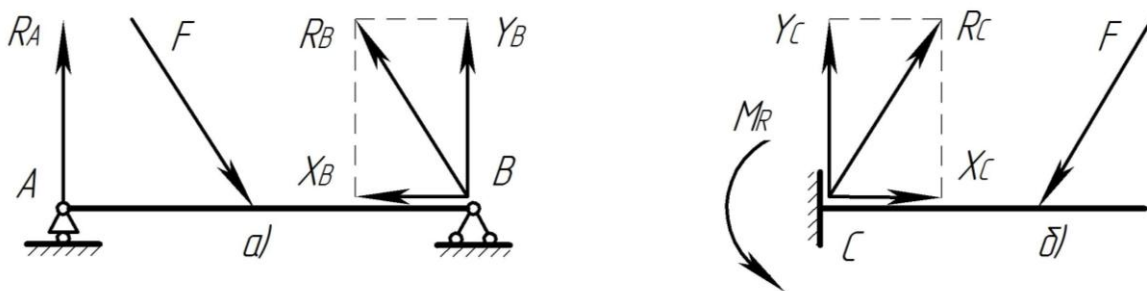


Рисунок 1.3

Шарнірно-рухома опора (див. рис. 1.3а). Реакція такої в'язі завжди направлена перпендикулярно опорній площині й невідома тільки за модулем (одна невідома).

Шарнірно-нерухома опора (див. рис. 1.3а). Реакція такої в'язі направлена перпендикулярно осі шарніра; модуль і напрям її невідомі (*дві невідомі*). При розв'язуванні задач таку реакцію розкладають на дві взаємно перпендикулярні складові, невідомі за модулем, але відомі за напрямом.

Жорстке закріплення (защемлення) не допускає ні лінійних переміщень, ні поворотів защемленого кінця балки (див. рис. 1.3б). Жорстке защемлення замінюють реактивною силою, невідомою за модулем і напрямом, і реактивним моментом (*три невідомі*). Реактивну силу, невідому за напрямом, розкладають на дві взаємно перпендикулярні складові.

Якщо при розв'язуванні задач реактивна сила або реактивний момент отримують із від'ємним знаком, то дійсний їх напрям протилежний прийнятому на рисунку.

Умови рівноваги плоскої системи сил

Для рівноваги плоскої *системи довільно розташованих сил* необхідно і достатньо, щоб алгебраїчні суми проекцій усіх сил на осі координат X , Y дорівнювали нулю і щоб алгебраїчна сума моментів цих сил відносно будь-якої точки площини також дорівнювала нулю.

Умови рівноваги, записані у вигляді рівнянь, що містять невідомі величини, називають *рівняннями рівноваги*:

$$\sum X = 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum M = 0.$$

При розв'язуванні деяких задач доцільно замість одного рівняння проекцій складати рівняння моментів. Якщо замінити одне рівняння проекцій, то умови рівноваги плоскої системи довільно розташованих сил мають вигляд

$$\sum X = 0; \quad \sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0.$$

Ці умови є недостатніми для рівноваги, якщо центри моментів A і B лежать на одному перпендикулярі до осі X , оскільки система сил має рівнодійну, яка проходить через ці точки і тому не може бути у рівновазі.

Умови рівноваги плоскої системи довільно розташованих сил можна записати у вигляді

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0; \quad \sum M_C = 0.$$

Ці умови є недостатніми для рівноваги, якщо центри моментів A , B і C лежать на одній прямій. Система сил може мати рівнодійну, яка проходить через ці точки, і тому не може бути у рівновазі.

Умови рівноваги плоскої *системи паралельних сил*: для рівноваги плоскої системи паралельних сил необхідно і достатньо, щоб алгебраїчна сума моментів усіх сил дорівнювала нулю і щоб алгебраїчна сума моментів усіх сил відносно будь-якої точки площини також дорівнювала нулю.

$$\sum F_i = 0; \quad \sum M = 0.$$

Умови рівноваги плоскої *системи збіжних сил*: для рівноваги плоскої системи збіжних сил необхідно і достатньо, щоб алгебраїчна сума проекцій цих сил на кожну із двох координатних осей дорівнювала нулю.

$$\sum X = 0; \quad \sum Y = 0.$$

Усі види аналітичних умов рівноваги дійсні для будь-яких прямокутних осей координат, тому під час розв'язування задачі або її перевірки осі можна змінювати, тобто одні рівняння проекцій сил складати для однієї системи координат, інші – для нової системи координат.

При розв'язуванні задач статки аналітичним способом доцільно складати рівняння рівноваги так, щоб у кожному з них була тільки одна невідома величина. Для цього необхідно раціонально вибрати осі координат і центри моментів.

Порядок розв'язування задач статки:

- 1) вибирають тіло, рівновагу якого будуть розглядати;
- 2) відкидають в'язі, замінюючи їх реакціями, і встановлюють, яка система сил діє на тіло;
- 3) використовуючи умови рівноваги, знаходять невідомі величини.

Задача №1

Визначення реакцій опор балки

Горизонтальна балка довжиною l встановлена на опорах B і C (рис. до задачі 1) і навантажена зосередженою силою F , розподіленим навантаженням інтенсивністю q , парою сил з моментом M (табл. до задачі 1). Не враховуючи силу ваги балки, визначити реакції опор B і C .

План розв'язування задачі:

1. Відкинути опори, замінивши їх дію реакціями.
2. Записати рівняння рівноваги балки.
3. Визначити реакції опор.
4. Перевірити правильність розв'язку.

Таблиця до задачі 1

№ з/п	q , кН/м	F , кН	M , $\text{кН}\cdot\text{м}$	l , м
1	20	20	30	8
2	30	30	25	12
3	10	25	35	10
4	20	10	40	8
5	30	30	25	12
6	10	35	20	10
7	20	20	30	8
8	30	25	35	12
9	10	15	40	6
0	10	40	20	10

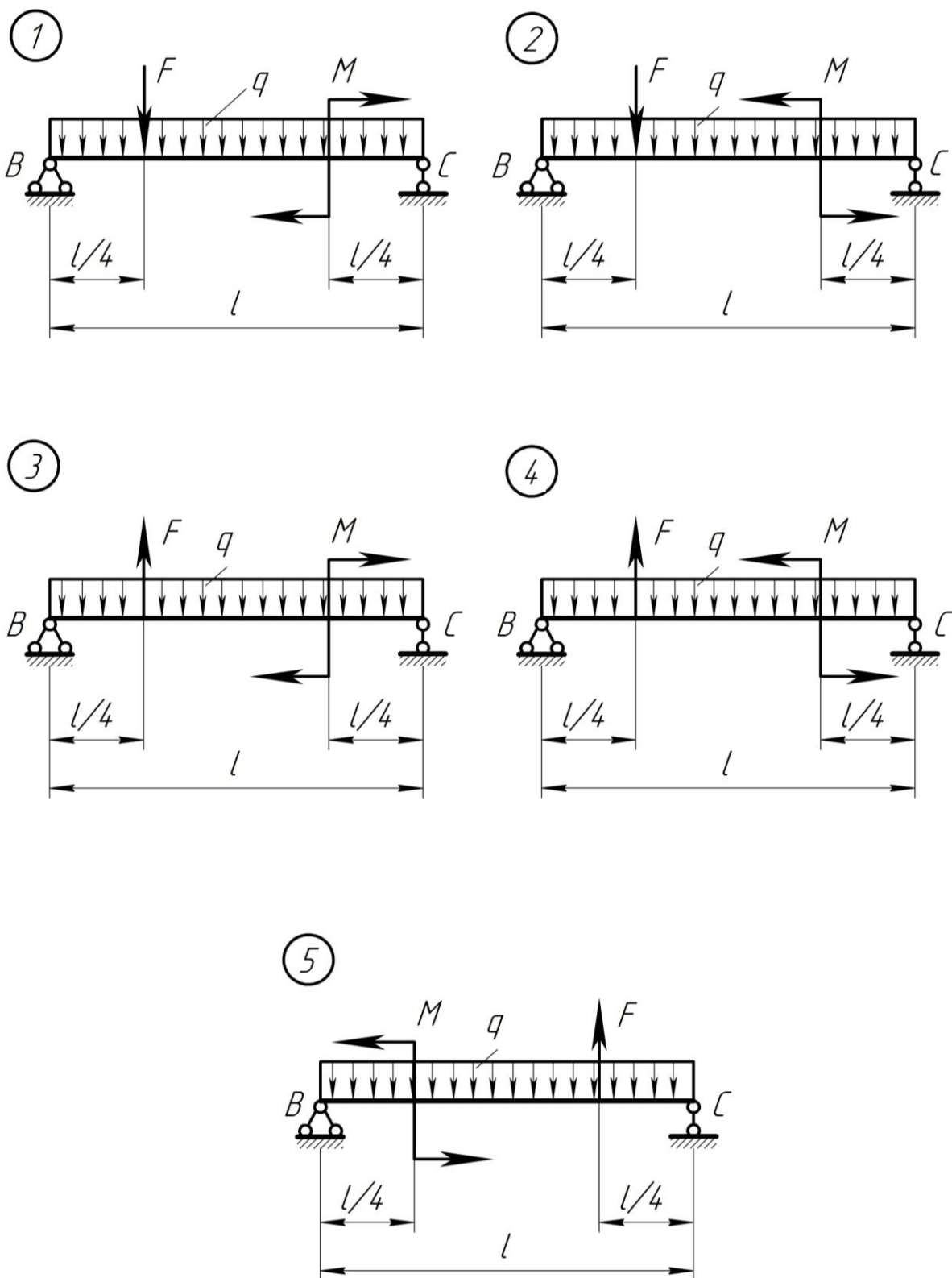


Рисунок до задачі 1

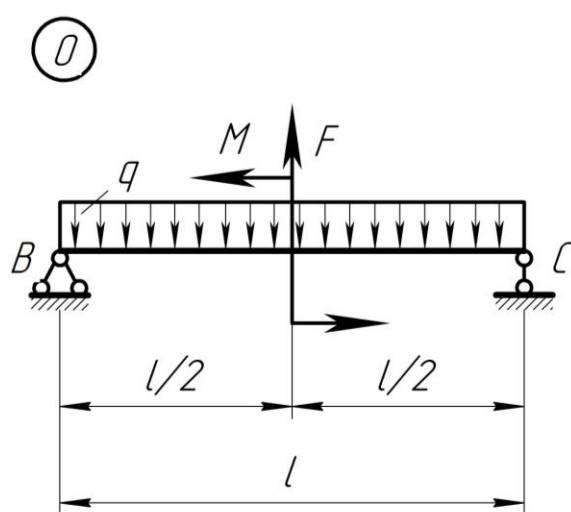
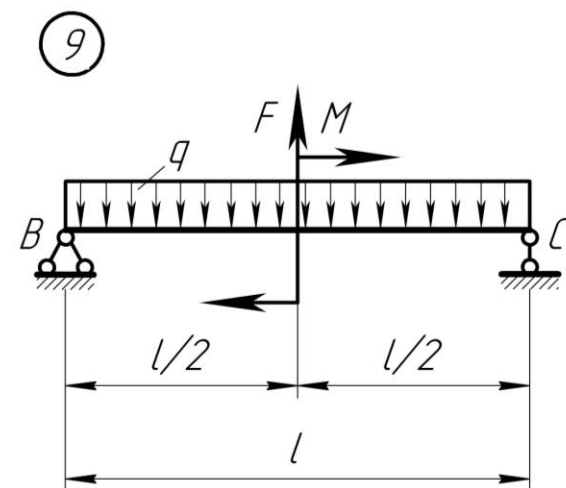
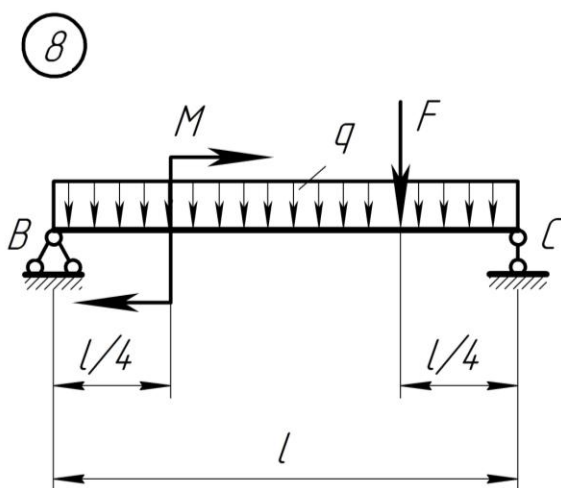
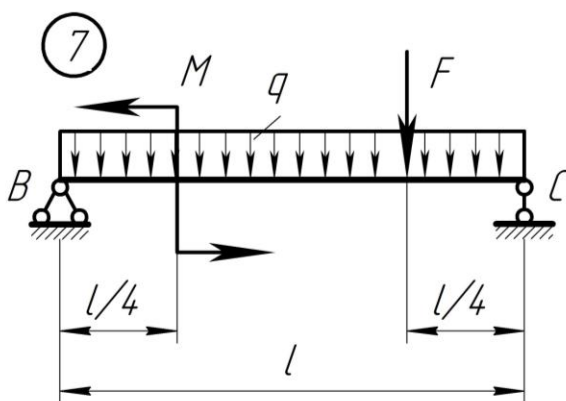
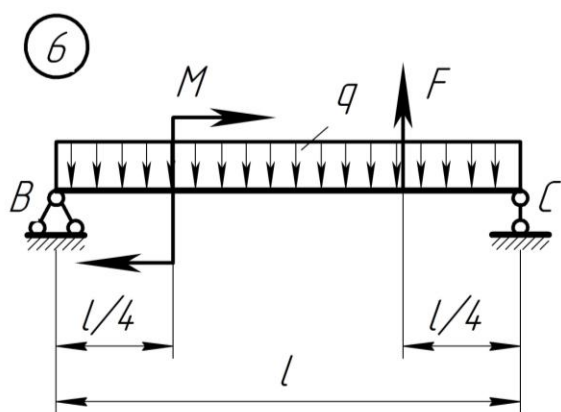


Рисунок до задачі 1 (закінчення)

Задача №2

Визначення реакцій защемлення

Консольна балка (рис. до задачі 2) довжиною l навантажена зосередженою силою F , розподіленим навантаженням інтенсивністю q , парою сил з моментом M (табл. до задачі 2). Не враховуючи силу ваги консолі, визначити реакцію защемлення.

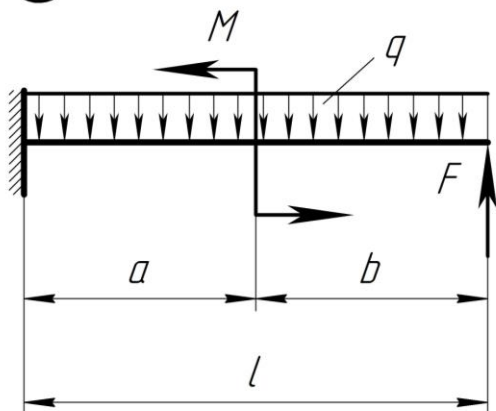
План розв'язування задачі:

1. Відкинути защемлення, замінивши його дію реакціями.
2. Записати рівняння рівноваги балки.
3. Визначити реакції защемлення.
4. Перевірити правильність розв'язку.

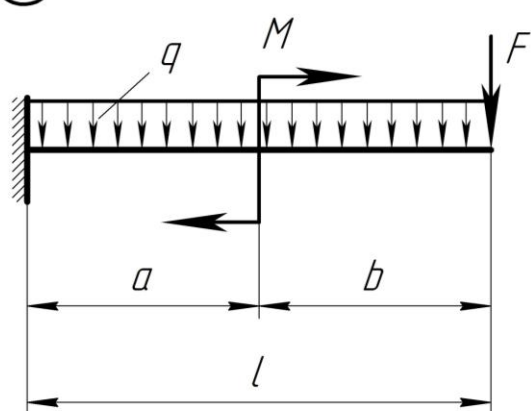
Таблиця до задачі 2

№ з/п	q , кН/м	F , кН	M , кН·м	a , м	b , м	l , м
1	20	20	30	2	6	8
2	30	30	25	6	6	12
3	10	25	35	4	6	10
4	20	10	40	4	4	8
5	30	30	25	4	8	12
6	10	35	20	2	8	10
7	20	20	30	3	5	8
8	30	25	35	7	5	12
9	10	15	40	2	4	6
0	10	40	20	3	7	10

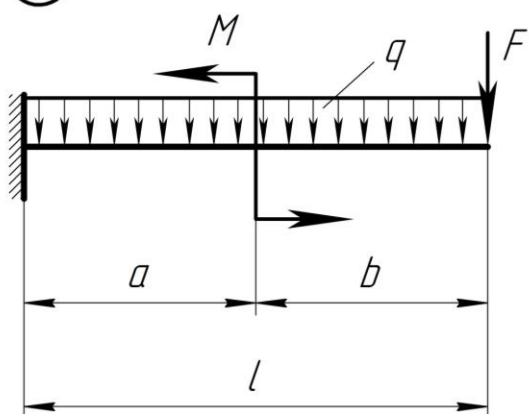
1



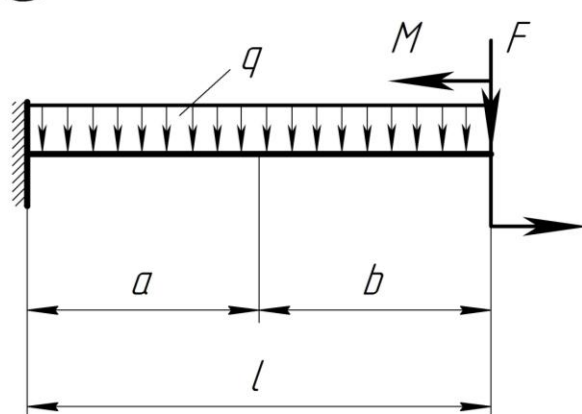
2



3



4



5

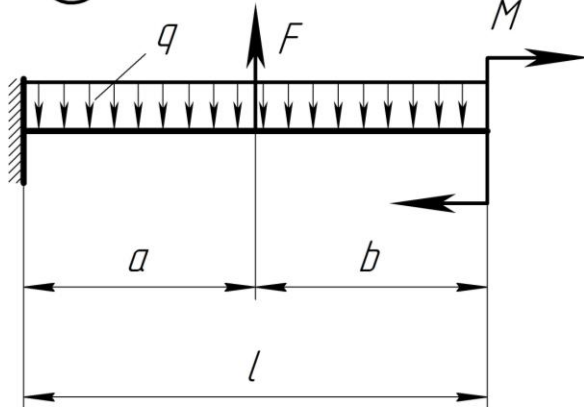


Рисунок до задачі 2

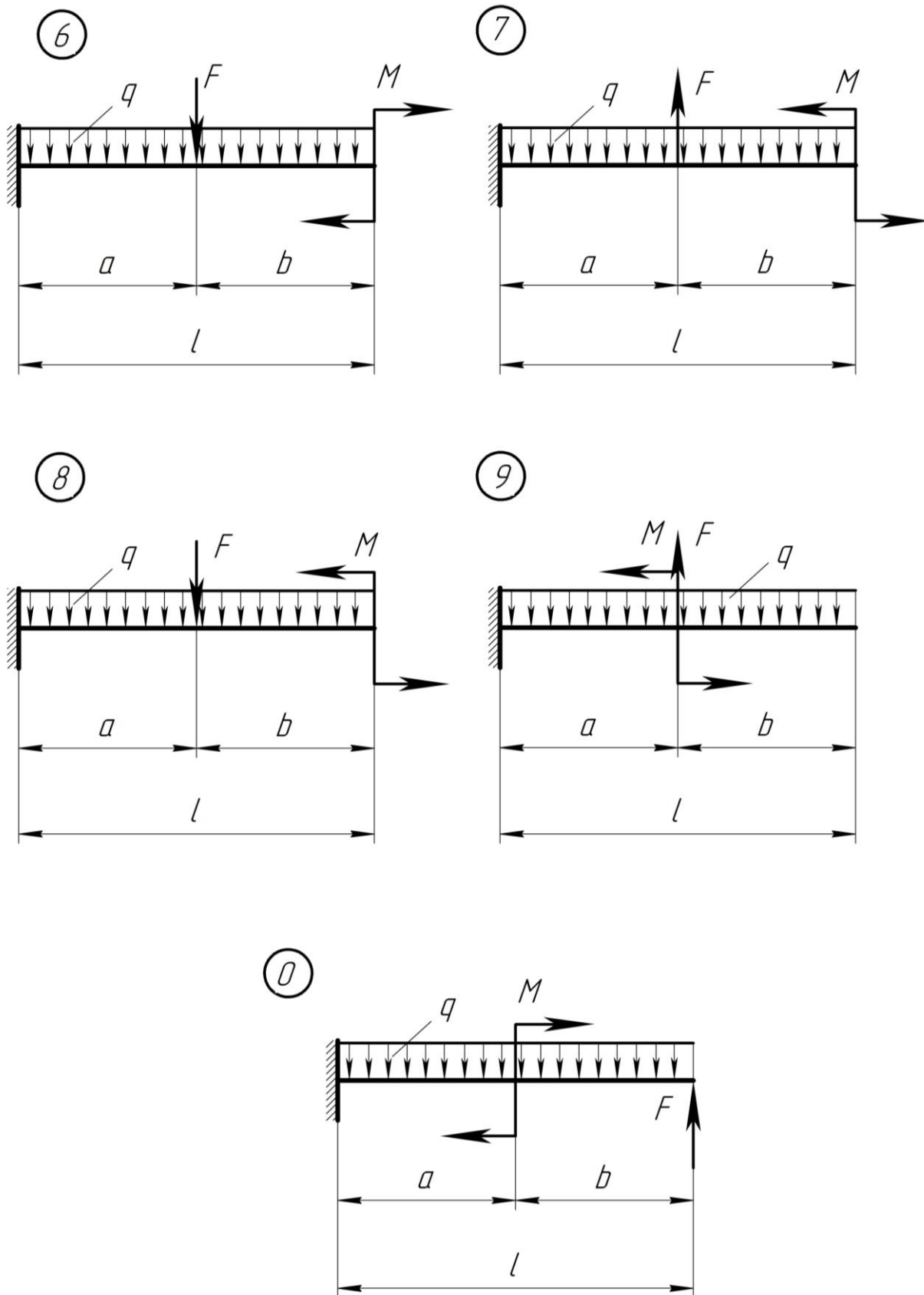


Рисунок до задачі 2 (закінчення)

Приклад розв'язування задачі 1

Визначення реакцій опор балки

Горизонтальна балка довжиною $l = 5\text{ м}$ встановлена на опорах B і C (рис. 1.4а) і навантажена розподіленим навантаженням інтенсивністю $q = 20\text{ кН/м}$, зосередженою силою $F = 15\text{ кН}$, моментом $M = 16\text{ кНм}$. Не враховуючи силу ваги балки, визначити реакції опор B і C .

Розв'язування

Відкинувши опори, замінюємо їх реакціями (рис. 1.4б). Реакції опор – це реактивні сили B_Y і C_Y . Реактивні сили направимо вертикально, оскільки активні сили, що діють на балку, горизонтальних складових не мають. Розподілене навантаження замінюємо рівнодією $Q = q \cdot l = q \cdot 5$.

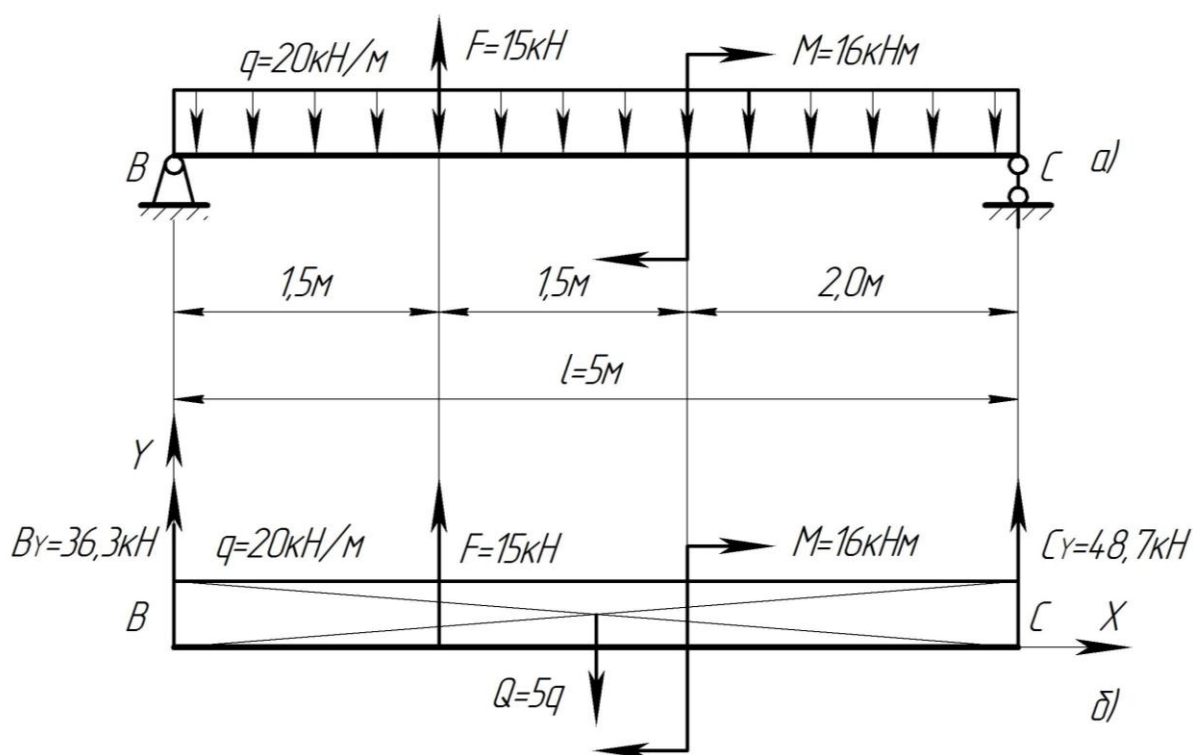


Рисунок 1.4

Використовуючи умову рівноваги плоскої системи паралельних сил, запишемо два рівняння рівноваги

$$\sum M_B = 0; \quad -M - q \cdot 5 \cdot 2,5 + C_Y \cdot 5 + F \cdot 1,5 = 0;$$

$$\sum M_C = 0; \quad -M - B_Y \cdot 5 + q \cdot 5 \cdot 2,5 - F \cdot 3,5 = 0,$$

звідки визначимо невідомі реакції

$$B_Y = \frac{-16 + 20 \cdot 5 \cdot 2,5 - 15 \cdot 3,5}{5} = 36,3 \text{ кН};$$

$$C_Y = \frac{16 + 20 \cdot 5 \cdot 2,5 - 15 \cdot 1,5}{5} = 48,7 \text{ кН}.$$

Перевіримо розв'язок, склавши контрольне рівняння – суму проекцій усіх сил на вертикальну вісь.

$$\sum Y = 0; \quad \sum Y = B_Y + C_Y + F - q \cdot 5 = 36,6 + 48,7 + 15 - 20 \cdot 5 = 0.$$

Розв'язок правильний.

Примітка. При розв'язуванні задач механіки необхідно строго дотримуватися **правила**: розмірності й одиниці вимірювання всіх доданків і обох частин рівнянь мають бути однаковими.

Приклад розв'язування задачі 2 Визначення реакцій защемлення

Консольна балка (рис. 1.5а) довжиною $l=6\text{ м}$ навантажена зосередженою силою $F=35\text{ кН}$, розподіленим навантаженням інтенсивністю $q=10\text{ кН/м}$, парою сил з моментом $M=15\text{ кНм}$. Не враховуючи силу ваги консолі, визначити реакцію защемлення.

Розв'язування

Відкинувши защемлення, замінюємо його реакціями (рис. 1.5б). Реакція защемлення – це реактивна сила R і реактивний момент M_R . Реактивна сила направлена вертикально, оскільки активні сили, що діють на балку, горизонтальних складових не мають. Розподілене навантаження замінюємо рівнодією $Q = q \cdot l = q \cdot 6$.

Використовуючи умову рівноваги плоскої системи паралельних сил, запишемо два рівняння рівноваги

$$\sum F_i = 0; \quad R - q \cdot l + F = 0,$$

звідки $R = q \cdot l - F = 10 \cdot 6 - 35 = 25 \text{ кН};$

$$\sum M_B = 0; \quad -q \cdot l \cdot \frac{l}{2} + F \cdot 4,5 - M + M_R = 0,$$

звідки $M_R = 10 \cdot 6 \cdot (6/2) + 15 - 35 \cdot 4,5 = -37,5 \text{ Нм}.$

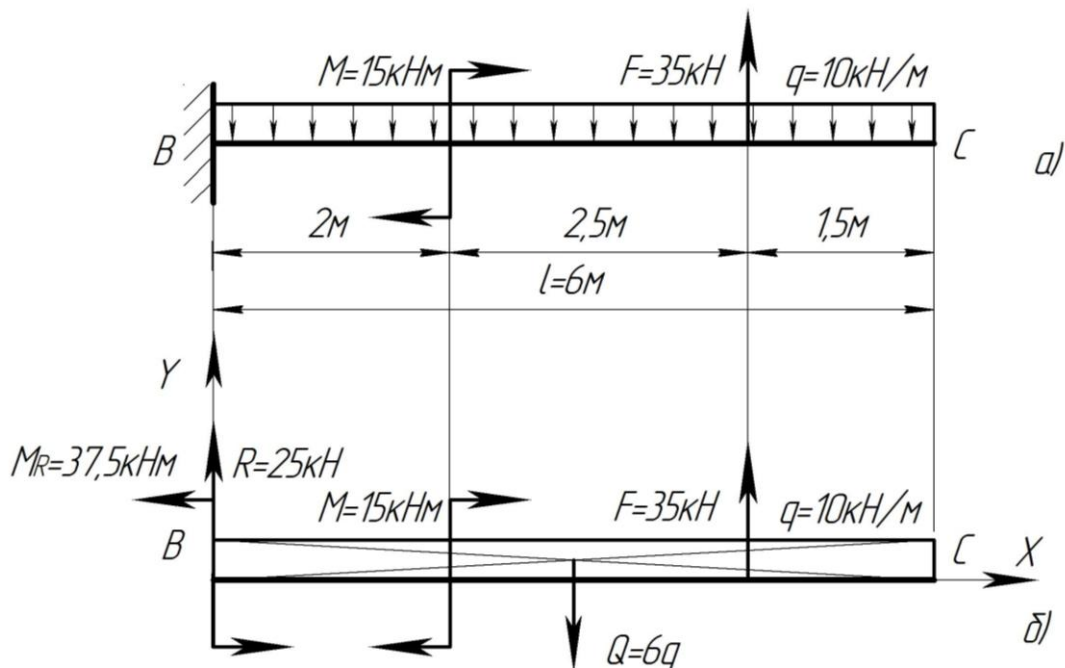


Рисунок 1.5

Перевіримо розв'язок, склавши контрольне рівняння суми моментів відносно точки С.

$$\begin{aligned} \sum M_C = 0; \quad & -R \cdot l + M_R + q \cdot l \cdot \frac{l}{2} - M - F \cdot 1,5 = \\ & = -25 \cdot 6 + 37,5 + 10 \cdot 6 \cdot (6/2) - 15 - 35 \cdot 1,5 = 0. \end{aligned}$$

Розв'язок правильний.

2. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ

Задачі опору матеріалів

Опір матеріалів – наука про інженерні методи розрахунків на міцність, жорсткість і стійкість елементів машин і конструкцій.

Конструкції – усі матеріальні об'єкти техніки, їх частини й деталі.

Міцність – здатність матеріалу чи конструкції витримувати навантаження (механічне або температури) не руйнуючись.

$$p_{\max} \leq [p],$$

де $p_{\max}$ – максимальне напруження;

$[p]$ – допустиме напруження.

Жорсткість – здатність конструкції та її елементів протидіяти пружним деформаціям, тобто здатність сприймати зовнішнє навантаження без зміни геометричних розмірів та форми.

$$f_{\max} \leq [f],$$

де $f_{\max}$ – максимальна деформація (переміщення);

$[f]$ – допустима деформація (переміщення).

Стійкість – здатність конструкції або її елементів зберігати під дією заданих сил початкову форму пружної рівноваги.

Мета курсу опір матеріалів:

а) навчитися за розрахунковою схемою вірно визначати вид деформації, на який працює деталь чи конструкція;

б) визначити найнебезпечніший перетин, попередньо побудувавши епюри внутрішніх силових факторів;

в) за відповідною умовою міцності чи жорсткості визначити розміри поперечного перетину, а в деяких задачах допустиме навантаження чи максимальні напруження, і провести перевірку міцності.

Об'єкти розрахунку в опорі матеріалів

Усі елементи машинобудівних і будівельних конструкцій можна звести до таких типових спрощених елементів: бруси, оболонки, пластини, масивні тіла. Відповідно до них виконують розрахунки в опорі матеріалів.

Стержень (брус) – тіло призматичної форми, в якого один розмір (довжина) набагато перевищує два інших (поперечних) розміри.

Тонкостінні стержні (швелери, кутники, двотаври) – тіла, в яких товщина стінки значно менша за габаритні розміри поперечного перетину.

Пластина – призматичне (циліндричне) тіло, в якого один розмір (товщина) набагато менший за два інших.

Оболонка – тіло, обмежене двома криволінійними поверхнями, відстань між якими (товщина) мала порівняно з іншими розмірами. Це – пластина з викривленою серединною поверхнею.

Масив (масивне тіло) – тіло, розміри якого в усіх (трьох) напрямках одного порядку.

Основні види деформацій

Усі існуючі тіла під впливом зовнішніх сил здатні змінювати свої розміри і форму, тобто деформуватися.

В опорі матеріалів розрізняють деформації розтягу (стиску), зсуву (зрізу), кручення і згину.

При різних видах деформації у поперечних перетинах тіла виникають різні внутрішні силові фактори.

1. **Розтяг-стиск** – такий вид деформації, при якому у поперечних перетинах прямого бруса виникає тільки *поздовжня (осьова) сила N* .

Брус, що працює на розтяг (стиск), називають стержнем.

Розтягу зазнають такі елементи конструкцій, як канати, болти, троси, стержні ферм, штоки поршневих машин. На стиск працюють цегляна кладка будинків, фундамент, колони, пуансони штампів.

2. **Зсув (зріз)** – такий вид деформації, при якому у поперечних перетинах бруса діє тільки *поперечна (перерізуюча) сила Q* . Деформація зсуву доведена до руйнування матеріалу – зріз.

Зсуву зазнають заклепки, болти, шпонки, шви зварних з'єднань.

3. **Кручення** – такий вид деформації, при якому у поперечних перетинах бруса діє тільки *крутний момент M_{KR}* . Кручення зазнають вали (бруси круглого поперечного перетину), які передають потужність під час обертального руху. Кручення часто супроводжується згином або іншим видом деформації.

4. **Прямий поперечний згин** – такий вид деформації, при якому у поперечних перетинах бруса виникає *згинальний момент $M_{зг}$* та поперечна сила Q . Брус, який працює на згин, називають балкою.

Згину зазнають осі, балки міжповерхових перекриттів і мостів, зуби зубчастих коліс, листові ресори.

5. **Складний опір** – це поєднання двох або більше простих видів деформацій, а саме: *згин + кручення; стиск + згин* і т.д.

Внутрішні силові фактори. Метод перетинів. Епюра

Внутрішні силові фактори – це внутрішні сили взаємодії між частинками тіла, які виникають при дії на тіло зовнішніх сил, і перешкоджають зміні відстаней між частинками й руйнуванню тіла. Їх називають *зусиллями*. Зовнішні силові дії, прикладені до елемента

конструкції, і реакції в місцях кріплення опор, тобто активні й реактивні сили називають **навантаженнями**.

Для встановлення величини внутрішніх зусиль (силових факторів), що виникають у перетині стержнів, застосовують метод перетинів.

Перетин, перпендикулярний до осі бруса, називають **нормальним** або **поперечним**; перетин, проведений під будь-яким іншим кутом, називають **косим** або **похилим**.

Метод перетинів полягає в тому, що пружне тіло (брус), що перебуває у рівновазі під дією системи зовнішніх сил, уявно розрізають площиною на 2-і частини (рис. 2.1а). Будь-яку з них відкидають. Залишену частину розглядають як самостійне тіло, що перебуває в рівновазі, приклавши до неї внутрішні сили взаємодії (зусилля), що виникають між обома частинами тіла під впливом зовнішніх сил (рис. 2.1б). Внутрішні сили замінюють вплив відкинutoї частини бруса на залишену. Принципово не важливо, яку із частин тіла відкинути.

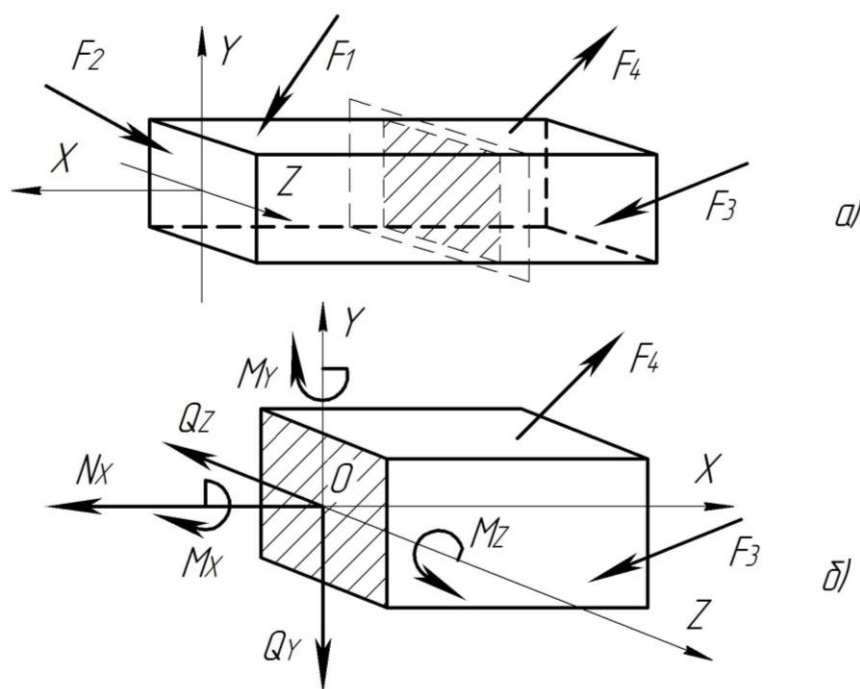


Рисунок 2.1

У загальному випадку навантаження бруса у його поперечному перетині виникає шість внутрішніх силових факторів:

N_X – поздовжня (нормальна) сила, діє вздовж осі бруса, перпендикулярна до площини перетину;

Q_Y , Q_Z – поперечні сили, дотичні до площини перетину, намагаються зсунути одну частину бруса відносно іншої у напрямках осей OY , OZ ;

M_Y, M_Z – моменти, що повертають перетин навколо осей OY, OZ ,
намагаються зігнути стержень у площинах XZ та XY , тобто
згинальні моменти, $M_Y = M_{3\Gamma.Y}$; $M_Z = M_{3\Gamma.Z}$;

M_X – момент, що діє у площині перетину і спричиняє поворот
перетину відносно поздовжньої осі бруса OX , тобто скручує
брус, називають його крутним моментом, $M_X = M_{KP}$.

Кожен із внутрішніх силових факторів пов'язаний з певним видом деформації.

Для визначення внутрішніх силових факторів у загальному вигляді, незалежно від напружень $\sigma_X, \tau_{XY}, \tau_{XZ}$, відповідно до методу перетинів, записують шість умов рівноваги сил, що діють на залишену частину бруса (використовують шість рівнянь статки). Прирівнюють до нуля алгебраїчні суми проекцій усіх сил, прикладених до цієї частини на осі OX, OY, OZ , і алгебраїчні суми моментів цих сил відносно тих самих осей:

$$\begin{array}{ll} \sum X = 0; & N_X + \sum F_{iX} = 0; \\ \sum Y = 0; & Q_Y + \sum F_{iY} = 0; \\ \sum Z = 0; & Q_Z + \sum F_{iZ} = 0; \\ \sum M_X = 0; & M_{KP} + \sum M_X(F_i) = 0; \\ \sum M_Y = 0; & M_{3\Gamma.Y} + \sum M_Y(F_i) = 0; \\ \sum M_Z = 0; & M_{3\Gamma.Z} + \sum M_Z(F_i) = 0. \end{array}$$

Епюра – це графік, який показує розподіл внутрішніх силових факторів або переміщень уздовж осі стержня (бруса). **Епюри штрихують лініями, перпендикулярними до осі бруса.**

Напруження

Це – величина, яка характеризує інтенсивність внутрішніх сил. Повне напруження (рис. 2.2) визначають за формулою

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta A},$$

де ΔR – внутрішня сила, тобто зусилля, прикладене до виділеної площі;
 ΔA – елементарна площа перетину, на якій виникає зусилля ΔR .

Внутрішню силу ΔR можна розкласти на дві складові: одна направлена перпендикулярно до перетину ΔN ; друга лежить у площині перетину ΔQ . Напруження, що виникають у перетині від цих складових, називають **нормальним** і **дотичним**.

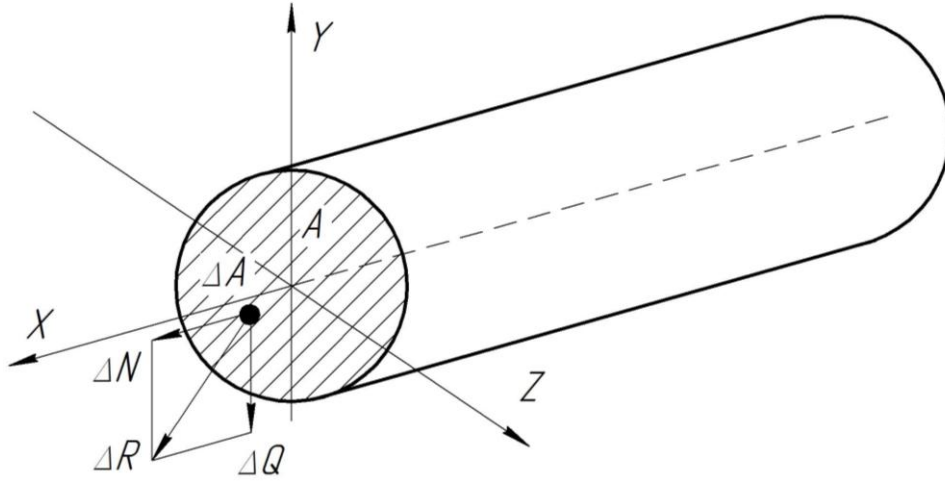


Рисунок 2.2

Дотичне напруження – це інтенсивність дотичних сил у даній точці перетину

$$\tau = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta A}.$$

Нормальне напруження – це інтенсивність нормальних сил у даній точці перетину

$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta N}{\Delta A}.$$

Повне напруження у точці визначають за формулою

$$p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}.$$

Розмірність напружень $1 \text{ Па} = \text{Н} / \text{м}^2$, $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па} = 1 \text{ Н} / \text{мм}^2$.

3. ЦЕНТРАЛЬНИЙ РОЗТЯГ І СТИСК ПРЯМОГО СТЕРЖНЯ

Центральний розтяг і стиск. Побудова епюр нормальних сил

Центральний (осьовий) розтяг або стиск виникає від сил, прикладених уздовж осі бруса. Напружений стан, викликаний такими силами, називають простим або лінійним.

Розтяг (стиск) – це такий вид деформації (вид опору), при якому в поперечних перетинах бруса виникає тільки **поздовжня (осьова, нормальна) сила** – N або N_x , спрямована вздовж осі бруса і прикладена в центрі ваги перетину. Визначають її з умови рівноваги, використовуючи метод перетинів, починаючи з вільного кінця стержня.

Поздовжня сила у довільному поперечному перетині бруса дорівнює алгебраїчній сумі проекцій на його поздовжню вісь Ox усіх зовнішніх сил, прикладених до залишеної частини.

При розтягу поздовжня сила направлена від перетину і вважається **додатною**, при стиску вона спрямована до перетину і вважається **від'ємною**.

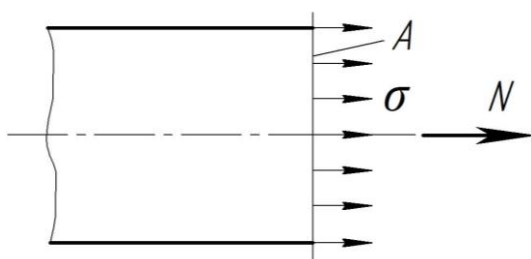
Для оцінювання навантаженості бруса, у випадку, коли поздовжні сили у різних поперечних перетинах бруса неоднакові, будують епюри. При побудові епюр брус розділяють на ділянки. Епюру будують для того, щоб використати її при розрахунку на міцність. Вона дає можливість визначити найбільше значення поздовжньої сили і перетин, у якому вона виникає, тобто небезпечний (щодо міцності) перетин.

Напруження у поперечних перетинах стержня

При розтягу (стиску) бруса у його поперечних перетинах виникають тільки **нормальні напруження**.

При розтягу (стиску) бруса нормальні напруження на його поперечному перетині **розподілені рівномірно**.

Між поздовжньою (нормальною) силою N і нормальним напруженням σ (рис. 3.1) існує залежність



$$N = \int_A \sigma \cdot dA.$$

Вважаємо, що $\sigma = \text{const}$, тоді

$$N = \sigma \cdot A,$$

звідки

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

Рисунок 3.1

Нормальні напруження додатні, якщо розтягують матеріал деталі, від'ємні, – якщо стискають.

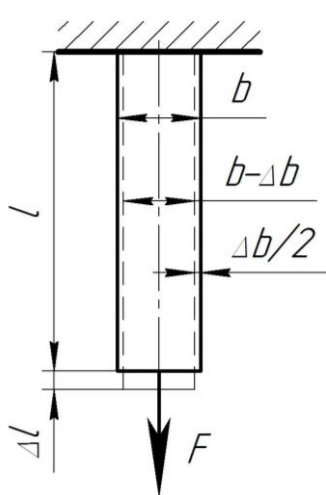
Якщо нормальні напруження у різних поперечних перетинах бруса неоднакові, доцільно показувати закон їх зміни на довжині бруса у вигляді графіка – епюри нормальних напружень.

Поздовжні й поперечні деформації

Розглянемо деформацію стержня, навантаженого осьовою силою F (рис. 3.2):

Δl – повне поздовжнє видовження стержня (абсолютна поздовжня деформація, лінійне видовження, лінійна деформація);

Δb – абсолютна поперечна деформація (лінійна деформація);



ε – відносна поздовжня деформація, $\varepsilon = \Delta l / l$;

ε' – відносна поперечна деформація, $\varepsilon' = \Delta b / b$.

До певної величини сили деформації пружного тіла пропорційні силі. При розтягу (стиску) існує лінійна залежність між видовженням стержня і поздовжньою силою.

Експериментально доведено, що напруження у матеріалі стержня залежать від деформації й механічних характеристик матеріалу. Описується ця залежність як **закон Гука при розтягу (стиску)**

Рисунок 3.2

$$\sigma = \varepsilon \cdot E; \quad \Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A},$$

де E – модуль пружності (модуль пружності I-го роду, модуль Юнга, модуль нормальної пружності, модуль поздовжньої пружності).

Експериментально встановлено, що при простому розтягу або стиску відношення поперечної деформації до поздовжньої величина постійна для даного матеріалу. Це відношення, взяте за абсолютним значенням, називають коефіцієнтом поперечної деформації або коефіцієнтом Пуассона

$$\mu = |\varepsilon' / \varepsilon|.$$

E , μ – механічні характеристики матеріалу, визначають його пружні властивості. Для сталі $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $\mu = 0,3$.

Закон Гука справедливий лише до певної величини нормального напруження, яке називають границею пропорційності даного матеріалу.

Діаграма розтягу пластичних матеріалів

Механічні характеристики матеріалів, тобто величини, які визначають їх міцність, пластичність, а також пружні постійні E та μ , необхідні інженеру-конструктору для вибору матеріалу деталі та її розрахунку на міцність і жорсткість. Ці характеристики отримують експериментально. Для цього використовують лабораторне обладнання, на якому до взірця (рис. 3.3б) прикладають статичне навантаження на розтяг (стиск) і замірюють сили й деформації. Щоб виключити вплив абсолютних розмірів досліджуваного взірця, будують так звану умовну діаграму розтягу в координатах: відносне видовження ε , нормальне напруження σ . Для маловуглецевої сталі діаграма розтягу (стиску) зображена на рис. 3.3а. Позначення на діаграмі такі:

$\sigma_{пц}$ – **границя пропорційності**, на даній ділянці деформація

пропорційна навантаженню, найбільше напруження, при досягненні якого справедливий закон Гука, $\sigma_{пц} = F_{пц} / A_0$;

$\sigma_{пр}$ – **границя пружності**, до цього напруження матеріал зберігає

пружні властивості (у взірці не виникає залишкових деформацій при знятті навантаження), $\sigma_{пр} = F_{пр} / A_0$;

σ_T – **границя текучості** – напруження, при якому відбувається ріст

пластичних деформацій взірця при постійному навантаженні, це – основна механічна характеристика для оцінювання міцності пластичних матеріалів (сталей), $\sigma_T = F_T / A_0$;

σ_M – **границя міцності** – напруження, при якому відбувається

руйнування матеріалу взірця, тобто умовне напруження, що відповідає найбільшому навантаженню, яке витримує взірець до руйнування, $\sigma_M = F_{\max} / A_0$.

На ділянці ОК діаграми розтягу (див. рис. 3.3а) стверджується закон Гука $E = \sigma / \varepsilon$.

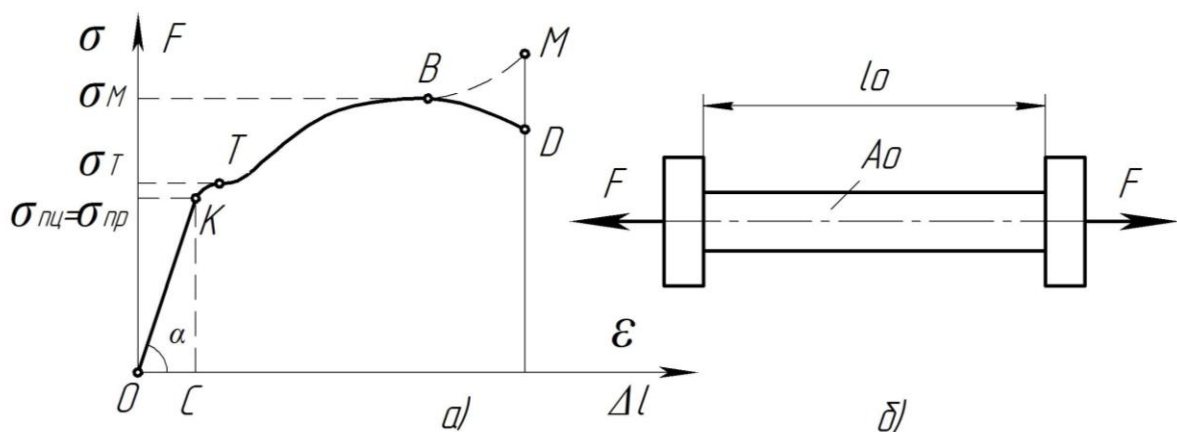


Рисунок 3.3

Тут A_0 – початкова площа поперечного перетину зразка, що піддається розтягу; F_{nc} , F_{np} , F_T – зростання величини сили розтягу, $F_{\max}$ – максимальна сила навантаження без врахування звуження перетину.

Допустимі напруження. Розрахунок на міцність

Для забезпечення міцності деталей необхідно, щоб напруження, які виникли у процесі їх експлуатації, були меншими за граничні:

а) для пластичних матеріалів (сталі)

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n},$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження на розтяг (стиск);

n – коефіцієнт запасу міцності;

б) для крихких матеріалів (чавуни)

$$[\sigma]_P = \frac{\sigma_{MP}}{n}; \quad [\sigma]_C = \frac{\sigma_{MC}}{n},$$

де $[\sigma]_P$ – допустиме напруження на розтяг;

$[\sigma]_C$ – допустиме напруження на стиск.

Коефіцієнт запасу міцності для пластичних матеріалів $n = 1,2 \dots 2,5$; для крихких матеріалів $n = 2 \dots 5$.

Умова міцності при розтягу-стиску

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

При розрахунках деталей на міцність основними є три види задач.

1. **Проектний розрахунок**, за яким визначають розміри поперечного перетину

$$A \geq \frac{N}{[\sigma]}.$$

2. **Перевірний розрахунок**, за яким визначають робочі (дійсні) напруження і порівнюють з допустимим

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

3. Визначення допустимих навантажень

$$[N] \leq [\sigma] \cdot A.$$

Задача №3

Розрахунок на міцність і визначення переміщень при розтягу й стиску

Для заданого прямолінійного сталюого ступінчастого стержня (рис. до задачі 3, табл. до задачі 3) визначити розміри поперечного перетину на всіх ділянках за умови, що форма перетину – круг; виконати ескіз стержня; побудувати епюри дійсних нормальних напружень і лінійних поздовжніх переміщень стержня, якщо $l = 8\text{м}$; $a = kl$; $b = ml$; матеріал стержня – сталь, $[\sigma] = 160\text{МПа}$, $E = 2 \cdot 10^5\text{МПа}$.

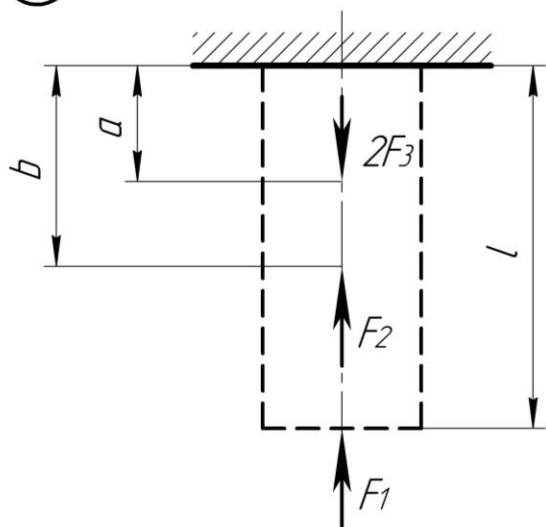
План розв’язування задачі:

1. Виконати розрахункову схему.
2. Побудувати епюру поздовжніх сил.
3. Визначити, з умови міцності, діаметри стержня на всіх ділянках. Отримані величини заокруглити до розміру, кратного 2 або 5. Виконати ескіз стержня.
4. Обчислити на кожній ділянці дійсне нормальне напруження за модулем σ_0 і побудувати епюру дійсних нормальних напружень.
5. Визначити лінійні переміщення окремих ступенів і всього стержня.
6. Побудувати епюру розподілу переміщень на довжині бруса.

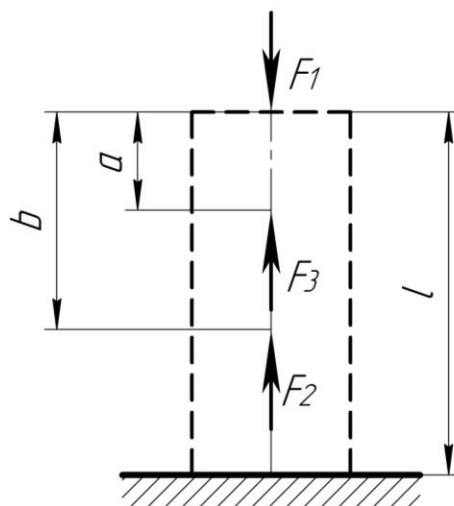
Таблиця до задачі 3

№ з/п	$F_1, \text{кН}$	$F_2, \text{кН}$	$F_3, \text{кН}$	k	m
1	25	30	50	0,2	0,5
2	10	40	20	0,4	0,7
3	20	10	60	0,1	0,4
4	15	20	40	0,3	0,6
5	30	25	10	0,25	0,65
6	25	50	25	0,35	0,75
7	40	15	30	0,45	0,8
8	20	30	50	0,15	0,45
9	50	20	40	0,2	0,8
0	60	10	20	0,4	0,8

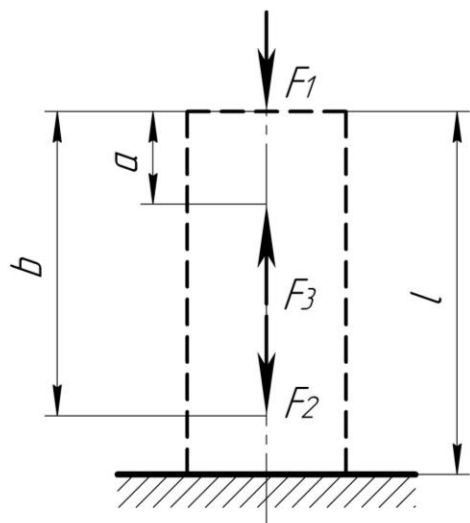
1



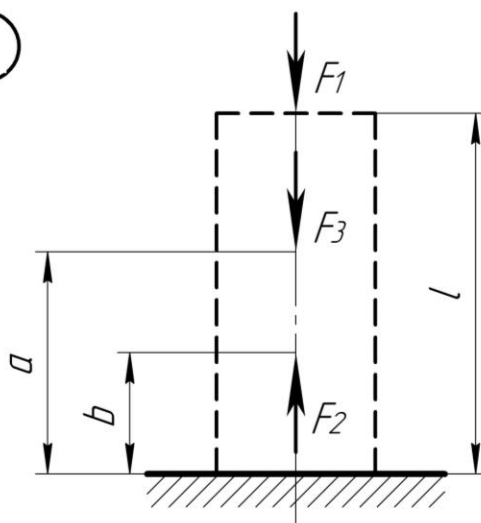
2



3



4



5

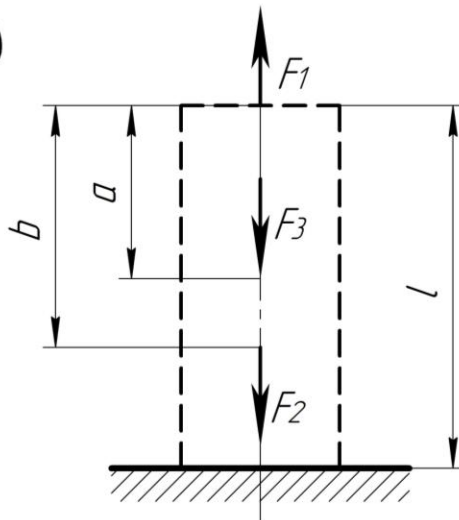


Рисунок до задачі 3

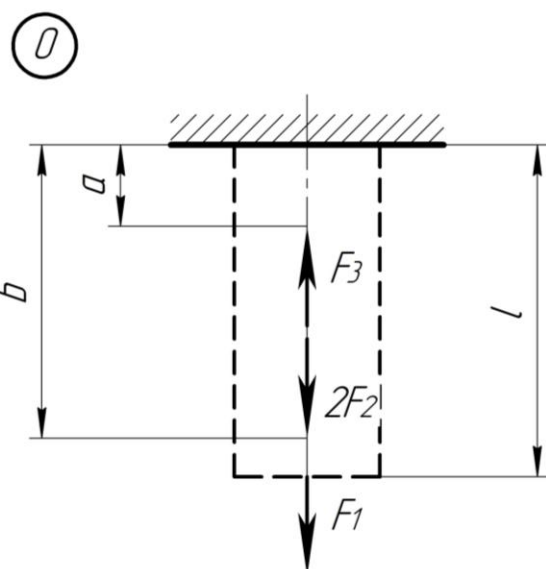
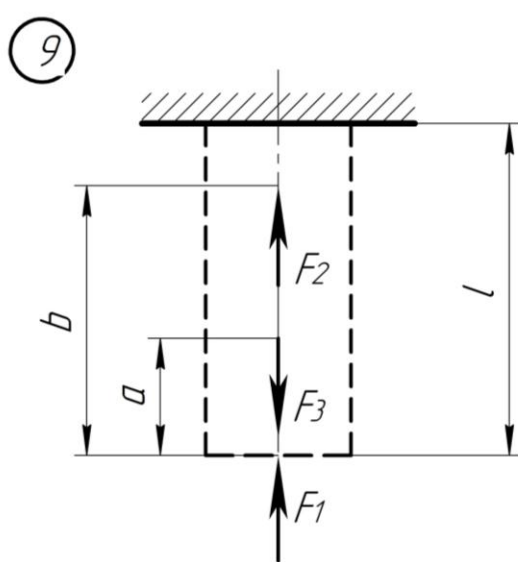
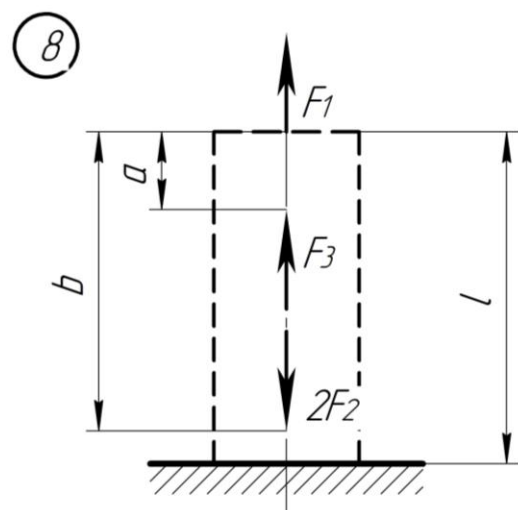
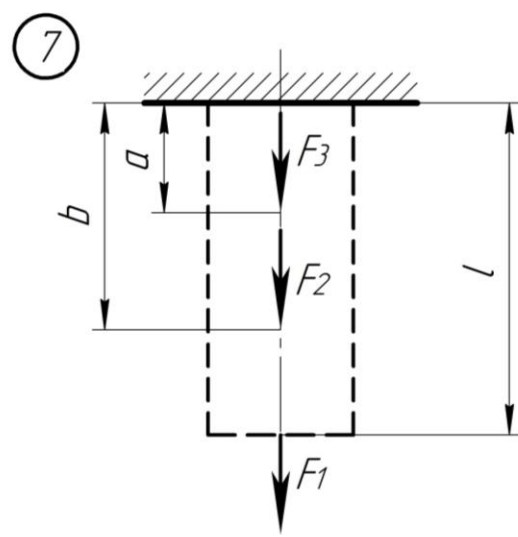
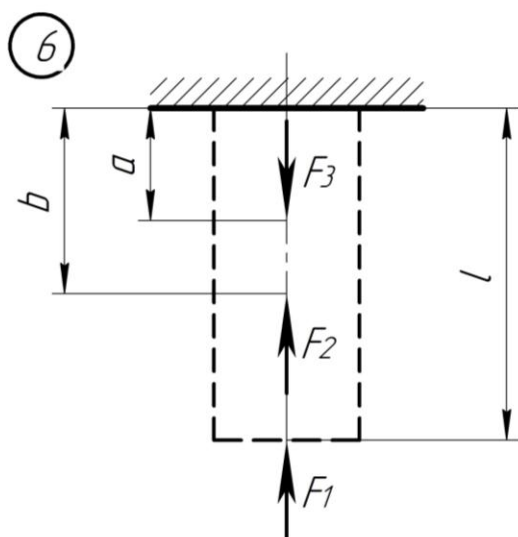


Рисунок до задачі 3 (закінчення)

Приклад розв'язування задачі №3
Розрахунок на міцність і визначення переміщень
при розтягу й стиску

Для заданого прямолінійного сталюого ступінчастого стержня (рис. 3.4а) визначити розміри поперечного перетину на всіх ділянках за умови, що форма перетину – круг; виконати ескіз стержня; побудувати епюри дійсних нормальних напружень і лінійних поздовжніх переміщень стержня, якщо $l = 8\text{м}$; матеріал стержня – сталь, $[\sigma] = 160\text{МПа}$, $E = 2 \cdot 10^5\text{МПа}$.

Розв'язування

Розбиваємо стержень на три ділянки (рис. 3.4а). Для кожної з ділянок визначаємо значення поздовжніх (нормальних) сил:

$$N_1 = F_1 = 10\text{кН};$$

$$N_2 = F_1 + F_2 = 10 + 20 = 30\text{кН};$$

$$N_3 = F_1 + F_2 - 2F_3 = 10 + 20 - 2 \cdot 40 = -50\text{кН}.$$

Будуємо епюру поздовжніх сил, N (рис. 3.4б).

З умови міцності на розтяг-стиск $\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma]$ визначаємо необхідні площі поперечних перетинів стержня на кожній ділянці:

$$A_1 \geq \frac{|N_1|}{[\sigma]} = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{160} = 0,625 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$A_2 \geq \frac{|N_2|}{[\sigma]} = \frac{30 \cdot 10^{-3}}{160} = 1,875 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$A_3 \geq \frac{|N_3|}{[\sigma]} = \frac{50 \cdot 10^{-3}}{160} = 3,125 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Діаметри стержня визначаємо за формулою

$$A_i = \pi \cdot d_i^2 / 4, \quad \text{де } i = 1, 2, 3, 4,$$

звідки

$$d_i \geq \sqrt{4A_i / \pi}.$$

Підставивши дані, отримаємо

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 62,5}{3,14}} = 8,92\text{мм};$$

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 187,5}{3,14}} = 15,45\text{мм};$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 312,5}{3,14}} = 19,95\text{мм}.$$

Отримані результати заокруглюємо: $d_{1\partial} = 10\text{мм}$, $d_{2\partial} = 16\text{мм}$, $d_{3\partial} = 20\text{мм}$. Виконуємо ескіз стержня (рис. 3.4в).

Визначаємо дійсні площі поперечних перетинів стержня на кожній ділянці з урахуванням заокруглення їх діаметрів за формулою

$$A_{i\partial} = \pi \cdot d_{i\partial}^2 / 4.$$

Підставивши дані, отримаємо

$$A_{1\partial} = 3,14 \cdot 10^2 / 4 = 78,5\text{мм}^2;$$

$$A_{2\partial} = 3,14 \cdot 16^2 / 4 = 201\text{мм}^2;$$

$$A_{3\partial} = 3,14 \cdot 20^2 / 4 = 314\text{мм}^2.$$

Визначаємо дійсні нормальні напруження за формулою

$$\sigma_{i\partial} = \frac{|N_i|}{A_{i\partial}}.$$

Підставивши дані, отримаємо

$$\sigma_{1\partial} = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{78,5 \cdot 10^{-6}} = 127\text{МПа};$$

$$\sigma_{2\partial} = \frac{30 \cdot 10^{-3}}{201 \cdot 10^{-6}} = 149\text{МПа};$$

$$\sigma_{3\partial} = \frac{50 \cdot 10^{-3}}{314 \cdot 10^{-6}} = 159\text{МПа}.$$

Будуємо епюру нормальних напружень σ_{∂} за модулем (рис. 3.4з).

Поздовжні (лінійні) деформації кожної ділянки стержня визначаємо за формулою

$$\Delta l_i = \frac{N_i \cdot L_i}{E \cdot A_{i\partial}},$$

де L_i – довжина ділянки стержня, на якій діє поздовжня сила N_i .

У числовому вигляді

$$\Delta l_1 = \frac{10 \cdot 2,4}{2 \cdot 10^8 \cdot 78,5 \cdot 10^{-6}} = 1,53 \cdot 10^{-3}\text{м} = 1,53\text{мм};$$

$$\Delta l_2 = \frac{30 \cdot 2,4}{2 \cdot 10^8 \cdot 201 \cdot 10^{-6}} = 1,79 \cdot 10^{-3}\text{м} = 1,79\text{мм};$$

$$\Delta l_3 = \frac{-50 \cdot 3,2}{2 \cdot 10^8 \cdot 314 \cdot 10^{-6}} = -2,54 \cdot 10^{-3}\text{м} = -2,54\text{мм}.$$

За отриманими результатами будуємо епюру лінійних переміщень перетинів стержня (рис. 3.4д). За нуль приймаємо закріплення.

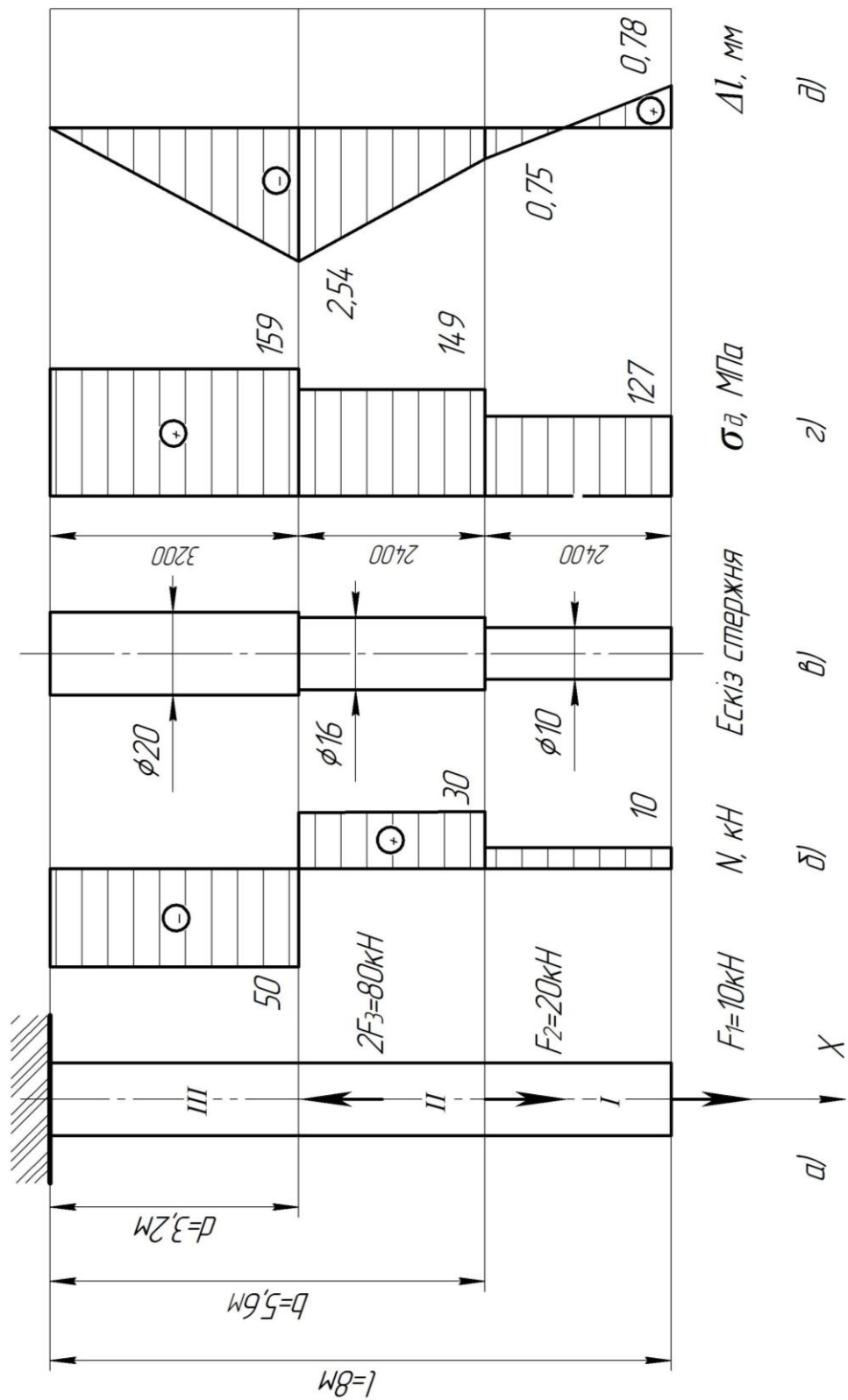


Рисунок 3.4

4. ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКИХ ПЕРЕТИНІВ

Моменти інерції

Статичний момент площі плоскої фігури відносно осі, що лежить у тій самій площині, – це взята на всій площі сума добутків площ елементарних площадок на відстані їх від цієї осі.

Статичні моменти площі перетину довільної форми (рис. 4.1) визначають за формулами

$$S_X = \int_A y dA; \quad S_Y = \int_A x dA,$$

або при $dA \rightarrow 0$

$$S_X = y_C \cdot A; \quad S_Y = x_C \cdot A,$$

де x, y – координати (відстані), що визначають положення елемента площі dA ;

y_C, x_C – координати центра ваги площі перетину;

A – площа перетину;

dA – елемент площі (елементарна площадка).

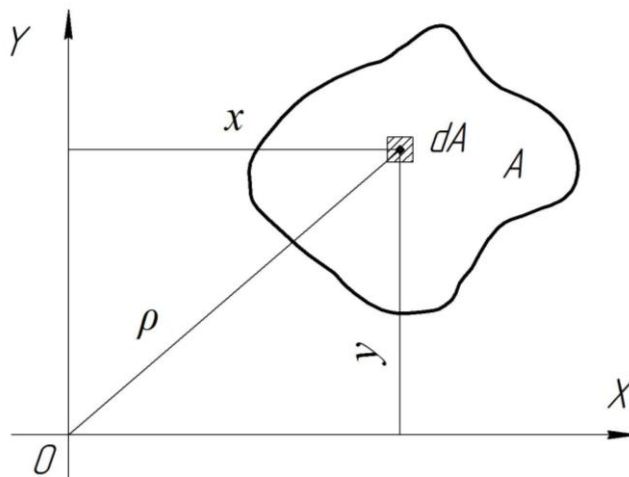


Рисунок 4.1

Статичний момент площі фігури відносно осі, що лежить у тій самій площині, дорівнює добутку площі фігури на відстань її до центра ваги від цієї осі.

Статичний момент площі фігури – момент першого порядку, розмірність його m^3 . Він може бути величиною додатною, від’ємною і дорівнювати нулю (відносно осі симетрії фігури або відносно центральної осі, тобто осі, що проходить через центр ваги перетину).

Для визначення **центра ваги** складних фігур застосовують **метод розбиття**, статичний момент площі всієї фігури визначають як алгебраїчну суму статичних моментів окремих її частин. Координати центра ваги складного перетину визначають за формулами

$$x_C = \frac{\sum S_Y}{\sum A}; \quad y_C = \frac{\sum S_X}{\sum A},$$

де $\sum S_Y$, $\sum S_X$ – сума статичних моментів окремих площ;
 $\sum A$ – сума окремих площ.

Осі, що проходять через центр ваги перетину, називають **центральною осями**. Статичний момент площі відносно центральної осі дорівнює нулю.

Полярний момент інерції плоскої фігури відносно полюса, який лежить у тій самій площині, – це взята на всій площині сума добутків площ елементарних площадок на квадрати їх відстаней від полюса.

Полярний момент площі перетину довільної форми відносно полюса O (див. рис. 4.1) визначають за інтегралом

$$I_p = \int_A \rho^2 dA,$$

де ρ – відстань від центра елементарної площадки (елемента площі) dA до осі, перпендикулярної до площини перетину, що проходить через точку O (полюс),

$$\rho^2 = y^2 + x^2.$$

Осьовий момент інерції плоскої фігури відносно осі, що лежить у тій самій площині, – це взята на всій площі сума добутків площ елементарних площадок на квадрат їх відстаней від цієї осі.

Осьові моменти інерції площі перетину довільної форми (див. рис. 4.1) відносно осей OX та OY визначають за інтегралами

$$I_X = \int_A y^2 dA; \quad I_Y = \int_A x^2 dA.$$

Полярний та осьові моменти інерції площі перетину величини завжди додатні і не дорівнюють нулю.

Залежність між осьовими та полярним моментами інерції

$$I_p = \int_A \rho^2 dA = \int_A (y^2 + x^2) dA = I_X + I_Y.$$

Моменти інерції фігури – моменти другого порядку, розмірність m^4 .

Сума осьових моментів інерції відносно двох взаємно перпендикулярних осей дорівнює полярному моменту інерції відносно точки перетину цих осей (початку координат).

Залежність між моментами інерції при паралельному переносі осей

$$I_{X_1} = I_X + A \cdot a^2.$$

Осьовий момент інерції відносно будь-якої осі X_1 дорівнює осьовому моменту інерції відносно центральної осі X , яка паралельна осі X_1 , плюс добуток площі на квадрат відстані між осями.

Головні осі та головні моменти інерції

Центральні осі – осі, які проходять через центр ваги плоскої фігури.

Центральні моменти інерції плоскої фігури (перетину) – моменти інерції відносно центральних осей.

Якщо осі координат повертати у своїй площині навколо початку координат, то полярний момент інерції перетину залишиться постійним, а осьові моменти інерції будуть змінюватися, причому

$$I_X + I_Y = I_p = \text{const}.$$

Якщо сума двох змінних величин залишається сталою, то одна з них зменшується, а друга збільшується. Отже, при якомусь положенні один із осьових моментів досягає максимального, а другий – мінімального значень.

Головні осі інерції – осі, відносно яких осьові моменти інерції перетину (плоскої фігури) досягають максимальних і мінімальних значень.

Головні моменти інерції перетину – це осьові моменти інерції відносно головних осей.

Головні центральні осі – це головні осі, які проходять через центр ваги перетину (плоскої фігури). Якщо фігура має хоча б одну вісь симетрії, то ця вісь завжди буде однією з головних центральних осей.

Головні центральні моменти інерції перетину (плоскої фігури) – це моменти інерції відносно головних центральних осей.

В інженерних розрахунках важливе значення мають **головні центральні моменти інерції**.

Моменти інерції перетинів є геометричними характеристиками, які дають змогу порівняти жорсткість брусів із заданого матеріалу з їхнім опором зовнішнім силам.

Опір бруса згину та крученню характеризують також моментами опору перетинів: осьовими та полярним.

Осьові моменти опору перетинів визначають за формулами

$$W_X = \frac{I_X}{|y_{\max}|}; \quad W_Y = \frac{I_Y}{|x_{\max}|},$$

де $y_{\max}$, $x_{\max}$ – координати точок поперечного перетину максимально віддалених від осей OX та OY .

Полярний момент опору перетину відповідно

$$W_p = \frac{I_p}{\rho_{\max}},$$

де $\rho_{\max}$ – координата точки перетину, максимально віддаленої від полюса.

Полярні моменти інерції та полярні моменти опору для поперечних перетинів:

- круг (рис. 4.2а)

$$I_p = \pi \cdot D^4 / 32; \quad W_p = \pi \cdot D^3 / 16;$$

- кільце (рис. 4.2б)

$$I_p = \frac{\pi \cdot D^4}{32} (1 - \alpha^4); \quad W_p = \frac{\pi \cdot D^3}{16} (1 - \alpha^4), \quad \text{де } \alpha = d/D.$$

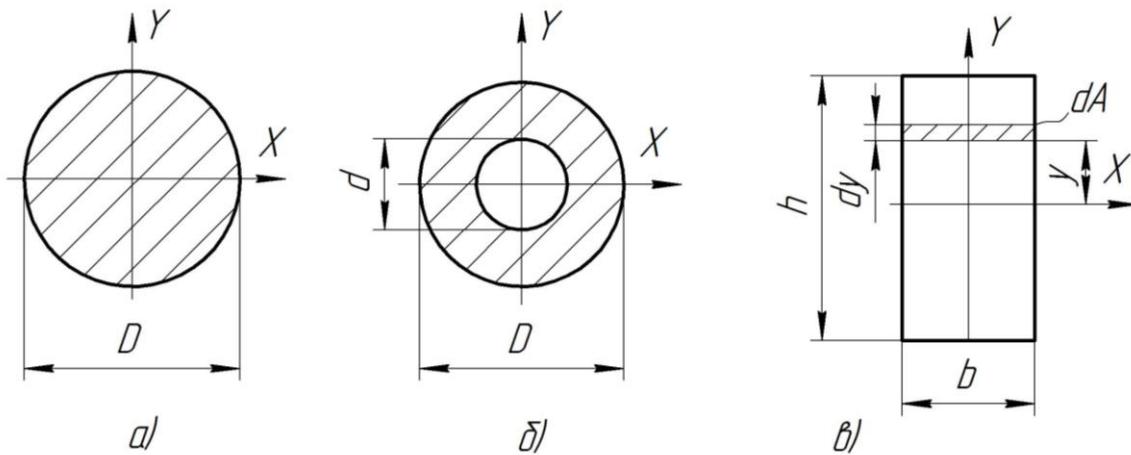


Рисунок 4.2

Осьові моменти інерції та осьові моменти опору для поперечних перетинів:

- круг (див. рис. 4.2а)

$$I_X = I_Y = I = \pi \cdot D^4 / 64; \quad W_X = W_Y = W_0 = \pi \cdot D^3 / 32;$$

- прямокутник (рис. 4.2в)

$$I_X = \frac{b \cdot h^3}{12}; \quad I_Y = \frac{h \cdot b^3}{12}; \quad W_X = \frac{b \cdot h^2}{6}; \quad W_Y = \frac{h \cdot b^2}{6}.$$

Задача №4

Визначення осьових моментів інерції плоских перетинів

Для заданого перетину (рис. до задачі 4, табл. до задачі 4) визначити положення головних центральних осей; головні центральні моменти інерції та осьові моменти опору відносно головних центральних осей.

План розв'язування задачі:

1. Виписати необхідні для розв'язування задачі дані з таблиць сортаменту (додатки 6, 7).
2. Визначити геометричні характеристики полоси.
3. Накреслити перетин у масштабі 1:1 або 1:2. Усі розміри, використані у розрахунках, позначити на кресленні.
4. Вибрати раціональне розміщення допоміжних координатних осей.
5. Визначити положення центра ваги перетину.
6. Провести паралельно допоміжним осям головні центральні осі й визначити величини головних центральних моментів інерції перетину.
7. Визначити осьові моменти опору перетину відносно головних центральних осей.

Таблиця до задачі 4

№ з/п	Розміри швелера (двотавра)	№ з/п	Розміри швелера (двотавра)
1	12	6	22
2	14	7	24
3	16	8	27
4	18	9	30
5	20	0	10

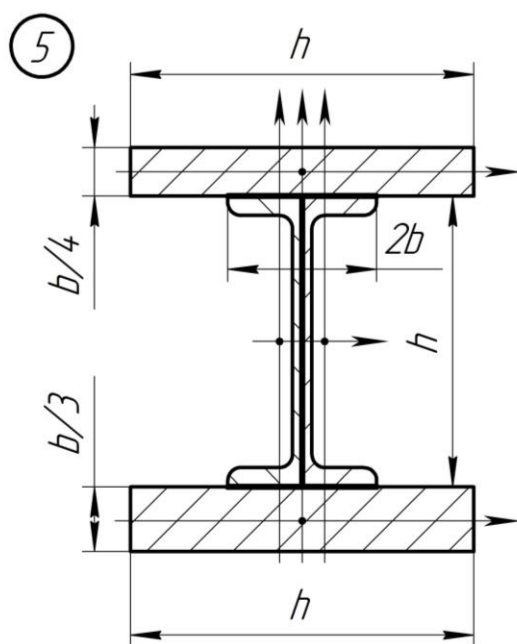
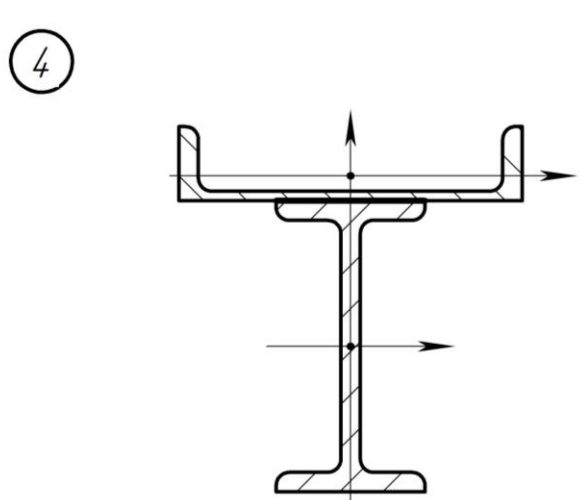
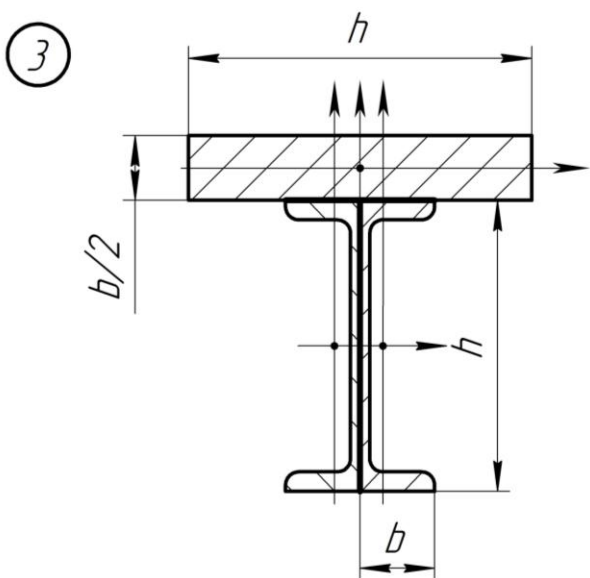
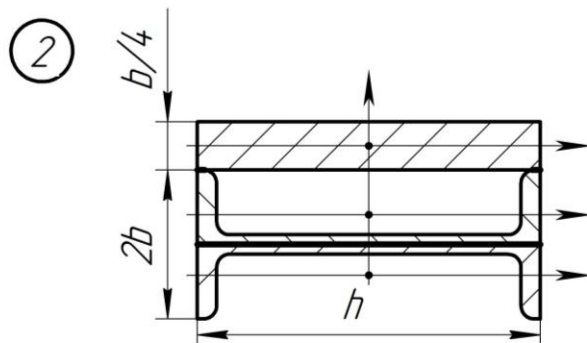
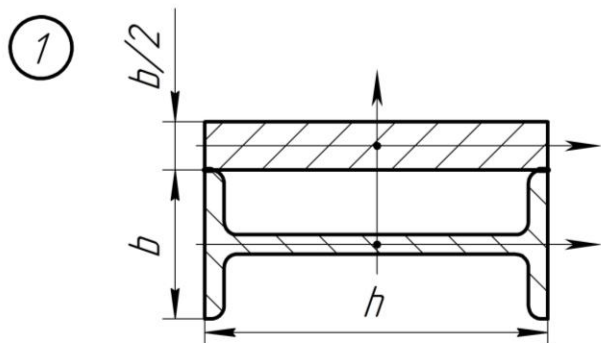


Рисунок до задачі 4

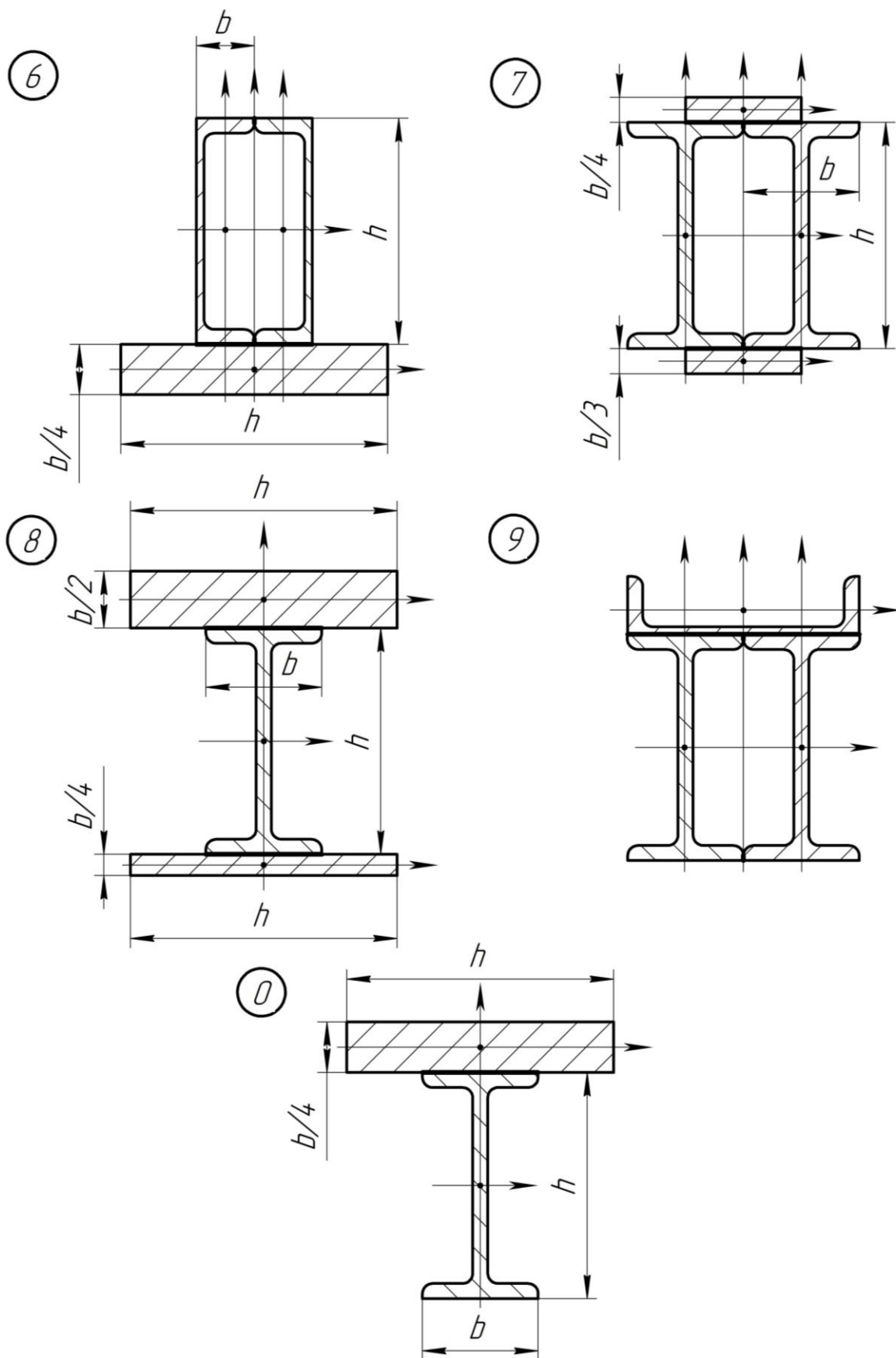


Рисунок до задачі 4 (закінчення)

Приклад розв'язування задачі №4

Визначення осьових моментів інерції плоских перетинів

Для заданого перетину (рис. 4.3) визначити положення головних центральних осей; головні центральні моменти інерції та осьові моменти опору відносно головних центральних осей, якщо двотавр №33.

Розв'язування

Геометричні характеристики вказаного прокатного профілю виписуємо з таблиць сортаменту ГОСТ 8239-89 (додаток 6). Для двотавра № 33 позначаємо їх індексом 1.

$$h_1 = 330 \text{ мм}; b_1 = 140 \text{ мм}; d_1 = 7,0 \text{ мм}; t_1 = 11,2 \text{ мм}; A_1 = 53,8 \text{ см}^2;$$

$$I_{X1} = 419 \text{ см}^4; I_{Y1} = 9840 \text{ см}^4.$$

Визначаємо геометричні характеристики полоси, позначимо їх індексом 2. Розміри полоси

$$b_2 = h_1 / 4 = 330 / 4 = 82,5 \text{ мм};$$

$$a_2 = h_1 = 330 \text{ мм}.$$

Площа поперечного перетину полоси

$$A_2 = b_2 \cdot a_2 = 8,25 \cdot 33 = 272 \text{ см}^2.$$

Осьові моменти інерції полоси

$$I_{X2} = \frac{a_2 \cdot b_2^3}{12} = \frac{33 \cdot 8,25^3}{12} = 1544 \text{ см}^4;$$

$$I_{Y2} = \frac{b_2 \cdot a_2^3}{12} = \frac{8,25 \cdot 33^3}{12} = 24706 \text{ см}^4.$$

Викреслюємо перетин у масштабі (див. рис. 4.3).

Координати центра ваги перетину в системі координат X_1Y_1 :

$$x_C = 0, \text{ тому, що вісь } Y \text{ є віссю симетрії};$$

$$y_C = \frac{\sum S_X}{\sum A} = \frac{A_1 \cdot y_{C1} + A_2 \cdot y_{C2}}{A_1 + A_2},$$

де y_{C1} – відстань (координата) від центра ваги площі першої фігури перетину (двотавра) до осі X_1 , $y_{C1} = 0$;

y_{C2} – відстань (координата) від центра ваги площі другої фігури перетину (полоси) до осі X_1 ,

$$y_{C2} = \frac{140}{2} + \frac{82,5}{2} = 111,25 \text{ мм}.$$

Підставимо значення й отримаємо

$$y_C = \frac{0 + 272 \cdot 111,25}{53,8 + 272} = 92,9 \text{ мм}.$$

Проводимо через точку C головні центральні осі XU (див. рис. 4.3).

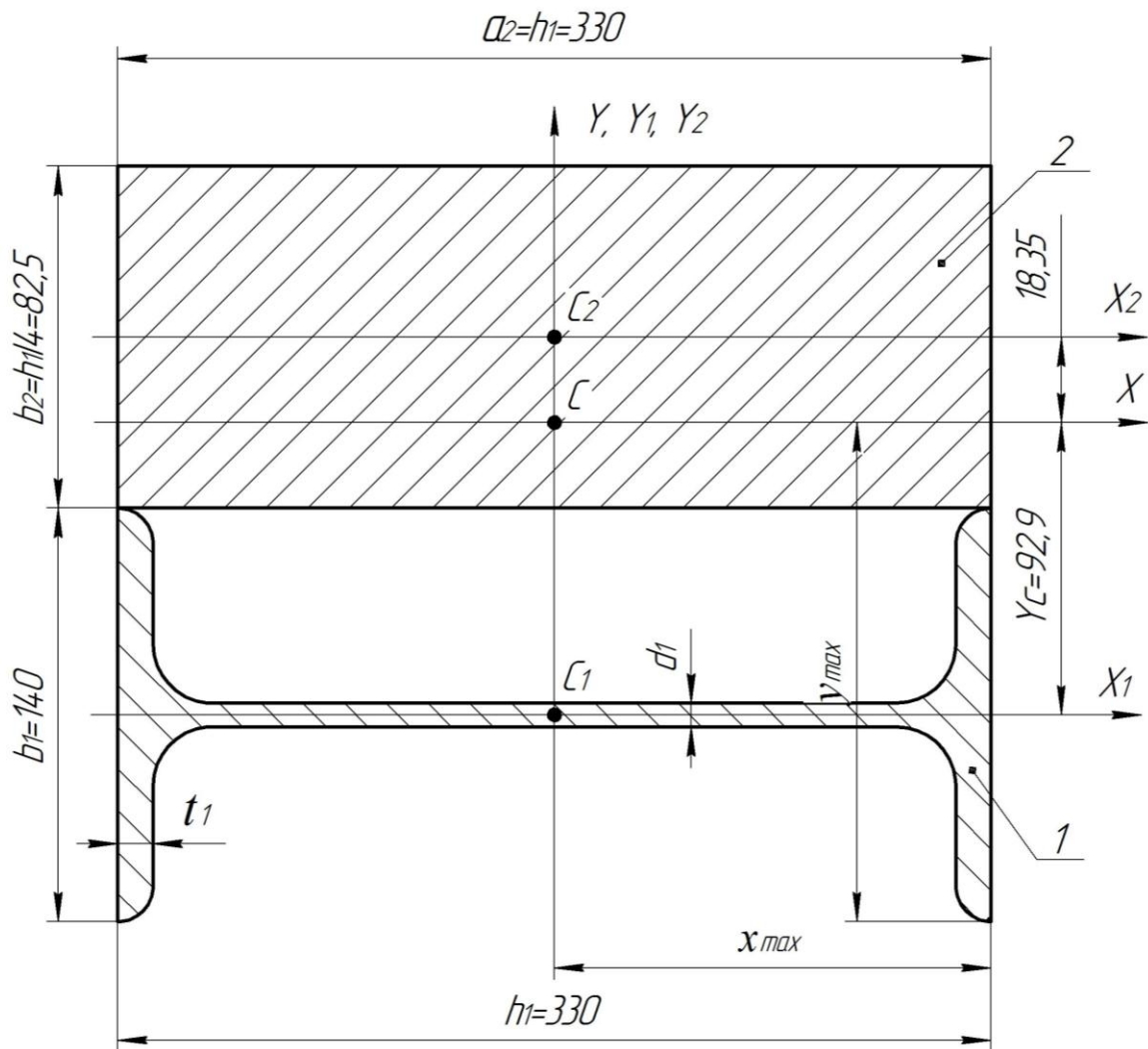


Рисунок 4.3

Визначаємо осьові моменти інерції відносно головних центральних осей, тобто головні центральні моменти інерції заданого перетину

$$I_Y = I_{Y1} + I_{Y2} = 9840 + 24706 \approx 34600 \text{ см}^4;$$

$$I_X = I_{X1} + A_1 \cdot (-9,29)^2 + I_{X2} + A_2 \cdot (1,835)^2 = \\ = 419 + 53,8 \cdot (-9,29)^2 + 1544 + 272 \cdot 1,835^2 \approx 5980 \text{ см}^4.$$

Визначаємо осьові моменти опору відносно головних центральних осей

$$W_X = \frac{I_X}{y_{max}} = \frac{5980}{16,29} = 367 \text{ см}^3;$$

$$W_Y = \frac{I_Y}{x_{max}} = \frac{34600}{16,5} = 2097 \text{ см}^3;$$

де x_{max} , y_{max} – координати точок заданого перетину, максимально віддалених від осей X та Y (рис. 4.3):

$$y_{max} = 9,29 + 7 = 16,29 \text{ см};$$

$$x_{max} = 16,5 \text{ см}.$$

5. КРУЧЕННЯ СТЕРЖНЯ КРУГЛОГО ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕТИНУ

Кручення

Кручення – вид деформації, при якому в будь-якому поперечному перетині бруса виникає *тільки крутний момент*, M_{KP} .

Деформації кручення виникають, якщо до прямого бруса у площинах, перпендикулярних до осі, прикладено пару сил M (рис 5.1). Моменти цих пар називають *обертаючими* (якщо брус обертається), позначають їх T , і *скручувальними* (якщо брус не обертається), позначають їх M .

Брус круглого поперечного перетину, що працює на деформацію кручення, називають **валом**. Кручення зазнають вали двигунів та верстатів, інші металоконструкції. На кручення працюють також стержні з перетинами інших форм.

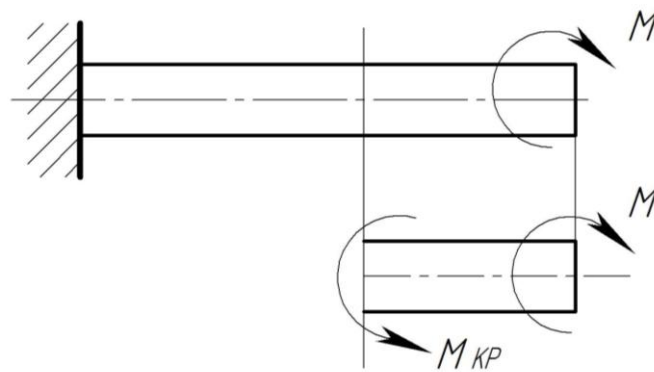


Рисунок 5.1

Крутний момент M_{KP} у будь-якому перетині вала дорівнює алгебраїчній сумі зовнішніх скручувальних моментів, прикладених до бруса справа чи зліва від перетину. Крутний момент вважають **додатним**, якщо при погляді у торець відсіченої частини вала (метод перетинів) він діє проти годинникової стрілки. При визначенні крутного моменту зовнішні скручувальні моменти входять до рівнянь зі знаком «плюс», якщо вони діють за годинниковою стрілкою.

Для розрахунку бруса на міцність при крученні, так як і при розтягу (стиску) необхідно визначити **небезпечний перетин**. У випадку, якщо розміри поперечного перетину на довжині бруса постійні, то небезпечними будуть перетини, у яких крутні моменти максимальні. Графік, який показує закон зміни крутних моментів на довжині бруса, називають **епюрою крутних моментів**. Будують її аналогічно епюрі поздовжніх сил, користуючись правилом визначення крутних моментів.

При крученні бруса у його поперечних перетинах виникають тільки дотичні напруження. Для круглого стержня (вала) дотичні напруження визначають за формулою

$$\tau = \frac{M_{KP}}{I_p} \cdot \rho,$$

де ρ – відстань від центра (полюса) круглого перетину до точки, в якій визначають дотичні напруження (рис. 5.2а).

Епюра розподілу дотичних напружень за висотою поперечного перетину зображена на рис. 5.2б.

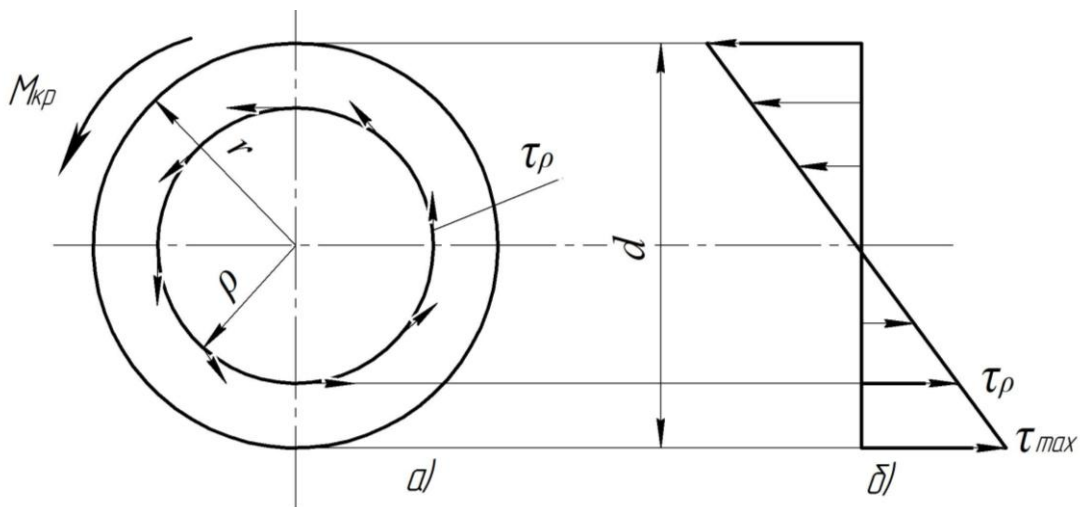


Рисунок 5.2

Дотичні напруження дорівнюють нулю в центрі перетину, $\rho = 0$ і досягають максимального значення у точках контура, $\rho = d/2$. У проміжних точках перетину дотичні напруження лінійно залежать від відстані ρ (див. рис. 5.2б). Оскільки $I_p / (d/2) = W_p$, то $\tau_{\max} = M_{KP} / W_p$.

Умова міцності при крученні. Міцність вала забезпечується, якщо максимальне дотичне напруження не перевищує допустимого

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

де $[\tau]$ – допустиме дотичне напруження при крученні, визначають залежно від допустимого напруження розтягу $[\sigma]_p$:

для сталей $[\tau] = (0,55 \dots 0,6) [\sigma]_p$;

для чавунів $[\tau] = (1 \dots 1,2) [\sigma]_p$.

З допомогою умови міцності вала при крученні розв'язують три типи задач.

1. **Добір поперечного перетину** (проектний розрахунок), тобто визначення потрібних його розмірів з розрахунку полярного моменту опору

$$W_p \geq M_{KP} / [\tau], \text{ для круглого перетину } d = \sqrt[3]{16 W_p / \pi}.$$

2. **Перевірка міцності**, зводиться до порівняння фактичного (дійсного) та допустимого дотичних напружень за формулою

$$\tau_{\max} = \frac{M_{KP}}{W_p} \leq [\tau].$$

3. **Визначення найбільшого допустимого крутного моменту**

$$[M_{KP}] \leq [\tau] \cdot W_p.$$

Деформація при крученні характеризується поворотом поперечних перетинів вала один відносно одного на деякий кут φ – **кут закручування**. Для вала постійної жорсткості $G \cdot I_p$ довжиною l при постійному значенні крутного моменту M_{KP} кут закручування (повний кут закручування) визначають за формулами

$$\varphi = \frac{M_{KP} \cdot l}{G \cdot I_p} [\text{рад}]; \quad \varphi = \frac{M_{KP} \cdot l}{G \cdot I_p} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} [\text{град}].$$

Ці співвідношення називають **законом Гука при крученні**. Для циліндричного бруса, який має кілька ділянок, які різняться розмірами поперечного перетину, величиною крутного моменту, матеріалом, повний кут закручування дорівнює алгебраїчній сумі кутів закручування окремих ділянок $\varphi = \sum \varphi_i$.

Повний кут закручування вала не повністю характеризує деформацію кручення, оскільки залежить від довжини вала. Жорсткість вала оцінюють **відносним кутом закручування**, який визначають за формулами

$$\theta = \varphi / l; \quad \theta = \frac{M_{KP}}{G \cdot I_p} \left[\frac{\text{рад}}{\text{м}} \right]; \quad \theta = \frac{M_{KP}}{G \cdot I_p} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \left[\frac{\text{град}}{\text{м}} \right].$$

Умова жорсткості вала при крученні. Жорсткість вала достатня, якщо найбільший відносний кут закручування не перевищує допустимого його значення

$$\theta = \frac{M_{KP}}{G \cdot I_p} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \leq [\theta],$$

де $[\theta]$ – допустимий кут закручування вала.

З допомогою умови жорсткості (як і умови міцності) виконують три види розрахунків конструкцій: **проектний, перевірний і визначення допустимого навантаження**.

Задача №5

Розрахунок вала на кручення

На вал (рис. до задачі 5, табл. до задачі 5) насаджено 5 шківів, які передають потужності P_1, P_2, P_3, P_4, P_0 . Визначити, з умови міцності на кручення, діаметри окремих ділянок вала. Провести перевірку вала на жорсткість при допустимому куті закручування $[\theta] = 2 \text{ град/м}$. Частота обертання вала ω , відстань $a = 0,4 \text{ м}$. Матеріал – сталь 45; $[\tau] = 60 \text{ МПа}$; $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

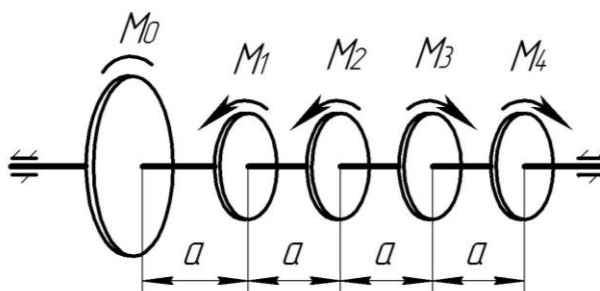
План розв'язування задачі:

1. Визначити, нехтуючи тертям у підшипниках, потужність на шківі P_0 .
2. Знайти скручувальні моменти, що передаються кожним шківом.
3. Визначити крутні моменти $M_{кр}$ на кожній ділянці вала. Побудувати епюру крутних моментів.
4. З умови міцності на кручення визначити діаметри вала на окремих його ділянках. Заокруглити отримані величини до розміру кратного 2 або 5.
5. Виконати ескіз ступінчастого вала (з позначенням діаметрів і довжин окремих ділянок).
6. Визначити величини кутів закручування на окремих ділянках і побудувати епюру кутів закручування для всього вала, приймаючи за нерухомий перетин один з кінців вала або перетин, де діє P_0 .
7. Провести перевірку вала на жорсткість.

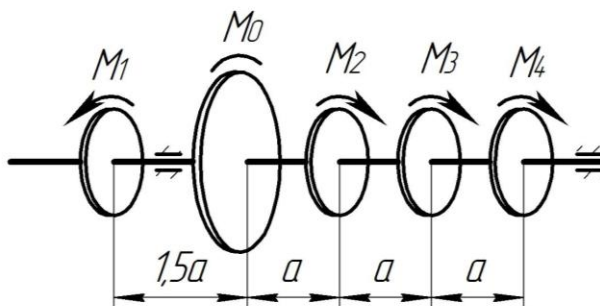
Таблиця до задачі 5

№ з/п	$P_1, \text{кВт}$	$P_2, \text{кВт}$	$P_3, \text{кВт}$	$P_4, \text{кВт}$	$\omega, \text{рад/сек}$
1	11	12	13	14	10
2	12	13	14	11	20
3	13	14	11	12	30
4	14	13	12	11	40
5	11	12	13	14	50
6	12	13	14	11	60
7	13	14	11	12	70
8	14	11	12	13	80
9	16	17	13	15	90
0	15	16	14	13	100

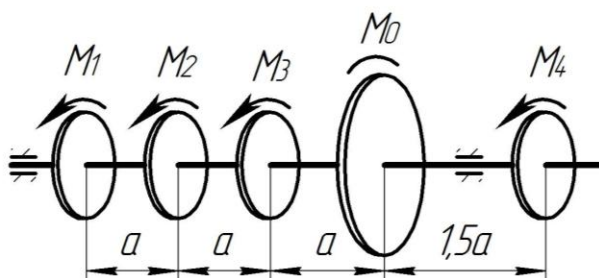
1



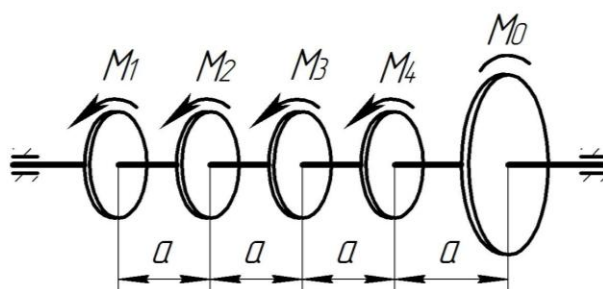
2



3



4



5

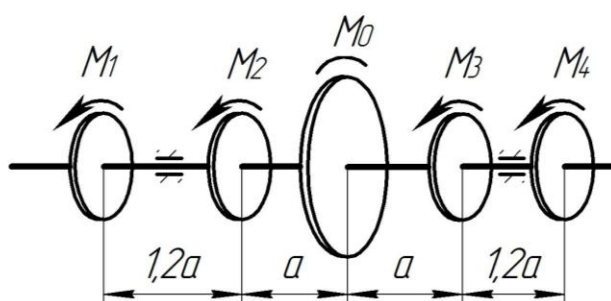
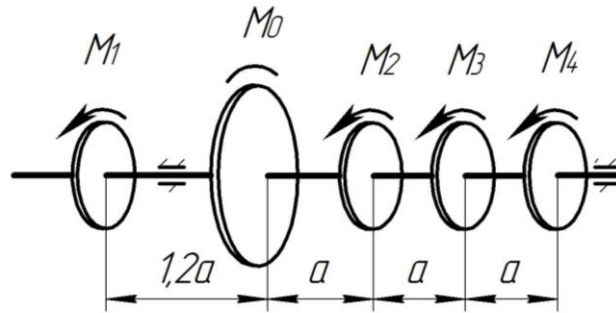
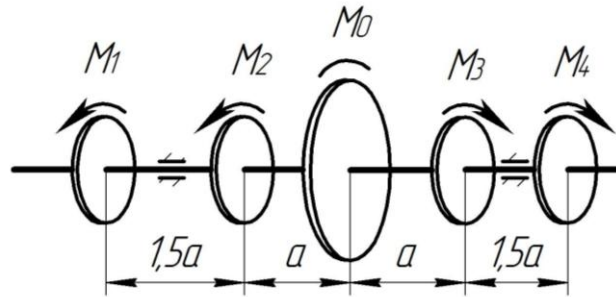


Рисунок до задачі 5

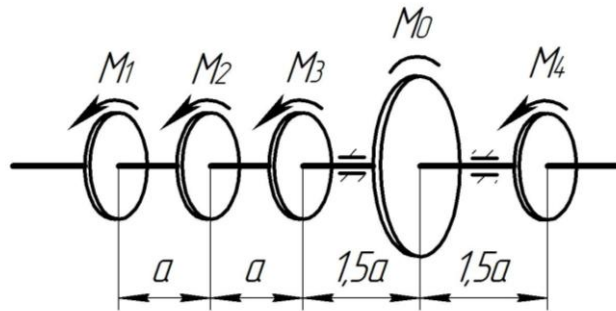
6



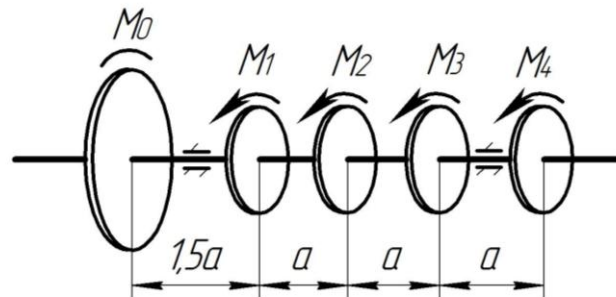
7



8



9



0

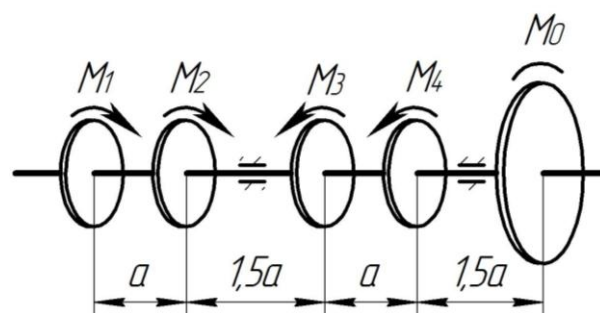


Рисунок до задачі 5 (закінчення)

Приклад розв'язування задачі №5

Розрахунок вала на міцність і жорсткість

На вал (рис. 5.3а) насаджено 5 шківів, які передають потужності $P_1 = 10 \text{ кВт}$; $P_2 = 50 \text{ кВт}$; $P_3 = 48 \text{ кВт}$; $P_4 = 80 \text{ кВт}$. Визначити, з умови міцності на кручення, діаметри окремих ділянок вала. Провести перевірку вала на жорсткість при допустимому куті закручування $[\theta] = 2 \text{ град/м}$. Частота обертання вала $\omega = 40 \text{ с}^{-1}$; відстань $a = 0,4 \text{ м}$; матеріал – сталь 45; $[\tau] = 50 \text{ МПа}$; $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Розв'язування

Значення потужності P_0 визначаємо на основі рівняння балансу потужностей, записаного з урахуванням напрямку дії зосереджених моментів (тертям в опорах нехтуємо),

$$-P_0 + P_1 + P_2 + P_3 - P_4 = 0,$$

звідки

$$P_0 = P_1 + P_2 + P_3 - P_4 = 10 + 50 + 48 - 80 = 28 \text{ кВт}.$$

Скручувальні моменти M_i , які передаються кожним шківом, визначаємо за формулою

$$M_i = \frac{P_i}{\omega}, \quad \text{де } i=0, 1, 2, 3, 4.$$

Підставивши значення, отримаємо

$$M_0 = \frac{28}{40} = 0,7 \text{ кНм}; \quad M_1 = \frac{10}{40} = 0,25 \text{ кНм}; \quad M_2 = \frac{50}{40} = 1,25 \text{ кНм};$$

$$M_3 = \frac{48}{40} = 1,2 \text{ кНм}; \quad M_4 = \frac{80}{40} = 2,0 \text{ кНм}.$$

Крутні моменти $M_{KP i}$ ($i=1, 2, 3, 4$) на кожній ділянці вала визначаємо, розглядаючи ділянки зліва і справа, (рис. 5.3б):

$$M_{KP1} = -M_0 = -0,7 \text{ кНм};$$

$$M_{KP2} = -M_0 + M_1 = -0,7 + 0,25 = -0,45 \text{ кНм};$$

$$M_{KP3} = M_4 = 2,0 \text{ кНм};$$

$$M_{KP4} = M_4 - M_3 = 2,0 - 1,2 = 0,8 \text{ кНм}.$$

За отриманими значеннями будуємо епюру крутних моментів (рис. 5.3в).

З умови міцності на кручення $\tau_{\max} = M_{KP} / W_p \leq [\tau]$, враховуючи, що момент опору круглого поперечного перетину $W_p = \pi \cdot d^3 / 16 \approx 0,2 d^3$, визначаємо діаметр вала на кожній ділянці за формулою

$$d_i \geq \sqrt[3]{\frac{M_{KPi}}{0,2[\tau]}}.$$

Підставивши значення крутних моментів, отримаємо

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{0,7}{0,2 \cdot 50 \cdot 10^3}} = 41,0 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{0,45}{0,2 \cdot 50 \cdot 10^3}} = 35,4 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{0,8}{0,2 \cdot 50 \cdot 10^3}} = 42,8 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{2,0}{0,2 \cdot 50 \cdot 10^3}} = 58,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Приймаємо діаметри ділянок вала

$$d_{1\partial} = 42 \text{ мм}; \quad d_{2\partial} = 36 \text{ мм}; \quad d_{3\partial} = 44 \text{ мм}; \quad d_{4\partial} = 58 \text{ мм}.$$

За отриманими значення виконуємо ескіз вала (рис. 5.3г).

Кути закручування окремих ділянок вала визначимо за формулою

$$\varphi_i = \frac{M_{KPi} \cdot l_i}{G \cdot I_{pi}}; \quad i=1, 2, 3, 4,$$

де l_i – довжина ділянки вала;

G – модуль зсуву, $G = 8,1 \cdot 10^4 \text{ МПа}$;

I_{pi} – полярний момент інерції поперечного перетину вала

$$I_{pi} = \frac{\pi \cdot d_{i\partial}^4}{32} \cong 0,1 d_{i\partial}^4.$$

Підставивши значення, отримаємо

$$\varphi_1 = \frac{-0,7 \cdot 0,4}{8,1 \cdot 10^7 \cdot 0,1 \cdot (0,042)^4} = -1,10 \cdot 10^{-2} \text{ рад};$$

$$\varphi_2 = \frac{-0,45 \cdot 0,6}{8,1 \cdot 10^7 \cdot 0,1 \cdot (0,036)^4} = -1,98 \cdot 10^{-2} \text{ рад};$$

$$\varphi_3 = \frac{0,8 \cdot 0,4}{8,1 \cdot 10^7 \cdot 0,1 \cdot (0,044)^4} = 1,10 \cdot 10^{-2} \text{ рад};$$

$$\varphi_4 = \frac{2,0 \cdot 0,5}{8,1 \cdot 10^7 \cdot 0,1 \cdot (0,058)^4} = 1,09 \cdot 10^{-2} \text{ рад}.$$

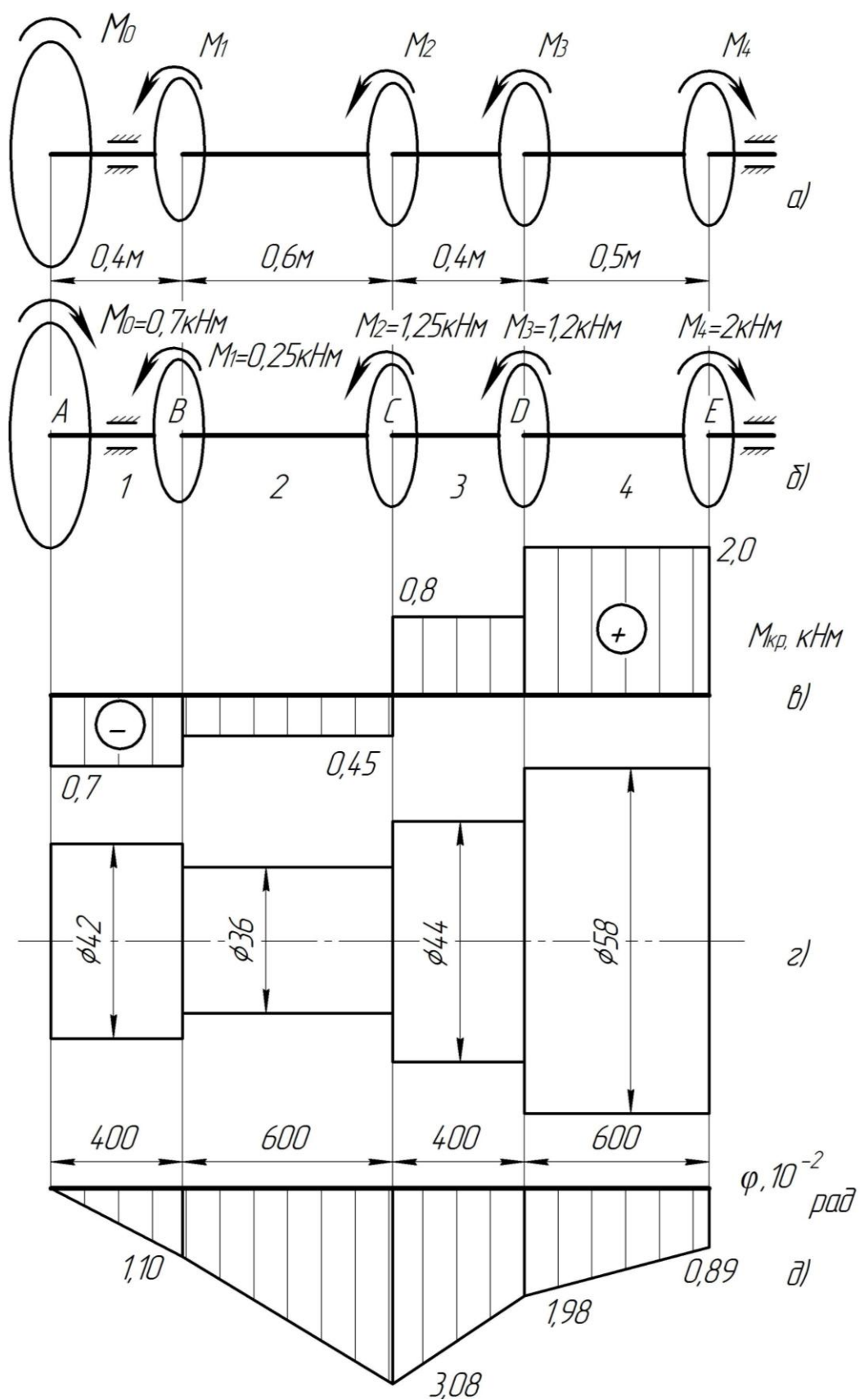


Рисунок 5.3

Визначаємо кути закручування перетинів вала B, C, D, E відносно перетину A

$$\varphi_{BA} = \varphi_1 = -1,10 \cdot 10^{-2} \text{ рад};$$

$$\varphi_{CA} = \varphi_{BA} + \varphi_2 = -(1,10 + 1,98) \cdot 10^{-2} = -3,08 \cdot 10^{-2} \text{ рад};$$

$$\varphi_{DA} = \varphi_{CA} + \varphi_3 = (-3,08 + 1,10) \cdot 10^{-2} = -1,98 \cdot 10^{-2} \text{ рад};$$

$$\varphi_{EA} = \varphi_{DA} + \varphi_4 = (-1,98 + 1,09) \cdot 10^{-2} = -0,89 \cdot 10^{-2} \text{ рад}.$$

Будуємо епюру кутів закручування вала (рис. 5.3д), прийнявши за початок відліку перетин A .

Перевірку на жорсткість вала виконаємо за умовою жорсткості

$$\theta_{\max} \leq [\theta],$$

де $\theta_{\max}$ – максимальний відносний кут закручування вала.

Визначимо відносні кути закручування на кожній ділянці вала за формулою

$$\theta_i = \frac{\varphi_i}{l_i}, \text{ де } i = 1, 2, 3, 4.$$

Підставивши значення, отримаємо

$$\theta_1 = \frac{1,10 \cdot 10^{-2}}{0,4} = 2,75 \cdot 10^{-2} \frac{\text{рад}}{\text{м}};$$

$$\theta_2 = \frac{1,98 \cdot 10^{-2}}{0,6} = 3,30 \cdot 10^{-2} \frac{\text{рад}}{\text{м}};$$

$$\theta_3 = \frac{1,10 \cdot 10^{-2}}{0,4} = 2,75 \cdot 10^{-2} \frac{\text{рад}}{\text{м}};$$

$$\theta_4 = \frac{1,09 \cdot 10^{-2}}{0,5} = 2,1 \cdot 10^{-2} \frac{\text{рад}}{\text{м}}.$$

Маємо, що

$$\theta_{\max} = \theta_2 \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 3,30 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{180^\circ}{3,14} = 1,89 \frac{\text{град}}{\text{м}} < [\theta] = 2 \frac{\text{град}}{\text{м}}.$$

Отже, умову жорсткості забезпечено.

6. ПРЯМИЙ ПОПЕРЕЧНИЙ ЗГИН

Прямий поперечний згин. Внутрішні силові фактори.

Правило знаків

Згин – це стан опору бруса, в якому відбувається викривлення або зміна кривизни його осі. Брус, що працює на згин, називають *балкою*.

На згин працюють багато конструктивних елементів: осі залізничних вагонів, вали, панелі перекриттів, прольотні споруди мостів, стріли кранів, плоскі ресори автомобілів і т. д.

Плоский, або прямий згин – це такий випадок згину, при якому викривлення осі балки відбувається у напрямі дії зовнішніх сил та навантажень, тобто в одній площині із зовнішніми силами.

Прямий поперечний згин – це такий вид деформації, при якому у поперечних перетинах бруса виникають **поперечна сила** Q та **згинальний момент** $M_{зг}$ (рис. 6.1). Якщо поперечна сила не виникає, то це – **чистий згин**.

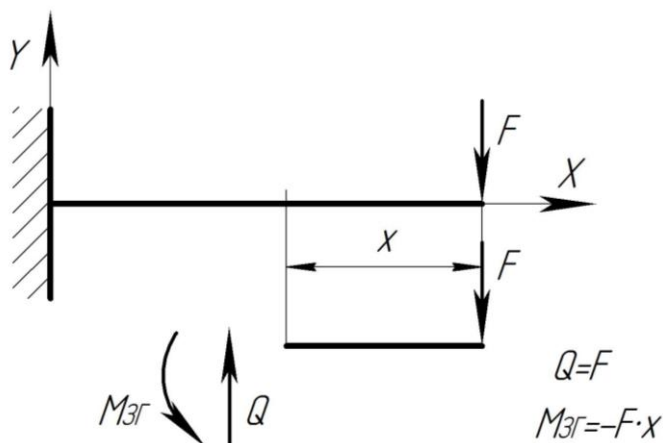


Рисунок 6.1

Поперечна сила у будь-якому поперечному перетині балки дорівнює алгебраїчній сумі проєкцій усіх зовнішніх сил, що діють справа чи зліва від перетину на вісь, перпендикулярну до осі балки, тобто

$$Q = \sum F_{iY}.$$

Згинальний момент у будь-якому поперечному перетині балки дорівнює алгебраїчній сумі моментів усіх зовнішніх сил, що діють справа чи зліва від перетину відносно центра ваги перетину.

$$M_{зг} = \sum M(F_i).$$

Для балки, яка перебуває у рівновазі під дією плоскої системи сил, перпендикулярних до осі (тобто системи паралельних сил), алгебраїчна сума всіх зовнішніх сил дорівнює нулю. Отже, **сума зовнішніх сил, які діють на балку зліва від перетину, чисельно дорівнює сумі сил, які діють на балку справа від перетину.**

Правила знаків статички непридатні для встановлення знаків Q і $M_{зг}$.

Правило знаків поперечної сили (рис. 6.2) та згинального моменту (рис. 6.3).

Якщо сума зовнішніх сил, які діють зліва від перетину, дає рівнодійну, направлену вгору, то **поперечну силу** в перетині вважають **додатною**. І навпаки: для частини балки, розміщеної справа від перетину, знаки поперечної сили будуть протилежними (див. рис. 6.2). Або поперечні сили додатні, якщо вони намагаються повернути елемент балки за годинниковою стрілкою.

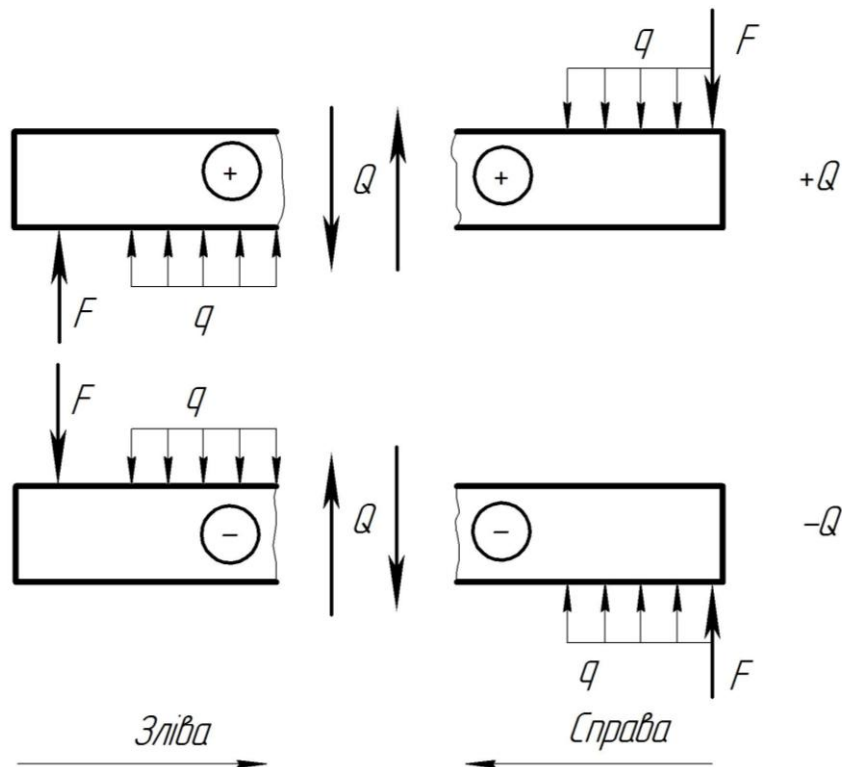


Рисунок 6.2

Якщо зовнішнє навантаження намагається зігнути балку опуклістю вниз (розтягуються нижні волокна), то **згинальний момент** у перетині вважають **додатним**, і навпаки (див. рис. 6.3).

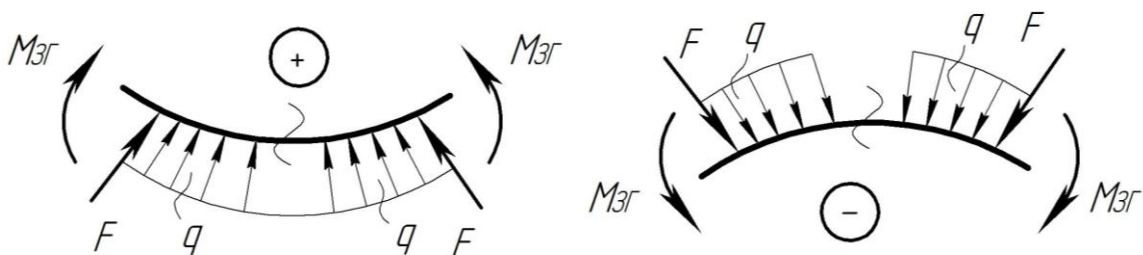


Рисунок 6.3

Користуючись цими правилами, треба уявити мислено **перетин балки жорстко закріпленням**, а в'язі – відкинутими і заміненими реакціями.

Для визначення опорних реакцій користуються правилами знаків статички; для визначення знаків згинального моменту і перерізуючої сили – правилами опору матеріалів.

Усі сили, активні та реактивні, – це навантаження балки.

Спрощене уявлення реальних опорних елементів, тобто схематизація їх, що використовується для побудови розрахункових схем балок у стані плоского згину, дає змогу виділити три основні типи опор: шарнірно-рухома, шарнірно-нерухома та затиснення (жорстке закріплення). Кожну з них моделюють у вигляді стержнів (рис. 6.4).

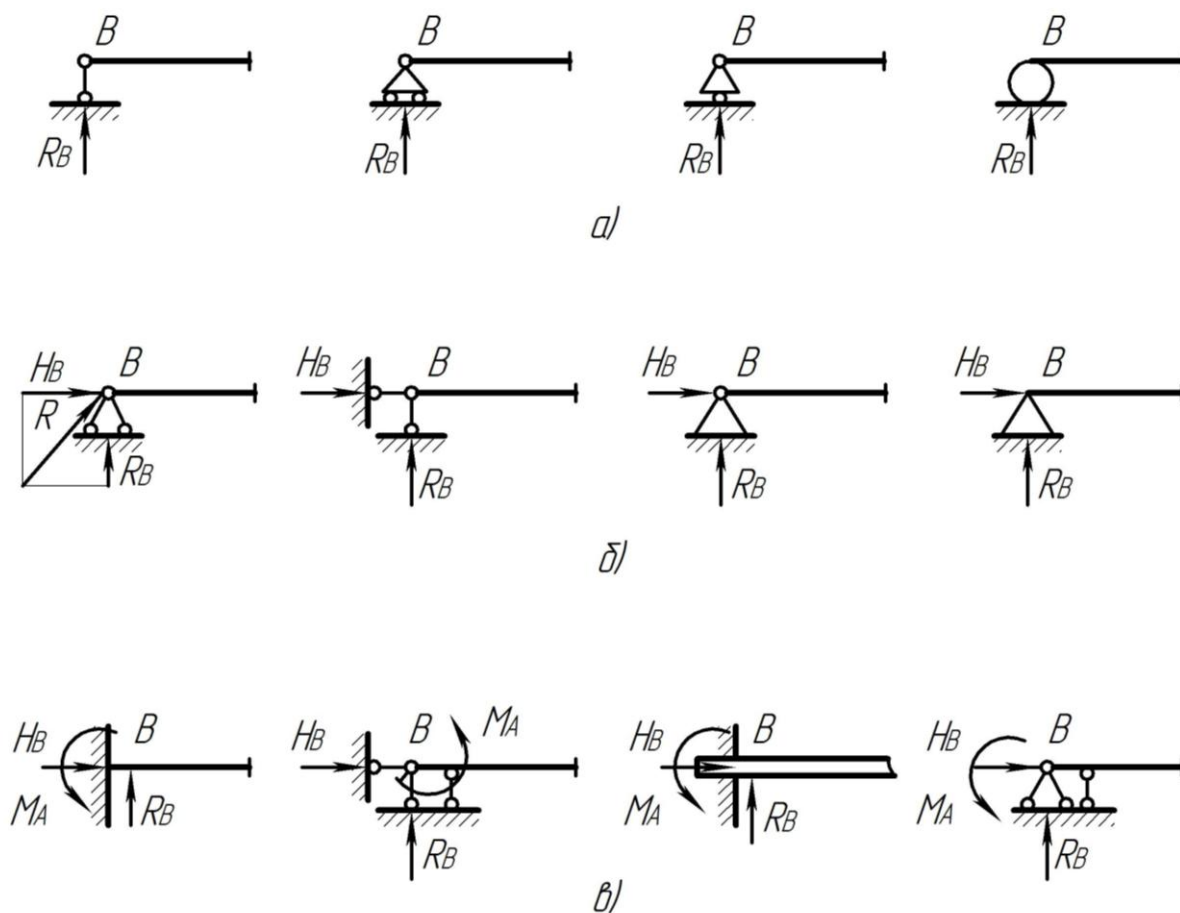


Рисунок 6.4. Схеми опор балок:

а) шарнірно-рухома; б) шарнірно-нерухома; в) жорстке закріплення

Диференціальні залежності при прямому поперечному згині

Між згинальним моментом, поперечною силою та інтенсивністю розподіленого навантаження існують диференціальні залежності, в основі яких лежить теорема Журавського: поперечна сила дорівнює першій похідній від згинального моменту за абсцисою перетину балки.

Диференціальні залежності між силовими факторами при згині

$$\frac{dM(x)}{dx} = Q(x); \quad \frac{d^2M(x)}{dx^2} = \frac{dQ(x)}{dx} = q(x).$$

Друга похідна від згинального моменту або перша похідна від поперечної сили за абсцисою перетину балки дорівнює інтенсивності розподіленого навантаження.

Епюри поперечних сил та згинальних моментів

Для наочного зображення розподілу вздовж осі балки поперечних сил і згинальних моментів будують епюри, які дають змогу визначити *можливий небезпечний перетин балки*, встановити значення поперечної сили і згинального моменту в цьому перетині. Епюри поперечних сил та згинальних моментів можна будувати двома способами.

Перший спосіб. Записують аналітичні вирази поперечних сил і згинальних моментів для кожної ділянки як функції поточної координати x поперечного перетину

$$Q = f_1(x), \quad M_{зг} = f_2(x).$$

Потім за добутими рівняннями будують епюри.

Другий спосіб. Будують епюри за характерними точками і значеннями поперечних сил і згинальних моментів на межах ділянок. Застосовуючи цей спосіб, у більшості випадків можна обійтися без складання функцій поперечних сил і згинальних моментів.

Побудову епюр внутрішніх силових факторів при згині покажемо на прикладах.

Приклад 1 (рис. 6.5).

Визначаємо опорні реакції балки (рис. 6.5а)

$$\sum M_C = 0; \quad R_B(a+b) - F \cdot b = 0,$$

звідки $R_B = \frac{F \cdot b}{a+b};$

$$\sum M_B = 0; \quad \sum M_B = R_C(a+b) - F \cdot a = 0,$$

звідки $R_C = \frac{F \cdot a}{a + b}$.

Проводимо перевірку правильності визначення опорних реакцій балки

$$\sum Y = R_B - F + R_C = \frac{F \cdot b}{a + b} - F + \frac{F \cdot a}{a + b} = 0.$$

Опорні реакції балки визначено вірно.

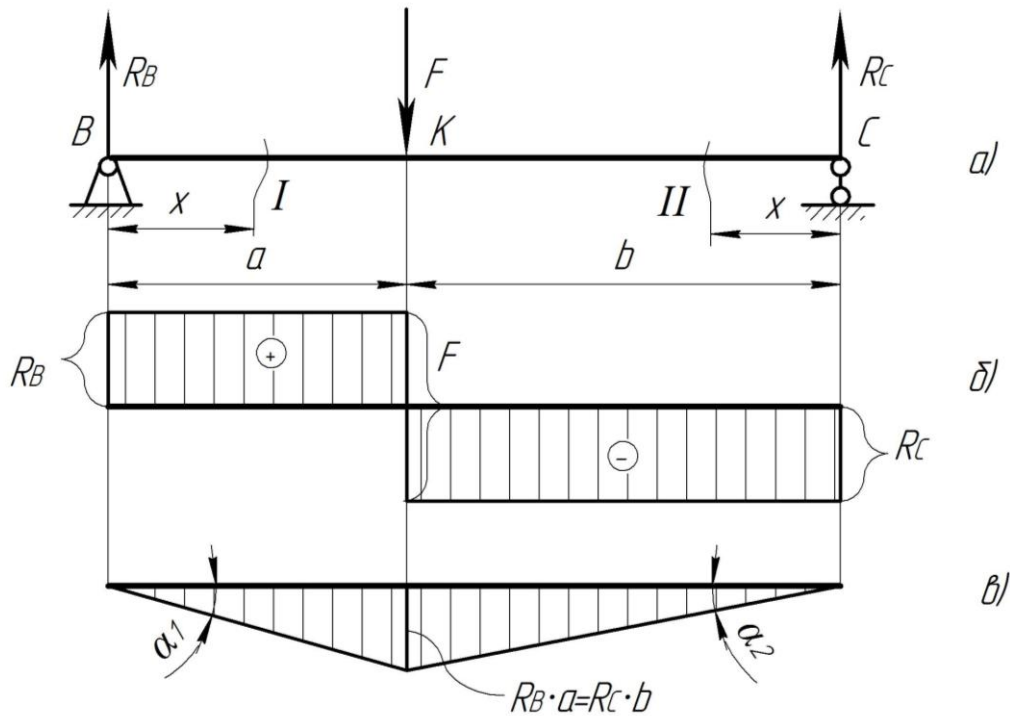


Рисунок 6.5

Використаємо перший спосіб побудови епюр. Розбиваємо балку на ділянки. Для кожної ділянки записуємо функції $Q(x)$, $M_{3\Gamma}(x)$, а також границі, в яких ці функції справедливі (рис. 6.5a):

ділянка I, $0 \leq x \leq a$ (зліва)

$$Q(x) = R_B = \frac{F \cdot b}{a + b};$$

$$Q(0) = Q(a) = \frac{F \cdot b}{a + b};$$

$$M_{3\Gamma}(x) = R_B \cdot x = \frac{F \cdot b}{a + b} \cdot x;$$

$$M_{3\Gamma}(0) = 0; \quad M_{3\Gamma}(a) = \frac{F \cdot b \cdot a}{a + b};$$

ділянка II, $0 \leq x \leq b$ (справа)

$$Q(x) = -R_C = -\frac{F \cdot a}{a + b};$$

$$Q(0) = Q(b) = -\frac{F \cdot a}{a + b};$$

$$M_{3\Gamma}(x) = R_C \cdot x = \frac{F \cdot a}{a+b} \cdot x; \quad M_{3\Gamma}(0) = 0; \quad M_{3\Gamma}(b) = \frac{F \cdot b \cdot a}{a+b}.$$

За отриманими результатами будуюмо епюри Q і $M_{3\Gamma}$ (рис. 6.5б,в).

З епюри $M_{3\Gamma}$ (див. рис. 6.5в) визначаємо небезпечний перетин, тобто перетин, в якому діє максимальний згинальний момент, перетин K

$$M_{3\Gamma \max} = \frac{F \cdot b \cdot a}{a+b}.$$

Визначаємо значення поперечних сил, використовуючи диференціальні залежності (для перевірки):

- на першій ділянці

$$\frac{dM_{3\Gamma}(x)}{dx} = \operatorname{tg} \alpha_1 = Q_1 = \frac{M_{3\Gamma \max}}{a} = R_B;$$

- на другій ділянці

$$\frac{dM_{3\Gamma}(x)}{dx} = -\operatorname{tg} \alpha_2 = Q_2 = -\frac{M_{3\Gamma \max}}{b} = -R_C.$$

Приклад 2 (рис. 6.6). Використаємо другий спосіб побудови епюр Q , $M_{3\Gamma}$.

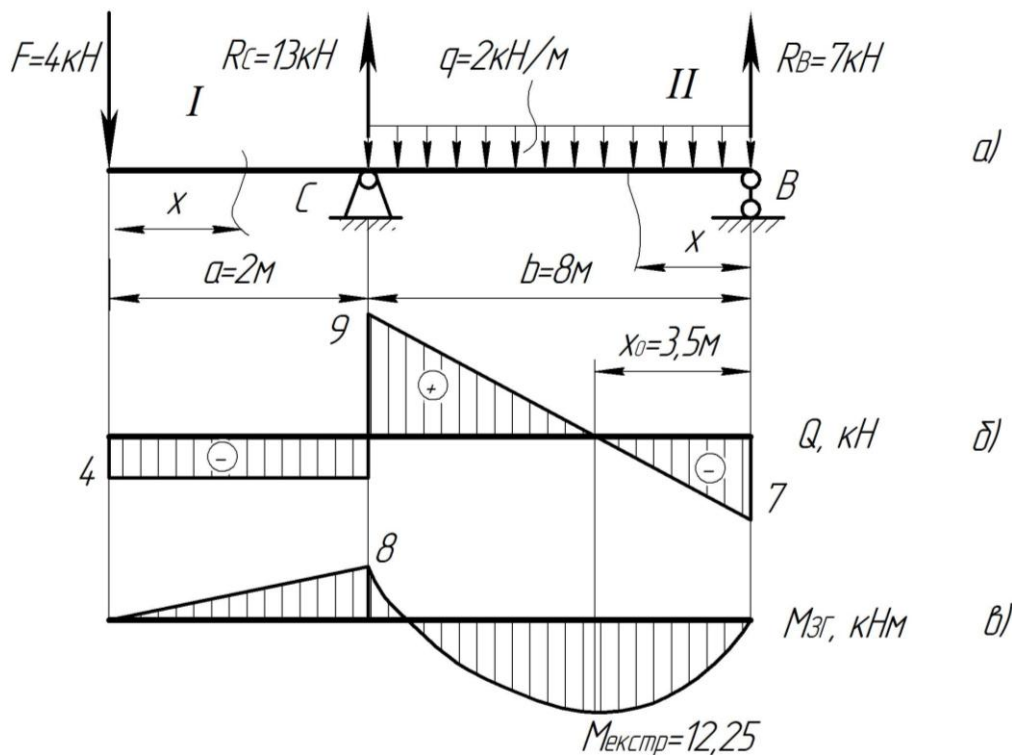


Рисунок 6.6

I. Контроль правильності побудови епюр поперечних сил та згинальних моментів за розрахунковою схемою балки

Для епюри поперечних сил:

1. На ділянці балки, навантаженій рівномірно розподіленим навантаженням q , епюра поперечних сил зображується прямою, нахиленою до осі балки.
2. На ділянці балки, вільній від q , епюра поперечних сил зображується прямою, паралельною осі балки.
3. Під перетином балки, де прикладена зосереджена сила, на епюрі поперечних сил є «стрибок», що дорівнює величині прикладеної сили.
4. У перетині, де прикладена зосереджена пара сил (зосереджений момент), епюра поперечних сил не змінює свого значення.

Для епюри згинальних моментів:

1. На ділянці балки, навантаженій рівномірно розподіленим навантаженням q , епюра згинальних моментів зображується квадратичною параболою.
2. На ділянках балки, вільних від q , епюра згинальних моментів зображується прямою лінією, нахиленою до осі балки.
3. Згинальний момент досягає екстремальних значень у перетинах, де поперечні сили дорівнюють нулю.
4. Під перетином балки, де прикладена зосереджена пара сил (зосереджений момент), на епюрі згинальних моментів є «стрибок», що дорівнює величині зосередженого моменту.
5. На ділянках балки, де поперечна сила дорівнює нулю, балка працює на чистий згин, епюра згинальних моментів – пряма, паралельна осі балки.

II. Перевірка епюри згинальних моментів із використанням диференціальної залежності при згині (за епюрою Q).

Виконують перевірку за епюрою поперечних сил, використовуючи залежність

$$\frac{dM_{зГ}(x)}{dx} = Q(x),$$

враховуючи, що епюра Q – це графічне зображення похідної від згинального моменту $M_{зГ}$:

1. Функція згинального моменту $M_{зГ}(x)$ зростає, якщо похідна функції, тобто $Q(x)$ – додатна.
2. Функція згинального моменту $M_{зГ}(x)$ спадає, якщо похідна функції, тобто $Q(x)$ – від'ємна.

3. Функція згинального моменту $M_{зГ}(x)$ досягає екстремального значення у точці, де її похідна $Q(x)$ дорівнює нулю. Функцію згинального моменту у цьому перетині обов'язково необхідно досліджувати на екстремум.

Напруження при згині. Розрахунок на міцність

Руйнівним внутрішнім силовим фактором при прямому поперечному згині є згинальний момент. Від дії згинального моменту у поперечному перетині балки виникають нормальні напруження, які визначають за формулою

$$\sigma(y) = \frac{M_{зГ}}{I_X} \cdot y,$$

де y – відстань від осі X (нейтральної осі) до точок поперечного перетину, в яких визначають нормальне напруження (рис. 6.7а).

Аналізуючи цю формулу, отримують епюру розподілу нормальних напружень за висотою перетину (рис. 6.7б).

Максимальні нормальні напруження та умова міцності при згині за нормальними напруженнями

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{зГ.\max}}{I_X} \cdot y_{\max} = \frac{M_{зГ.\max}}{W_X} \leq [\sigma],$$

де W_X – осьовий момент опору поперечного перетину, визначають за формулою

$$W_X = \frac{I_X}{y_{\max}}.$$

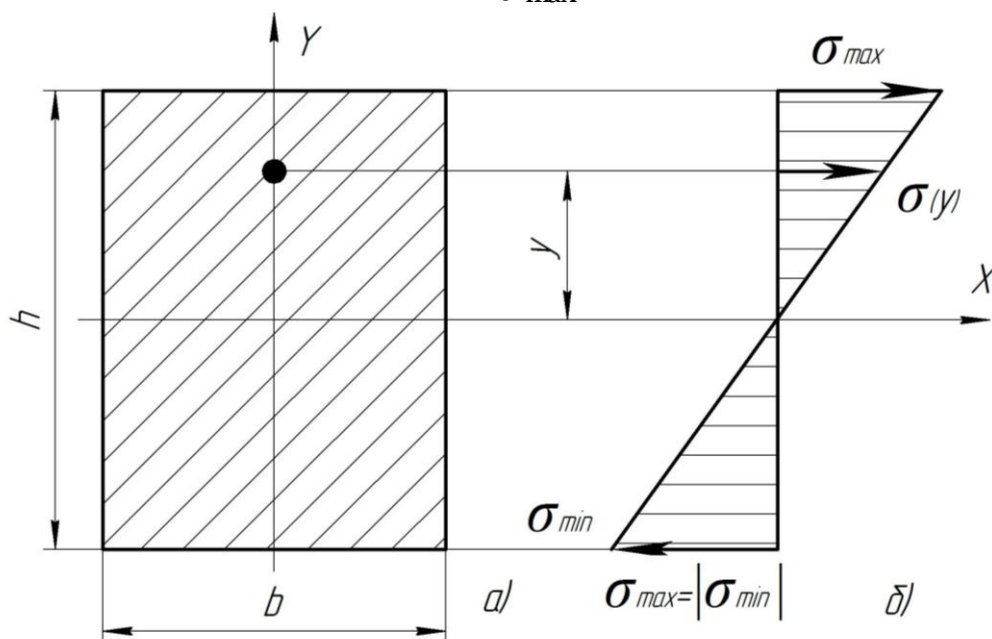


Рисунок 6.7

Задача №6
Побудова епюр поперечних сил і
згинальних моментів для консолі

Для заданої консольної балки (див. рис. до задачі 2, табл. до задачі 2) побудувати епюри поперечних сил і згинальних моментів.

План розв'язування задачі:

1. Записати функції поперечних сил і згинальних моментів на ділянках консолі.
2. Побудувати епюри поперечних сил і згинальних моментів.

Задача №7
Побудова епюр поперечних сил і
згинальних моментів для балки на двох опорах,
розрахунок на міцність

Для заданої балки (див. рис. до задачі 1, табл. до задачі 1) побудувати епюри поперечних сил і згинальних моментів, підібрати двотавровий перетин балки. Матеріал балки – сталь, $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$.

План розв'язування задачі:

1. Визначити реакції опор.
2. Записати функції поперечних сил і згинальних моментів на ділянках балки.
3. Побудувати епюри поперечних сил і згинальних моментів.
4. З умови міцності за нормальними напруженнями підібрати двотавровий перетин балки.

Приклад розв'язування задачі №6
Побудова епюр поперечних сил і
згинальних моментів для консолі

Для заданої консольної балки (рис. 6.8а) побудувати епюри поперечних сил і згинальних моментів.

Розв'язування

Розбиваємо балку на три ділянки. Границями ділянок є перетини, де прикладені зосереджена сила F , зосереджений момент M , та перетини, де починається і закінчується розподілене навантаження q .

При прямому поперечному згині в перетинах виникають такі внутрішні силові фактори – згинальний момент $M_{зГ}(x)$ і поперечна сила $Q(x)$. Для їх визначення використовуємо метод перетинів.

На кожній ділянці балки (для консольної балки розглядаємо ділянки з вільного кінця) робимо умовні перетини, відкидаємо ліву частину балки і розглядаємо рівновагу правої. Сили взаємодії частин балки замінюємо внутрішніми зусиллями $Q(x)$ і $M_{зГ}(x)$ (рис. 6.8б). Визначаємо їх як функції поточної координати x на основі рівнянь рівноваги $\sum Y = 0$; $\sum M_0 = 0$, використовуючи правило знаків.

Визначаємо поперечні сили і згинальні моменти на кожній ділянці консолі:

ділянка I, $0 \leq x \leq 1,5\text{м}$ (справа),

$$Q(x) = q \cdot x = 10 \cdot x;$$

$$Q(0) = 0; \quad Q(1,5) = 10 \cdot 1,5 = 15 \text{кНм};$$

$$M_{зГ}(x) = -q \cdot \frac{x^2}{2} = -10 \cdot \frac{x^2}{2};$$

$$M_{зГ}(0) = 0; \quad M_{зГ}(1,5) = -10 \cdot \frac{1,5^2}{2} = -11,25 \text{кНм};$$

ділянка II, $1,5\text{м} \leq x \leq 4\text{м}$ (справа),

$$Q(x) = q \cdot x - F = 10 \cdot x - 35;$$

$$Q(1,5) = 10 \cdot 1,5 - 35 = -20 \text{кНм};$$

$$Q(4) = 10 \cdot 4 - 35 = 5 \text{кН};$$

$$M_{зГ}(x) = -q \cdot \frac{x^2}{2} + F \cdot (x - 1,5) = -10 \cdot \frac{x^2}{2} + 35 \cdot (x - 1,5);$$

$$M_{3\Gamma}(1,5) = -11,25 \text{ кНм};$$

$$M_{3\Gamma}(4) = -10 \cdot \frac{4^2}{2} + 35 \cdot (4 - 1,5) = 7,5 \text{ кНм}.$$

Досліджуємо функцію $M_{3\Gamma}(x)$ на екстремум

$$\frac{M_{3\Gamma}(x)}{dx} = Q(x) = q \cdot x_0 - F = 0;$$

$$x_0 = \frac{F}{q} = \frac{35}{10} = 3,5 \text{ м}.$$

Тоді

$$M_{3\Gamma}(3,5) = M_{3\Gamma \text{ екстр}} = -10 \cdot \frac{3,5^2}{2} + 35 \cdot (3,5 - 1,5) = 8,75 \text{ кНм}.$$

Зазначимо, що необхідною умовою екстремуму функції $M_{3\Gamma}(x)$ на ділянці є нульове значення на цій ділянці $Q(x)$.

Ділянка III, $4 \text{ м} \leq x \leq 6 \text{ м}$ (справа),

$$Q(x) = q \cdot x - F = 10 \cdot x - 35;$$

$$Q(4) = 10 \cdot 4 - 35 = 5 \text{ кН};$$

$$Q(6) = 10 \cdot 6 - 35 = 25 \text{ кН};$$

$$M_{3\Gamma}(x) = -q \cdot \frac{x^2}{2} + F \cdot (x - 1,5) - M = -10 \cdot \frac{x^2}{2} + 35 \cdot (x - 3,5) - 15;$$

$$M_{3\Gamma}(4) = -10 \cdot \frac{4^2}{2} + 35 \cdot (4 - 1,5) - 15 = -7,5 \text{ кНм};$$

$$M_{3\Gamma}(6) = -10 \cdot \frac{6^2}{2} + 35 \cdot (6 - 1,5) - 15 = -37,5 \text{ кНм}.$$

За отриманими результатами будуємо епюри Q і $M_{3\Gamma}$ (рис. 6.8в,г). Епюру згинальних моментів будуємо з боку розтягнутих волокон, тобто додатні значення згинальних моментів відкладаємо вниз від осі, а від'ємні – вгору.

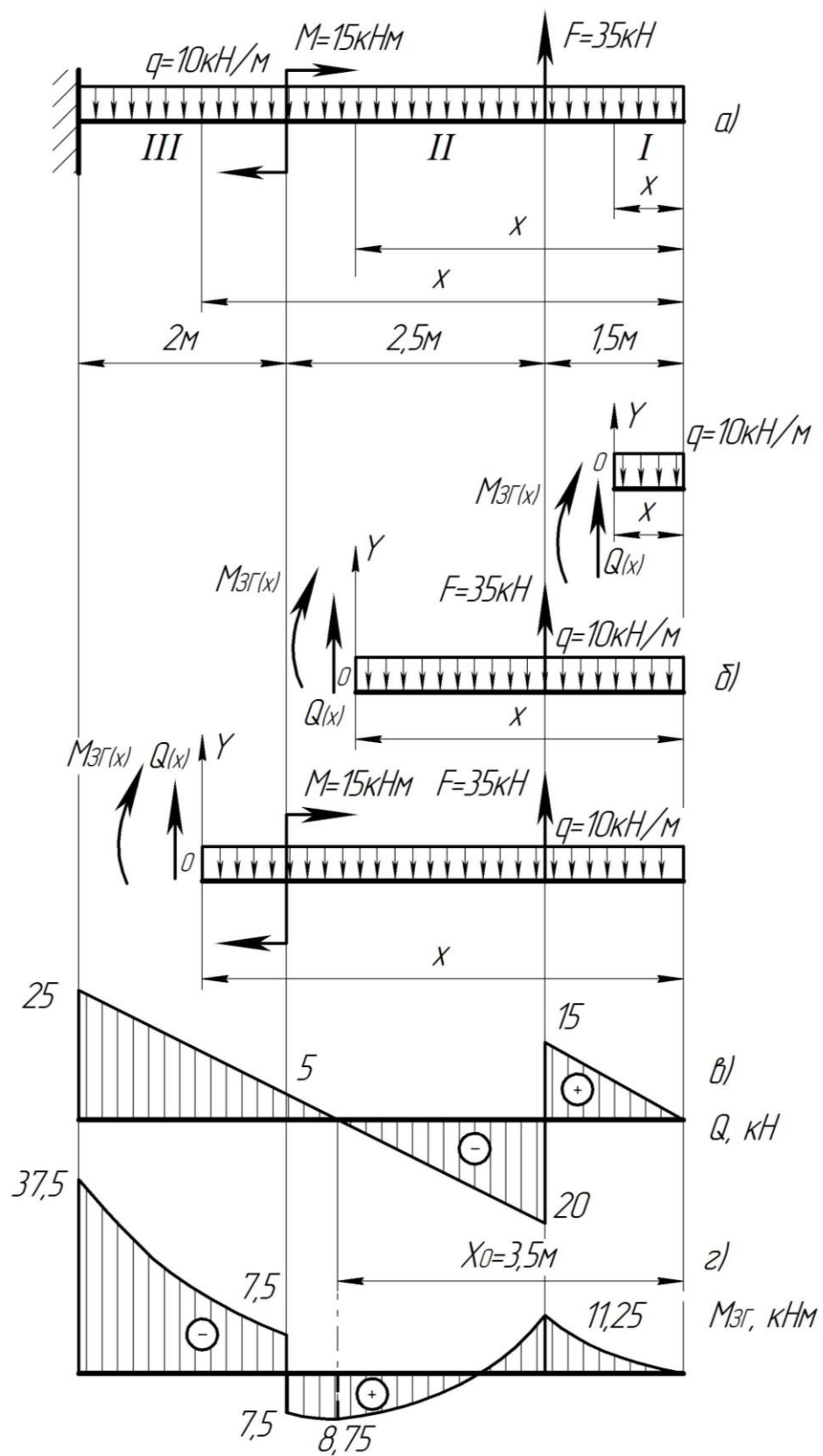


Рисунок 6.8

Приклад розв'язування задачі №7
Побудова епюр поперечних сил і згинальних
моментів для балки на двох опорах, розрахунок на міцність

Для заданої балки (рис. 6.9а) побудувати епюри поперечних сил і згинальних моментів. З умови міцності за нормальними напруженнями підібрати двотавровий перетин балки. Матеріал балки – сталь, $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$.

Розв'язування

Використаємо розв'язок першої задачі. Сили реакцій

$$B_Y = 36,3 \text{ кН}, \quad C_Y = 48,7 \text{ кН}.$$

Викреслюємо розрахункову схему (рис. 6.9б).

Розбиваємо балку на три ділянки. Для кожної ділянки записуємо функції поперечної сили $Q(x)$ і згинального моменту $M_{3Г}(x)$:

ділянка I, $0 \leq x \leq 1,5 \text{ м}$ (зліва),

$$Q(x) = B_Y - q \cdot x = 36,3 - 20 \cdot x;$$

$$Q(0) = 36,3 \text{ кН};$$

$$Q(1,5) = 36,3 - 20 \cdot 1,5 = 6,3 \text{ кН};$$

$$M_{3Г}(x) = B_Y \cdot x - q \cdot \frac{x^2}{2} = 36,3 \cdot x - 20 \cdot \frac{x^2}{2};$$

$$M_{3Г}(0) = 0;$$

$$M_{3Г}(1,5) = 36,3 \cdot 1,5 - 20 \cdot \frac{1,5^2}{2} = 31,95 \approx 32 \text{ кНм};$$

ділянка II, $1,5 \text{ м} \leq x \leq 3 \text{ м}$ (зліва),

$$Q(x) = B_Y - q \cdot x + F = 36,3 - 20 \cdot x + 15;$$

$$Q(1,5) = 6,3 + 15 = 21,3 \text{ кН};$$

$$Q(3) = 36,3 - 20 \cdot 3 + 15 = -8,7 \text{ кН};$$

$$M_{3Г}(x) = B_Y \cdot x - q \cdot \frac{x^2}{2} + F(x - 1,5) =$$

$$= 36,3 \cdot x - 20 \cdot \frac{x^2}{2} + 15 \cdot (x - 1,5);$$

$$M_{3Г}(1,5) = 32 \text{ кНм};$$

$$M_{3Г}(3) = 36,3 \cdot 3 + 15 \cdot (3 - 1,5) - 20 \cdot \frac{3^2}{2} = 41,4 \text{ кНм};$$

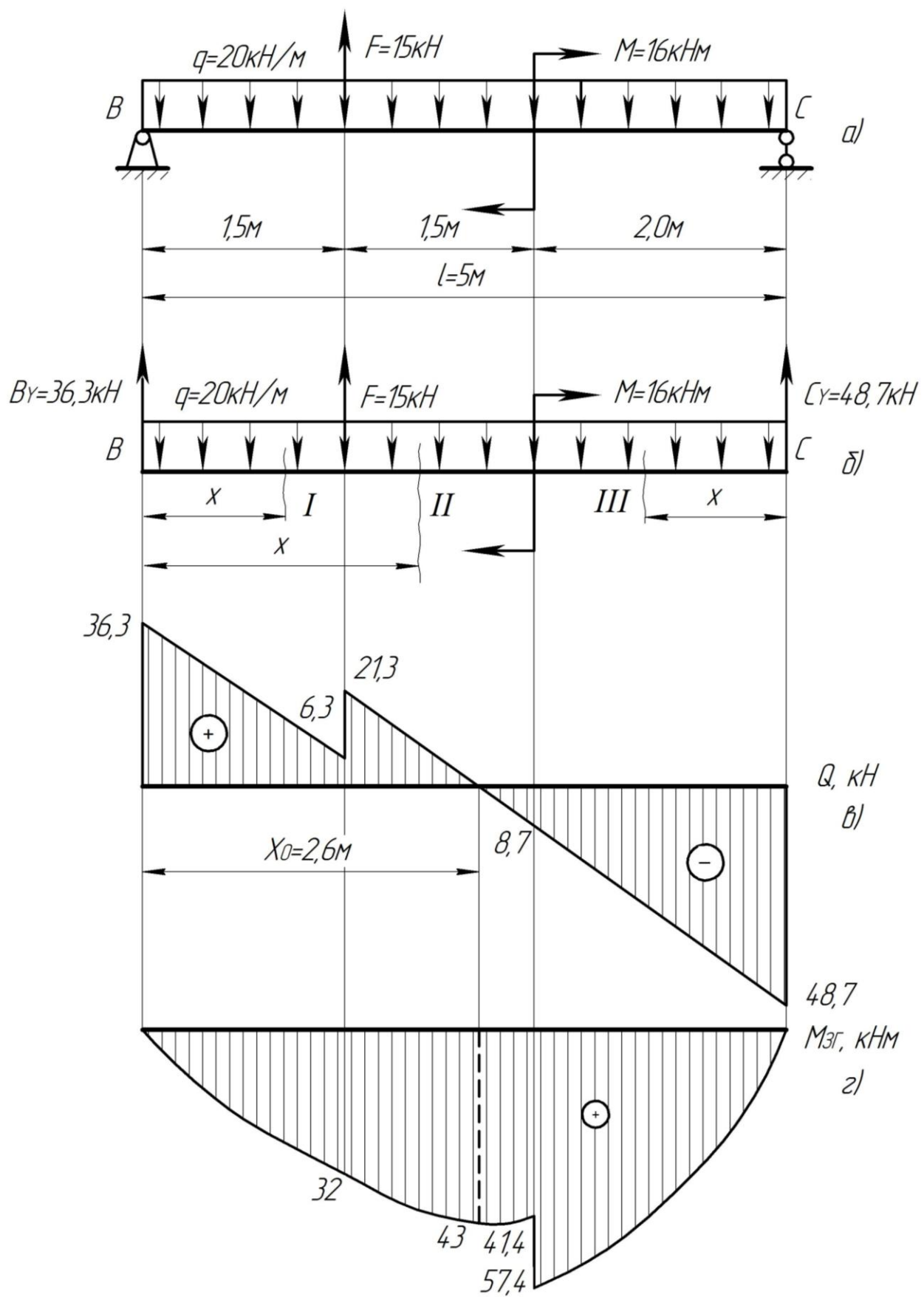


Рисунок 6.9

ділянка III, $0 \leq x \leq 2,0\text{м}$ (справа),

$$Q(x) = -C_Y + q \cdot x = -48,7 + 20 \cdot x;$$

$$Q(0) = -48,7 \text{кНм};$$

$$Q(2) = -48,7 + 20 \cdot 2 = -8,7 \text{кН};$$

$$M_{3\Gamma}(x) = C_Y \cdot x - q \cdot \frac{x^2}{2} = 48,7 \cdot x - 20 \cdot \frac{x^2}{2};$$

$$M_{3\Gamma}(0) = 0;$$

$$M_{3\Gamma}(2,0) = 48,7 \cdot 2 - 20 \cdot \frac{2^2}{2} = 57,4 \text{кНм}.$$

Досліджуємо функцію $M(x)$ на екстремум на II-ій ділянці

$$\frac{dM_{3\Gamma}(x)}{dx} = Q(x) = B_Y - q \cdot x_0 + F = 0,$$

звідки

$$x_0 = \frac{B_Y + F}{q} = \frac{36,3 + 15}{20} = 2,6\text{м}.$$

Тоді

$$M_{3\Gamma}(2,6) = M_{3\Gamma \text{ екстр}} = 36,3 \cdot 2,6 - 20 \cdot \frac{(2,6)^2}{2} + 15(2,6 - 1,5) = 43 \text{кНм}.$$

Необхідною умовою екстремуму функції $M_{3\Gamma}(x)$ на ділянці є нульове значення на цій ділянці $Q(x)$.

Будуємо епюри Q і $M_{3\Gamma}$ (рис. 6.9в,г).

З умови міцності на згин за нормальними напруженнями

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{3\Gamma \max}}{W_0} \leq [\sigma]$$

визначаємо необхідний осьовий момент опору перетину

$$W_0 \geq \frac{M_{3\Gamma \max}}{[\sigma]} = \frac{57,4 \cdot 10^{-3}}{160} = 359 \cdot 10^{-6} \text{м}^3,$$

де $M_{3\Gamma \max} = 57,4 \text{кНм}$ – максимальний згинальний момент, що діє в перетині на балку.

Для заданої балки підбираємо поперечний перетин – двотавр №27 (ГОСТ 8239-56) $W_{0\text{в}} = 371 \cdot 10^{-6} \text{м}^3$; $A_{0\text{в}} = 40,2 \cdot 10^{-4} \text{м}^2$ (додаток б).

7. СУМІСНА ДІЯ ЗГИНУ З КРУЧЕННЯМ

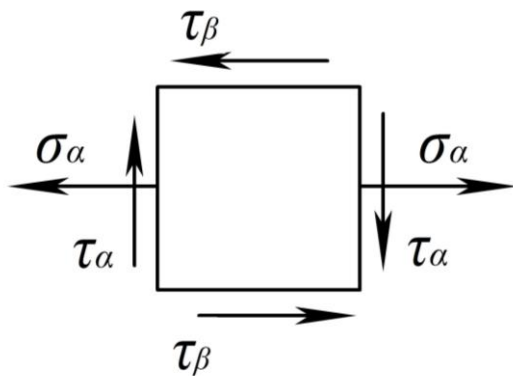
Одночасних деформацій згину і кручення зазнає більшість валів (прямих брусів круглого або кільцевого перетину).

Сумісна дія згину з крученням – вид складного опору, при якому зовнішні сили, що діють на брус, викликають у ньому такі внутрішні силові фактори: крутний момент, згинальні моменти й поперечні сили.

Під дією згину та кручення у поперечному перетині бруса виникають нормальні напруження від згинального моменту в двох площинах і дотичні напруження від кручення й поперечних сил.

При розрахунку валів враховують крутний і згинальний моменти. Поперечні сили не враховують, оскільки відповідні їм дотичні напруження відносно невеликі.

При сумісній дії згину та кручення елемент матеріалу в небезпечному перетині перебуває у плоскому напруженому стані (рис. 7.1).



Максимальні нормальні й дотичні напруження для круглих валів визначають за формулами

$$|\sigma_{\alpha}| = \frac{M_{3\Gamma}}{W_0} = \frac{32M_{3\Gamma}}{\pi \cdot d^3};$$

$$|\tau_{\alpha}| = \frac{M_{KP}}{W_p} = \frac{16M_{KP}}{\pi \cdot d^3},$$

де $W_p = W_0/2$.

Рисунок 7.1

$\tau_{\alpha} = -\tau_{\beta}$, закон парності дотичних напружень.

Найбільшого значення нормальні й дотичні напруження досягають на поверхні вала.

Для визначення згинального моменту розглядають згин вала у двох взаємно перпендикулярних площинах (вертикальній і горизонтальній). Будують епюри згинальних моментів у двох площинах, і сумарну. Значення згинальних моментів у характерних перетинах зводять до сумарного (рівнодіяного) за формулою

$$M_{3\Gamma} = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2}.$$

Небезпечні перетини вала визначають співставленням епюр сумарних згинальних моментів і крутного моменту. Небезпечними є перетини, де $M_{3\Gamma}$ і M_{KP} одночасно досягають найбільших значень.

При одночасній дії нормальних і дотичних напружень міцність матеріалу оцінюють за однією з теорій міцності.

Теорії міцності застосовують за призначенням, тобто перша і друга теорії – для крихких матеріалів, третя і четверта – для пластичних; теорії Мора та Писаренка-Лебедєва – для матеріалів з різними границями текучості при розтягу і стиску.

Розрахунок вала на міцність при складному опорі проводять за зведеним (еквівалентним, розрахунковим) моментом M_P ($M_{екв}$). Визначають його залежно від прийнятої теорії міцності:

– за 3-ою теорією міцності (найбільших дотичних напружень)

$$M_P = \sqrt{M_{3\Gamma}^2 + M_{KP}^2};$$

– за 4-ою теорією міцності (енергетичною)

$$M_P = \sqrt{M_{3\Gamma}^2 + 0,75M_{KP}^2}.$$

Умова міцності при сумісній дії згину з крученням

$$\sigma_{екв} = \frac{M_P}{W_0} = \frac{32M_P}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma],$$

де $\sigma_{екв}$ – еквівалентне (розрахункове) нормальне напруження;

W_0 – осьовий момент опору перетину бруса, для круглого поперечного перетину $W_0 = \pi \cdot d^3 / 32$.

При перевірних розрахунках вала на згин з крученням визначають коефіцієнт запасу міцності як відношення границі текучості σ_T до еквівалентного напруження, визначеного за відповідною теорією міцності

$$S_M = \sigma_T / \sigma_{екв}$$

або

$$S_M = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}},$$

де S_σ , S_τ – коефіцієнти запасу міцності відповідно при згині та крученні,

$$S_\sigma = \sigma_T / \sigma_{\max}, \quad S_\tau = \tau_T / \tau_{\max}.$$

Задача №8

Розрахунок вала на згин з крученням

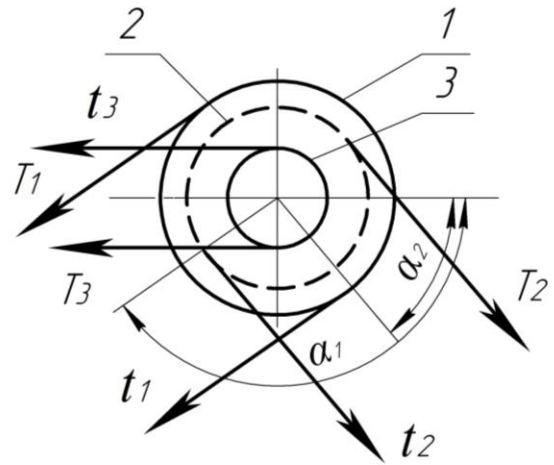
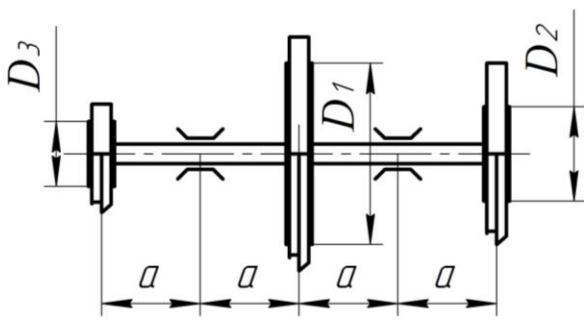
Стальний вал трансмісії (рис. до задачі 8, табл. до задачі 8) обертається з частотою n об/хв і передає через два ведених шківів пасових передач потужності, задані у табл. до задачі 8. Діаметри шківів $D_1 = 60\text{см}$, $D_2 = 40\text{см}$, $D_3 = 30\text{см}$; відстань $a = 100\text{см}$; матеріал – сталь 45; $[\sigma] = 100\text{МПа}$. Визначити діаметр вала з умови міцності.

План розв'язування задачі:

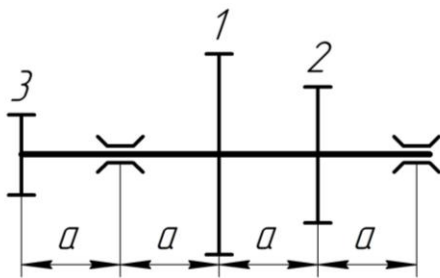
1. Визначити потужність на шківі (з умови балансу потужностей), де вона не задана.
2. Визначити скручувальні моменти на кожному шківі, крутні моменти на ділянках вала й побудувати епюру крутних моментів.
3. Визначити тиск, що передається кожним шківом на вал, вважаючи, що натяг ведучої вітки паса у два рази більший, ніж натяг веденої.
4. Визначити величини складових сил тиску, що діють у горизонтальній і вертикальній площинах.
5. Побудувати епюри згинальних моментів у горизонтальній і вертикальній площинах.
6. Визначити сумарні згинальні моменти у характерних перетинах вала. Побудувати епюру сумарних згинальних моментів.
7. Визначити розрахунковий момент, користуючись третьою теорією міцності.
8. Визначити діаметр вала з умови міцності.

Таблиця до задачі 8

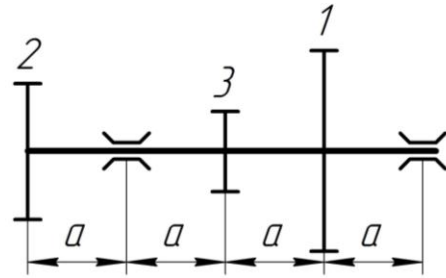
№ з/п	α_1°	α_2°	α_3°	$n, \text{об/хв}$	$P_1, \text{кВт}$	$P_2, \text{кВт}$	$P_3, \text{кВт}$
1	0	270	360	150	-	10	20
2	90	0	180	100	10	-	20
3	180	270	0	200	10	20	-
4	270	360	0	300	-	30	40
5	360	0	90	400	30	-	40
6	0	90	180	500	30	40	-
7	90	180	270	600	-	50	60
8	180	270	360	700	50	-	60
9	270	360	0	800	50	60	-
0	90	0	180	900	-	90	50



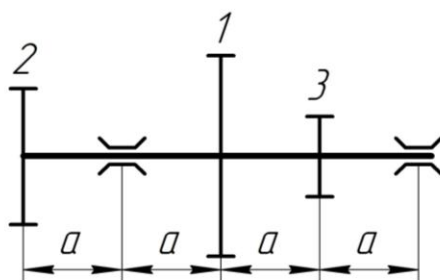
①



②



③



④

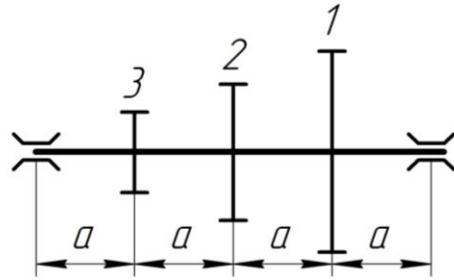
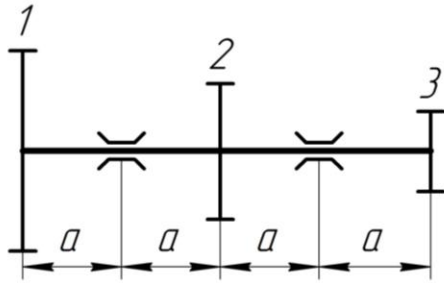
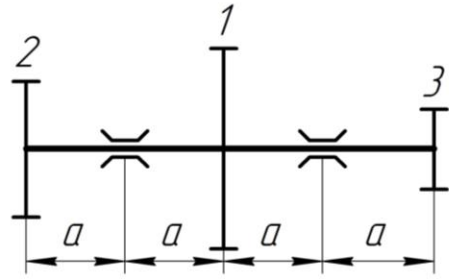


Рисунок до задачі 8

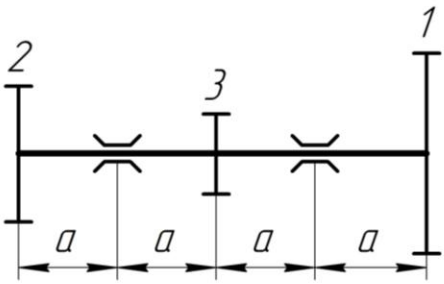
5



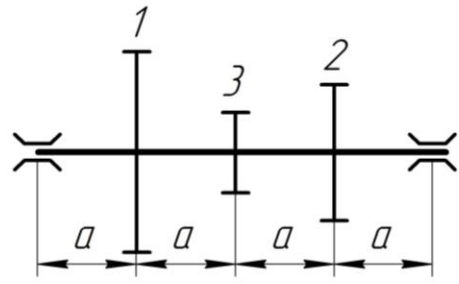
6



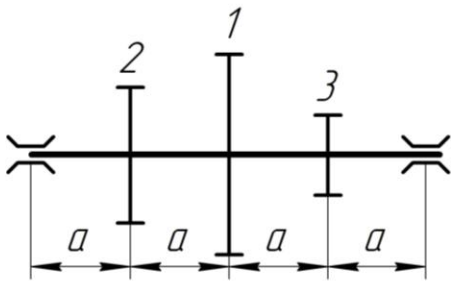
7



8



9



0

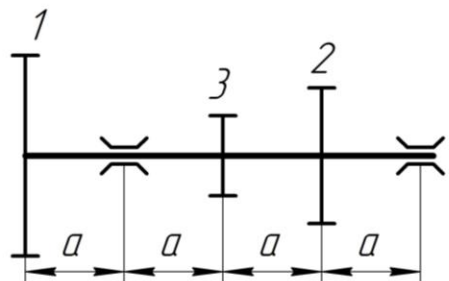


Рисунок до задачі 8 (закінчення)

Приклад розв'язування задачі №8

Розрахунок вала на згин з крученням

Стальний вал трансмісії обертається з частотою $n = 300 \text{ об/хв}$ і передає через два ведених шківів пасових передач потужності $P_1 = 70 \text{ кВт}$ і $P_3 = 40 \text{ кВт}$ (рис. 7.2а). Діаметри шківів $D_1 = 60 \text{ см}$, $D_2 = 40 \text{ см}$, $D_3 = 30 \text{ см}$. Кути нахилу пасів $\alpha_1 = 30^\circ$, $\alpha_2 = 240^\circ$, $\alpha_3 = 180^\circ$ (на рис. 7.2а кути відкладено від осі Y), відстань $a = 100 \text{ см}$; матеріал – сталь 45; $[\sigma] = 200 \text{ МПа}$. Визначити діаметр вала з умови міцності.

Розв'язування

З балансу потужностей визначаємо потужність, яку передає ведучий шків,

$$P_2 = P_1 + P_3 = 70 + 40 = 110 \text{ кВт}.$$

Величини скручувальних моментів, які передають шківів, визначаємо за формулою

$$M_i = P_i / \omega, \quad (i = 1, 2, 3)$$

де ω – кутова швидкість вала, визначаємо її за формулою

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 300}{30} = 31,4 \text{ с}^{-1}.$$

Тоді моменти на шківів

$$M_1 = 70 / 31,4 = 2,23 \text{ кНм};$$

$$M_2 = 110 / 31,4 = 3,50 \text{ кНм};$$

$$M_3 = 40 / 31,4 = 1,27 \text{ кНм}.$$

Використовуючи метод перетинів, будуємо епюру крутних моментів, $M_{кр}$ (рис. 7.2б).

Визначаємо сили натягу пасових передач за формулою

$$t_i = 2M_i / D_i.$$

Відповідно

$$t_1 = \frac{2 \cdot 2,23}{0,6} = 7,43 \text{ кН}; \quad t_2 = \frac{2 \cdot 3,50}{0,4} = 17,5 \text{ кН}; \quad t_3 = \frac{2 \cdot 1,27}{0,3} = 8,47 \text{ кН}.$$

Сили тиску на вал у місцях посадки шківів визначаємо за формулою

$$F_i = 3t_i.$$

Тобто

$$F_1 = 3 \cdot 7,43 = 22,3 \text{ кН};$$

$$F_2 = 3 \cdot 17,5 = 52,4 \text{ кН};$$

$$F_3 = 3 \cdot 8,47 = 25,4 \text{ кН}.$$

Розкладаємо сили тиску на вертикальні й горизонтальні складові

$$F_{1Z} = -F_1 \cdot \sin 30^\circ = -22,3 \cdot \sin 30^\circ = -11,2 \text{ кН};$$

$$F_{1Y} = F_1 \cdot \cos 30^\circ = 22,3 \cdot \cos 30^\circ = 19,3 \text{ кН};$$

$$F_{2Z} = F_2 \cdot \sin 60^\circ = 52,4 \cdot \sin 60^\circ = 45,4 \text{ кН};$$

$$F_{2Y} = -F_2 \cdot \cos 60^\circ = -52,4 \cdot \cos 60^\circ = -26,2 \text{ кН};$$

$$F_{3Z} = 0;$$

$$F_{3Y} = -F_3 = 25,4 \text{ кН}.$$

Розглянемо навантаження вала у вертикальній площині (рис. 7.2в).

Вертикальні складові реакцій опор A і B визначаємо з рівнянь рівноваги

$$\begin{cases} \sum M_{BZ} = 0; & A_Z \cdot 4 - F_{2Z} \cdot 3 + F_{1Z} \cdot 2 = 0; \\ \sum M_{AZ} = 0; & -B_Z \cdot 4 - F_{1Z} \cdot 2 + F_{2Z} \cdot 1 = 0, \end{cases}$$

звідки

$$A_Z = \frac{45,4 \cdot 3 - 11,2 \cdot 2}{4} = 28,4 \text{ кН};$$

$$B_Z = \frac{45,4 - 11,2 \cdot 2}{4} = 5,8 \text{ кН}.$$

$$\begin{aligned} \text{Перевірка: } \sum Z &= -A_Z + F_{2Z} - F_{1Z} - B_Z = \\ &= -28,4 + 45,4 - 11,2 - 5,8 = 45,4 - 45,4 = 0. \end{aligned}$$

Визначаємо згинальні моменти у характерних перетинах вала у вертикальній площині

$$M_Y^A = M_Y^B = 0;$$

$$M_Y^K = -A_Z \cdot 1 = -28,4 \cdot 1 = -28,4 \text{ кНм};$$

$$M_Y^L = -A_Z \cdot 2 + F_{2Z} \cdot 1 = -28,4 \cdot 2 + 45,4 \cdot 1 = -11,4 \text{ кНм};$$

$$M_Y^C = -B_Z \cdot 1 = -5,8 \cdot 1 = -5,8 \text{ кНм}.$$

Будуємо епюру згинальних моментів вала у вертикальній площині (рис. 7.2з).

Розглянемо навантаження вала у горизонтальній площині (рис. 7.2д). Визначаємо опорні реакції

$$\sum M_{BY} = 0; \quad -A_Y \cdot 4 + F_{2Y} \cdot 3 - F_{1Y} \cdot 2 + F_{3Y} \cdot 1 = 0; \quad A_Y = 16,4 \text{ кН};$$

$$\sum M_{AY} = 0; \quad B_Y \cdot 4 - F_{3Y} \cdot 3 + F_{1Y} \cdot 2 - F_{2Y} \cdot 1 = 0; \quad B_Y = 15,9 \text{ кН}.$$

$$\begin{aligned} \text{Перевірка: } \sum Y &= A_Y - F_{2Y} + F_{1Y} - F_{3Y} + B_Y = \\ &= 16,4 - 26,2 + 19,3 - 25,4 + 15,9 = 51,6 - 51,6 = 0. \end{aligned}$$

Опорні реакції визначено вірно.

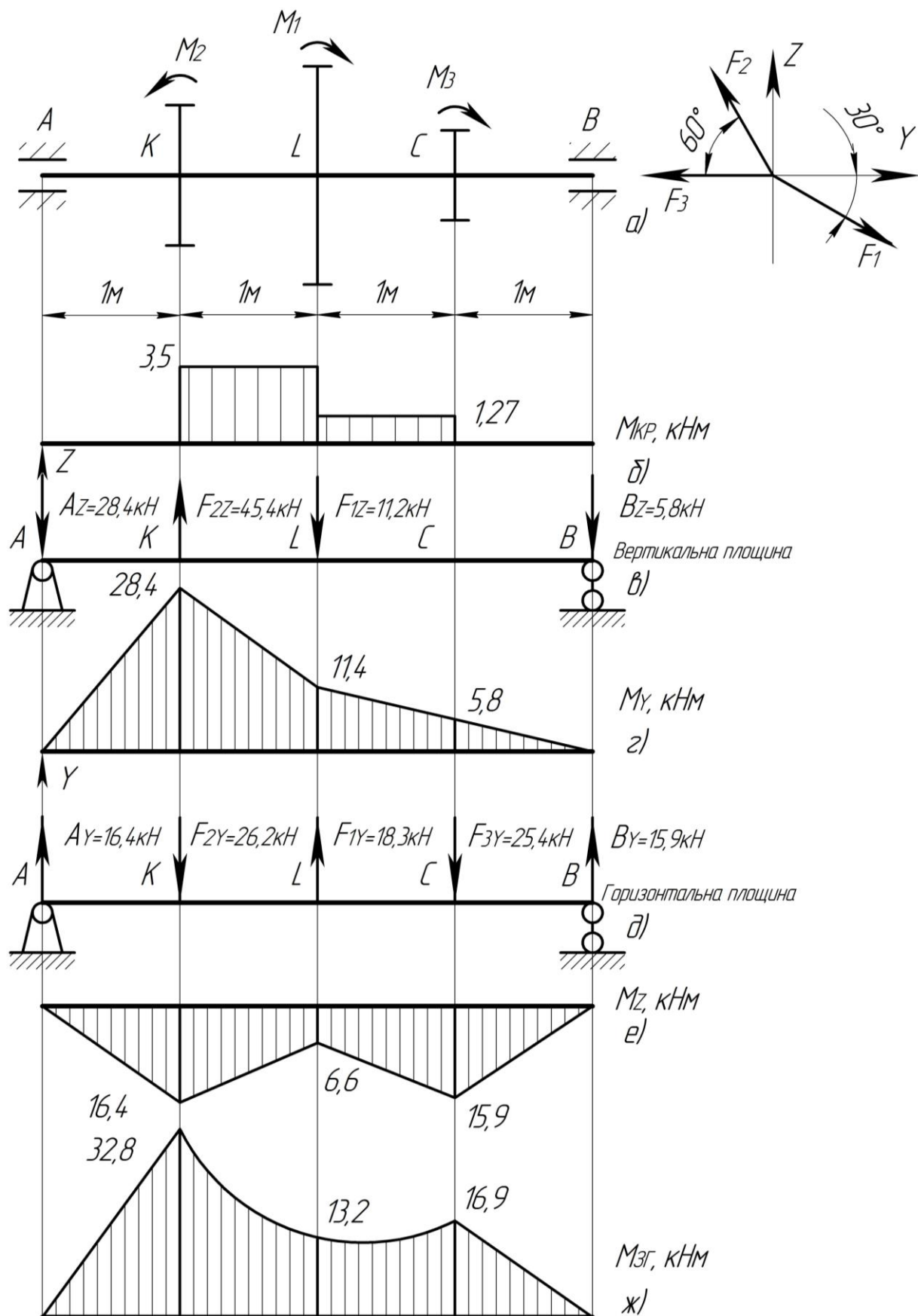


Рисунок 7.2

Визначаємо згинальні моменти у характерних перетинах вала у горизонтальній площині

$$M_Z^A = M_Z^B = 0;$$

$$M_Z^K = A_Y \cdot 1 = 16,4 \cdot 1 = 16,4 \text{ кНм};$$

$$M_Z^L = A_Y \cdot 2 - F_{2Y} \cdot 1 = 16,4 \cdot 2 - 26,2 \cdot 1 = 6,6 \text{ кНм};$$

$$M_Z^C = B_Y \cdot 1 = 15,9 \cdot 1 = 15,9 \text{ кНм}.$$

Будуємо епюру згинальних моментів вала у горизонтальній площині (рис. 7.2е).

Визначаємо сумарні значення згинальних моментів у характерних перетинах вала за формулою

$$M_{3\Gamma} = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2}.$$

Визначимо

$$M_{3\Gamma}^A = M_{3\Gamma}^B = 0;$$

$$M_{3\Gamma}^K = \sqrt{28,4^2 + 16,4^2} = 32,8 \text{ кНм};$$

$$M_{3\Gamma}^L = \sqrt{11,4^2 + 6,6^2} = 13,2 \text{ кНм};$$

$$M_{3\Gamma}^C = \sqrt{5,8^2 + 15,9^2} = 16,9 \text{ кНм}.$$

Будуємо епюру сумарних згинальних моментів вала (рис. 7.2ж).

З аналізу епюр M_{KP} (див. рис. 7.2б) і $M_{3\Gamma}$ (див. рис. 7.2ж) визначимо небезпечний перетин – це перетин К, у якому

$$M_{3\Gamma} = 32,8 \text{ кНм};$$

$$M_{KP} = 3,5 \text{ кНм}.$$

Розрахунковий момент знайдемо за 3-ою теорією міцності

$$M_P = \sqrt{M_{3\Gamma}^2 + M_{KP}^2} = \sqrt{32,8^2 + 3,5^2} = 33 \text{ кНм}.$$

З умови міцності при сумісній дії згину з крученням

$$\sigma_{екв} = \frac{M_P}{W_0} = \frac{32M_P}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma]$$

визначаємо діаметр вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_P}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 33,0}{\pi \cdot 200 \cdot 10^3}} = 119 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

приймаємо $d = 120 \text{ мм}.$

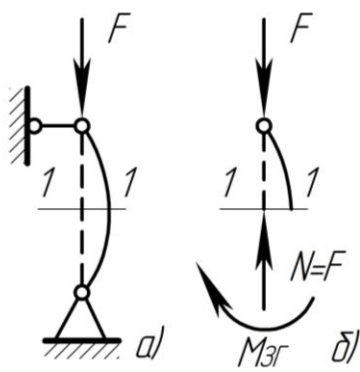
8. СТІЙКІСТЬ ЦЕНТРАЛЬНО-СТИСНЕНИХ СТЕРЖНІВ

Умови міцності та жорсткості доповнюють умовою стійкості, яка передбачає збереження початкової форми рівноваги конструкції або окремих її елементів під дією заданого навантаження.

Навантаження, при яких втрачається стійкість, називають **критичними**, а відповідні їм стани – **критичними станами**.

Небезпека втрати стійкості виникає для тонкостінних конструкцій типу гнучких стержнів, довгих стиснених стержнів, пластин і оболонок.

Критична сила – це найбільше значення стискаючої сили, прикладеної центрально, до якої прямолінійна форма рівноваги стержня є стійкою. Згин, пов'язаний із втратою стійкості стержнем прямолінійної форми, називають **поздовжнім згином**.



Унаслідок викривлення осі у поперечних перетинах стержня виникають два внутрішні силові фактори – **поздовжня сила** $N=F$ і **згинальний момент** $M_{зг}$ (рис. 8.1). Отже, викривлений стержень зазнає одночасно деформацій центрального стиску і поперечного згину.

Рисунок 8.1

Визначення критичних навантажень є відповідальною частиною розрахунку конструкції і дає можливість уникнути втрати стійкості введенням відповідного коефіцієнта запасу стійкості

$$n_{cm} = F_{KP} / F.$$

Щоб забезпечити стійкість, необхідно, щоб стискаюча сила F , яка діє на стержень, була меншою за критичну F_{KP} . Стійкість стержня достатня, якщо $n_{cm} > 1$. Значення коефіцієнта запасу стійкості залежить від призначення стержня і його матеріалу. Для сталей $n_{cm} = 1,8...3$; для чавунів $n_{cm} = 5...5,5$; для дерева $n_{cm} = 2,8...3,2$.

Рівновага абсолютно твердого тіла може бути стійкою, байдужою і нестійкою. Аналогічно це можна віднести і до деформованого тіла.

Довгий стержень при дії осового стискуючого навантаження проходить **три форми рівноваги: стійку, байдужу та нестійку**.

Стиснений стержень перебуває у стані **стійкої** рівноваги (рис. 8.2а), якщо сила стиску F не перевищує критичного значення F_{KP} . Тобто, якщо стержень незначно зігнути якимось поперечним навантаженням, а потім

це навантаження забрати, то стержень знову вирівняється, набуде початкове положення.

Форма рівноваги стисненого стержня є *байдужою* (рис. 8.2б), якщо сила стиску досягає певного значення, яке дорівнює критичній силі. При незначному відхиленні від початкового положення, під дією поперечної сили стержень назад не повертається.

При значенні стискуючої сили, яке перевищує критичне, прямолінійна форма рівноваги стержня стає *нестійкою*, стержень втрачає свою початкову форму (рис. 8.2в).

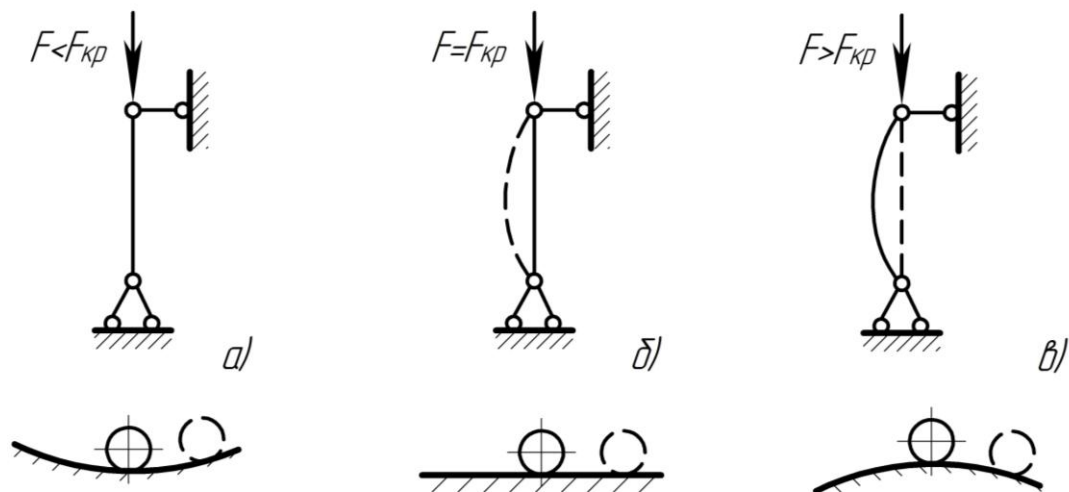


Рисунок 8.2

Втрата стійкості стержня може відбутися навіть тоді, коли напруження під дією критичної сили не досягнуло границі пропорційності.

Найменше значення стискуючої сили, при якій стержень втрачає властивість зберігати прямолінійну форму, називають критичною, позначають F_{KP} .

Задачу визначення величини критичної сили вперше розв'язав академік Петербурзької академії наук Леонард Ейлер у 1744р. **Формула Ейлера**

$$F_{KP} = \frac{\pi^2 E \cdot I_{\min}}{(\mu \cdot l)^2},$$

де E – модуль пружності I-го роду;

$I_{\min}$ – мінімальний осьовий момент інерції поперечного перетину стержня;

μ – коефіцієнт зведення довжини, залежить від способу закріплення кінців стержня;

l – довжина стержня.

Варіанти закріплення кінців стержня зображено на рис. 8.3.

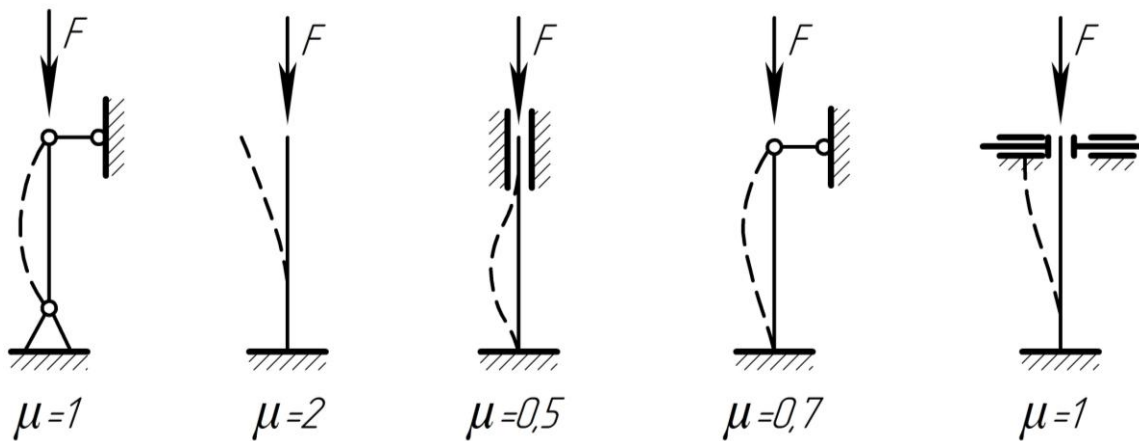


Рисунок 8.3

Межі застосування формули Ейлера. Формула Ясинського

Формула Ейлера отримана з диференціального рівняння зігнутої осі стержня при шарнірно закріплених кінцях. Виведення формули Ейлера ґрунтується на законі Гука, який дійсний доти, доки напруження у матеріалі не перевищує границю пропорційності.

$$\sigma_{KP} \leq \sigma_{ny}; \quad \sigma_{KP} = \frac{\pi^2 E \cdot I_{\min}}{(\mu \cdot l)^2 \cdot A} = \frac{\pi^2 E}{\lambda_{\max}^2} \leq \sigma_{ny},$$

де A – площа поперечного перетину стержня;

$\lambda_{\max}$ – максимальна гнучкість стержня, залежить від геометрії стержня, способів закріплення його кінців. Визначають її за формулою

$$\lambda_{\max} = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}},$$

де $i_{\min}$ – мінімальний радіус інерції поперечного перетину стержня, залежить від геометричних параметрів, визначають його за формулою

$$i_{\min} = \sqrt{I_{\min} / A}.$$

Формулу Ейлера використовують при гнучкостях, які більші за граничну гнучкість стержня λ_0 , яка залежить від матеріалу стержня і визначають її за формулою

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{ny}}}.$$

Формулу Ейлера застосовують тоді, коли гнучкість стержня більша або дорівнює граничній гнучкості матеріалу, з якого його виготовлено,

$$\lambda_{\max} \geq \lambda_0.$$

Як приклад, можна визначити граничну гнучкість для маловуглецевої сталі Ст.3, для якої $\sigma_{\text{нц}} = 200 \text{ МПа}$, модуль пружності $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

$$\lambda_0 = \sqrt{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 / (200 \cdot 10^6)} = 100.$$

Для стержнів з маловуглецевої сталі формулу Ейлера застосовують, якщо їх гнучкість $\lambda \geq 100$. Аналогічно визначають граничну гнучкість для інших матеріалів. Зокрема, для чавуну $\lambda_0 = 80$; для дерева $\lambda_0 = 110$.

Якщо гнучкість стержнів менша від граничної, зокрема для сталей $\lambda = 40 \dots 100$, для визначення напружень застосовують емпіричну формулу Ясинського

$$\sigma_{\text{кр}} = a - b \cdot \lambda_{\max},$$

де a, b – коефіцієнти, що залежать від матеріалу стержня. Для сталі Ст.3 ці величини дорівнюють

$$a = 310 \text{ МПа}; \quad b = 1,14 \text{ МПа}.$$

Якщо гнучкість $\lambda < 40$, стержні можна розраховувати на міцність при простому стиску, не враховуючи небезпеки поздовжнього згину, тобто за формулою

$$\sigma = F/A \leq [\sigma], \quad [\sigma] = \sigma_T / n.$$

Графік залежності критичних напружень від гнучкості для стержнів, виготовлених із маловуглецевої сталі, зображено на рис. 8.4.

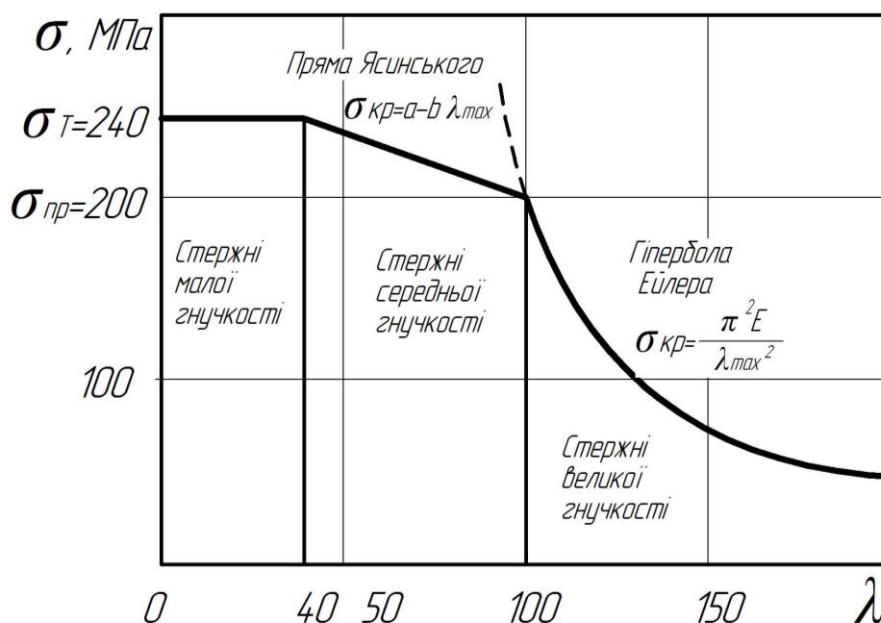


Рисунок 8.4

Зазначимо, що:

1) при малих значеннях λ критичне напруження дорівнює границі текучості $\sigma_{KP} = \sigma_T$;

2) при середніх значеннях λ критичне напруження менше від границі текучості, але більше ніж границя пропорційності $\sigma_{ny} < \sigma_{KP} < \sigma_T$;

3) при великих значеннях λ критичне напруження менше від границі пропорційності $\sigma_{KP} < \sigma_{ny}$.

Величину критичної сили, яку можна прикласти до стержня, отримують у такій послідовності. Визначають:

а) граничну гнучкість λ_0 ;

б) максимальну дійсну гнучкість стержня $\lambda_{\max}$.

в) маючи λ_0 і $\lambda_{\max}$, для визначення критичних напружень використовують одну з таких формул:

- при $\lambda_{\max} \geq \lambda_0$ формулу Ейлера, $\sigma_{KP} = \pi^2 E / \lambda_{\max}^2$;

- при $\lambda_{cp} \leq \lambda_{\max} \leq \lambda_0$ формулу Ясинського, $\sigma_{KP} = a - b \cdot \lambda_{\max}$;

- при $\lambda_{\max} < \lambda_{cp}$, формулу на стиск, $\sigma_{KP} = \sigma_T$;

г) маючи σ_{KP} , знаходять $F_{KP} = \sigma_{KP} \cdot A$.

Допустиме значення сили, прикладеної до стержня, визначають як $[F] = F_{KP} / n_{cm}$.

У розрахунках на стійкість критичне напруження є руйнівним, як границя текучості або границя міцності в розрахунках на міцність. Тому введено поняття **допустимого напруження на стійкість** $[\sigma_{CT}]$, що визначається як частина критичного напруження

$$[\sigma_{CT}] = \sigma_{KP} / n_{cm}.$$

Умова стійкості вимагає, щоб напруження, яке виникає при стиску, не перевищувало допустимого напруження на стійкість

$$\sigma = \frac{F_{\max}}{A} \leq [\sigma_{CT}].$$

Проте обчислення допустимого напруження на стійкість ускладнюється внаслідок того, що критичне напруження залежить не лише від властивостей матеріалу, але й від гнучкості стержня. Тому введено поняття **коефіцієнта зменшення основного допустимого напруження на міцність при розрахунку на стійкість**

$$\varphi = \frac{[\sigma_{CT}]}{[\sigma]},$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження на міцність при стиску, $[\sigma] = \sigma_T / n$.

Коефіцієнт φ для кожного матеріалу можна визначити при будь-якому значенні гнучкості. Значення його для деяких матеріалів наведено у додатку 8.

Отже, умова стійкості

$$\sigma = \frac{F_{\max}}{\varphi \cdot A} \leq [\sigma].$$

За допомогою умови стійкості розв'язують три типи задач.

1. Перевірний розрахунок. Перевірка стійкості, тобто виконання умови стійкості. Виконують у такій послідовності:

- визначають мінімальний момент інерції поперечного перетину стержня та мінімальний радіус інерції (при однаковому закріпленні у головних площинах);

- обчислюють гнучкість стержня;

- вибирають коефіцієнт зменшення основного допустимого напруження φ ;

- отримані дані підставляють в умову стійкості й перевіряють її виконання.

2. Визначення допустимого навантаження з умови стійкості

$$[F] \leq \varphi \cdot [\sigma] \cdot A$$

виконується аналогічно, крім останньої дії, замість якого обчислюють допустиме навантаження.

3. Підбір поперечного перетину стержня або проектний розрахунок.

Виконується цей розрахунок визначенням площі перетину з умови стійкості

$$A \geq \frac{F}{\varphi \cdot [\sigma]}.$$

Ця задача не має єдиного розв'язку, оскільки до нерівності входять дві невідомі величини: площа перетину A і коефіцієнт φ , який залежить від невизначених ще розмірів перетину, його форми та довжини стержня. Розв'язують задачу методом послідовних наближень з перевіркою проміжних результатів за допомогою умови стійкості. У першому наближенні беруть довільне значення коефіцієнта зменшення основного допустимого напруження, орієнтовно $\varphi = 0,5 \dots 0,6$.

Визначення розмірів поперечного перетину стержня при стійкості ускладнюється ще й тим, що наперед не відомо, в якому діапазоні буде знаходитися дійсна гнучкість стержня, тобто якою з формул потрібно користуватися: Ейлера, Ясинського чи на простий стиск.

Задача №9

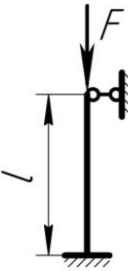
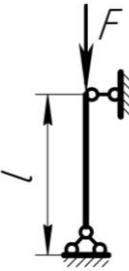
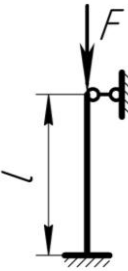
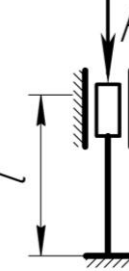
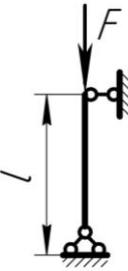
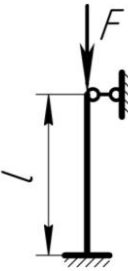
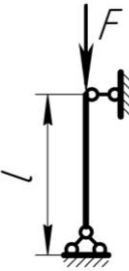
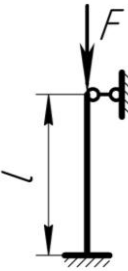
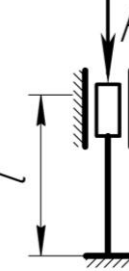
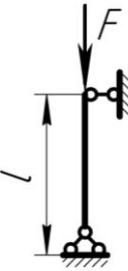
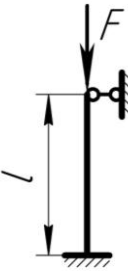
Розрахунок на стійкість стисненого стержня

Для заданого стержня (рис. до задачі 9, табл. до задачі 9), визначити розміри поперечного перетину, критичну силу й коефіцієнт запасу стійкості. Розрахунок проводити послідовними наближеннями, попередньо задавшись коефіцієнтом зменшення основного допустимого напруження $\varphi_1 = 0,5$. Матеріал стержня – сталь Ст.3; $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$; $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

План розв'язування задачі:

1. Накреслити задану схему, розмістивши перетин під стояком.
2. Визначити розміри поперечного перетину, користуючись таблицею коефіцієнтів зниження основного допустимого напруження (додаток 8).
3. Визначити критичну силу.
4. Визначити коефіцієнт запасу стійкості.

Таблиця до задачі 9

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	
F , кН	800	200	300	400	500	200	300	400	500	600	
l , м	2,4	2,8	2,5	3,0	2,4	2,8	2,5	3,0	2,5	3,0	
Схема закріплення кінців стержня											

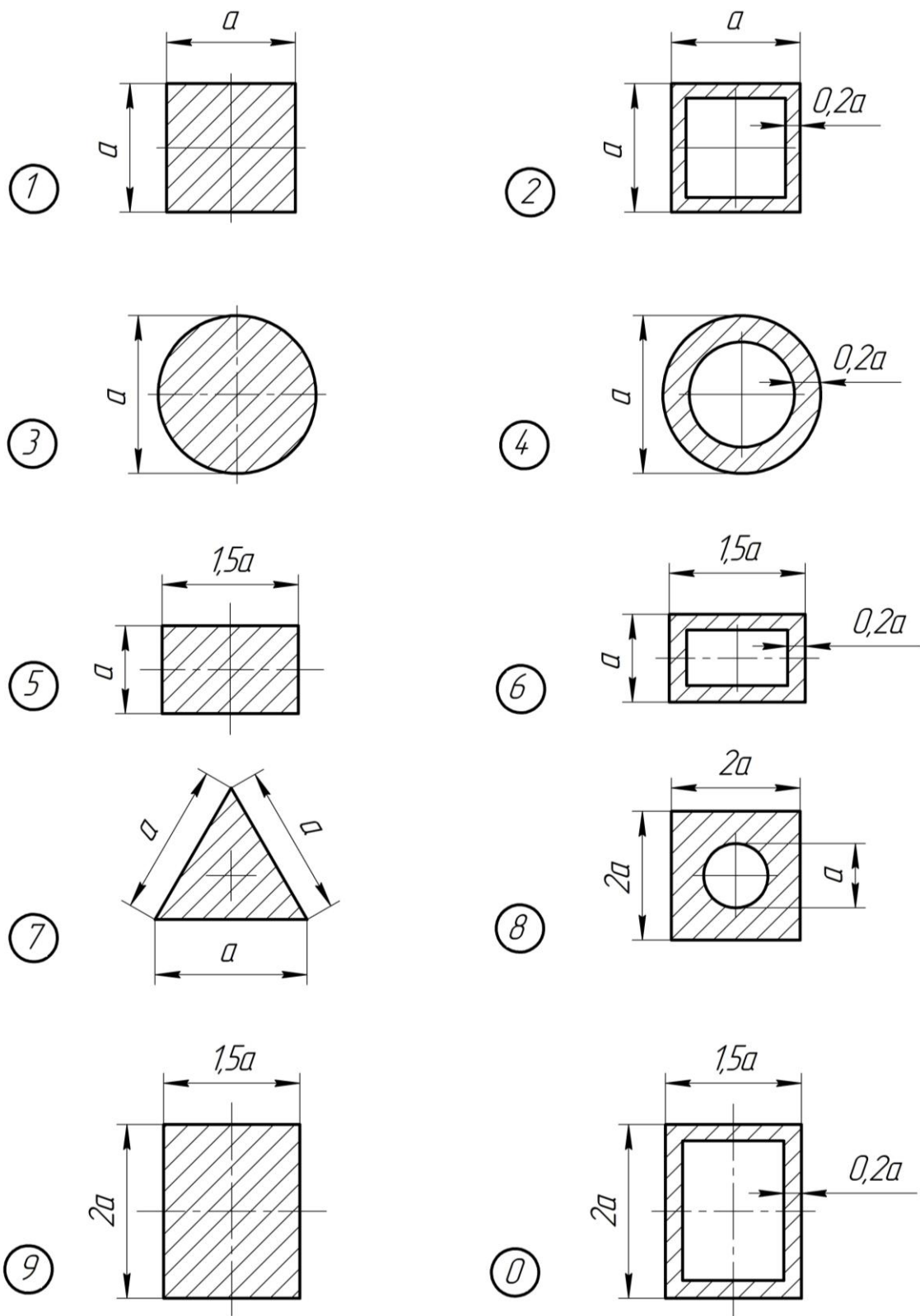


Рисунок до задачі 9

Приклад розв'язування задачі №9

Розрахунок на стійкість стисненого стержня

Для заданого стержня (рис. 8.5) визначити розміри поперечного перетину, критичну силу й коефіцієнт запасу стійкості. Розрахунок проводити послідовними наближеннями, попередньо задавшись коефіцієнтом зменшення основного допустимого напруження $\varphi_1 = 0,5$. Матеріал стержня – сталь Ст. 3; $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$; $F = 500 \text{ кН}$; $l = 3 \text{ м}$.

Розв'язування

Розрахунок проводимо методом послідовних наближень.

Перше наближення, приймаємо значення коефіцієнта поздовжнього згину $\varphi_1 = 0,5$.

З умови стійкості визначаємо площу поперечного перетину стержня

$$A_1 \geq \frac{F}{\varphi_1 \cdot [\sigma]} = \frac{500 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 160} = 62,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

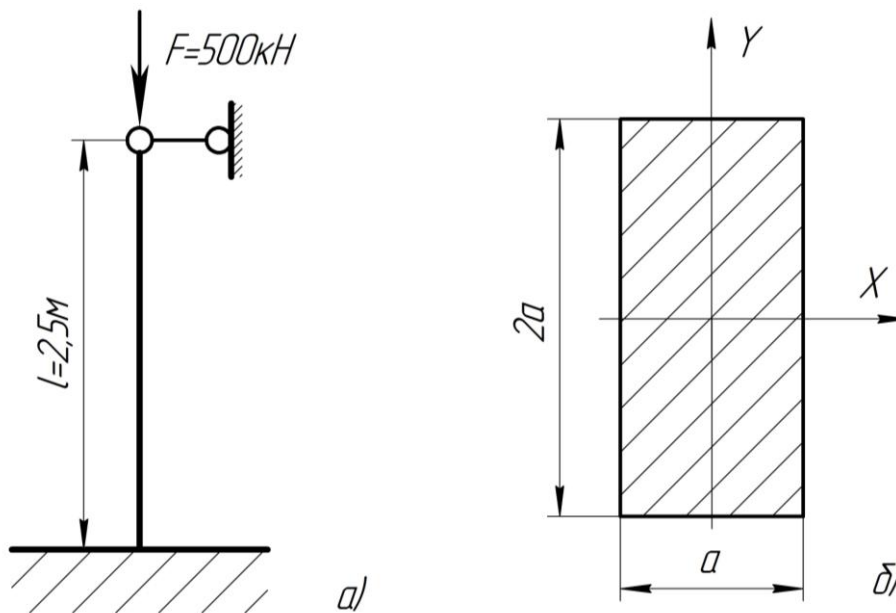


Рисунок 8.5

Для заданого поперечного перетину (рис. 8.5б) визначаємо необхідні геометричні характеристики:

- площа перетину

$$A = 2a \cdot a = 2a^2,$$

звідки

$$a = \sqrt{A/2};$$

- мінімальний осьовий момент інерції

$$I_{\min} = I_Y = \frac{2a \cdot a^3}{12} = \frac{a^4}{6};$$

- мінімальний радіус інерції

$$i_{\min} = i_Y = \sqrt{\frac{I_Y}{A}} = \sqrt{\frac{a^4}{6 \cdot 2a^2}} = 0,289a;$$

- максимальна гнучкість стержня

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_Y} = \frac{0,7 \cdot 2,5}{0,289a} = \frac{6,06}{a},$$

де μ – коефіцієнт зведення довжини стержня, залежить від способу закріплення його кінців, для даної схеми (див. рис. 8.5а), $\mu = 0,7$.

Для першого наближення визначимо

$$a_1 = \sqrt{\frac{62,5 \cdot 10^{-4}}{2}} = 5,59 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

$$\lambda_1 = \frac{6,06}{5,59 \cdot 10^{-2}} = 108.$$

З таблиці значень коефіцієнтів поздовжнього згину (див. додаток 8) знайдемо: при $\lambda=100$, $\varphi=0,60$; при $\lambda=110$, $\varphi=0,52$.

Використовуючи метод лінійної інтерполяції, визначаємо уточнене значення коефіцієнта поздовжнього згину, що відповідає гнучкості $\lambda_1=108$,

$$\varphi'_1 = 0,60 - \frac{0,60 - 0,52}{10} \cdot 8 = 0,536.$$

Проводимо перевірку на стійкість. Визначаємо дійсне й допустиме напруження

$$\sigma_{\partial 1} = \frac{F}{A_1} = \frac{500 \cdot 10^{-3}}{62,5 \cdot 10^{-4}} = 80 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{cm}]_1 = \varphi'_1 \cdot [\sigma] = 0,536 \cdot 160 = 85,8 \text{ МПа}.$$

Недонапруження складає

$$\frac{|\left[\sigma_{cm}\right]_1 - \sigma_{\partial 1}|}{\left[\sigma_{cm}\right]_1} \cdot 100\% = \frac{85,8 - 80}{85,8} \cdot 100\% = 6,7\% > 5\%,$$

що недопустимо.

Друге наближення, приймаємо

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_1 + \varphi'_1}{2} = \frac{0,5 + 0,536}{2} = 0,518.$$

Проводимо обчислення, аналогічні першому наближенню,

$$A_2 \geq \frac{500 \cdot 10^{-3}}{0,518 \cdot 160} = 60,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$a_2 = \sqrt{\frac{60,3 \cdot 10^{-4}}{2}} = 5,49 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

$$\lambda_2 = \frac{6,06}{5,49 \cdot 10^{-2}} = 110,$$

що відповідає $\varphi'_2 = 0,52$.

Дійсне напруження

$$\sigma_{\partial 2} = \frac{F}{A_2} = \frac{500 \cdot 10^{-3}}{60,3 \cdot 10^{-4}} = 82,9 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження

$$\left[\sigma_{cm}\right]_2 = \varphi'_2 \cdot [\sigma] = 0,52 \cdot 160 = 83,2 \text{ МПа}.$$

Недонапруження складає

$$\frac{|\left[\sigma_{cm}\right]_2 - \sigma_{\partial 2}|}{\left[\sigma_{cm}\right]_2} \cdot 100\% = \frac{83,2 - 82,9}{83,2} \cdot 100\% = 0,36\% < 5\%.$$

Отже, розмір перетину $a = 54,9 \text{ мм}$.

Щоб визначити, за якою з формул (Ейлера чи Ясинського) проводити розрахунок критичної сили, визначаємо:

а) граничну гнучкість матеріалу стержня (матеріал – сталь Ст.3)

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_{нц}}} = \sqrt{\frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{200}} \approx 100,$$

де E – модуль пружності, $E=2,0 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

$\sigma_{нц}$ – границя пропорційності, $\sigma_{нц}=200 \text{ МПа}$;

б) дійсну гнучкість стержня

$$\lambda_{\partial} = \frac{\mu \cdot l}{i_y} = \frac{0,7 \cdot 2,5}{0,289 \cdot 54,9 \cdot 10^{-3}} = 110.$$

Так як $\lambda_{\partial} = 110 > \lambda_0 = 100$, то критичну силу визначимо за формулою Ейлера

$$F_{KP} = \frac{\pi^2 E \cdot I_{\min}}{(\mu \cdot l)^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot (5,49 \cdot 10^{-2})^4}{6(0,7 \cdot 2,5)} = 975 \text{ кН}.$$

Коефіцієнт запасу стійкості

$$n_{cm} = \frac{F_{KP}}{F} = \frac{975}{500} = 1,95.$$

9. ГНУЧКІ НИТКИ

У багатьох конструкціях, крім звичайних стержнів, застосовують тонкі елементи, котрі можуть чинити опір тільки зусиллям розтягу. Це – гнучкі дроти та канати, зокрема, повітряні лінії електричних проводів, ланцюги підвісних мостів, троси підвісних канатних доріг тощо. Такі конструктивні елементи називають **гнучкими нитками**.

Гнучкі нитки можуть бути навантажені як розподіленим, так і зосередженим навантаженнями. У більшості з них власна вага спричиняє значні напруження.

Гнучку нитку зображують стержнем, закріпленим нерухомо в точках K та B (рис. 9.1), на який діє рівномірно розподілене навантаження інтенсивністю q . Довжину KB називають **прольотом** або **прогоном** і позначають l . Під дією навантаження q гнучка нитка прогинається на величину f , яку називають **стрілою** або **стрілою провисання нитки**.

Взагалі стріла f мала порівняно з прольотом l і довжина гнучкої нитки мало відрізняється від довжини прольоту l . Тому навантаження q , $H/м$, рівномірно розподілене на довжині нитки, вважають рівномірно розподіленим на довжині прольоту.

У розрахунках гнучких ниток, зокрема, повітряних ліній електричних передач, значну увагу приділяють впливу на міцність вертикального розподіленого навантаження, яке визначають за формулою

$$q = q_{вл} + q_{ож},$$

де $q_{вл}$ – власна вага проводу, $H/м$, визначають її як

$$q_{вл} = \gamma \cdot A,$$

де γ – питома вага матеріалу гнучкої нитки (проводу), $H/м^3$;

A – площа поперечного перетину нитки, $м^2$;

$q_{ож}$ – вага ожеледі на одиницю довжини нитки (проводу), $H/м$, визначають її за формулою

$$q_{ож} = 9 \cdot 10^3 \pi \cdot \delta (d + \delta).$$

Тут d і δ – діаметр проводу і товщина ожеледі, $м$.

Крім вертикально розподіленого навантаження q , на провід може діяти ще й вітрове навантаження q_v , $H/м$, що переважно напрямлене горизонтально. Для визначення вітрового навантаження користуються емпіричною формулою

$$q_{\delta} = 0,636V^2 (d + 2\delta),$$

де V – швидкість вітру, м/с.

Сумарне навантаження, Н/м, на провід визначають за формулою

$$q_{\Sigma} = \sqrt{q^2 + q_{\delta}^2}.$$

Для практичних розрахунків важливим є значення стріли провисання проводу f і натяг гнучкої нитки H при забезпеченні умови міцності.

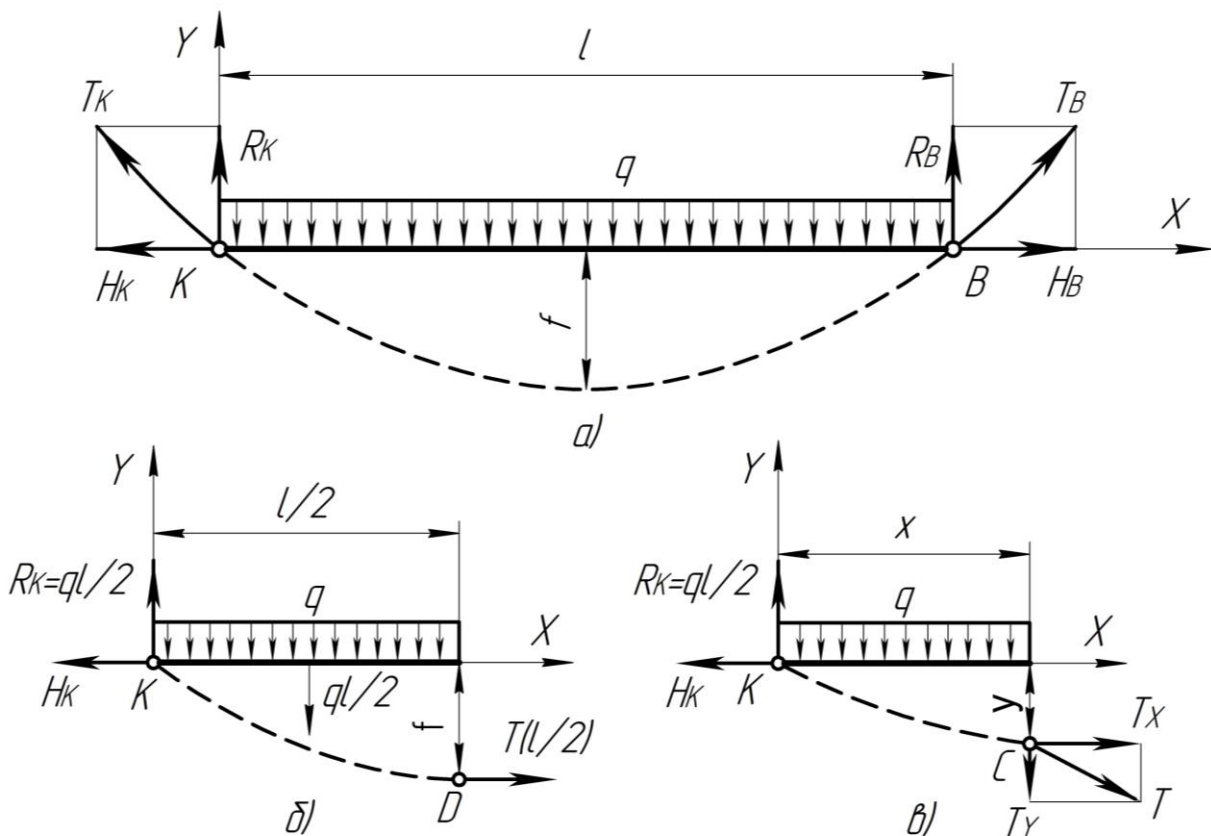


Рисунок 9.1

Точки підвісу гнучкої нитки можуть бути на одному рівні й на різних рівнях. Для обох випадків визначимо стрілу провисання, найбільше зусилля у гнучкій нитці й перевіримо її міцність.

Розглядаємо схему, коли точки підвісу K та B розташовані на одному рівні (див. рис. 9.1а). Початок координат розмістимо в точці K , вісь X спрямуємо праворуч, вісь Y – вгору. Спочатку визначимо реакції опор нитки в точках K та B (T_K , T_B). Розкладемо ці реакції на вертикальну та горизонтальну складові (R_K , R_B та H_K , H_B). Для визначення чотирьох невідомих використовуємо три рівняння для всієї нитки в цілому:

$$\begin{aligned}\sum F_X &= 0; & -H_K + H_B &= 0; & H_K &= H_B; \\ \sum M_D(F) &= 0; & -R_K \cdot \frac{l}{2} + R_B \cdot \frac{l}{2} &= 0; & R_K &= R_B; \\ \sum F_Y &= 0; & R_K - q \cdot l + R_B &= 0; & R_K &= R_B = \frac{q \cdot l}{2}.\end{aligned}$$

Отже, горизонтальні складові реакції однакові, але їхнє значення невідоме. Для визначення його потрібно скласти додаткове рівняння, яке можна отримати з умови, що нитка гнучка, тобто розглядатимемо нитку як таку, що зазначає тільки деформації розтягу. Тому сили взаємодії між двома частинами нитки зводяться до зусилля, спрямованого по дотичній до кривої прогину. Це дає змогу розглядати кожен точку нитки як шарнір і записати додаткове рівняння рівноваги для частини нитки, що розміщена праворуч або ліворуч від цього шарніра. Сума моментів сил, що діють на цю частину нитки відносно довільної точки, дорівнює нулю.

Розглянемо ліву частину нитки (див. рис. 9.1б) і запишемо рівняння

$$\sum M_D(F) = 0; \quad -R_K \cdot \frac{l}{2} + \frac{q \cdot l}{2} \cdot \frac{l}{4} + H \cdot f = 0,$$

звідки горизонтальна складова реакції, яку називають **натягом нитки**, буде

$$H = \frac{q \cdot l^2}{8f}. \quad (9.1)$$

Ця формула є наближеною, оскільки ми припустили, що навантаження q розподілене рівномірно на довжині прольоту, а не на довжині нитки, як це є насправді.

Розглянемо рівновагу гнучкої нитки (проводу), що підвішена у двох точках K та B на різних рівнях (рис. 9.2а). Нитка знаходиться під дією розподіленого навантаження p , $H/м$. Горизонтальна проекція l дуги KB – під дією навантаження q , $H/м$. Якщо ds – елемент дуги нитки (рис. 9.2б), а dx – його горизонтальна проекція, то навантаження, що припадає на цей елемент, може бути представлена або як pds , або як pdx . Тому

$$pds = pdx, \quad p = q \frac{dx}{ds} = q \cos \alpha,$$

де α – кут нахилу дотичної до дуги нитки.

Вважають, що провисання нитки незначне порівняно з її прольотом (довжина нитки s не перевищує довжини прольоту l більше, ніж на 10%, а $\cos \alpha \approx 1$). Тому вагу нитки можна рівномірно розподілити на довжині прольоту l .

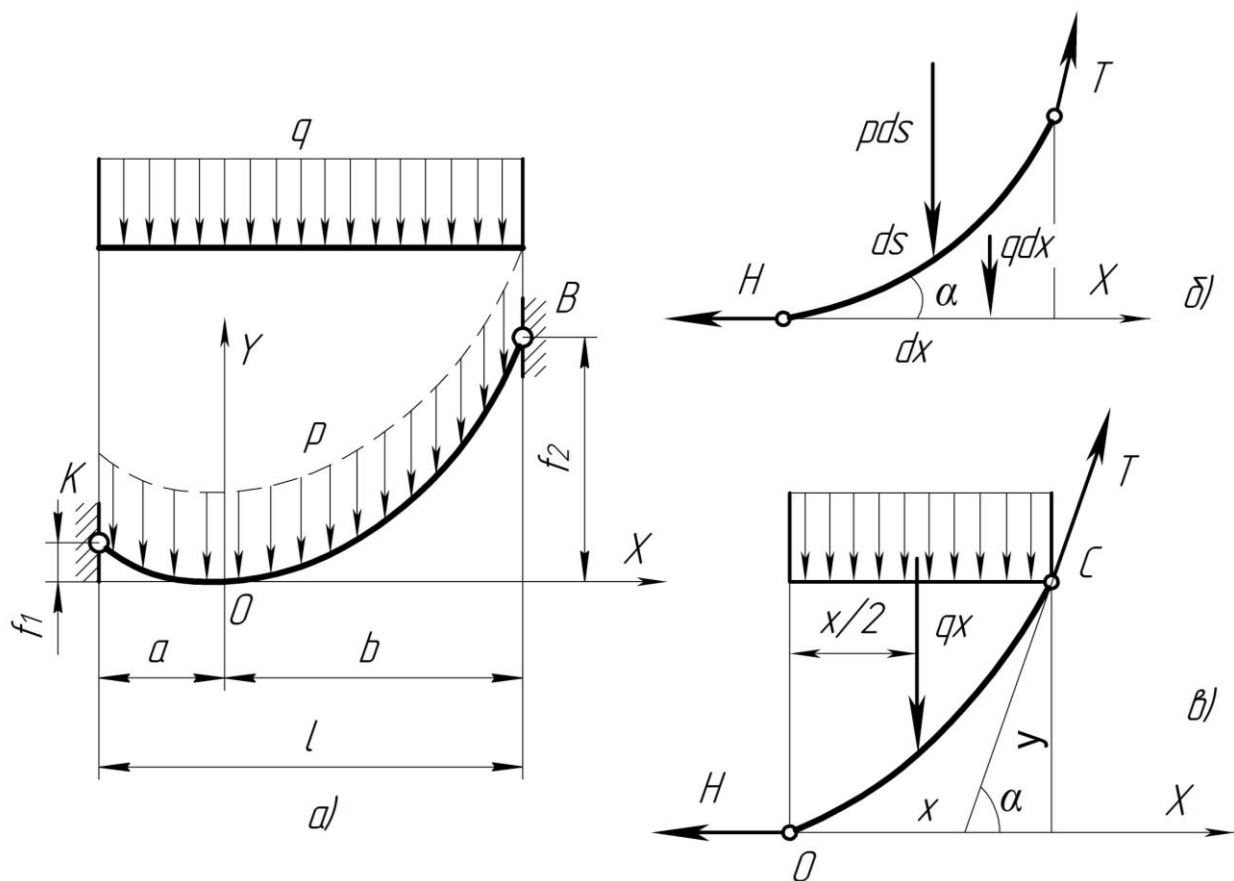


Рисунок 9.2

Розмістимо початок системи координат у найнижчій точці провисання гнучкої нитки та розглянемо рівновагу її частини (рис. 9.2в). Оскільки нитка чинить опір тільки розтягу, то сили H і T на кінцях виділеної частини діють тільки в напрямку дотичної, а згинальний момент в усіх її перетинах дорівнює нулю. Запишемо рівняння рівноваги

$$\sum(M)_C = H \cdot y - qx \cdot \frac{x}{2} = 0,$$

з якого отримаємо рівняння кривої (що є параболою) провисання нитки

$$y = \frac{qx^2}{2H}. \quad (9.2)$$

У випадку, коли точки підвісу K і B знаходяться на одному рівні (див. рис. 9.1а), **стріла провисання нитки** $f = f_1 = f_2 = y_{\max}$ і визначають її на довжині $x = l/2$ за формулою

$$f = \frac{q \cdot l^2}{8H}. \quad (9.3)$$

Якщо записати рівняння рівноваги виділеної частини нитки на вісь X (див. рис. 9.2в), то з нього отримаємо залежність між горизонтальним натягом нитки H та натягом T у довільній точці

$$\sum X = -H + T \cos \alpha = 0; \quad T = \frac{H}{\cos \alpha}. \quad (9.3)$$

З аналізу формули (9.3) бачимо, що найбільша сила натягу виникає у точках підвішування нитки. Водночас для підвішення нитки на одному рівні, коли $f \ll l$, а $\cos \alpha \approx 1$, приймають $H \approx T$. Доведемо це.

Визначивши реакції у точках кріплення гнучкої нитки, можемо знайти зусилля у будь-якому перетині нитки. Розріжемо нитку в точці на відстані x і розглянемо рівновагу лівої частини (див. рис. 9.1в), на яку діють реакції R_K , H , навантаження q та зусилля в нитці T . Умови рівноваги відрізаної частини такі:

$$\begin{aligned} \sum F_X = 0; \quad -H + T_X = 0; \quad T_X = H = \frac{q \cdot l^2}{8f}; \\ \sum F_Y = 0; \quad R_K - qx - T_Y = 0. \end{aligned}$$

Звідси

$$T_Y = \frac{q \cdot l}{2} - qx = q \left(\frac{l}{2} - x \right).$$

З отриманих формул випливає, що горизонтальна складова зусилля T_X у кожній точці нитки дорівнює натягу нитки H . Вертикальна проекція зусилля T_Y дорівнює нулю всередині прольоту і досягає найбільшого значення $T_Y = q \cdot l/2$ біля опор.

Повне зусилля в нитці визначають за формулою

$$T = \sqrt{T_X^2 + T_Y^2} = \sqrt{H^2 + q^2(l/2 - x)^2}.$$

Найбільше значення повного зусилля в нитці буде при $x = 0$ та $x = l$, тобто біля опор. Визначають його за формулою

$$T_{\max} = \sqrt{H^2 + \frac{q^2 \cdot l^2}{4}} = H \sqrt{1 + \frac{16f^2}{l^2}}.$$

Оскільки гнучкі нитки працюють на розтяг, то найбільше напруження у матеріалі нитки можна визначити за формулою

$$\sigma_{\max} = \frac{T_{\max}}{A} = \frac{H}{A} \sqrt{1 + \frac{16f^2}{l^2}}.$$

Умова міцності при розрахунку гнучких ниток

$$\sigma_{\max} = \frac{H}{A} \sqrt{1 + \frac{16f^2}{l^2}} \leq [\sigma], \quad (9.4)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження на розтяг для матеріалу гнучкої нитки.

При малих значеннях f/l величиною $16f^2/l^2$ можна знехтувати, відповідно **умову міцності** запишемо так:

$$\sigma_{\max} = \frac{H}{A} = \frac{q \cdot l^2}{8f \cdot A} \leq [\sigma]. \quad (9.5)$$

У разі навантаження проводу тільки власною вагою, тобто інтенсивністю $q_{\text{вл}} = \gamma \cdot A$ умова міцності буде

$$\sigma_{\max} = \frac{\gamma \cdot l^2}{8f} \leq [\sigma]. \quad (9.6)$$

З умови міцності можна визначити потрібну стрілу провисання гнучкої нитки:

- при рівномірно-розподіленому навантаженні

$$f_{\min} = \frac{q \cdot l^2}{8A \cdot [\sigma]}; \quad (9.7)$$

- при врахуванні тільки власної ваги проводу

$$f_{\min} = \frac{l^2}{8[\sigma]_{\text{нум}}}, \quad (9.8)$$

де $\sigma_{\text{нум}}$ – допустима *питома міцність матеріалу*, $\sigma_{\text{нум}} = [\sigma]/\gamma$, м.

Отже, на розрахункову величину стріли провисання проводу не впливає площа його перетину, а міцність ліній електропроводу з алюмінію ($\sigma_{\text{нум}}^a = 21 \cdot 10^3$ м) є навіть дещо вища, ніж міцність аналогічних ліній зі сталевих сплавів ($\sigma_{\text{нум}}^c = 19 \cdot 10^3$ м).

Для визначення залежності довжини нитки s (див. рис. 9.2б) від стріли провисання f та довжини прольоту l можна скористатися відомою формулою з диференціальної геометрії для довжини елемента кривої

$$ds = \sqrt{dx^2 + dy^2} = \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} dx.$$

Інтегрування цієї залежності у межах дуги KB призводить до такого наближеного результату:

$$s \approx l + \frac{8f^2}{3l}. \quad (9.9)$$

Якщо точки підвісу гнучкої лінії знаходяться на різних рівнях (див. рис. 9.2а), то потрібно визначати стрілу провисання у двох точках. У рівняння кривої провисання нитки (9.2) підставимо значення $x = -a$ та $x = b$, знайдемо величини f_1 і f_2 :

$$f_1 = \frac{q \cdot a^2}{2H}; \quad f_2 = \frac{q \cdot b^2}{2H}. \quad (9.10)$$

Враховуючи, що $a + b = l$, виразимо сталі a і b через величини l , f_1 і f_2 . Для цього розділимо першу і другу рівності (9.10) й отримаємо

$$\frac{f_1}{f_2} = \frac{a^2}{b^2} \quad \text{або} \quad a = \pm b \sqrt{\frac{f_1}{f_2}}.$$

$$\text{У результаті} \quad l = b \pm b \sqrt{\frac{f_1}{f_2}} \quad \text{або} \quad b = \frac{l \sqrt{f_2}}{\sqrt{f_2} \pm \sqrt{f_1}}.$$

Використавши отримані залежності, визначимо з другого рівняння (9.10) величину натягу гнучкої нитки

$$H = \frac{q \cdot b^2}{2f_2} = \frac{q \cdot l^2}{(\sqrt{2f_2} \pm \sqrt{2f_1})^2}. \quad (9.11)$$

Знак «мінус» у формулі (9.11) відповідає окремому випадку, коли найнижча точка провисання нитки лежить за межами прольоту. З аналізу формули (9.11) бачимо також, що для випадку $f_1 = f_2 = f$ отримуємо попередній результат (9.3).

Розглянемо заміну довжини проводу (гнучкої нитки) залежно від зміни зусилля розтягу H при підвищенні температури від t до t_1 градусів. При такій зміні з'явиться новий натяг H_1 , нова довжина проводу s_1 та нова стріла провисання f_1 . Різниця між новою довжиною проводу та прогоном $s_1 - l$ складатиметься:

- із початкової різниці $s - l$;

- видовження від температури $\Delta l_t = \alpha (t_1 - t) l$;
- вкорочення Δ_{H-H_1} , зумовленого тим, що натяг проводу зменшиться на величину $H - H_1$ унаслідок збільшення його стріли провисання.

У результаті отримаємо геометричне рівняння деформації проводу

$$s_1 - l = s - l + \Delta l_t - \Delta l_{H-H_1}.$$

Підставивши в отримане рівняння відповідні значення різниць $s_1 - l$ та $s - l$ (формула (9.9)) та значення видовження, отримаємо нове рівняння деформації у фізичній формі

$$\frac{8 f_1^2}{3l} = \frac{8 f^2}{3l} + \alpha (t_1 - t) l - \frac{(H - H_1) l}{E \cdot A}, \quad (9.12)$$

де α – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу.

Враховуючи, що натяг $H_1 = \frac{q \cdot l^2}{8 f_1}$, після деяких алгебраїчних перетворень отримаємо кубічне рівняння для визначення нової стріли провисання проводу при впливі температур f_1

$$f_1^3 - r \cdot f_1 - \kappa = 0. \quad (9.13)$$

$$\text{Тут } r = f^2 + \frac{3}{8} \left(\alpha (t - t_{\min}) l^2 - \frac{H \cdot l^2}{E \cdot A} \right); \quad \kappa = \frac{3}{64} \cdot \frac{q \cdot l^4}{E \cdot A}.$$

Розв'язок кубічного рівняння (9.13) можна шукати методом послідовних наближень, графічним або аналітичним методом, через розв'язок Кардано.

Контроль за зміною величини стріли провисання необхідний для забезпечення міцності проводу повітряних ліній електропередач за умови визначення допустимої величини $f_{\min}$, а також для встановлення необхідної висоти точок підвішування проводу за умовою

$$h \geq f_{\max} + [h], \quad (9.14)$$

де $[h]$ – допустима висота проводу над землею, яка допускається нормами безпеки.

Задача №10

Визначення стріли провисання електроводу

Багатожильний мідний електровід перетином A , діаметр дроту d при температурі $t = 24^\circ\text{C}$ підвішений до опор, що розташовані на одному рівні (рис. до задачі 10). Відстань між опорами – прольот l (табл. до задачі 10). Допустиме напруження на розтяг для проводу $[\sigma] = 80\text{МПа}$; коефіцієнт лінійного розширення $\alpha = 17 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$; модуль пружності матеріалу проводу $E = 1,3 \cdot 10^5\text{МПа}$; питома вага міді $\gamma_m = 91 \cdot 10^3\text{Н/м}^3$. Електровід працює при температурі $t_{\min} = -20^\circ\text{C}$.

Потрібно визначити мінімальну стрілу провисання $f_{\min}$ проводу за умови забезпечення його міцності, а також стрілу провисання f_1 в умовах підвішування проводу.

План розв'язування задачі:

1. Визначити навантаження від власної ваги електроводу.
2. Визначити навантаження електроводу від ожеледі.
3. Визначити повне навантаження електроводу.
4. Визначити мінімальну стрілу провисання проводу з умови міцності на розтяг.
5. Визначити натяг проводу.
6. Визначити стрілу провисання проводу в умовах підвішування.

Таблиця до задачі 10

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$A, \text{мм}^2$	120									
$d, \text{мм}$	14,2									
$l, \text{м}$	40	50	60	70	90	100	110	120	130	140

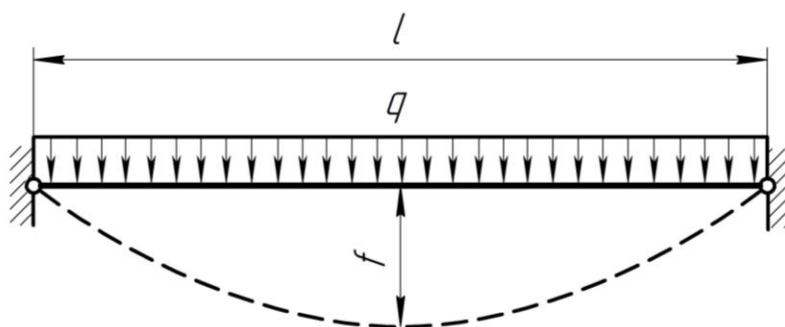


Рисунок до задачі 10

Приклад розв'язування задачі №10

Визначення стріли провисання електропроводу

Багатожильний електропровід перетином $A=120\text{мм}^2$, діаметр дроту $d=14,2\text{мм}$ при температурі $t=24^\circ\text{C}$ підвішений до опор, що розташовані на одному рівні (рис. до задачі 10). Відстань між опорами – прольот $l=80\text{м}$. Допустиме напруження на розтяг для проводу $[\sigma]=80\text{МПа}$; коефіцієнт лінійного розширення $\alpha=17\cdot 10^{-6}\text{ }^\circ\text{C}^{-1}$; модуль пружності матеріалу проводу $E=1,3\cdot 10^5\text{МПа}$; питома вага міді $\gamma_m=91\cdot 10^3\text{Н/м}^3$. Електропровід працює при температурі $t_{\min}=-20^\circ\text{C}$.

Потрібно визначити мінімальну стрілу провисання $f_{\min}$ проводу за умови забезпечення його міцності, а також стрілу провисання f_1 в умовах підвішування проводу.

Розв'язування

Навантаження на електропровід від власної ваги проводу

$$q_{вл} = \gamma_m \cdot A = 91 \cdot 10^3 \cdot 120 \cdot 10^{-6} = 11,3 \text{Н/м}.$$

Електропровід працює при температурі до $t_{\min}=-20^\circ\text{C}$, тому визначимо навантаження проводу від ожеледі

$$q_{ож} = 9 \cdot 10^3 \pi \cdot \delta (d + \delta) = 9 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 10 (14,2 + 10) \cdot 10^{-6} = 6,84 \text{Н/м}.$$

Повне навантаження на один 1м довжини обмерзлого проводу

$$q_{\Sigma} = q_{вл} + q_{ож} = 11,3 + 6,84 = 18,14 \text{Н/м}.$$

Знаходимо мінімальну стрілу провисання проводу $f_{\min}$ з умови міцності його на розтяг

$$f_{\min} = \frac{q_{\Sigma} \cdot l^2}{8A \cdot [\sigma]} = \frac{18,14 \cdot (80)^2}{8 \cdot 120 \cdot 10^{-6} \cdot 80 \cdot 10^6} = 1,51 \text{м}.$$

Знайдемо стрілу провисання, яку потрібно надати проводу при підвішуванні. Для цього використаємо кубічне рівняння для визначення нової стріли провисання f_1

$$f_1^3 - r \cdot f_1 - \kappa = 0.$$

$$\text{Тут } r = f^2 + \frac{3}{8} \left(\alpha (t - t_{\min}) l^2 - \frac{H \cdot l^2}{E \cdot A} \right); \quad \kappa = \frac{3}{64} \cdot \frac{q_{\text{вл}} \cdot l^4}{E \cdot A}.$$

Підставляємо необхідні дані. Вважатимемо, що провід при монтажі навантажений власною вагою $q = q_g = 11,3 \text{ Н/м}$.

Визначимо натяг проводу

$$H_{\Pi} = [\sigma] \cdot A = 80 \cdot 10^6 \cdot 120 \cdot 10^{-6} = 9,6 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Стріла провисання при сумарному навантаженні на електропровід

$$f = f_{\min} = 1,51 \text{ м}.$$

Підставивши дані, отримаємо

$$f_1^3 - \left[1,51^2 + \frac{3}{8} \left(17 \cdot 10^{-6} \cdot 4 \cdot 80^2 - \frac{9,6 \cdot 10^3 \cdot 80^2}{1,3 \cdot 10^5 \cdot 120} \right) \right] f_1 - \frac{3}{64} \cdot \frac{11,3 \cdot 80^4}{1,3 \cdot 10^5 \cdot 120} = 0$$

або

$$f_1^3 - 2,125 f_1 - 1,39 = 0.$$

Для знаходження дійсного кореня кубічного рівняння скористаємося формулою Кардано

$$f_1 = u + v,$$

$$\text{де } u = \sqrt[3]{\kappa/2 + \sqrt{D}}; \quad v = \sqrt[3]{\kappa/2 - \sqrt{D}}; \quad D = -(r/3)^3 + (\kappa/2)^2;$$

$$\text{тут } \kappa = 1,39; \quad r = 2,125.$$

Підставивши дані, отримаємо

$$D = -(2,125/3)^3 + (1,39/2)^2 = 0,1276 > 0.$$

Кубічне рівняння має тільки один дійсний корінь

$$f_1 = \sqrt[3]{1,39/2 + \sqrt{0,1276}} + \sqrt[3]{1,39/2 - \sqrt{0,1276}} = 1,017 + 0,696 = 1,713 \text{ м}.$$

Отже, стріла провисання проводу на момент його монтажу повинна дорівнювати $f_m = f_1 = 1,713 \text{ м}$.

10. ЕНЕРГО-КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА

Мета цього розрахунку – вибір електродвигуна та визначення вихідних даних для розрахунку передач, що входять до складу привода. Студент повинен вивчити типи електродвигунів змінного струму, можливості різних передач для реалізації загального передаточного відношення привода.

Вихідні дані

Привод є частиною машини. Вихідні дані для його розрахунку визначають із технологічних, тягових та інших розрахунків машини, умови експлуатації якої задає замовник і вказує на робочому валу привода (приводному валу машини). Це можуть бути:

- **колове зусилля** F_t , H , прикладене до приводної ланки машини (барабана, зірочки, шківа, шнека і т. ін.);
- **діаметр** d , m , цієї ланки, для приводної зірочки він дорівнює

$$d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}},$$

де p – крок зірочки (тягового ланцюга);

z – число зубців приводної зірочки;

- **колова швидкість** V , m/s , приводної ланки (швидкості руху ланцюга, стрічки й т. ін.);
- **потужність** $P_{нв}$, kW , на приводному валу;
- **обертальний момент** $T_{нв}$, Nm , на приводному валу;
- **кутова швидкість** $\omega_{нв}$, rad/s , або **частота обертання** $n_{нв}$, $об/хв$, приводного вала.

10.1. Енерго-кінематичні параметри на приводному валу

Потужність, kW , на приводному валу може бути задана у вихідних даних або її визначають за однією з формул:

$$P_{нв} = \frac{F_t \cdot V}{1000};$$

$$P_{нв} = \frac{T_{нв} \cdot \omega_{нв}}{1000};$$

$$P_{нв} = \frac{T_{нв} \cdot n_{нв}}{9550}.$$

Обертальний момент, H_m , на приводному валу може бути заданим у вихідних даних або його визначають за однією з формул:

$$T_{нв} = F_t \cdot d / 2;$$

$$T_{нв} = \frac{1000 P_{нв}}{\omega_{нв}};$$

$$T_{нв} = \frac{9550 P_{нв}}{n_{нв}}.$$

Частота обертання, $об/хв$, приводного вала може бути заданою у вихідних даних або її визначають за однією з формул:

$$n_{нв} = \frac{30 \omega_{нв}}{\pi};$$

$$n_{нв} = \frac{60 V}{\pi \cdot d}.$$

10.2. Тип електродвигуна і його швидкохідність

У приводах машин найчастіше використовують трифазні асинхронні електродвигуни змінного струму.

Швидкохідність двигуна (частоту обертання його ротора) вибирають з умови оптимальної вартості привода. Швидкохідніший двигун має менші розміри, масу і вартість, але при цьому для реалізації передаточного відношення привода необхідно збільшувати розміри передач та їх кількість.

Синхронну частоту обертання ротора, $об/хв$, тобто частоту обертання магнітного поля, визначають за формулою

$$n_c = \frac{60 f}{p_{пол}},$$

де f – частота струму в мережі, c^{-1} ;

$p_{пол}$ – число пар полюсів.

При стандартній частоті $f = 50c^{-1}$ і числі пар полюсів 1; 2; 3; 4 синхронна частота обертання відповідно дорівнює 3000; 1500; 1000; 750 $об/хв$.

З метою скорочення діапазону передаточних відношень у курсових проектах (роботах) рекомендується приймати $n_c = 1500 \text{ об/хв}$ або $n_c = 1000 \text{ об/хв}$ як найпоширеніші.

10.3. Склад передач і кінематична схема привода

Якщо кінематична схема привода наведена в технічному завданні на проект (роботу), то п. 10.1.3 пропускають.

Попереднє передаточне відношення привода

Попереднє передаточне відношення (число) привода у загальному випадку визначають за формулою

$$i = u = \frac{n_c}{n_{nv}}.$$

Склад передач привода

Склад передач привода призначають на основі величини попереднього передаточного відношення. До складу привода входять редуктор, тип якого вказують у завданні, й одна-дві передачі з гнучким зв'язком (пасова чи ланцюгова) або відкрита зубчаста передача.

Склад передач привода вибирають так, щоб добуток середніх значень передаточних відношень передач, наведених у табл. 10.1, приблизно дорівнював попередньому відношенню привода.

Таблиця 10.1

Середні значення передаточних відношень (чисел) та ККД передач

Тип передачі		$i (u)$	η
Закрита зубчаста	Циліндрична	3...5	0,96...0,98
	Конічна	2...4	0,95...0,97
Відкрита зубчаста	Циліндрична	4...7	0,92...0,94
	Конічна	3...4	0,91...0,93
Черв'ячна	З однозахідним черв'яком	30...80	0,7...0,75
	З двозахідним черв'яком	16...30	0,75...0,85
	З чотиризахідним черв'яком	8...16	0,85...0,9
Ланцюгова		2...4	0,91...0,93
Пасова		2...4	0,94...0,96

Передаточне відношення (число) редукторів рекомендовано приймати:

- одноступінчастого циліндричного $i_p = u_p = 2...6$;
- двоступінчастого циліндричного $i_p = u_p = 10...30$;
- конічного $i_p = u_p = 2...4$;
- двоступінчастого конічно-циліндричного $i_p = u_p = 8...20$;
- черв'ячного $i_p = u_p = 8...60$.

Значення ККД передач наведено у табл. 10.1 без урахування втрат у підшипниках. ККД однієї пари підшипників кочення $\eta_{нкч} = 0,99...0,995$; однієї пари підшипників ковзання $\eta_{нкз} = 0,98...0,999$, ККД муфти $\eta_m = 0,98$.

Кінематична схема привода

Кінематичну схему привода складають відповідно до вимог стандартів.

При складанні схеми рекомендовано пасову передачу розташовувати біля двигуна, а ланцюгову чи відкриту зубчасту – після редуктора. Швидкохідні вали рекомендовано з'єднувати пружними муфтами, тихохідні – жорсткими.

Вали нумерують, починаючи від двигуна, римськими цифрами, а передачі в тому ж порядку – арабськими. Вали, з'єднані муфтою, вважають кінематично єдиним валом.

Вибрана схема обов'язково повинна бути узгоджена з керівником курсової роботи (проекту).

10.4. Вибір типорозміру електродвигуна

У приводах машин використовуються трифазні асинхронні електродвигуни серії 4А (додатки 9 і 10). У майбутньому ці двигуни будуть замінювати двигунами нової серії АІР, розробленої в країнах, що входять до Інтерелектро. Ці двигуни мають кращі енергетичні показники, вищу надійність і меншу металоємність.

Розрахункова потужність електродвигуна

Розрахункову потужність електродвигуна для тривалого режиму роботи визначають за формулою

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{нв}}}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n} = \frac{P_{\text{нв}}}{\eta_{\text{заг}}},$$

де $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$ – ККД окремих передач, що входять до складу привода (середні значення наведено у табл. 10.1);
 $\eta_{заг}$ – загальний ККД привода.

Типорозмір електродвигуна

Його вибирають відповідно до прийнятої синхронної частоти обертання ротора за умовою

$$P_{\partial в} \leq P_{ном}$$

де $P_{ном}$ – номінальна потужність двигуна, тобто максимальна потужність, при якій двигун може довго працювати, не перегріваючись.

Для асинхронних електродвигунів допускається довгочасне перевантаження, що не перевищує номінальне більше, ніж на 5%.

Із *додатка 9* виписують тип двигуна і його технічні дані: номінальну потужність, частоту обертання ротора (при номінальному навантаженні), відношення $T_{\max}/T_{ном}$.

Основні розміри двигуна, необхідні для креслення загального виду привода, виписують із *додатка 10*.

10.5. Загальне передаточне відношення (число) привода

Його визначають за формулою

$$i = u = \frac{n_{\partial в}}{n_{нв}},$$

де $n_{\partial в}$ – частота обертання ротора вибраного електродвигуна (*додаток 9*).

10.6. Розподіл загального передаточного відношення привода

Розподіл загального передаточного відношення (числа) привода між його передачами виконують відповідно до рекомендацій табл. 10.1 за формулою

$$i_{заг} = u_{заг} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n.$$

Розраховане значення передаточних відношень ступенів редукторів заокруглюють до найближчих стандартних (ГОСТ 2185-66):

1; (1,12); 1,25; (1,4); 1,6; (1,8); 2,0; (2,24); 2,50; (2,80); 3,15; (3,55);

4,0; (4,5); 5,0; (5,6); 6,3; (7,1); 8,0; (9,0); 10,0; (11,2); 12,5.

Перевагу надавати числам без дужок.

Із цього ж ряду вибирають передаточні відношення (числа) одноступінчастих циліндричних та конічних редукторів і відкритих зубчастих передач.

Для двоступінчастого редуктора, виконаного за розгорнутою схемою, рекомендують приймати передаточне відношення тихохідного ступеня $i_m = 0,88 \sqrt{i_p}$, для циліндричного співвісного редуктора – $i_m = 0,95 \sqrt{i_p}$, для конічно-циліндричного редуктора $i_m = 1,1 \sqrt{i_p}$, де i_p – попередньо вибране передаточне відношення редуктора.

Передаточне відношення швидкохідного ступеня $i_{ш} = i_p / i_m$.

Для черв'ячних редукторів бажано приймати передаточні відношення із такого ряду: 8; 9; 10; 11,5; 12,5; 14,5 – для чотиризахідних черв'яків; 16; 18; 20; 23; 25; 29 – для двозахідних черв'яків; 32; 36; 40; 46; 50; 58 – для однозахідних черв'яків.

Слід відзначити, що точно реалізувати задане передаточне відношення привода неможливо через необхідність прийняття стандартних діаметрів шківів, цілого числа зубців зірочок та зубчастих коліс і т.ін. Тому остаточне передаточне відношення привода визначається після розрахунків усіх його передач. Різниця між остаточним і заданим передаточними відношеннями привода зумовлює деяку зміну швидкості приводної ланки машини. Цю швидкість теж треба уточнити після розрахунків передач.

10.7. Потужність, моменти і частоти обертання на валах привода

Для розрахунку будь-якої передачі необхідно й достатньо знати потужність і частоти обертання на ведучому й веденому валах передачі. Часто при розрахунках передач використовують обертальні моменти. Тому для отримання вихідних даних для розрахунків передач визначають потужності, частоти обертання та обертальні моменти на всіх валах привода.

Вибір розрахункового навантаження передач залежить від призначення привода та режиму його роботи.

Якщо привод проектується для роботи із заданим режимом навантаження з обумовленим максимальним довгочасно діючим навантаженням, то це навантаження приймають за розрахункове для передач привода. Тоді номінальна потужність двигуна може бути дещо більшою від необхідної і двигун буде недовантаженим. Так само діють і в

тому випадку, коли розрахунок виконують для найважливішого для передач режиму – з постійним навантаженням.

У цих випадках визначення вихідних даних починають з привода вала. Потужність $P_{вч}$, обертальний момент $T_{вч}$ і частоту обертання $n_{вч}$ кожного ведучого вала при відомих параметрах $P_{вн}$, $T_{вн}$, $n_{вн}$ веденого вала визначають за формулами

$$P_{вч} = \frac{P_{вн}}{\eta_K};$$
$$T_{вч} = \frac{T_{вн}}{u_K \cdot \eta_K};$$
$$n_{вч} = n_{вн} \cdot u_K,$$

де u_K , η_K – відповідно передаточне число і ККД передачі, що зв'язує ці вали.

Розрахунок проводять послідовно до вала електродвигуна. Розрахунок виконано правильно, якщо потужність на валу I дорівнює розрахунковій потужності двигуна, частота обертання вала I дорівнює частоті $n_{дв}$ обертання ротора двигуна, а момент на валу I дорівнює моменту, визначеному за формулою $T = 9550 P_{дв} / n_{дв}$.

Слід враховувати, що споживач може завантажити передачу до повного використання номінальної потужності двигуна. У цьому випадку розрахунок передач треба виконувати за навантаженнями, що визначаються номінальною потужністю двигуна. Тоді розрахунок починають з вала електродвигуна. Потужність, обертальний момент і частоту обертання кожного веденого вала при відомих параметрах ведучого вала визначають за формулами

$$P_{вн} = P_{вч} \cdot \eta_K;$$
$$T_{вн} = T_{вч} \cdot i_K \cdot \eta_K;$$
$$n_{вн} = \frac{n_{вч}}{u_K}.$$

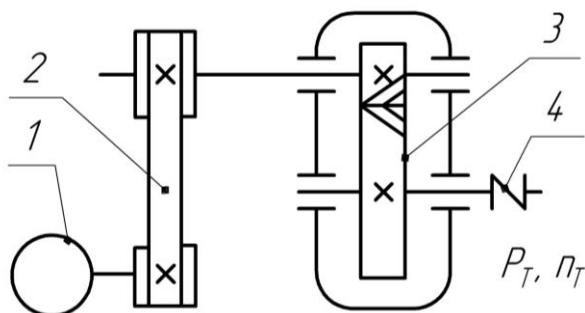
Розрахунок проводять послідовно до приводного вала машини.

На рис. 10.1...10.6 зображено типові схеми завдань на курсове проектування (варіанти кінематичних схем приводів і завдання для їх розрахунку).

ТИПОВІ СХЕМИ ЗАВДАНЬ НА ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДА

ЗАВДАННЯ 1

ПРИВОД ДО БІГУНКОВОГО МЛИНА ДЛЯ РОЗМЕЛЮВАННЯ
ФОРМУВАЛЬНОЇ СУМІШІ



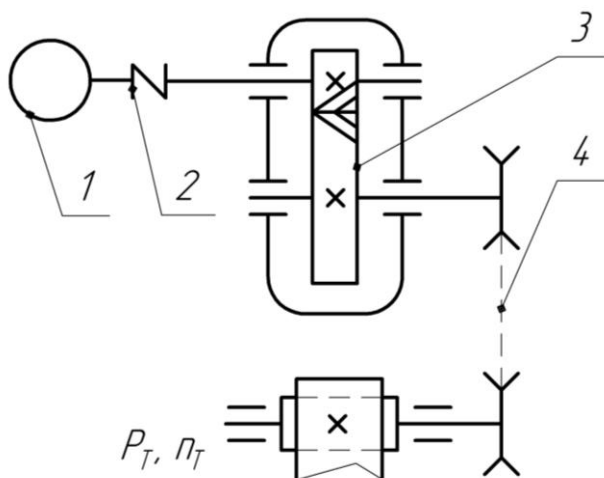
1 – електродвигун; 2 – пасова передача; 3 – редуктор; 4 – муфта.

Варіант	$P_T, \text{кВт}$	$n_T, \text{об/хв}$	Ресурс роботи редуктора, год	Число змін роботи	Режим роботи	Перевантаження, %	Тип передачі
1	1,5	110	25000	2	II	150	Плоскопасова
2	4,0	130					Плоскопасова
3	3,0	100					Плоскопасова
4	2,5	120					Клинопасова
5	8,0	125					Клинопасова
6	3,8	135					Клинопасова
7	6,3	145					Плоскопасова
8	10,0	115					Клинопасова
9	7,0	150					Клинопасова
10	11,5	140					Клинопасова

Рисунок 10.1

ЗАВДАННЯ 2

ПРИВОД ДО СТРІЧКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ФОРМУВАЛЬНОЇ СУМІШІ



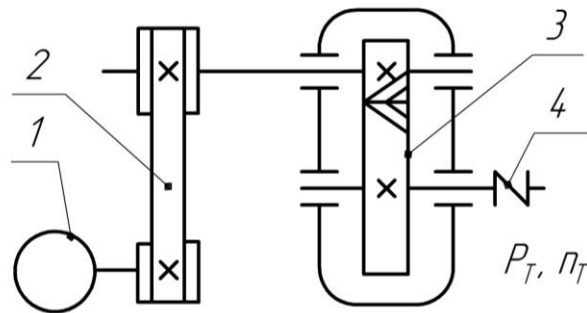
1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – ланцюгова передача.

Варіант	P_T , кВт	n_T , об/хв	Ресурс роботи редуктора, год	Число змін роботи	Режим роботи	Переван- таження, %	Тип передачі
1	3,8	100	25000	2	II	150	Роликова
2	10,0	115					Роликова
3	8,0	140					Втулкова
4	3,0	145					Втулкова
5	6,3	130					Роликова
6	2,5	125					Роликова
7	4,0	160					Втулкова
8	11,5	150					Втулкова
9	1,5	120					Роликова
10	7,0	100					Роликова

Рисунок 10.2

ЗАВДАННЯ 3

ПРИВОД ДО БІГУНКОВОГО МЛИНА ДЛЯ РОЗМЕЛЮВАННЯ ФОРМУВАЛЬНОЇ СУМІШІ



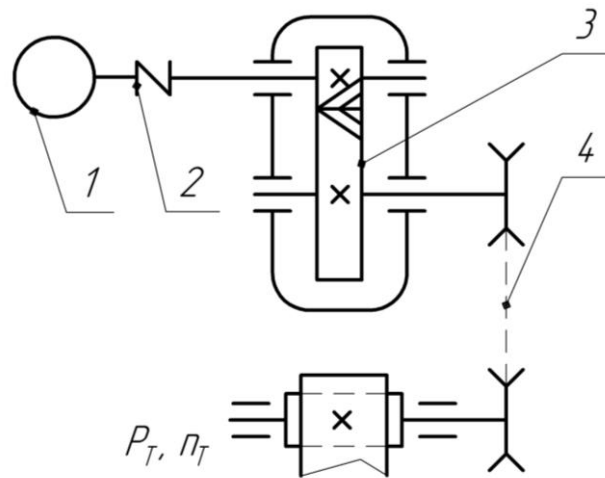
1 – електродвигун; 2 – пасова передача; 3 – редуктор; 4 – муфта.

Варіант	P_T , кВт	n_T , об/хв	Ресурс роботи редуктора, год	Число змін роботи	Режим роботи	Переван- таження, %	Тип передачі
1	5,0	145	25000	2	II	150	Плоскопасова
2	12,0	130					Плоскопасова
3	3,5	100					Плоскопасова
4	6,0	120					Клинопасова
5	9,0	125					Клинопасова
6	12,5	135					Клинопасова
7	3,2	110					Плоскопасова
8	4,2	115					Клинопасова
9	13,0	150					Клинопасова
10	8,5	140					Клинопасова

Рисунок 10.3

ЗАВДАННЯ 4

ПРИВОД ДО СТРИЧКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ФОРМУВАЛЬНОЇ СУМІШІ



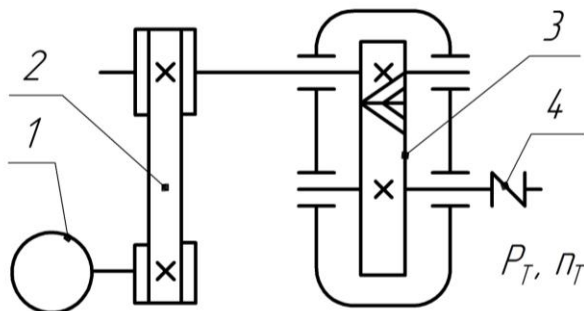
1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – ланцюгова передача.

Варіант	P_T , кВт	n_T , об/хв	Ресурс роботи редуктора, год	Число змін роботи	Режим роботи	Переван- таження, %	Тип передачі
1	8,5	100	25000	2	II	150	Роликова
2	6,5	115					Роликова
3	9,0	140					Втулкова
4	12,0	145					Втулкова
5	3,5	130					Роликова
6	11,0	125					Роликова
7	4,2	160					Втулкова
8	13,5	150					Втулкова
9	7,5	120					Роликова
10	2,0	100					Роликова

Рисунок 10.4

ЗАВДАННЯ 5

ПРИВОД ДО БІГУНКОВОГО МЛИНА ДЛЯ РОЗМЕЛЮВАННЯ ФОРМУВАЛЬНОЇ СУМІШІ



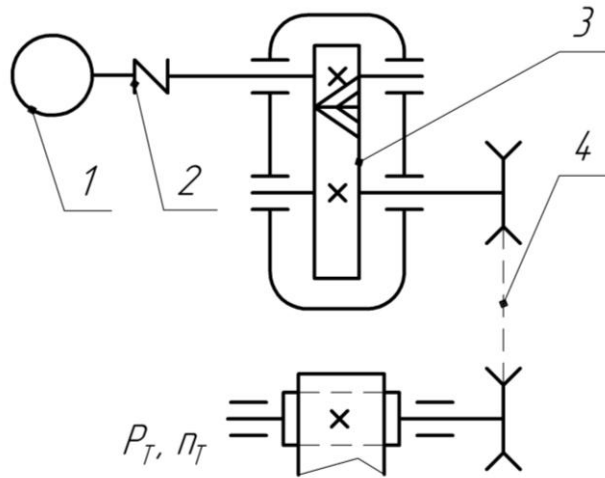
1 – електродвигун; 2 – пасова передача; 3 – редуктор; 4 – муфта.

Варіант	P_T , кВт	n_T , об/хв	Ресурс роботи редуктора, год	Число змін роботи	Режим роботи	Переван- таження, %	Тип передачі
1	14,0	145	25000	2	II	150	Плоскопасова
2	5,5	130					Плоскопасова
3	7,5	100					Плоскопасова
4	10,5	120					Клинопасова
5	6,5	125					Клинопасова
6	9,5	135					Клинопасова
7	2,0	110					Плоскопасова
8	4,5	115					Клинопасова
9	6,8	150					Клинопасова
10	13,5	140					Клинопасова

Рисунок 10.5

ЗАВДАННЯ 6

ПРИВОД ДО СТРИЧКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ФОРМУВАЛЬНОЇ СУМІШІ



1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – ланцюгова передача.

Варіант	P_T , кВт	n_T , об/хв	Ресурс роботи редуктора, год	Число змін роботи	Режим роботи	Переван- таження, %	Тип передачі
1	4,5	100	25000	2	II	150	Роликова
2	12,5	115					Роликова
3	6,8	140					Втулкова
4	10,5	145					Втулкова
5	5,5	130					Роликова
6	9,5	125					Роликова
7	5,0	160					Втулкова
8	14,0	150					Втулкова
9	6,0	120					Роликова
10	3,2	100					Роликова

Рисунок 10.6

Приклад енерго-кінематичного розрахунку привода

1. ЗАВДАННЯ

Привод до стрічкового транспортера для транспортування
формульованої суміші

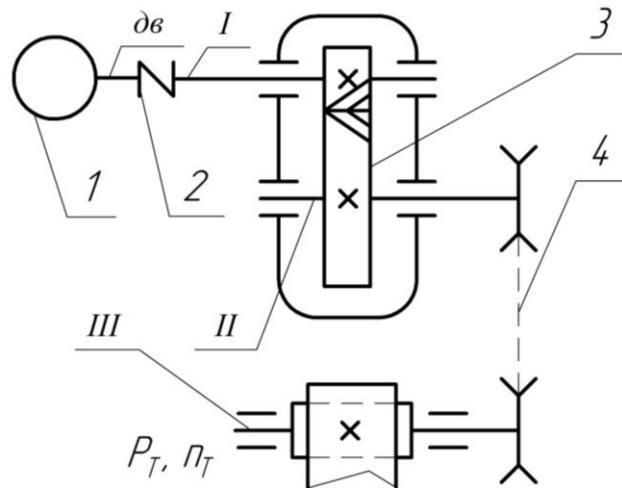


Рисунок 10.1

1 – електродвигун; 2 – муфта (зубчаста); 3 – редуктор;
4 – ланцюгова передача (втулкова)

Дано

$$P_T = 9 \text{ кВт}; \quad n_T = 140 \text{ об/хв};$$

ресурс роботи редуктора $L_h = 25\,000$ годин;

режим роботи – II; перевантаження – 150%.

2. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

2.1. Загальний ККД привода.

Визначимо його за формулою

$$\eta_{заг} = \eta_1 \cdot \eta_2^3 \cdot \eta_3,$$

де η_1 – ККД пари циліндричних зубчастих коліс, $\eta_1 = 0,98$ [1, табл. 10.1];

η_2 – коефіцієнт, що враховує втрати пари підшипників кочення,

$$\eta_2 = 0,99 \text{ [1, табл. 10.1];}$$

η_3 – ККД ланцюгової передачі, $\eta_3 = 0,93$ [1, табл. 10.1].

Підставивши дані, отримаємо

$$\eta_{заг} = 0,98 \cdot 0,99^3 \cdot 0,93 = 0,88 \approx 0,9.$$

2.2. Необхідна (розрахункова) потужність двигуна.

Визначаємо її за формулою

$$P_{H\partialв} = P_T / \eta_{заг} = 9 / 0,88 = 10,2 \text{ кВт.}$$

2.3. Параметри електродвигуна.

З умови $P_{H\partialв} \leq P_{ном}$ вибираємо електродвигун 4A160S6У3 (ГОСТ 19523-81), номінальна потужність $P_{ном} = 11 \text{ кВт}$, номінальна частота обертання ротора $n_{\partialв} = n_c = 1000 \text{ об/хв}$, діаметр вала електродвигуна $d_{\partialв} = d_1 = d_2 = 48 \text{ мм}$, відношення $T_{\max} / T_{ном} = S = 2,7\%$ [1, додатки 9,10].

Номінальну частоту обертання вала електродвигуна визначимо так:

$$n_{H\partialв} = n_c (1 - 0,027) = 1000 \cdot (1 - 0,027) = 973 \text{ об/хв.}$$

Кутову швидкість вала електродвигуна визначимо за формулою

$$\omega_{\partialв} = \pi \cdot n_{\partialв} / 30 = 3,14 \cdot 973 / 30 = 101,84 \text{ рад/с.}$$

3. ПЕРЕДАТОЧНІ ЧИСЛА

3.1. Передаточне число установки.

Загальне передаточне число привода визначимо за формулою

$$u = \omega_{\partial\partial} / \omega_T,$$

де ω_T – кутова швидкість тихохідного вала привода, визначимо її за формулою

$$\omega_T = \pi \cdot n_T / 30 = 3,14 \cdot 140 / 30 = 14,65 \text{ рад/с}.$$

Тоді

$$u = 101,84 / 14,65 = 6,95.$$

Розбиваємо загальне передаточне число на ступені привода. Передаточне число для редуктора згідно зі стандартним рядом (ГОСТ 2185-66) [1] $u_p = 3,15$.

Передаточне число ланцюгової передачі визначимо за формулою

$$u_{\text{лн}} = u / u_p = 6,95 / 3,15 = 2,206.$$

3.2. Частоти обертання й кутові швидкості валів привода.

Визначимо частоти обертання й кутові швидкості валів привода:

– тихохідний вал ланцюгової передачі, вал III

$$n_3 = n_T = 140 \text{ об/хв};$$

$$\omega_3 = \omega_T = 14,65 \text{ рад/с};$$

– тихохідний вал редуктора, вал II

$$n_2 = n_3 \cdot u_{\text{лн}} = 140 \cdot 2,206 = 308,8 \text{ об/хв};$$

$$\omega_2 = \omega_3 \cdot u_{\text{лн}} = 14,65 \cdot 2,206 = 32,3 \text{ рад/с};$$

– швидкохідний вал редуктора, вал I

$$n_1 = n_2 \cdot u_p = 308,8 \cdot 3,15 = 972,7 \approx 973 \text{ об/хв};$$

$$\omega_1 = \omega_2 \cdot u_p = 32,3 \cdot 3,15 = 101,8 \text{ об/хв};$$

Перевірка: частота обертів на валу електродвигуна

$$n_{\partial\epsilon} = n_1 = 973 \text{ об/хв};$$

$$\omega_{\partial\epsilon} = \omega_1 = 101,8 \text{ рад/с}.$$

3.3. Обертальні моменти на валах привода.

Визначимо їх у такій послідовності:

– на тихохідному валу ланцюгової передачі, вал III

$$T_3 = \frac{9550 P_T}{n_T} = \frac{9550 \cdot 9}{140} = 614 \text{ Нм} = 614 \cdot 10^3 \text{ Нмм};$$

або

$$T_3 = \frac{P_T}{\omega_T} = \frac{9 \cdot 10^3}{14,65} = 614 \text{ Нм} = 614 \cdot 10^3 \text{ Нмм};$$

– на валу колеса (тихохідному валу редуктора), вал II

$$T_2 = \frac{T_3}{u_{\text{лн}} \cdot \eta_3 \cdot \eta_2} = \frac{614}{2,206 \cdot 0,93 \cdot 0,99} = 302 \text{ Нм} = 302 \cdot 10^3 \text{ Нмм};$$

– на валу шестерні (швидкохідному валу редуктора), вал I

$$T_1 = \frac{T_2}{u_p \cdot \eta_1 \cdot \eta_2^2} = \frac{302}{3,15 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2} = 100 \text{ Нм} = 100 \cdot 10^3 \text{ Нмм}.$$

Перевірка: обертальний момент на валу електродвигуна

$$T_{\partial\epsilon} = \frac{P_{H \partial\epsilon}}{\omega_{\partial\epsilon}} = \frac{10,2 \cdot 10^3}{101,84} = 100 \text{ Нм}$$

або

$$T_{\partial\epsilon} = \frac{9550 P_{\partial\epsilon}}{n_{\partial\epsilon}} = \frac{9550 \cdot 10,2}{973} = 100 \text{ Нм}.$$

Отже, $T_{\partial\epsilon} = T_1 = 100 \text{ Нм}.$

11. РОЗРАХУНОК ЗАКРИТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Розрахунки прямозубих і косозубих циліндричних передач з евольвентними зубами стандартизовані. У даному посібнику наведена спрощена, порівняно зі стандартною, методика розрахунків.

Вихідні дані:

- обертальний момент T_1 , Hm , на ведучому валу передачі;
- частота обертання n_1 , $об/хв$, ведучого вала передачі;
- передаточне число u (відношення i) передачі;
- вид передачі: прямозуба чи косозуба (шевронна);
- режим навантаження передачі;
- ресурс роботи або термін експлуатації передачі L_h , $год$;
- відношення $T_{max}/T_{ном}$ (якщо не задано в умовах, то приймають рівним відношенню $T_{max}/T_{ном}$ вибраного електродвигуна).

11.1. Вибір матеріалів зубчастих коліс

Основний матеріал для виготовлення зубчастих коліс – сталь.

Залежно від твердості робочих поверхонь зубців сталі зубчасті колеса умовно поділяють на дві групи:

- 1) з твердістю $HB \leq 350$ (термообробка: нормалізація, поліпшення);
- 2) з твердістю $HB > 350$ (об'ємне гартування, гартування СВЧ (струмом високої частоти), цементация, азотування).

Нарізування зубців сталі коліс з твердістю $HB \leq 350$ виконують після термообробки заготовки. При цьому отримують високу точність зубців без застосування додаткових операцій (шліфування, притирання і т. ін.). З цієї причини матеріали першої групи ($HB \leq 350$) широко використовуються у мало- та середньонавантажених передачах.

Механічні властивості матеріалів для виготовлення сталі зубчастих коліс із твердістю $HB \leq 350$ наведено у табл. 11.1.

Для кращого припрацювання твердість зубців шестірні рекомендують призначати більшою від твердості зубців колеса: $HB_1 = HB_2 + (20...50)$.

11.2. Допустимі напруження матеріалів зубчастих коліс

Допустиме контактне напруження $[\sigma_H]$, $МПа$, матеріалів зубчастих коліс визначають за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}}{S_H},$$

де $\sigma_{H \lim b}$ – границя контактної витривалості робочих поверхонь зубців, МПа, що відповідає базі випробувань N_{HO} ;

S_H – коефіцієнт безпеки;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

Таблиця 11.1

Основні механічні властивості деяких сталей,
що використовуються для виготовлення зубчастих коліс ($HB \leq 350$)

Марка сталі	Розміри заготовки, мм		Термо-обробка	Твердість <i>НВ</i>	Границя міцності σ_M , МПа	Границя текучості σ_T , МПа
	діаметр	ширина				
Заготовка-поковка						
45	125	80	Покращення	235...262	780	540
45	80	50	-“-	269...302	890	650
40Х	280	125	-“-	235...262	790	640
40Х	125	80	-“-	269...302	900	650
35ХМ	315	200	-“-	235...262	800	670
35ХМ	200	125	-“-	269...302	920	690
40ХН	320	200	-“-	235...262	800	630
40ХН	200	125	-“-	269...302	920	750
Стальне литво						
35Л	-	-	Нормалізація	163-207	500	270
40Л	-	-	-“-	163-207	520	295
45Л	315	200	-“-	207-235	680	440

Границю контактної витривалості $\sigma_{H \lim b}$, МПа, при твердості робочих поверхонь $HB \leq 350$ (нормалізація та поліпшення) визначають за формулою

$$\sigma_{H \lim b} = 2 HB + 70.$$

Коефіцієнт безпеки при нормалізації, поліпшенні та об'ємному гартуванні приймають $S_H = 1,1$; при поверхневих термообробках $S_H = 1,2$.

Коефіцієнт довговічності K_{HL} враховує можливість збільшення допустимих контактних напружень для передач, що працюють нетривалий термін, тобто при еквівалентному числі циклів N_{HE} зміни контактних

напружень зубців за термін експлуатації передачі меншому від бази випробувань N_{HO} . Визначають його за формулою

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO}/N_{HE}},$$

причому $1,0 \leq K_{HL} \leq 2,4$.

Еквівалентне число циклів N_{HE} визначають з урахуванням режиму навантаження зубчастих коліс. При постійному режимі

$$N_{HE} = 60n \cdot L_h,$$

де n – частота обертання зубчастого колеса;

L_h – термін експлуатації передачі в годинах.

Базу випробувань для сталених коліс визначають за формулою

$$N_{HO} = 30 (HB)^{2,4}.$$

Отже, визначення коефіцієнта K_{HL} зводиться до порівняння N_{HE} і N_{HO} : якщо $N_{HO} < N_{HE}$, то $K_{HL} = 1,0$; якщо $N_{HO} > N_{HE}$, то коефіцієнт K_{HL} визначають за розрахунковою формулою.

Допустимі контактні напруження визначають як для шестірні $[\sigma_H]_1$, так і для колеса $[\sigma_H]_2$. За **розрахункове напруження** приймають:

- для прямозубих передач менше зі значень $[\sigma_H]_1$ і $[\sigma_H]_2$;
- для косозубих і конічних з круговими зубцями передач

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)$$

із виконанням умови

$$[\sigma_H] \leq 1,25 [\sigma_H]_2 \text{ – для циліндричних,}$$

$$[\sigma_H] \leq 1,15 [\sigma_H]_2 \text{ – для конічних передач.}$$

Допустиме напруження згину $[\sigma_F]$, МПа, матеріалів зубчастих коліс визначають за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}^0}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC},$$

де $\sigma_{F \lim b}^0$ – границя витривалості зубців при згині, що відповідає базі випробувань N_{FO} , для сталених коліс при твердості

$$HB \leq 350 \quad \sigma_{F \lim b}^0 = 1,8 HB;$$

S_F – коефіцієнт безпеки, для рекомендованих сталей і термообробки $S_F = 1,75$;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності;

K_{FC} – коефіцієнт впливу напрямку навантаження на зубці передачі.

Коефіцієнт довговічності K_{FL} визначають аналогічно коефіцієнту K_{HL}

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{FO}/N_{FE}},$$

причому $1,0 \leq K_{FL} \leq 2,0$.

Еквівалентне число зміни напружень згину за термін експлуатації передачі визначають аналогічно числу N_{HE} . При постійному режимі навантаження

$$N_{FE} = 60 n \cdot L_h.$$

База випробувань для сталених коліс $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$. При $N_{FO} < N_{FE}$ приймають $K_{FL} = 1,0$; при $N_{FO} > N_{FE}$ визначають за розрахунковою формулою.

Коефіцієнт K_{FC} впливу напрямку навантаження на зубці передачі: для нереверсивних передач $K_{FC} = 1,0$; для реверсивних при нормалізації або поліпшенні $K_{FC} = 1 - 0,35 (T_1''/T_1')$, де $T_1' > T_1''$ – обертальні моменти, що навантажують передачу в протилежних напрямках.

Допустимі напруження згину визначають окремо для зубців шестірні $[\sigma_F]_1$ і колеса $[\sigma_F]_2$.

11.3. Проектний розрахунок зубчастої передачі

Коефіцієнт ширини вінця колеса відносно міжосьової відстані ψ_{ba} бажано приймати з ряду стандартних (ГОСТ 2185-66) значень

0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,0; 1,25.

Для прямозубих коліс рекомендують обмежувати $\psi_{ba} \leq 0,25$; для косозубих приймати $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,63$, перевіряючи (при $\psi_{ba} < 0,4$) виконання умови

$$\psi_{ba} \geq \frac{2,5m_n}{a_w \cdot \sin \beta}.$$

Для багатоступінчастих редукторів на кожному наступному ступені значення ψ_{ba} приймають більшим на 20...30%, ніж на попередньому. Для шевронних передач значення ψ_{ba} збільшують в 1,3...1,4 рази.

Коефіцієнт ψ_{bd} ширини вінця колеса відносно ділильного діаметра шестірні визначають за формулою

$$\psi_{bd} = b_2/d_1 = 0,5\psi_{ba}(u+1),$$

причому повинна виконуватися умова:

- $\psi_{bd} \leq 1,0$ – для прямозубих передач;
- $\psi_{bd} \leq 1,5$ – для косозубих передач;
- $\psi_{bd} \leq 2,5$ – для шевронних передач.

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ нерівномірності розподілу навантаження на ширині зубчастого вінця орієнтовно визначають із табл. 11.2.

Таблиця 11.2

Орієнтовні значення коефіцієнта $K_{H\beta}$ для зубчастих передач ($H\beta \leq 350$) редуктора, що працюють при змінному навантаженні

Розміщення зубчастих коліс відносно опор	$K_{H\beta}$
Симетричне	1,00...1,15
Несиметричне	1,10...1,25
Консольне одного або обох коліс	1,20...1,35

Міжосьова відстань передачі

Розрахункове значення міжосьової відстані a'_w , мм, передачі визначають з умови контактної витривалості поверхонь зубців за формулою

$$a'_w = K_a \cdot (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}},$$

де K_a – допоміжний коефіцієнт, для сталених прямозубих коліс

$$K_a = 490(MPa)^{1/3}, \text{ для косозубих } K_a = 430(MPa)^{1/3}.$$

Розрахункове значення a'_w , мм, бажано заокруглити до найближчого (краще більшого) стандартного (ГОСТ 2185-66) значення:

40; 50; 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280); 315; (355); 400; (450); 500...
або до цілого числа з нормального ряду.

Ширину зубчастого вінця b_2 , мм, колеса визначають за формулою

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w.$$

Ширину вінця шестірні b_1 , мм, призначають на 2...5мм більшою з метою забезпечення повного контакту зубців при можливих похибках у монтажі:

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5).$$

Модуль зачеплення m , мм, вибирають за рекомендацією, що вироблена практикою,

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w,$$

й узгоджують зі стандартом (табл. 11.3).

Таблиця 11.3

Значення модуля зачеплення (витяг із ГОСТ 9563-60), мм

1-й ряд	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	8,0	10	12	16	20
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11	14	18

Для косозубих коліс стандартним модулем є нормальний модуль m_n .

Для силових передач (у типових завданнях на курсові роботи і проекти) рекомендують приймати модуль коліс більший від 1,5мм.

Число зубців коліс

Сумарне число зубців коліс визначають за формулами:

- прямозубих

$$z_{\Sigma} = 2a_w / m;$$

- косозубих і шевронних

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cdot \cos \beta'}{m_n},$$

де β' – попередньо прийняте значення кута нахилу зубців:

- для косозубих коліс $\beta' = 8^\circ \dots 15^\circ$;
- для шевронних коліс $\beta' = 25^\circ \dots 40^\circ$.

Сумарне число зубців повинно бути цілим.

Число зубців **шестірні**

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u + 1}.$$

Число зубців **колеса**

$$z_2 = z_\Sigma - z_1.$$

Визначені таким чином числа зубців коліс необхідно заокруглити до цілих. При цьому дещо зміниться попередньо прийняте передаточне число передачі, тому його уточнюють за формулою

$$u = z_2 / z_1.$$

Для косозубих передач уточнюють значення кута нахилу зубців

$$\beta = \arccos \frac{z_\Sigma \cdot m_n}{2a_w}.$$

Для дотримання умови відсутності підрізування зубців необхідно $z_1 \geq z_{\min} = 17$ – для прямозубих коліс;

$z_1 \geq z_{\min} = 16$ – для косозубих коліс.

Якщо отримано $z_1 < z_{\min}$, то можна змінити модуль зачеплення або застосувати коригування зачеплення. Оптимальним вважають число зубців шестірні передач:

- для прямозубих $z_1 = 20 \dots 25$ (при $u \leq 3$) і $z_1 = 18 \dots 20$ (при $u > 3$);
- для косозубих $z_1 = 18 \dots 20$ (при $u \leq 4$) і $z_1 = 16 \dots 18$ (при $u > 4$).

Діаметри кіл коліс

Діаметри ділільних кіл визначають за формулами:

- для прямозубих коліс

$$d_1 = m \cdot z_1; \quad d_2 = m \cdot z_2;$$

- для косозубих та шевронних коліс

$$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos \beta; \quad d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos \beta.$$

Діаметри вершин зубців

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m.$$

Діаметри впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m.$$

Колова швидкість і ступінь точності передачі.

Колову швидкість зубчастої передачі визначають за формулою

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}.$$

Ступінь точності передачі можна приймати з табл. 11.4.

Таблиця 11.4

Вибір ступеня точності передачі

Передача		Ступінь точності при максимальній коловій швидкості, м/с			
		6-й	7-й	8-й	9-й
Циліндрична	прямозуба	15	10	6	2
	косозуба	30	15	10	4
Конічна	прямозуба	12	8	4	1,5

Для передач загального призначення рекомендовано приймати ступінь точності не нижче 8-го.

Сили, що діють у зачепленні передачі (рис. 11.1)

Прямозуба передача (рис. 11.1а):

а) колові сили $F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_1$;

б) радіальні сили $F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$.

Косозуба передача (рис. 11.1б):

а) колові сили $F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_1$;

б) радіальні сили $F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$;

в) осьові сили $F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$.

Тут α – кут зачеплення в нормальному перетині, $\alpha = 20^\circ$.

У шевронній передачі (рис. 11.1в) осьові сили, що діють на кожну половну шеврона, зрівноважуються. Радіальну і осьову сили визначають так, як і для косозубої передачі.

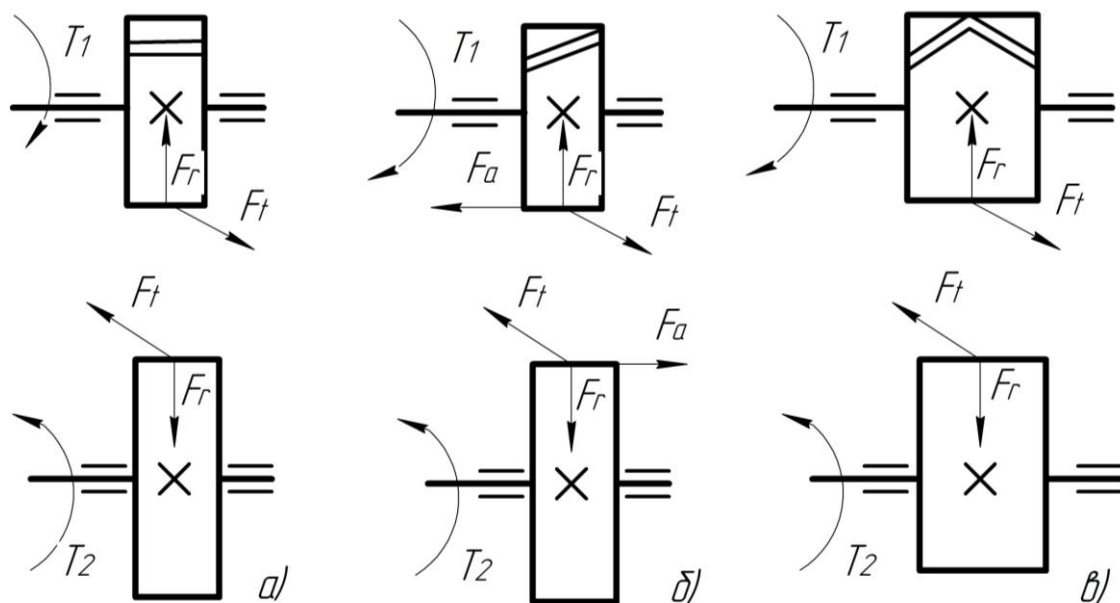


Рисунок 11.1

11.4. Перевірний розрахунок на контактну витривалість

Так як у процесі проектного розрахунку зубчастої передачі уточнюють параметри передачі, а деякі розміри заокруглюють, то розрахунок на контактну витривалість повторюють як перевірний.

Формули для **перевірного розрахунку** контактних напружень:

- **прямозубих передач**

$$\sigma_H = \frac{310}{a} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma_H];$$

- **косозубих передач**

$$\sigma_H = \frac{270}{a} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma_H],$$

де K_H – коефіцієнт навантаження, визначають його за формулою

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV},$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами; для прямозубих коліс $K_{H\alpha}=1$; для косозубих коліс приймають згідно з табл. 11.5;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, приймають згідно з табл. 11.6;

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження, залежить від колової швидкості коліс і ступеня точності їх виготовлення, приймають згідно з табл. 11.7.

Таблиця 11.5

Коефіцієнт $K_{H\alpha}$ для косозубих передач

Ступінь точності передачі	Колова швидкість, м/с				
	2,5	5	10	15	20
6	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
8	1,05	1,09	1,13	-	-
9	1,13	1,16	-	-	-

Таблиця 11.6

Коефіцієнти $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$ ($HV \leq 350$)

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$	$K_{H\beta}$		$K_{F\beta}$	
	Симетричне розташування коліс відносно опор	Несиметричне розташування коліс відносно опор	Симетричне розташування коліс відносно опор	Несиметричне розташування коліс відносно опор
0,4	1,00	1,04	1,03	1,07
0,6	1,02	1,06	1,05	1,12
0,8	1,03	1,08	1,08	1,17
1,0	1,04	1,11	1,10	1,23
1,2	1,05	1,15	1,13	1,30
1,4	1,07	1,18	1,19	1,38
1,6	1,09	1,22	1,25	1,45
1,8	1,11	1,25	1,32	1,53
2,0	1,14	1,30	-	-

Таблиця 11.7

Коефіцієнт K_{HV} ($HV \leq 350$), прямозубі/косозубі

Ступінь точності передачі	Колова швидкість, м/с					
	1	2	4	6	8	10
6	1,03/1,01	1,06/1,02	1,12/1,02	1,17/1,04	1,23/1,06	1,28/1,07
7	1,04/1,03	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
8	1,04/1,01	1,08/1,02	1,16/1,04	1,24/1,06	1,32/1,01	1,40/1,08
9	1,05/1,01	1,10/1,03	1,20/1,05	1,30/1,07	1,40/1,09	1,50/1,12

11.5. Перевірний розрахунок робочих поверхонь зубців на контактну міцність

Виконується такий розрахунок з метою запобігання появи пластичної деформації або крихкого руйнування поверхонь шару зубців при короткочасних перевантаженнях передачі.

Максимальне контактне напруження $\sigma_{H \max}$, МПа, що виникає при дії найбільшого навантаження $T_{\max}$, не повинно перевищувати граничне допустиме контактне напруження

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max}/T_{ном}} \leq [\sigma_H]_{\max},$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження, що виникає при номінальному навантаженні (визначене у пункті 11.2).

Допустиме контактне граничне напруження $[\sigma_H]_{\max}$, МПа, залежить від виду термообробки зубчастих коліс. При нормалізації, поліпшенні або об'ємному гартуванні з низьким відпусканням його визначають за формулою

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T,$$

де σ_T – границя текучості для матеріалу коліс при розтягу (табл. 11.1).

11.6. Перевірний розрахунок зубців на втому при згині

Напруження згину викликають два види руйнування:

а) *втомний згин*,

б) *пластичну деформацію* (крихке руйнування) при перевантаженнях.

Перевірний розрахунок зубців на втому при згині виконують за формулою

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m} \leq [\sigma_F],$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба, значення наведено у табл. 11.8; для косозубих коліс вибирають за еквівалентним числом зубців

$$z_V = z / \cos^3 \beta;$$

Y_β – коефіцієнт, який враховує нахил зубців, для прямозубих

передач $Y_\beta = 1,0$, для косозубих $Y_\beta = 1 - \beta/140^\circ$;

K_F – коефіцієнт навантаження, визначають його за формулою

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV},$$

де $K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на ширині зубчастого вінця або коефіцієнт концентрації навантаження (табл. 11.6);

K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження (табл. 11.9).

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями; для прямозубих передач $K_{F\alpha} = 1,0$; для косозубих та шевронних передач $K_{F\alpha}$ визначають за формулою

$$K_{F\alpha} = [4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n_{cm} - 5)] / 4\varepsilon_\alpha,$$

де n_{cm} – ступінь точності за нормою контакту зубців;

ε_a – коефіцієнт торцевого перекриття, $\varepsilon_a = 1,5$.

Таблиця 11.8

Коефіцієнт форми зубців Y_F (при коефіцієнті зміщення $x = 0$)

z або z_V	Y_F	z або z_V	Y_F	z або z_V	Y_F
17	4,28	25	3,90	50	3,66
18	4,20	28	3,82	60	3,62
19	4,11	30	3,80	70	3,61
20	4,09	32	3,78	80	3,61
21	4,01	37	3,71	100	3,60
22	4,00	40	3,70	150	3,60
24	3,92	45	3,68		

Таблиця 11.9

Коефіцієнт K_{FV} ($HB \leq 350$), прямозубі/косозубі

Ступінь точності	Колова швидкість, м/с					
	1	2	4	6	8	10
6	1,06/1,02	1,13/1,05	1,26/1,10	1,40/1,15	1,53/1,20	1,67/1,25
7	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,67/1,22	1,80/1,27
8	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
9	1,13/1,04	1,28/1,00	1,50/1,14	1,77/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35

11.7. Перевірний розрахунок зубців на міцність при згині за максимальним навантаженням

Виконується для запобігання появи пластичної деформації або крихкої поломки зубців.

Для забезпечення міцності необхідне виконання умови

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot (T_{\max} / T_{ном}) \leq [\sigma_F]_{\max},$$

де $\sigma_{F \max}$ – максимальне напруження згину при дії максимального навантаження, МПа;

σ_F – розрахункове напруження згину (визначене у пункті 10.2);

$[\sigma_F]_{\max}$ – граничне допустиме напруження: для легированих та вуглецевих сталей після нормалізації та поліпшення $[\sigma_F]_{\max} = 4,8 \text{ НВ}$.

Приклад розрахунку закритої косозубої циліндричної зубчастої передачі

4. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

4.1. Вибір матеріалів зубчастих коліс і допустимих напружень.

Для зубчастих коліс вибираємо матеріали із середніми механічними характеристиками [1, табл. 11.1]: для шестерні – сталь 45, термообробка – покращення, твердість HB 260; для колеса – сталь 45, термообробка – покращення, але до твердості HB 230.

Допустиме контактне напруження визначаємо за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}}{[S_H]},$$

де $\sigma_{H \lim b}$ – границя контактної витривалості робочих поверхонь зубців, що відповідає базі випробувань N_{HO} ;

S_H – коефіцієнт безпеки, приймаємо $S_H=1,1$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, приймаємо $K_{HL}=1$.

Для вуглецевих сталей з твердістю поверхні зубців $HB < 350$ і термообробкою покращенням отримаємо границю контактної витривалості

$$\sigma_{H \lim b1} = 2 HB + 70 = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 HB + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

Допустиме контактне напруження:

- для шестірни

$$[\sigma_H]_1 = 590 \cdot 1/1,1 \approx 536 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$[\sigma_H]_2 = 530 \cdot 1/1,1 \approx 482 \text{ МПа}.$$

Для косозубих коліс розрахункове контактне напруження визначаємо за формулою

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45 \cdot (536 + 482) = 458 \text{ МПа}.$$

Необхідна умова $[\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_H]_2$ виконується.

Допустиме напруження згину матеріалів зубчастих коліс визначаємо за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}^0}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC},$$

де $\sigma_{F \lim b}^0$ – границя витривалості зубців при згині, що відповідає базі випробувань N_{FO} , для сталених коліс при твердості

$$HB \leq 350 \quad \sigma_{F \lim b}^0 = 1,8 HB;$$

S_F – коефіцієнт безпеки, для вибраних сталей і термообробки приймаємо $S_F = 1,75$;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, приймаємо $K_{FL} = 1$;

K_{FC} – коефіцієнт впливу напряду навантаження на зубці передачі, приймаємо $K_{FC} = 1$.

Допустимі напруження згину, визначаємо окремо для зубців шестірни $[\sigma_F]_1$ і колеса $[\sigma_F]_2$.

Границі витривалості зубців при згині:

- для шестерні

$$\sigma_{F \lim b1}^0 = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$\sigma_{F \lim b2}^0 = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа}.$$

Допустимі напруження згину матеріалів зубчастих коліс:

- для шестерні

$$[\sigma_F]_1 = 468 \cdot 1 \cdot 1 / 1,75 = 267 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$[\sigma_F]_2 = 414 \cdot 1 \cdot 1 / 1,75 = 237 \text{ МПа}.$$

4.2. Визначення міжосьової відстані.

Коефіцієнт ширини вінця колеса відносно ділильного діаметра шестірни визначаємо за формулою

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} \cdot (u_p + 1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (3,15 + 1) = 0,83.$$

Міжосьову відстань зубчастої передачі визначимо з умови контактної витривалості активних поверхонь зубів за формулою

$$a'_w = K_a \cdot (u_p + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_p^2 \cdot \psi_{ba}}},$$

де K_a – допоміжний коефіцієнт, для сталених косозубих коліс

$$K_a = 430(MПа)^{1/3};$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження на ширині

зубчастого вінця попередньо приймемо $K_{H\beta}=1,25$ [1, табл.11.2];

u_p – передаточне число передачі, отримано з попереднього розрахунку, $u_p=3,15$;

T_2 – обертовий момент на валу колеса, отриманий з попереднього розрахунку, $T_2=302Нм$;

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця колеса відносно міжосьової відстані, приймаємо із ряду стандартних значень, $\psi_{ba}=0,4$.

Підставивши дані, отримаємо

$$a'_w = 43 \cdot (3,15 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{302 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{458^2 \cdot 3,15^2 \cdot 0,4}} \approx 137 \text{ мм}.$$

Згідно з ГОСТом 2185-66 приймемо $a_w=140\text{мм}$.

Модуль зачеплення визначаємо за формулою

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 140 = 1,4 \dots 2,8 \text{ мм};$$

приймемо зі стандартного ряду $m_n=2\text{мм}$.

Попередньо приймемо кут нахилу зубів $\beta' = 10^0$.

Сумарне число зубців коліс визначаємо за формулою

$$z_\Sigma = \frac{2a_w \cdot \cos \beta'}{m_n} = \frac{2 \cdot 140 \cdot \cos 10^0}{2} = 138.$$

Число зубців шестірні

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u_p + 1} = \frac{138}{3,15 + 1} = 33.$$

Число зубців колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 138 - 33 = 105.$$

Уточнимо передаточне число передачі за формулою

$$u = z_2 / z_1 = 105 / 33 = 3,18.$$

Для косозубих передач уточнимо значення кута нахилу зубців

$$\beta = \arccos \frac{z_{\Sigma} \cdot m_n}{2a_w} = \arccos \frac{138 \cdot 2}{2 \cdot 140} = 10^{\circ} 10'.$$

4.3. Визначення основних геометричних параметрів зачеплення.
Визначимо ділильні діаметри шестірні й колеса

$$d_1 = z_1 \cdot m_n / \cos \beta = 33 \cdot 2 / 0,9857 = 67 \text{ мм};$$

$$d_2 = z_2 \cdot m_n / \cos \beta = 105 \cdot 2 / 0,9857 = 213 \text{ мм}.$$

Перевіримо міжосьову відстань

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (67 + 213) / 2 = 140 \text{ мм}.$$

Діаметри вершин витків зубів шестірні і колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 67 + 2 \cdot 2 = 71 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 213 + 2 \cdot 2 = 217 \text{ мм}.$$

Діаметри впадин зубів

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 67 - 2,5 \cdot 2 = 62 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 213 - 2,5 \cdot 2 = 208 \text{ мм}.$$

Ширина колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 140 = 56 \text{ мм}.$$

Ширина шестірні

$$b_1 = b_2 + 4 = 56 + 4 = 60 \text{ мм}.$$

Уточнюємо коефіцієнт ширини вінця колеса відносно ділильного діаметра шестірні

$$\psi_{bd} = b_2 / d_1 = 56 / 67 = 0,836.$$

Визначаємо колову швидкість за формулою

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 100} = \frac{3,14 \cdot 67 \cdot 973}{60 \cdot 100} = 3,42 \text{ м/с}.$$

Прийmemo [1, табл. 11.5] 8-й ступінь точності передачі (ГОСТ1643-81).

4.4. Перевірний розрахунок на контактну витривалість.

Коефіцієнт навантаження передачі визначаємо за формулою

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV},$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами; для косозубих коліс приймаємо $K_{H\alpha} = 1,09$ [1, табл. 11.5];

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, приймаємо $K_{H\beta} = 1,04$ [1, табл. 11.6];

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження, залежить від колової швидкості коліс і ступеня точності їх виготовлення, приймаємо $K_{HV} = 1,04$ [1, табл. 11.7].

Підставивши дані, отримаємо

$$K_H = 1,09 \cdot 1,04 \cdot 1,04 = 1,18.$$

Перевіримо контактні напруження за формулою

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot (u_p + 1)^3}{b_2 \cdot u_p^2}} \leq [\sigma_H].$$

Підставивши дані, отримаємо

$$\sigma_H = \frac{270}{140} \cdot \sqrt{\frac{302 \cdot 10^3 \cdot 1,18 \cdot (3,15 + 1)^3}{56 \cdot 3,15^2}} = 413 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 458 \text{ МПа}.$$

Результат розрахунку задовільний, так, як розрахункове напруження менше допустимого.

4.5. Розрахунок сил, що діють у зачепленні.

Сили, що діють у зачепленні косозубої циліндричної передачі, розкладаємо на три складові:

- колову силу

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3}{67} = 2985 H;$$

- радіальну

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 2985 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 10^\circ 10' = 1102 H;$$

- осьову

$$F_\alpha = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 2985 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ 10' = 532 H.$$

4.6. Перевірний розрахунок зубців на втому при згині

Перевіримо зубці передачі на втому при згині за формулою

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m} \leq [\sigma_F],$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба, вибираємо за еквівалентним числом зубців, яке визначаємо за формулою

$$z_V = z / \cos^3 \beta:$$

- у шестерні
$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{33}{0,9857^3} \approx 35;$$

- у колеса
$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{105}{0,9857^3} = 111;$$

з [1, табл. 11.8] приймаємо $Y_{F1} = 3,77$; $Y_{F2} = 3,6$;

Y_β – коефіцієнт, який враховує нахил зубців, для косозубої передачі визначаємо за формулою

$$Y_{\beta} = 1 - \beta / 140^0 = 1 - 10^0 10'' / 140^0 = 0,928;$$

K_F – коефіцієнт навантаження, визначаємо його за формулою

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV},$$

де $K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на ширині зубчастого вінця $K_{F\beta} = 1,07$ [1, табл. 11.6];

K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження $K_{FV} = 1,11$ [1, табл. 11.9];
тоді

$$K_F = 1,07 \cdot 1,11 \approx 1,2;$$

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями, для косозубої передачі визначаємо за формулою

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_a - 1) \cdot (n_{cm} - 5)}{4 \cdot \varepsilon_a},$$

де n_{cm} – ступінь точності за нормою контакту зубців, $n_{cm} = 8$;

ε_a – коефіцієнт торцевого перекриття, $\varepsilon_a = 1,5$.

Підставивши дані, отримаємо

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (1,5 - 1) \cdot (8 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,92.$$

Визначимо напруження згину:

- для шестірни

$$\sigma_{F1} = \frac{2985 \cdot 1,2 \cdot 3,77 \cdot 0,928 \cdot 0,92}{60 \cdot 2} = 96 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_1 = 267 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{2985 \cdot 1,2 \cdot 3,6 \cdot 0,928 \cdot 0,92}{56 \cdot 2} = 98 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_2 = 237 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується.

12. РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ВАЛІВ

Вали призначені для розміщення на них деталей, що обертаються (зубчастих коліс, шківів, барабанів і т.п.). Вали обертаються і передають крутні моменти, зазнають складного виду деформації – згину з крученням.

Матеріали для виготовлення валів – вуглецеві та леговані сталі: сталь Ст.5 – для валів без термообробки; сталь 45 або 40Х – для валів з термообробкою (покращення).

Розрізняють **орієнтовний, попередній і перевірний розрахунок валів** (осей).

Орієнтовний (проектний) розрахунок вала виконують, коли про вал нічого не відомо, а його довжина визначається розмірами розміщених на ньому деталей, тобто загальною компоновкою вала. Проектування вала починають із наближеного визначення діаметра вхідного (вихідного) кінця вала із умови міцності на кручення без урахування згину

$$d = 3 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 [\tau]_K}},$$

де T – крутний момент, що передає вал;

$[\tau]_K$ – знижене допустиме значення напруження кручення, приймають $10 \dots 50 \text{ Н/мм}^2$ (залежно від призначення вала).

Отриманий результат заокруглюють за стандартом до ближчого більшого значення із ряду 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130 і далі через 10 мм.

Якщо відомий діаметр вала, з яким розрахунковий вал повинен з'єднуватися (наприклад, вал електродвигуна), то діаметр останнього приймають рівним діаметру відомого вала або визначають із залежності $(0,8 \dots 1,2) d_{\text{дв}}$. При виконанні цієї умови з'єднання валів здійснюється стандартною муфтою.

Розробляють конструкцію вала. Конструктивно за орієнтовними розмірами насаджених деталей приймають відстань між опорами, діаметри ділянок вала під підшипниками, зубчастими колесами, шківками, ущільненнями, передбачають виступи для фіксації деталей в осьовому напрямку і т.п.

Після конструктивного оформлення вала на основі наближеного проектного розрахунку виконують перевірний розрахунок на втому і статичну міцність, жорсткість, а в окремих випадках – на коливання.

При відомій довжині вала між опорами орієнтовний розрахунок не проводять.

Попередній розрахунок вала виконують для визначення величини діючих на вал згинних і крутних моментів і встановлення небезпечних перетинів. При розрахунку вал зображають як балку, закріплену на двох опорах-підшипниках; до вала прикладають усі сили, що діють на насаджені деталі (шестерні, шків, зірочки, черв'яки тощо) та інерційні сили. Зовнішні сили та опорні реакції вважають зосередженими і прикладеними: для маточини зубчастих коліс – всередині маточини; для підшипників – всередині підшипників.

Крутні моменти, що передаються з допомогою шпонки, коротким шліцьовим з'єднанням, вважають прикладеними зосередженими всередині маточини.

При розрахунку вала вважають, що нормальні напруження в ньому змінюються за симетричним циклом. Дотичні напруження приймають змінними за пульсуючим циклом, а при частому реверсі – за симетричним знакоперемінним.

Перевірний розрахунок вала проводять для визначення коефіцієнтів запасів міцності за границею втоми і границею текучості. Його виконують в окремих перетинах, небезпечних для міцнісного розрахунку, тобто у перетинах, де є концентратори напружень (шпонкові пази, виточки, галтелі і т.п.), утворені при конструюванні вала, а також великі згинні та крутні моменти.

Для виконання перевірного розрахунку потрібне креслення вала з усіма його розмірами, технічними умовами на виготовлення, значення згинних і крутних моментів у небезпечних перетинах тощо.

Загальний запас міцності за границею витривалості визначають як

$$S_M = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{(S_\sigma)^2 + (S_\tau)^2}} \geq 1,5 \dots 2,5,$$

де

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\psi_\sigma \sigma_m + \sigma_a \frac{\kappa_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_0}} - \text{коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями;}$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\psi_\tau \tau_m + \tau_a \frac{\kappa_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_0}} - \text{коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями;}$$

σ_m, τ_m – середні значення циклів зміни напружень;

σ_a, τ_a – амплітудні напруження циклів;

$\kappa_\sigma, \kappa_\tau$ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині й крученні;

$$\left. \begin{aligned} \psi_{\sigma} &= \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \\ \psi_{\tau} &= \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{коефіцієнти, що враховують чутливість} \\ &\text{— матеріалів валів до асиметрії циклів зміни} \\ &\text{напружень;} \\ \varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau} &\text{— масштабні фактори;} \\ \beta_0 &\text{— коефіцієнти якості поверхні вала;} \\ \sigma_0, \tau_0 &\text{— границі витривалості при випробуванні зразка} \\ &\text{на втомну міцність за пульсуючим циклом} \\ &\text{зміни напружень;} \\ \sigma_{-1}, \tau_{-1} &\text{— границі витривалості за нормальними і} \\ &\text{дотичними напруженнями для симетричного} \\ &\text{циклу зміни напружень.} \end{aligned}$$

Для вала з симетричним циклом зміни нормальних напружень

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = M/W_0.$$

При пульсуючому циклі зміни дотичних напружень

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{T}{2W_p}.$$

Перевірка валів на статичну міцність (відсутність пластичних деформацій при перевантаженні) — це визначення запасу міцності за границею текучості, тобто виконання умови

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sqrt{\sigma_{\max}^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \tau_{\max}^2}} \geq [S]_T,$$

де $\sigma_{\max}$, $\tau_{\max}$ — максимальні нормальні й дотичні напруження, що виникають при можливому короткочасному перевантаженні.

При використанні теорії міцності максимальних дотичних напружень приймають $\sigma_T/\tau_T = 2$.

Для вуглецевих сталей допустиме значення запасу міцності $[S]_T$ приймають $[S]_{T \min} = 1,2 \dots 1,4$.

При потребі вали розраховують на жорсткість і коливання.

Основні збуджуючі сили, що викликають коливання, — це сили від незрівноваженості встановлених на них деталей.

13. ПРОЕКТУВАННЯ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ

Опори валів механічних передач загального призначення найчастіше проектують на підшипниках кочення. Вибір типорозміру підшипника залежить від таких факторів: характеру навантаження, його величини і напрямку, частоти обертання, умов експлуатації, конструкції підшипникового вузла.

Підшипникові вузли проектують у такій послідовності:

1. Виконують ескізну компоновку вузла, оцінюючи відстань між опорами, способи кріплення внутрішнього і зовнішнього кілець підшипника, діаметр вала під підшипник, способи змащування, монтажу й демонтажу підшипника та інші конструктивні параметри.

2. Визначають величину і напрям навантажень на опори на основі кінематичної схеми вала й силової характеристики механізму.

3. Вибирають тип і клас точності підшипника з урахуванням діючих на опори вала навантажень, конструкції вузла, умов експлуатації та монтажу.

4. Згідно зі схемою установки підшипників визначають еквівалентне навантаження, розрахунковий ресурс вибраного підшипника і порівнюють його з теоретичним (номінальним каталожним).

Основні критерії роботоздатності підшипників кочення – динамічна й статична вантажопідйомності.

Метод розрахунку підшипників за динамічною вантажопідйомністю застосовують у випадку, коли частота обертання кільця підшипника перевищує 1 об/хв. При $n = (1...10)$ об/хв у розрахунку необхідно приймати $n = 10$ об/хв. Параметри підшипників наведені у додатках 11, 12.

Розрахунок на довговічність виконують відповідно зі стандартом. Виходячи з умов експлуатації й конструкції підшипникового вузла, величини діючих на підшипник сил, режиму навантаження, діаметра під підшипник і частоти обертання вала призначають тип підшипника.

Номінальна довговічність (ресурс) підшипників у мільйонах обертів

$$\left(\frac{C}{F_{екв}} \right)^{\alpha} = L,$$

де C – динамічна вантажопідйомність, тобто постійне навантаження, яке може витримати підшипник протягом 10^6 обертів;

$F_{екв}$ – еквівалентне (зведене, розрахункове) навантаження;

α – показник степеня, для кулькових підшипників $\alpha = 3$, для роликотпідшипників $\alpha = 3,33$.

Номінальна довговічність у годинах

$$L_h = \frac{10^6}{60 n} \cdot \left(\frac{C}{F_{екв}} \right)^\alpha,$$

де n – частота обертання кільця підшипника.

Для однорядних радіальних кулькових і однорядних радіально-опорних кулькових і роликових підшипників еквівалентне навантаження визначають за формулою

$$F_{екв} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T, \text{ при } F_a / (V \cdot F_r) > e;$$

$$F_{екв} = F_r \cdot V \cdot K_B \cdot K_T, \text{ при } F_a / (V \cdot F_r) < e,$$

де F_r – радіальне навантаження, H ; F_a – осьове навантаження, H ;

X , Y – коефіцієнти радіального й осьового навантаження, їх значення наведено у таблицях з параметрами підшипників (додаток 16);

V – коефіцієнт кільця (враховує, яке кільце обертається). При обертанні внутрішнього кільця $V=1$;

K_B – коефіцієнт безпеки, враховує динамічне навантаження;

K_T – температурний коефіцієнт; при $t \leq 100^\circ\text{C}$ $K_T=1$.

Для радіально-опорних кулькових підшипників із номінальним кутом контакту $\alpha > 15^\circ$ і конічних роликів підшипників коефіцієнт радіального X і осьового Y навантаження вибирають залежно від відношення $F_a / (V \cdot F_r)$, коефіцієнта осьового навантаження e і кута α . Величини e та Y для радіальних і радіально-опорних кулькових підшипників із кутом $\alpha < 15^\circ$ вибирають за величиною відношення осьового навантаження до статичної вантажопідйомності F_a / C_0 . При виборі Y необхідно застосовувати лінійну інтерполяцію.

При виборі радіальних і радіально-опорних кулькових підшипників, а також конічних роликових підшипників необхідно враховувати, що осьове навантаження не впливає на величину еквівалентного доти, поки значення $F_a / (V \cdot F_r)$ не перевищить певної величини e . Для визначення еквівалентного навантаження при $F_a / (V \cdot F_r) < e$ необхідно приймати $Y=0$

У радіально-опорних підшипниках при дії на них радіальних навантажень виникають осьові складові S , які визначають за формулою:

- для радіально-опорних кулькових $S = e \cdot F_r$;

- для конічних роликів підшипників $S = 0,83 \cdot e \cdot F_r$,

де 0,83 – коефіцієнт, пов'язаний з іншим законом розподілу навантаження між тілами кочення.

14. РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ

Шпонкові з'єднання забезпечують передачу крутного моменту від вала на закріплене на ньому зубчасте колесо, шків, маховик і навіпки. В основному застосовують призматичні шпонки.

З'єднання призматичними та сегментними шпонками утворює попередньо ненапружене з'єднання. Робочими є бокові грані шпонок.

Розміри шпонок усіх основних типів вибирають за стандартом, залежно від величини діаметра вала у перетині під шпонку. Довжину шпонки приймають відносно довжини маточини деталі (на 5...10мм менше) із ряду стандартних значень.

Матеріал для виготовлення шпонок – конструкційні вуглецеві сталі 45, 50, Ст.5, Ст.6 тощо. Розміри призматичних шпонок наведено у додатку 17.

Конструкція з'єднання призматичною шпонкою зображена рис. 14.1.

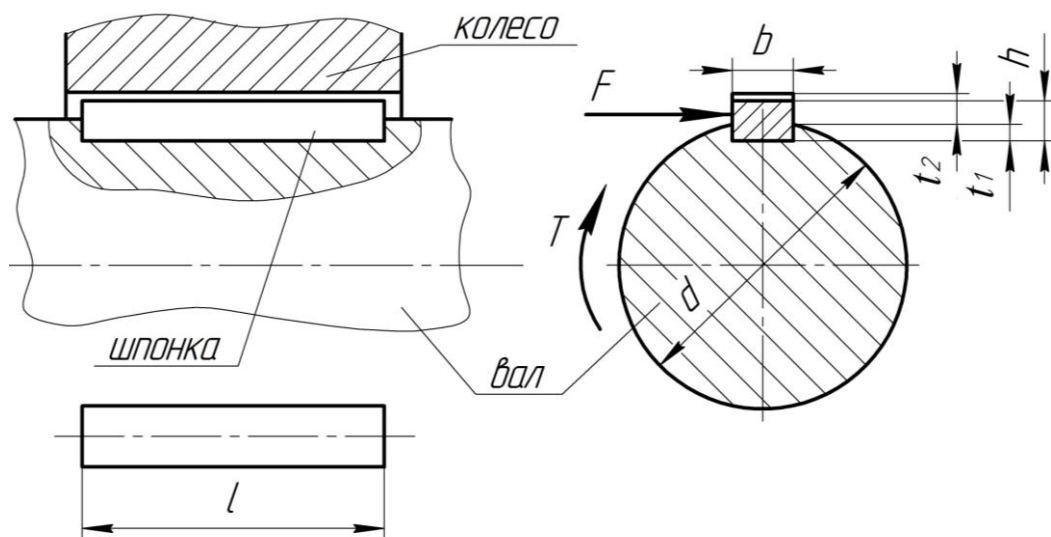


Рисунок 14.1

Вибрану шпонку перевіряють на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} \leq [\sigma]_{зм},$$

де F – зминаюча (колова) сила; $F = 2T/d$;

T – крутний момент, що діє в передачі;

$A_{зм}$ – площа зминання, $A_{зм} = t_2 \cdot l$;

l – довжина шпонки; t_2 – глибина паза під шпонку у валу;

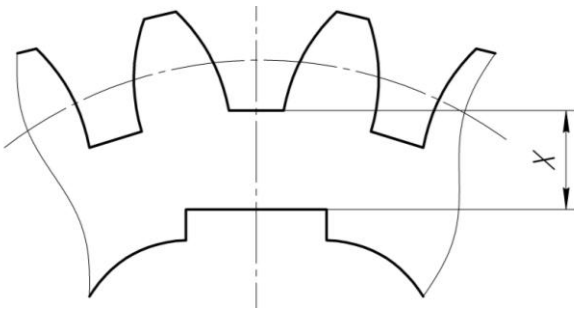
$[\sigma]_{зм}$ – допустимі напруження зминання для матеріалу маточини,

$[\sigma]_{зм} = 90...150 \text{ МПа}$ – для сталі; $[\sigma]_{зм} = 60...80 \text{ МПа}$ – для чавуну.

15. КОНСТРУЮВАННЯ ШЕСТІРНІ Й КОЛЕСА. КОНСТРУКТИВНІ РОЗМІРИ КОРПУСА РЕДУКТОРА. КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА. КОНСТРУЮВАННЯ ТИХОХІДНОГО ВАЛА

15.1. Конструктивні розміри шестірні й колеса

Шестірні конструюють у двох виконаннях: окремо від вала (насадна шестірня) і за одне ціле з валом (вал-шестірня).



Вал-шестірню виконують у тих випадках, коли відстань від впадини зуба до шпонкового паза виявляється меншою вказаної на рис. 15.1.

Мінімальна відстань x від впадини зуба до шпонкової канавки, для циліндричного колеса $x \geq 2,5m_t$.

Рисунок 15.1.

Зубчасті колеса (рис. 15.2) складаються з обода, на якому нарізані зуби; маточини, яка насаджується на вал шпонковим або шліцьовим з'єднанням, і диска, який з'єднує обод і маточину.

Зубчасті циліндричні сталі колеса малих діаметрів виконують кованими; при діаметрах до 500мм – кованими або штампованими.

Штамповані заготовки за формою відповідають готовим деталям; механічна обробка неробочих поверхонь не потрібна.

Розміри окремих елементів сталі зубчастих коліс визначають за такими залежностями:

- діаметр маточини сталого колеса

$$d_M \approx 1,6 d_{BK},$$

тут d_{BK} – діаметр вала під колесом;

- довжина маточини

$$l_M = (1,2 \dots 1,5) d_{BK};$$

- товщина обода

$$\delta_O = (2,5 \dots 4) m_n,$$

але не менше 8мм, тут m_n – модуль нормальний;

- товщина диска

$$C = 0,3 b_2;$$

- діаметр кола отворів

$$D_{омв} = 0,5 (D_0 + d_M),$$

тут D_0 – внутрішній діаметр обода;

- діаметр отворів

$$d_{омв} \approx \frac{D_0 - d_M}{4};$$

- товщина ребер $t = 0,8 C$;
- фаска $n \approx 0,5 m_n$.

У масовому виробництві циліндричні колеса при нарізуванні зубів обробляють «пакетами» по два і більше. У такому випадку довжина маточини не повинна бути більшою за ширину вінця колеса, тобто $l_M \leq b_2$.

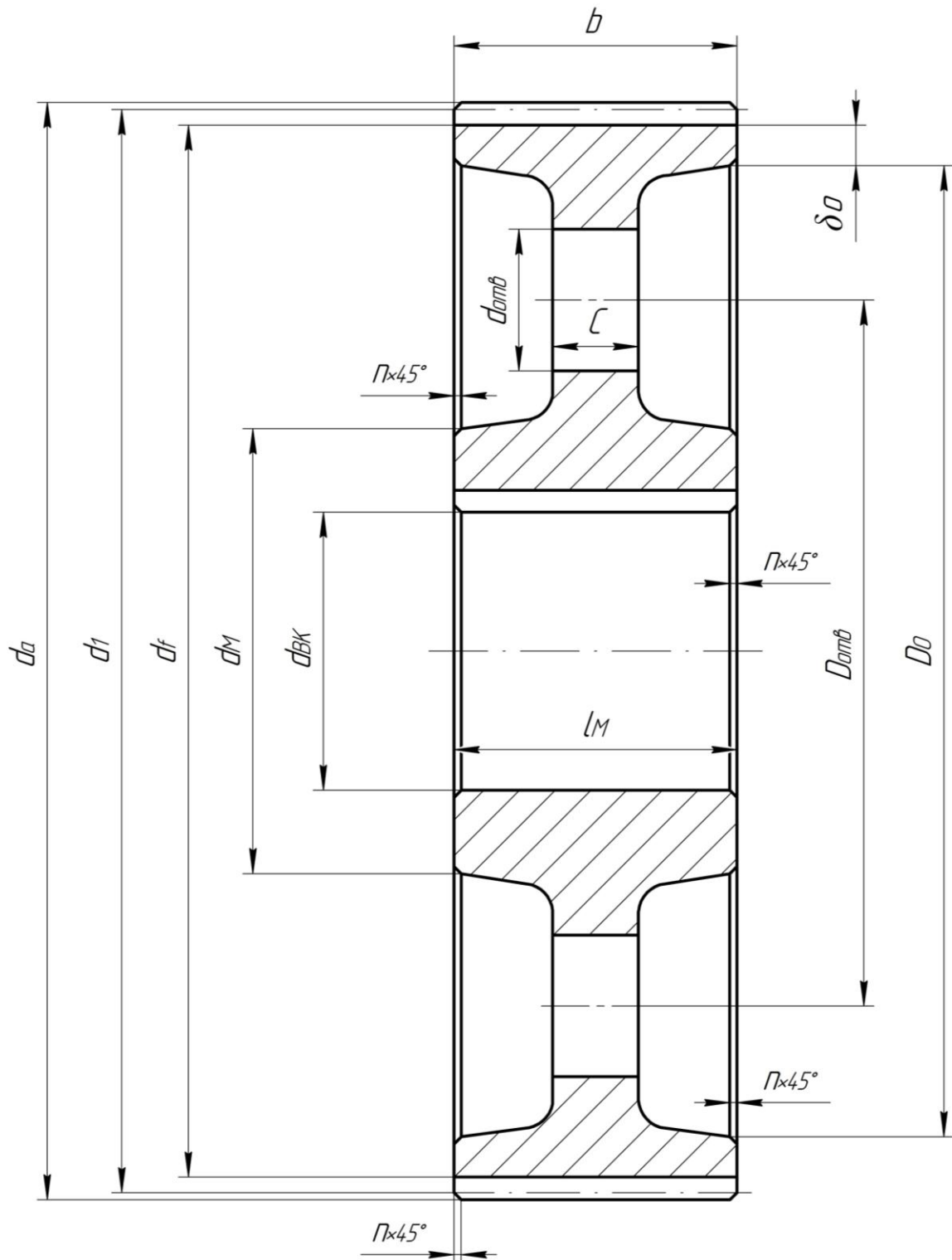


Рисунок 15.2. Зубчасте колесо

15.2. Конструктивні розміри корпусу редуктора

Товщину стінки корпусу редуктора визначають за формулою

$$\delta_1 = 0,025 a_w + 1, \text{ але завжди } \delta_1 \geq 8 \text{ мм.}$$

Товщину стінки кришки редуктора визначають за формулою

$$\delta_2 = 0,02 a_w + 1, \text{ приймають } \delta_2 = \delta_1.$$

Товщину фланців (поясів) корпусу і кришки визначають:

- верхнього пояса корпусу і пояса кришки

$$b_1 = 1,5 \delta_1; \quad b_2 = 1,5 \delta_2;$$

- нижнього пояса корпусу $p = 2,35 \delta_1$.

Діаметри болтів:

- фундаментних $d_{B1} = (0,03 \dots 0,036) a_w + 12$;

- болтів, що кріплять кришку до корпусу біля підшипників,

$$d_{B2} = (0,7 \dots 0,75) d_{B1};$$

- болтів, що з'єднують кришку з корпусом,

$$d_{B3} = (0,5 \dots 0,6) d_{B1}.$$

Ширину фланця корпусу приймають залежно від діаметра болта d_{B1} .

15.3. Компонівка редуктора

Компоновку редуктора виконують у два етапи. Перший етап призначений для наближеного визначення положення зубчастих коліс відносно опор для наступного визначення опорних реакцій і підбору підшипників.

Компонувальне креслення виконують в одній проекції – розріз по осях валів при знятій кришці редуктора. Компоновку виконують у масштабі 1:1 тонкими лініями (рис. 15.3).

Посередині листа формату А2 паралельно його довшій стороні проводять вертикальну осьову лінію; потім дві горизонтальні лінії – осі валів на відстані a_w . Викреслюють спрощено, у вигляді прямокутників, шестірню і колесо. Шестірню бажано виконувати заодно з валом. Довжина ступиці колеса має дорівнювати ширині вінця колеса.

Викреслюють внутрішню стінку корпусу:

- приймають зазор між торцем шестерні та внутрішньою стінкою корпусу $A_1 = 1,2 \delta_1$;

- приймають зазор від кола вершин зубів колеса до внутрішньої стінки корпусу $A = \delta_1$;

- приймають відстань між зовнішнім кільцем підшипника і внутрішньою стінкою корпусу $A = \delta_1$. Якщо діаметр кола вершин зубів шестерні більший зовнішнього діаметра підшипника, то відстань A беруть від шестерні.

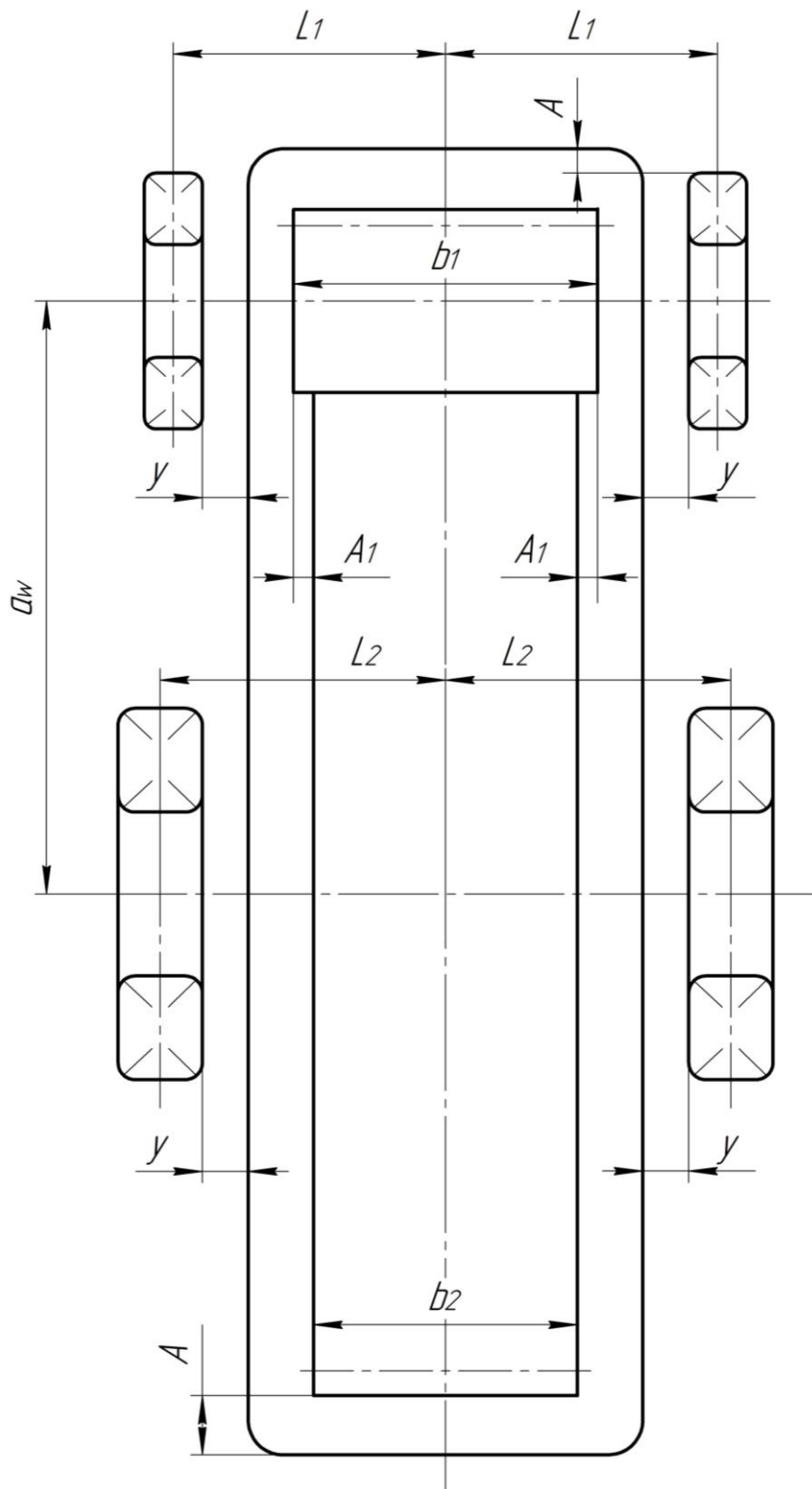


Рисунок 15.3. Попередня компоновка одноступеневого циліндричного редуктора

15.4. Конструювання тихохідного вала

При конструюванні вала необхідно визначити розміри і форму вала. При цьому дотримуються таких вимог: зручність монтажу й демонтажу деталей, закріплених на валу; забезпечення надійної фіксації цих деталей; зменшення концентрації напружень; виготовлення вала повинно бути простим та економічним.

Для зручності конструювання зображують вал із насадженими на нього деталями (рис. 15.4).

Діаметр вихідної ділянки вала d_{B1} визначають із попереднього розрахунку вала.

Довжину вихідної діляки вала l_1 визначають із умови монтажу на ній зірочки ланцюгової передачі, муфти чи іншої деталі.

Для захисту підшипників від потрапляння в них зовні сторонніх включень рекомендується застосовувати манжетні ущільнення, які закладають у кришки підшипників.

Діаметр вала d_{B2} в місці встановлення наскрізної кришки підшипника і манжетного ущільнення визначається стандартом на відповідний тип ущільнення.

Поверхня вала під ущільненням має бути закалена до твердості $HRC\ 40$, мати шорсткість $R_a \leq 0,32\text{мкм}$, а для отвору $R_a = 2,5\text{мкм}$. Допуск вала під ущільнення має відповідати $h11$.

Для заміни манжет у кришках роблять 2–3 отвори. Ресурс манжет – до 5000 год; вони надійно працюють як при пластичних, так і при рідких змащувальних матеріалах при перепадах температури від -45^0 до $+150^0\text{C}$. Розміри манжет наведені у додатку 15.

Форма кришки підшипника зображена на рис. 15.5а. Товщину фланця кришки підшипника s приймають приблизно рівною діаметру отвору болта d_0 для кріплення кришки. Висоту головки болта приймають $l_{ГБ} = 0,7 d_0$. Довжина цієї ділянки вала l_2 визначається конструктивно з урахуванням ширини кришки і зазору h_1 .

Діаметр вала d_{B3} у місці встановлення підшипників і мастилозатримуючих кілець визначається стандартом на підшипники. Причому, діаметр d_{B3} більший діаметра d_{B2} на $(2...5)\text{мм}$. Глибина гнізда підшипника c визначається залежно від ширини підшипника B , тобто з умови, що $c = l_{Г} = 1,5 B$.

Для попередження витікання мастила з підшипників у корпус редуктора і вимивання пластичного змащувального матеріалу з підшипників рідким мастилом із зони зачеплення зубців встановлюють мастилозатримуючі кільця (рис. 15.5б), які обертаються разом з валом.

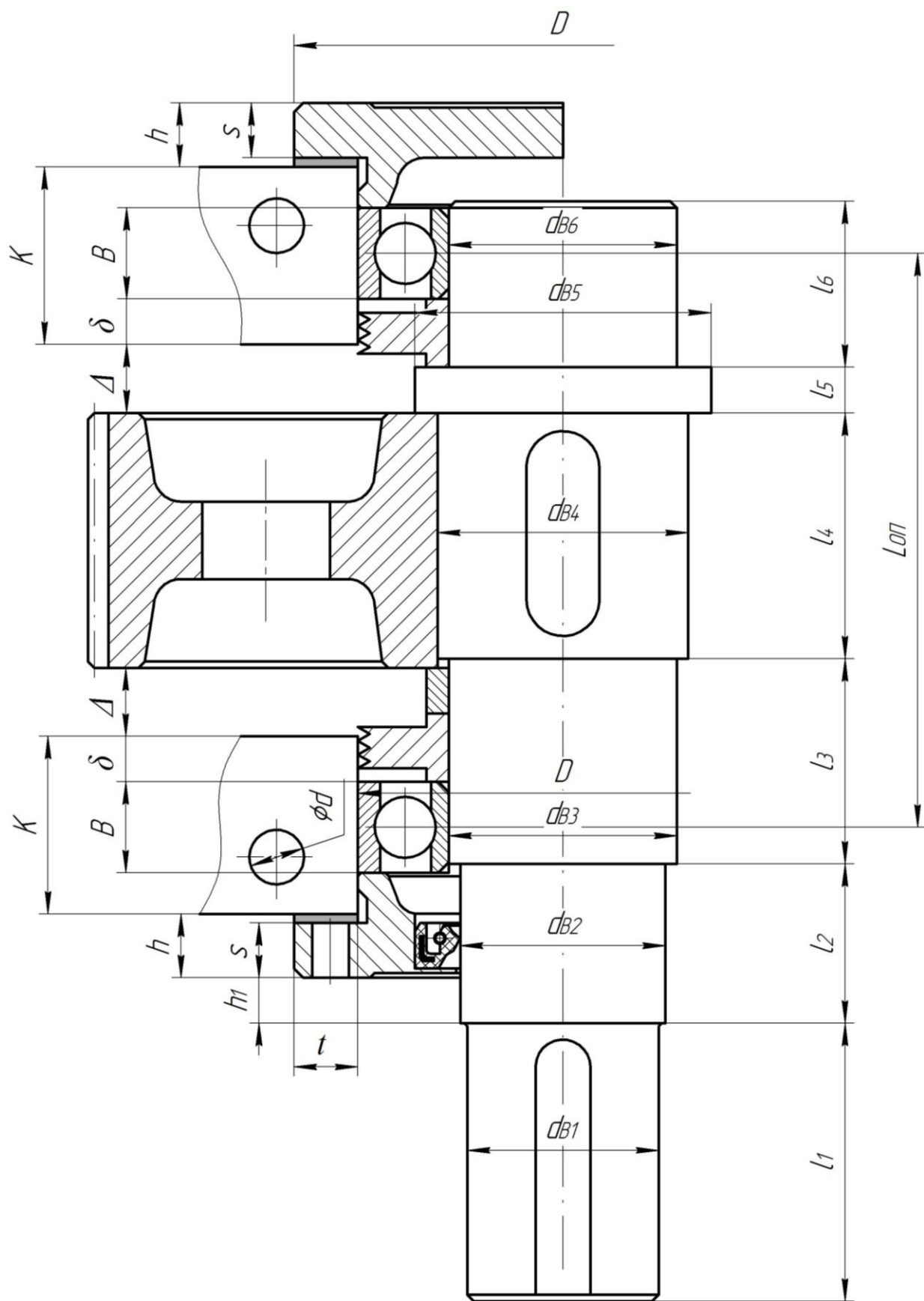
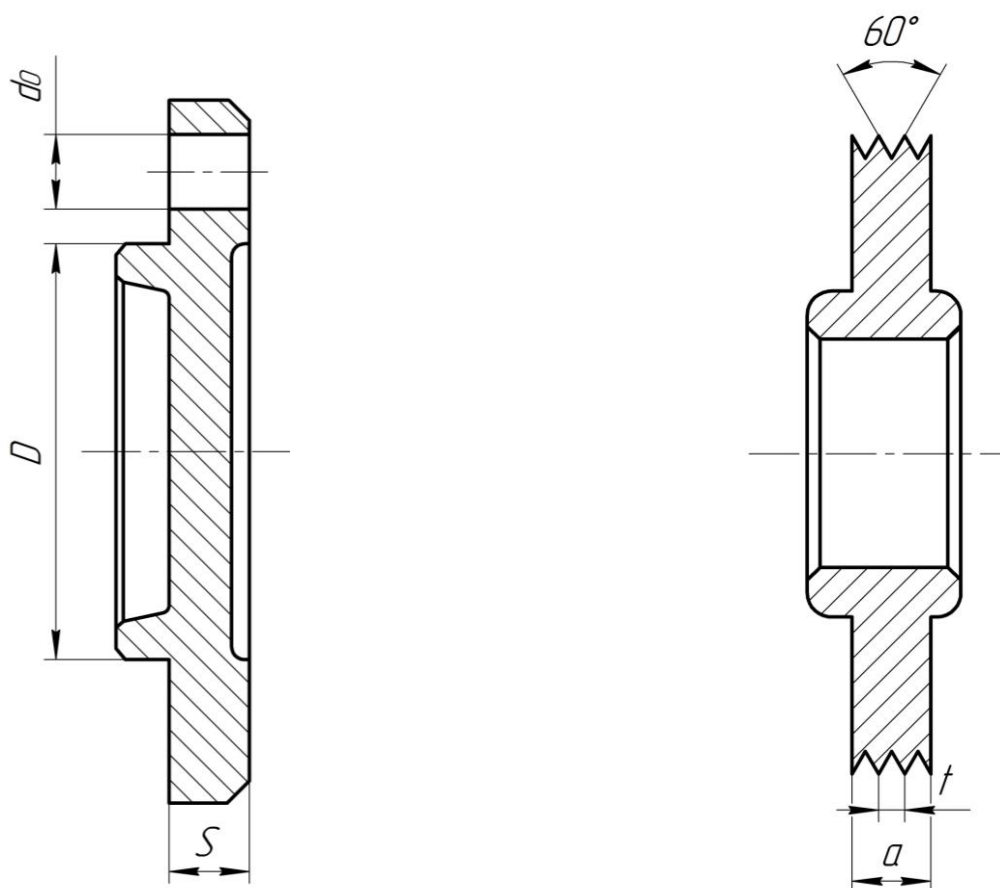


Рисунок 15.4. Компонівка тихохідного вала одноступеневого циліндричного редуктора

Кільце має від двох до чотирьох канавок, зазор між кільцем і корпусом редуктора (стаканом) 0,1...0,3мм. Кільце має бути встановлене так, щоб його торець виходив за стінку корпуса (стакан) на 1...2мм. Їх ширина 8...12мм.

Довжину ділянки вала l_3 визначають залежно від ширини підшипника і мастилозатримуючого кільця.

Аналогічно визначають розміри вала $d_{B6} = d_{B3}$ і довжину l_6 .



Розміри кришки підшипника

$D, \text{мм}$	$d_0, \text{мм}$	$S, \text{мм}$
20...50	7	8
50...65	9	10
65...90	12	12
90...120	14	14

a)

$a = 6...9 \text{мм},$
 $t = 2...3 \text{мм}.$

б)

Рисунок 15.5. Кришка підшипника (a) і мастилозатримуюче кільце (б)

Діаметр ділянки вала в місці посадки зубчастого колеса приймають із міркувань $d_{B4} = d_{B3} + (4...6) \text{мм}.$

Для осьової фіксації зубчастого колеса на валу довжину ділянки вала під зубчастим колесо l_4 приймають на $(1,5 \dots 2)$ мм меншою за довжину маточини l_M .

Для забезпечення осьової фіксації зубчастого колеса на валу діаметр заплечика d_{B5} приймають з урахуванням величини фаски на маточині зубчастого колеса. Довжину цієї ділянки вала приймають $l_5 = 5 \dots 10$ мм.

Діаметри всіх ділянок вала повинні відповідати стандарту на прийняті лінійні розміри (ГОСТ 6636-69). Переходи (гантелі) між окремими ділянками вала доцільно виконувати більших радіусів для зменшення концентрації напружень, а також зменшувати кількість проточок, нарізок, пазів тощо.

Відстань від торця маточини зубчастого колеса до стінки корпуса редуктора приймають $\Delta = 7 \dots 20$ мм.

Відстань між опорами вала визначають додаючи довжини окремих ділянок

$$L = l_4 + l_3 + l_5 + l_6 - B.$$

Зубчасте колесо одноступеневого циліндричного редуктора розташовують на валу симетрично відносно опор.

Аналогічно виконують компоновку швидкохідного (ведучого) вала редуктора. Відстані між опорами L_{OP} обох валів приймають однаковими.

Приклад конструювання й розрахунку тихохідного вала

5. КОНСТРУЮВАННЯ І РОЗРАХУНОК ТИХОХІДНОГО ВАЛА

5.1. Конструктивні розміри шестірні і колеса.

Розміри шестірні порівняно до діаметра вала невеликі, тому маточину не виділяємо. Шестірню виконуємо заодно з валом.

Конструюємо колесо.

Визначаємо діаметр маточини колеса

$$d_M = 1,6 d_{B4} = 1,6 \cdot 55 = 88 \text{ мм.}$$

Довжина маточини

$$l_M \leq b_2 = 56 \text{ мм.}$$

Товщина обода

$$\delta_O = (2,5 \dots 4) m_n = (2,5 \dots 4) \cdot 2 = 5,0 \dots 8 \text{ мм, прийmemo } \delta_O = 8 \text{ мм.}$$

Товщина диска

$$C = 0,3 b_2 = 0,3 \cdot 56 \approx 16,8 \text{ мм, прийmemo } C = 17 \text{ мм.}$$

Діаметр кола отворів

$$D_{омв} = 0,5 (D_0 + d_M) = 0,5 (200 + 88) = 144 \text{ мм.}$$

Діаметр отворів

$$d_{омв} \approx \frac{D_0 - d_M}{4} = \frac{200 - 88}{4} = 28 \text{ мм.}$$

Товщина ребер

$$t = 0,8 C = 0,8 \cdot 17 = 13,6 \text{ мм, прийmemo } 14 \text{ мм.}$$

Фаска

$$n \approx 0,5 m_n = 0,5 \cdot 2 = 1 \text{ мм.}$$

Робоче креслення зубчастого колеса наведено у додатку 18.

5.2. Конструктивні розміри корпусу редуктора.

Товщину стінки корпусу редуктора визначаємо за формулою

$$\delta_1 = 0,025 a_w + 1.$$

Товщину стінки кришки редуктора визначаємо за формулою

$$\delta_2 = 0,02 a_w + 1.$$

Підставивши дані, отримаємо

$$\delta_1 = 0,025 \cdot 140 + 1 = 4,5 \text{ мм, прийmemo } \delta_1 = 8 \text{ мм;}$$

$$\delta_2 = 0,02 \cdot 140 + 1 = 3,8 \text{ мм, прийmemo } \delta_2 = \delta_1 = 8 \text{ мм.}$$

Товщину фланців (поясів) корпусу і кришки визначаємо за формулами:

- верхнього пояса корпусу і пояса кришки

$$b_1 = 1,5 \delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм;}$$

$$b_2 = 1,5 \delta_2 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

- нижнього пояса корпусу

$$p = 2,35 \delta_1 = 2,35 \cdot 8 = 19 \text{ мм}; \quad \text{прийmemo } p = 20 \text{ мм}.$$

Визначаємо діаметри болтів:

- фундаментних

$$d_{B1} = (0,03 \dots 0,036) a_w + 12 = (0,03 \dots 0,036) \cdot 140 + 12 = 16,2 \dots 17,04 \text{ мм};$$

прийmemo болти з різьбою М16;

- болтів, що кріплять кришку до корпусу біля підшипників,

$$d_{B2} = (0,7 \dots 0,75) d_{B1} = (0,7 \dots 0,75) \cdot 16 = 11,2 \dots 12 \text{ мм};$$

прийmemo болти з різьбою М12;

- болтів, що з'єднують кришку з корпусом,

$$d_{B3} = (0,5 \dots 0,6) d_{B1} = (0,5 \dots 0,6) \cdot 16 = 8 \dots 9,6 \text{ мм};$$

прийmemo болти з різьбою М8.

5.3. Попередній розрахунок тихохідного вала редуктора.

Крутний момент у поперечному перетині вала $T_2 = 302 \text{ Нм}$.

Попередній розрахунок вала виконаємо з умови міцності на кручення без урахування впливу згину за зниженим допустимим напруженням. Прийmemo матеріал вала – сталь 45, $[\tau_K] = 20 \text{ МПа}$.

Діаметр вихідного кінця визначаємо за формулою

$$d_{B1} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 [\tau_K]}} = \sqrt[3]{\frac{302 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} \approx 42 \text{ мм}.$$

Прийmemo $d_{B1} = 42 \text{ мм}$.

5.4. Конструювання тихохідного вала

Вал із насадженими на нього деталями зображено на рис. 15.5.

Визначимо зазор між торцем шестірні і внутрішньою стінкою корпусу $A_1 = 1,2 \cdot \delta_1 = 1,2 \cdot 8 = 9,6 \text{ мм}$; прийmemo $A_1 = 10 \text{ мм}$. Прийmemo зазор від кола вершин зубів колеса до внутрішньої стінки корпусу $A = \delta_1 = 8 \text{ мм}$.

Діаметр вихідної ділянки вала отримано із попереднього розрахунку $d_{B1} = 42 \text{ мм}$, довжину приймаємо конструктивно $l_1 = 61 \text{ мм}$.

Діаметр вала в місці встановлення наскрізної кришки підшипника і манжетного ущільнення $d_{B2} = 45 \text{ мм}$, довжина $l_2 = 35 \text{ мм}$.

Діаметр вала в місці встановлення підшипників і мастилозатримуючих кілець визначається стандартом на підшипники.

Приймаємо діаметри підшипникових шийок $d_{B3}=50\text{мм}$. Орієнтовно приймемо кульковий радіальний підшипник легкої серії 210 з внутрішнім посадочним діаметром $d_3=50\text{мм}$, зовнішнім діаметром $D=90\text{мм}$, ширина підшипника $B=20\text{мм}$.

Глибина гнізда підшипника $c=l_{\Gamma}=1,5 B=1,5 \cdot 20=30\text{мм}$.

Для попередження витікання мастила з підшипників у корпус редуктора й вимивання пластичного мастильного матеріалу з підшипників рідким мастилом із зони зачеплення встановлюємо мастилозатримуючі кільця шириною 15мм . Приймемо довжину ділянки вала з врахуванням ширини підшипника і кільця $l_3=45\text{мм}$.

Аналогічно визначаємо розміри вала $d_{B6}=d_{B3}$ і довжину $l_6=35\text{мм}$.

Товщину фланця кришки підшипника s приймаємо приблизно рівною діаметру отвора болта d_0 для кріплення кришки $s=12\text{мм}$. Висоту головки болта визначаємо $l_{\Gamma B}=0,7 d_0=0,7 \cdot 12=8,4\text{мм}$, приймаємо зазор $h_1=10\text{мм}$.

Виконуємо робоче креслення кришки підшипника (додаток 19).

Діаметр ділянки вала в місці посадки зубчастого колеса визначаємо із міркувань $d_{B4}=d_{B3}+(4...6)=50+(4...6)=54...56\text{мм}$. Остаточно приймаємо $d_{B4}=55\text{мм}$.

Для осьової фіксації зубчастого колеса на валу, довжину ділянки вала під зубчастим колесом l_4 приймаємо на $(1,5...2)\text{мм}$ меншою за довжину маточини. Отже, $l_4=l_M-2=56-2=54\text{мм}$.

Відстань від торця маточини зубчастого колеса до стінки корпуса редуктора приймаємо $\Delta=15\text{мм}$.

Для забезпечення осьової фіксації зубчастого колеса на валу діаметр заплечика приймаємо $d_{B5}=65\text{мм}$ з урахуванням величини фаски на маточині зубчастого колеса. Довжина заплечика вала $l_5=10\text{мм}$.

Ширину фланця корпуса $K=39\text{мм}$ приймаємо залежно від діаметра фундаментного болта d_{B1} . Інші розміри приймаємо із конструктивних міркувань: $h=s+2=12+2=12\text{мм}$;

$t \approx (1...1,2) d_0 = (1...1,2) \cdot 12 = 12-14,4\text{мм}$, приймаємо $t=15\text{мм}$.

Відстань між опорами вала

$$L_{OH}=l_4+l_3+l_5+l_6-B=54+45+10+35-20=124\text{мм}.$$

Зубчасте колесо розташовуємо на валу симетрично відносно опор.

Компоновка тиххідного вала зображена на рис. 15.6.

5.5. Проектування і перевірка шпонкових з'єднань вала.

Напруження зминання й умова міцності шпонкового з'єднання

$$\sigma_{3M}^{max} = \frac{2 T}{d_B (h - t_1) \cdot (l - b)} \leq [\sigma_{3M}],$$

де $[\sigma_{3M}]$ – допустиме напруження зминання при сталій маточині
 $[\sigma_{3M}] = 100 \dots 120 \text{ МПа}$.

Тихохідний вал має два шпонкові з'єднання: під колесом і на вихідній ділянці вала.

Розміри перетинів шпонок, пазів і довжини шпонок вибираємо згідно з ГОСТом 23360-78 [1, додаток 17]. Матеріал шпонок – сталь 45 нормалізована.

Вихідна ділянка вала: $d_{B1} = 42 \text{ мм}$; $b = 12 \text{ мм}$; $h = 8 \text{ мм}$; $t_1 = 5 \text{ мм}$; довжина шпонки $l = 56 \text{ мм}$. Напруження

$$\sigma_{3M}^{max} = \frac{2 \cdot 302 \cdot 10^3}{42 \cdot (8 - 5) \cdot (56 - 12)} = 109 \text{ МПа}.$$

Ділянка вала під колесом: $d_{B4} = 55 \text{ мм}$; $b = 16 \text{ мм}$; $h = 10 \text{ мм}$; $t_1 = 6 \text{ мм}$; довжина шпонки $l = 45 \text{ мм}$. Напруження

$$\sigma_{3M}^{max} = \frac{2 \cdot 302 \cdot 10^3}{55 \cdot (10 - 6) \cdot (45 - 16)} = 95 \text{ МПа}.$$

Шпонкові з'єднання задовольняють умову міцності.

5.6. Перевірка довговічності підшипників тихохідного вала.

Для тихохідного вала попередньо прийняті кулькові радіальні підшипники легкої серії 210 із внутрішнім посадковим діаметром $d_3 = 50 \text{ мм}$, зовнішнім діаметром $D = 90 \text{ мм}$, ширина підшипника $B = 20 \text{ мм}$. Вантажопідйомність динамічна $C = 35,1 \text{ кН}$, статична $C_0 = 19,8 \text{ кН}$ [1, додаток 11].

Користуючись компоновкою вала, викреслюємо розрахункову схему тихохідного вала (рис. 15.7а). З попереднього розрахунку маємо навантаження: обертальний момент на валу $T_2 = 302 \text{ Нм}$; колова сила $F_t = 2985 \text{ Н}$; радіальна $F_r = 1102 \text{ Н}$; осьова $F_\alpha = 532 \text{ Н}$. Вал зазнає сумісної дії згину і кручення.

Визначимо опорні реакції (рис. 15.7б).

Площина XZ :

$$-R_{X4} \cdot 2l_2 + F_t \cdot l_2 = 0;$$

$$R_{X4} = (F_t \cdot l_2) / (2l_2) = (2985 \cdot 62) / (2 \cdot 62) = 1492,5 H.$$

$$R_{X3} \cdot 2l_2 - F_t \cdot l_2 = 0.$$

$$R_{X3} = (F_t \cdot l_2) / (2l_2) = (2985 \cdot 62) / (2 \cdot 62) = 1492,5 H.$$

$$\text{Перевірка: } \sum X = -R_{X4} + F_t - R_{X3} = -1492,5 + 2985 - 1492,5 = 0.$$

Для побудови епюри згинальних моментів M_Y (рис. 15.7в) визначимо:

$$\text{справа } -R_{X4} \cdot l_2 = -1492,5 \cdot 0,062 \approx -92,5 Hm;$$

$$\text{зліва } -R_{X3} \cdot l_2 = -1492,5 \cdot 0,062 \approx -92,5 Hm;$$

Площина YZ :

$$R_{Y4} \cdot 2l_2 - F_r \cdot 5l_2 - F_a \cdot 0,5 \cdot d_2 = 0;$$

$$R_{Y4} = [F_r \cdot l_2 + F_a \cdot 0,5 \cdot d_2] / 2l_2 =$$

$$= (1102 \cdot 62 + 532 \cdot 0,5 \cdot 213) / (2 \cdot 62) = 1008 H;$$

$$-R_{Y3} \cdot 2l_2 + F_r \cdot l_2 - F_a \cdot 0,5 \cdot d_2 = 0;$$

$$R_{Y3} = (F_r \cdot l_2 - F_a \cdot 0,5 \cdot d_2) / (2l_2) =$$

$$= (1102 \cdot 62 - 532 \cdot 0,5 \cdot 213) / (2 \cdot 62) = 94 H.$$

$$\text{Перевірка: } \sum Y = R_{Y4} - F_r + R_{Y3} = 1008 - 1102 + 94 = 0.$$

Для побудови епюри згинальних моментів M_X (рис. 15.7г) визначимо:

$$\text{справа } R_{Y4} \cdot l_2 = 1008 \cdot 0,062 = 62,5 Hm;$$

$$\text{зліва } R_{Y3} \cdot l_2 = 94 \cdot 0,062 = 6 Hm.$$

Сумарні реакції

$$F_3 = \sqrt{R_{X3}^2 + R_{Y3}^2} = \sqrt{1492,5^2 + 94^2} = 1496 H;$$

$$F_4 = \sqrt{R_{X4}^2 + R_{Y4}^2} = \sqrt{1492,5^2 + 1008^2} = 1801 H.$$

Відношення $F_a / C_O = 532 / 19800 = 0,027$. Цій величині відповідає параметр осевого навантаження підшипника $e = 0,22$ [1, додаток 16].

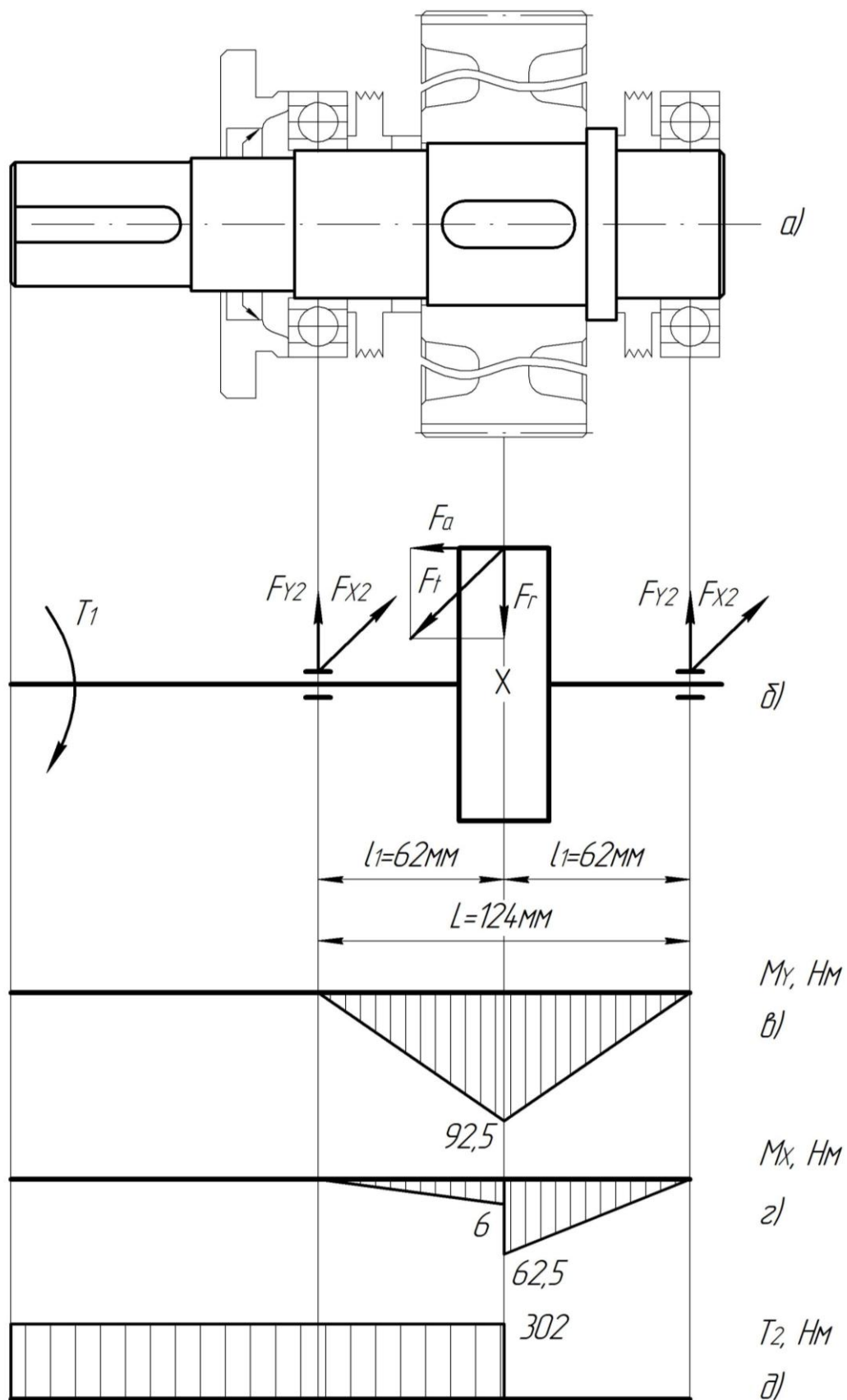


Рисунок 15.7. Розрахункова схема й епюри моментів тихохідного вала

Перевіримо більше навантажений підшипник.

Відношення $F_\alpha / F_4 = 532/1801 = 0,3 > e$, тому слід врахувати осьове навантаження.

Еквівалентне навантаження для цього підшипника визначимо за формулою

$$F_{екв4} = (X \cdot V \cdot F_4 + Y \cdot F_\alpha) \cdot K_B \cdot K_T,$$

де K_T – температурний коефіцієнт, приймаємо $K_T = 1,05$;

K_B – коефіцієнт безпеки, приймаємо залежно від умов роботи, заданих завданням на проектування, при перевантаженні до 150% $K_B = 1,5$;

Значення X та Y вибираємо з [1, додаток І6]: $X = 0,56$; $Y = 1,99$.

Оскільки обертається внутрішнє кільце підшипника, то $V = 1$.

Відповідно еквівалентне навантаження

$$F_{екв4} = (0,56 \cdot 1 \cdot 1801 + 1,99 \cdot 532) \cdot 1,05 \cdot 1,5 = 3256 \text{ Н}.$$

Розрахункову довговічність підшипника у млн. об. визначимо за формулою

$$L = \left(\frac{C}{F_{екв4}} \right)^3 = \left(\frac{35100}{3256} \right)^3 = 1253 \text{ млн. об.}$$

Розрахункову довговічність у год визначимо за формулою

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_2} > R,$$

де R – ресурс роботи підшипників, заданий завданням на проектування, $R = 25000 \text{ год}$.

Підставивши дані, отримаємо

$$L_h = \frac{1253 \cdot 10^6}{60 \cdot 309} = 67\,577 \text{ год} > R.$$

Отже, довговічність підшипників тихохідного вала достатня.

На рис. 15.7д побудована епюра крутних моментів тихохідного вала.

5.7. Уточнений розрахунок тихохідного вала.

Проведемо його для небезпечних перетинів.

Прийmemo, що нормальні напруження від згину змінюються за симетричним циклом, а дотичні від кручення – за пульсуючим.

Уточнений розрахунок полягає у визначенні коефіцієнтів запасу міцності S для небезпечних перетинів і у порівнянні їх з допустимими значеннями $[S]$. Міцність вала витримується при $S \geq [S]$.

Матеріал вала – сталь 45, нормалізована, $\sigma_B = 570 \text{ МПа}$.

Границі виносливості

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_M = 0,43 \cdot 570 = 246 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 246 = 142 \text{ МПа}.$$

У тихохідного вала небезпечний перетин під колесом $d_{B4} = 55 \text{ мм}$, оскільки діаметр вала ослаблений шпонковою канавкою. Перевіримо міцність цього перетину. Через перетин передається крутний момент $M_{KP} = T_2 = 302 \text{ Нм}$ (див. рис. 15.7д) і діє згинальний момент, який визначаємо як сумарний з епюр згинальних моментів (див. рис. 15.7в,з)

$$M_{3\Gamma} = \sqrt{M_Y^2 + M_X^2} = \sqrt{92,5^2 + 62,5^2} = 112 \cdot 10^3 \text{ Нмм}.$$

Моменти опору поперечного перетину вала під колесом визначимо, користуючись залежностями, отриманими при визначенні геометричних характеристик плоских перетинів.

Осьовий момент опору перетину визначимо за формулою

$$W = \frac{\pi \cdot d_{B4}^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d_{B4} - t_1)^2}{2 d_{B4}},$$

тобто

$$W = \frac{3,14 \cdot 55^3}{32} - \frac{16 \cdot 6 (55 - 6)^2}{2 \cdot 55} = 14,2 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплітуда нормальних напружень

$$\sigma_V = \sigma_{\max} = M_{3\Gamma} / W = 112 \cdot 10^3 / 14,2 \cdot 10^3 \approx 8 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності за нормальним напруженням

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_V + \phi_\sigma \cdot \sigma_m},$$

де $k_\sigma=1,6$; $\varepsilon_\sigma=0,79$ [1, додатки 13, 14], $\phi_\sigma=0$ – середнє напруження.
Відповідно

$$S_\sigma = \frac{246}{\frac{1,6}{0,79} \cdot 8} = 15,2.$$

Полярний момент опору перетину вала під колесом визначимо за формулою

$$W_p = \frac{\pi d_{B4}^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d_{B4} - t_1)^2}{2 d_{B4}},$$

тобто

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 55^3}{16} - \frac{16 \cdot 6 (55 - 6)^2}{2 \cdot 55} = 30,6 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплітуда і середнє значення циклу дотичних напружень
 $\tau_V = \tau_m = \tau_{\max} / 2 = T_2 / 2 \cdot W_p = 302 \cdot 10^3 / (2 \cdot 30,6 \cdot 10^3) \approx 5 \text{ МПа}.$

Коефіцієнт запасу міцності за дотичним напруженням

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_V + \phi_\tau \cdot \tau_m},$$

де $k_\tau=1,5$; $\varepsilon_\tau=0,68$; $\phi_\tau=0,1$ [1, додатки 13, 14].

Підставивши дані, отримаємо

$$S_\tau = \frac{142}{\frac{1,5}{0,68} \cdot 5 + 0,1 \cdot 5} = 12,3.$$

Коефіцієнт запасу міцності

$$S_M = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{15,2 \cdot 12,3}{\sqrt{15,2^2 + 12,3^2}} = 9,6 > [S].$$

Отримане значення $S_M=9,7$ є достатнім. Для забезпечення міцності коефіцієнт запасу повинен бути не менше $[S]=1,5...1,7$. Враховуючи вимоги жорсткості, рекомендують $[S]=2,5...3$.

Виконуємо робоче креслення тихохідного вала (додаток 20).

Викреслюємо тихохідний вал у зборі (додаток 21).

Виконуємо специфікацію до складального креслення (додаток 22).

Примітка. У прикладах розрахунку курсової роботи є посилання на довідкову літературу [1] – це даний методичний посібник.

16. ВИБІР ДОПУСКІВ ФОРМИ Й РОЗТАШУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ ПРИ РОЗРОБЛЕННІ КРЕСЛЕНЬ ВАЛІВ

На валах і осях для всіх посадкових поверхонь повинні бути проставлені допуски з відповідними символами:

- циліндричності ⌀ ;
- співвісності ◎ або радіального биття ↗ ;
- перпендикулярності ⊥ опорних торців вала або торцеве биття ↗ ;

Допуск *циліндричності* задають для цапф під підшипники, щоб обмежити деформації (відхилення від круглості) внутрішнього кільця підшипника при посадці його на цапфу і тим самим обмежити відхилення доріжки кочення кільця від круглої форми та для зубчастих, черв'ячних коліс, шківів, зірочок, муфт, які кріпляться на валах з натягом, щоб обмежити місцеву концентрацію тисків у з'єднанні. Величину допуску циліндричності приймають $T_0 \approx 0,3IT$, де IT – допуск розміру циліндра.

Допуск *співвісності* посадкової поверхні вала для зубчастого або черв'ячного колеса задають, щоб забезпечити норми кінематичної точності зачеплення й норми за плямою контакту проектованої передачі. Ці норми залежать від прийнятого ступеня точності передачі. Величину допуску співвісності T посадкової поверхні вала під зубчасте або черв'ячне колесо приймають за діаметром вала з урахуванням ступеня точності допуску на співвісність.

Допуск *співвісності* посадкових поверхонь вала під підшипник кочення щодо прийнятої бази задають для того, щоб обмежити перекоє кілець підшипників. Результуючі перекоє кілець у підшипниках вала при роботі під навантаженням можуть бути сумою перекоєв, отриманих при виготовленні вала, монтажі підшипникових вузлів і перекоєв, викликаних деформацією вала від діючих сил. Різні типи підшипників кочення допускають різні перекоє.

Допуск *перпендикулярності* базового торця вала призначають, щоб зменшити перекоє кілець підшипників і викривлення геометричної форми доріжки кочення внутрішнього кільця підшипника, а також для вузьких коліс, у яких відношення довжини посадкового отвору l до його діаметра d менший 0,8.

Діючими стандартами для допусків співвісності, симетричності, радіального биття, паралельності, перпендикулярності, торцевого биття, циліндричності та ін. встановлено 16 ступенів точності (за спаданням точності). У машинобудуванні найпоширеніші ступені точності зазначених допусків в інтервалі від 5 до 10.

Робоче креслення вала, розрахованого у попередньому пункті, з позначенням допусків форми та їх величин наведено у додатку 20.

17. ПОСЛІДОВНІСТЬ СКЛАДАННЯ РЕДУКТОРА, ЗМАЩУВАННЯ Й УЩІЛЬНЕННЯ

Перед складанням внутрішню поверхню корпусу редуктора ретельно очищають і покривають маслостійкою фарбою.

Складають редуктор згідно зі складальним кресленням, починаючи із вузлів валів.

Послідовність складання.

На ведучий вал насаджують мастилозатримуючі кільця й кулькові підшипники, попередньо нагріті у мастилі до $80...100^{\circ}\text{C}$.

На ведений вал закладають шпонку під зубчасте колесо й запресовують зубчасте колесо до упору в бурт вала, потім ставлять розпірну втулку, мастилозатримуючі кільця і встановлюють кулькові підшипники, попередньо нагріті в мастилі.

Складені вузли вкладають в основу корпусу. Поверхню стику корпусу і кришки попередньо покривають спеціальним лаком. Для центрування встановлюють кришку на корпус з допомогою двох конічних штифтів, затягують болти, що кріплять кришку до корпусу, потім у підшипникові камери закладають пластичне мастило, ставлять кришки підшипників з комплектом металічних прокладок для регулювання. Перед встановленням наскрізних кришок підшипників у проточки закладають повстяні ущільнення, просякнуті гарячим мастилом, або гумові армовані манжети. Перевіряють прокручування валів, відсутність заклинювання підшипників і закріплюють кришки гвинтами. Потім на вихідний кінець веденого (тихохідного) вала ставлять шпонку, на яку закріплюють муфту або зірочку ланцюгової передачі. На вхідний кінець ведучого вала також ставлять шпонку і насаджують шків пасової передачі або закріплюють муфту. Закручують пробку мастиловипускного отвору з прокладкою і жезловий мастиловказівник. Заливають мастило в корпус і закривають оглядове вікно прокладкою з технічного картону і закріплюють кришку болтами.

Змащування зубчастих коліс редуктора здійснюють безперервним способом – зануренням колеса в мастило, яке залите в картер редуктора.

Глибину занурення колеса в мастило рекомендують вибирати в межах від 0,75 до 2 висот зубів, але не менше 10 мм.

Об'єм масляної ванни редуктора приймають з розрахунку $\sim(0,5...0,8)\text{л}$ мастила на 1кВт передаваної потужності.

Підшипники змащують пластичним змащувальним матеріалом, закладеним у підшипникові камери при монтажі.

Складений редуктор обкатують і піддають випробуванню на стенді згідно з програмою, встановленою технічними умовами.

Перелік використаної та рекомендованої літератури

1. Баласанян, Р.А. Атлас деталей машин [Текст] /Р.А. Баласанян. – Харків, 1996.
2. Боков, В.Н. Детали машин: атлас конструкций [Текст] /В.Н. Боков, Д.В. Чернилевский, П.П. Будько. – М.: Машиностроение, 1983. – 575с.
3. Гузенков, П.Г. Детали машин [Текст] /П.Г. Гузенков. – М.: Высшая школа, 1986. – 360с.
4. Детали машин: атлас конструкцій [Текст]; под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1979. – 367с.
5. Дунаев, П.Ф. Детали машин: курсовое проектирование [Текст] /П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высшая школа, 1990. – 400с.
6. Иосилевич, Г.Б. Прикладная механика [Текст] /Г.Б. Иосилевич и др. – М.: Высшая школа, 1989.
7. Ицкович, Г.М. Сопротивление материалов [Текст] /Г.М. Ицкович. – М.: Высшая школа, 1986. – 352с.
8. Заблонский, К.И. Прикладная механика [Текст] /К.И. Заблонский и др. – М.: Высшая школа, 1989.
9. Зубченко, І.І. Деталі машин: конспект лекцій [Текст] /І.І. Зубченко. – Тернопіль, 2000. – 212с.
10. Мазоренко, Д.І. Деталі машин і основи конструювання: методичний посібник до курсового проекту. Частина І [Текст] /Д.І. Мазоренко, А.В. Міняйло. – Харків: ХДТУСГ, 1999. – 30с.
11. Мазоренко, Д.І. Деталі машин і основи конструювання: методичний посібник до курсового проекту. Частина ІІ [Текст] /Д.І. Мазоренко, А.В. Міняйло. – Харків: ХДТУСГ, 2000. – 30с.
12. Розрахунок передач привода: методичні вказівки до виконання курсового проекту по деталях машин [Текст] /Д.І. Мазоренко, А.В. Міняйло, Б.З. Овчаров, Л.М. Тіщенко. – Харків: ХДТУСГ, 2004. – 132с.
13. Розрахунки і проектування деталей машин. Частина 1. Механічні передачі: навчальний посібник [Текст] /Б.З. Овчаров, А.В. Міняйло, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тіщенко. – Харків: ХНТУСГ, 2006. – 366с.
14. Розрахунки і проектування деталей машин. Частина 2. Вали і опори: навчальний посібник [Текст] /Б.З. Овчаров, А.В. Міняйло, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тіщенко. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – 315с.
15. Опір матеріалів [Текст]; за ред. С.Е. Гарфа. – К.: Вища школа, 1972. – 230с.
16. Опір матеріалів [Текст]; за ред. Г.С. Писаренка. – К.: Вища школа, 1974. – 304с.
17. Опір матеріалів з основами теорії пружності й пластичності [Текст]; за заг. ред. В.Т. Піскунова: у 2ч., 5 кн. [Текст]. – К.: Вища школа, 1995.
18. Опір матеріалів. Теорія і практика розрахунків на міцність, жорсткість та стійкість елементів механізмів та споруд: навч. посібник [Текст] /В.С. Кравчук, П.М. Калініченко, Л.В. Коломієць, О.М. Лимаренко; за ред. О.Ф. Дашенка. – Одеса: ВМВ, 2009. – 316с.

19. Павлице, В.Г. Основи конструювання та розрахунок деталей машин [Текст] /В.Г. Павлице. – Львів: в-во Львівського університету, 1993. – 555с.
20. Посацький, Л.С. Опір матеріалів [Текст] /Л.С. Посацький. – Львів: в-во Львівського університету, 1973. – 440с.
21. Решетов, Д.Н. Детали машин [Текст] /Д.Н. Решетов. – М.: Высшая школа, 1989.
22. Семчишин, С.Г. Інженерна механіка: навчально-методичний посібник [Текст] /С.Г. Семчишин, І.І. Зубченко. – Тернопіль: вид-во ТДТУ імені Івана Пулюя, 2004. – 115с.
23. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики [Текст] /С.М. Тарг. – М.: Наука, 1974.
24. Технічна механіка [Текст] /О.О. Ердеді, І.В. Аникін, Ю.О. Медведєв, О.С. Чуйков. – К.: Вища школа, 1983. – 368с.
25. Техническая механика [Текст] /А.А. Эрдеди, И.В. Аникин, Ю.А. Медведєв, А.С. Чуйков. – М.: Высшая школа, 1980. – 446с.
26. Хомик, Н.І. Технічна механіка: курс лекцій [Текст] /Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш. – Тернопіль, 2011. – 208с.
27. Цехнович, Л.И. Атлас конструкцій редукторів [Текст] /Л.И. Цехнович, И.П. Петриченко. – К.: Вища школа, 1979. – 128с.
28. Курсовое проектирование деталей машин [Текст] /С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. – М.: Машиностроение, 1987. – 416с.
29. Чернавский, С.А. Проектирование механических передач [Текст] /С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов. – М.: Машиностроение, 1984. – 608с.

Додаток 1

ЗАТВЕРДЖЕНО

Наказ Міністерства освіти і науки,
молоді та спорту України

29 березня 2012 року № 384

Форма № Н-6.01

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

(повна назва вищого навчального закладу)

Технічної механіки, сільськогосподарських машин і транспортних технологій

(повна назва кафедри, циклової комісії)

КУРСОВА РОБОТА

з Технічної механіки
(назва дисципліни)

на тему: _____

Студента (ки) 2 курсу ЕС групи

_____ (прізвище та ініціали)

напряму підготовки електротехніка та
електротехнології
спеціальності світлотехніка та
джерела світла

Керівник _____

_____ (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала _____

Кількість балів _____ Оцінка: ECTS _____

Члени комісії:

_____ (підпис)

_____ (прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

_____ (прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

_____ (прізвище та ініціали)

м. Тернопіль - 201 рік

ЗМІСТ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Частина 1

Розрахунок елементів конструкцій на міцність, жорсткість, стійкість	4
Задача №1. Визначення реакцій опор балки.....	4
Задача №2. Визначення реакцій заземлення.....	5
Задача №3. Розрахунок на міцність і визначення переміщень при розтягу й стиску.....	6
Задача №4. Визначення осьових моментів інерції плоских перетинів.....	9
Задача №5. Розрахунок вала на кручення.....	13
Задача №6. Побудова епюр поперечних сил і згинальних моментів для консолі.....	15
Задача №7. Побудова епюр поперечних сил і згинальних моментів для балки на двох опорах.....	17
Задача №8. Розрахунок вала на згин з крученням.....	19
Задача №9. Розрахунок на стійкість стисненого стержня.....	22
Задача №10. Визначення стріли провисання електропроводу...	23

Частина 2

Енерго-кінематичний розрахунок привода. Розрахунок циліндричної зубчастої передачі одноступеневого редуктора.	
Конструювання і розрахунок тихохідного вала	25
1. ЗАВДАННЯ	25
2. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА.....	26
2.1. Загальний ККД привода.....	26
2.2. Необхідна (розрахункова) потужність двигуна.....	26
2.3. Параметри двигуна.....	26

					КР ТМ 11-177.00.00.000 ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Зміст курсової роботи	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Антонюк В.І						
Перевір.		Хомик Н.І.					2	2
Консульт.						ЕМФ, гр. ЕС-21		
Н. контр.								
Затв.		Рибак Т.І.						

3. ПЕРЕДАТОЧНІ ЧИСЛА.....	27
3.1. Передаточне число установки.....	27
3.2. Частоти обертання й кутові швидкості валів привода.....	27
3.3. Обертальні моменти на валах привода.....	27
4. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	28
4.1. Вибір матеріалів зубчастих коліс і допустимих напружень.....	28
4.2. Визначення міжосьової відстані.....	28
4.3. Визначення основних геометричних параметрів зачеплення.....	29
4.4. Перевірний розрахунок на контактну витривалість.....	30
4.5. Розрахунок сил, що діють у зачепленні.....	31
4.6. Перевірний розрахунок зубців на втому при згині.....	32
5. РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ТИХОХІДНОГО ВАЛА.....	33
5.1. Конструктивні розміри шестірні й колеса.....	33
5.2. Конструктивні розміри корпусу редуктора.....	33
5.3. Попередній розрахунок тихохідного вала редуктора.....	34
5.4. Конструювання тихохідного вала.....	35
5.5. Проектування і перевірка шпонкових з'єднань вала.....	37
5.6. Перевірка довговічності підшипників тихохідного вала..	37
5.7. Уточнений розрахунок тихохідного вала.....	39
Перелік посилань.....	40

					КР ТМ 11-188.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

ЗАДАЧА 4

Визначення осьових моментів інерції плоских перетинів

Для заданого перетину (рис. 4.1) визначити положення головних центральних осей; головні центральні моменти інерції та осьові моменти опору відносно головних центральних осей, якщо двотавр №33.

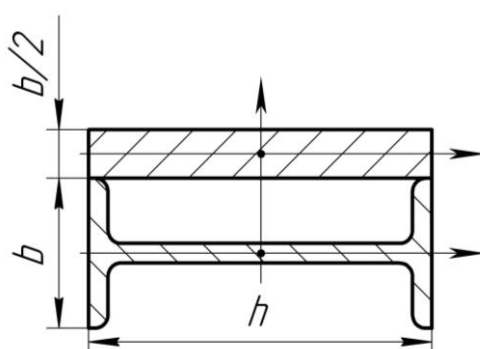


Рисунок 4.1

					КР ТМ 11-188.00.00.000 ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Визначення осьових моментів інерції плоских перетинів	Літ.		Арк.	Архівів		
Розроб.		Антонюк В.І.						9	4		
Перевір.		Хомик Н.І.									
Консульт.											
Н. контр.											
Затв.		Рибак Т.І.									
						ЕМФ, гр. ЕС-21					

Розв'язування задачі 4

Геометричні характеристики вказаного прокатного профілю виписуємо з таблиць сортаменту ГОСТ 8239-89 [1, додаток 6]. Для двотавра № 33 позначаємо їх індексом 1.

$$h_1 = 330 \text{ мм}; b_1 = 140 \text{ мм}; d_1 = 7,0 \text{ мм}; t_1 = 11,2 \text{ мм}; A_1 = 53,8 \text{ см}^2;$$

$$I_{X1} = 419 \text{ см}^4; I_{Y1} = 9840 \text{ см}^4.$$

Визначаємо геометричні характеристики полоси, позначимо їх індексом 2. Розміри полоси

$$b_2 = h_1 / 4 = 330 / 4 = 82,5 \text{ мм}; \quad a_2 = h_1 = 330 \text{ мм}.$$

Площа поперечного перетину полоси

$$A_2 = b_2 \cdot a_2 = 8,25 \cdot 33 = 272 \text{ см}^2.$$

Осьові моменти інерції полоси

$$I_{X2} = \frac{a_2 \cdot b_2^3}{12} = \frac{33 \cdot 8,25^3}{12} = 1544 \text{ см}^4;$$

$$I_{Y2} = \frac{b_2 \cdot a_2^3}{12} = \frac{8,25 \cdot 33^3}{12} = 24706 \text{ см}^4.$$

Викреслюємо перетин у масштабі (рис. 4.2).

Координати центра ваги перетину в системі координат X_1Y_1 :

$$x_C = 0, \text{ тому, що вісь } Y \text{ є віссю симетрії};$$

$$y_C = \frac{\sum S_{X1}}{\sum A} = \frac{A_1 \cdot y_{C1} + A_2 \cdot y_{C2}}{A_1 + A_2},$$

де y_{C1} – відстань (координата) від центра ваги площі першої фігури перетину (двотавра) до осі X_1 , $y_{C1} = 0$;

					КР ТМ 11-188.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Закінчення додатка 4

y_{C2} – відстань (координата) від центра ваги площі другої фігури перетину (полоси) до осі X_1

$$y_{C2} = \frac{140}{2} + \frac{82,5}{2} = 111,25 \text{ мм.}$$

Підставимо значення й отримаємо

$$y_C = \frac{0 + 272 \cdot 111,25}{53,8 + 272} = 92,9 \text{ мм.}$$

Проводимо через точку C головні центральні осі XU (див. рис. 4.2).

Визначаємо осьові моменти інерції відносно головних центральних осей, тобто головні центральні моменти інерції заданого перетину

$$I_Y = I_{Y1} + I_{Y2} = 9840 + 24706 \approx 34600 \text{ см}^4;$$

$$\begin{aligned} I_X &= I_{X1} + A_1 \cdot (-9,29)^2 + I_{X2} + A_2 \cdot (1,835)^2 = \\ &= 419 + 53,8 \cdot (-9,29)^2 + 1544 + 272 \cdot 1,835^2 \approx 5980 \text{ см}^4. \end{aligned}$$

Визначаємо осьові моменти опору відносно головних центральних осей

$$W_X = \frac{I_X}{y_{\max}} = \frac{5980}{16,29} = 367 \text{ см}^3;$$

$$W_Y = \frac{I_Y}{x_{\max}} = \frac{34600}{16,5} = 2097 \text{ см}^3;$$

де $x_{\max}$, $y_{\max}$ – координати точок заданого перетину, максимально віддалених від осей X та Y (див. рис. 4.2):

$$y_{\max} = 9,29 + 7 = 16,29 \text{ см;}$$

$$x_{\max} = 16,5 \text{ см.}$$

					КР ТМ 11-188.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

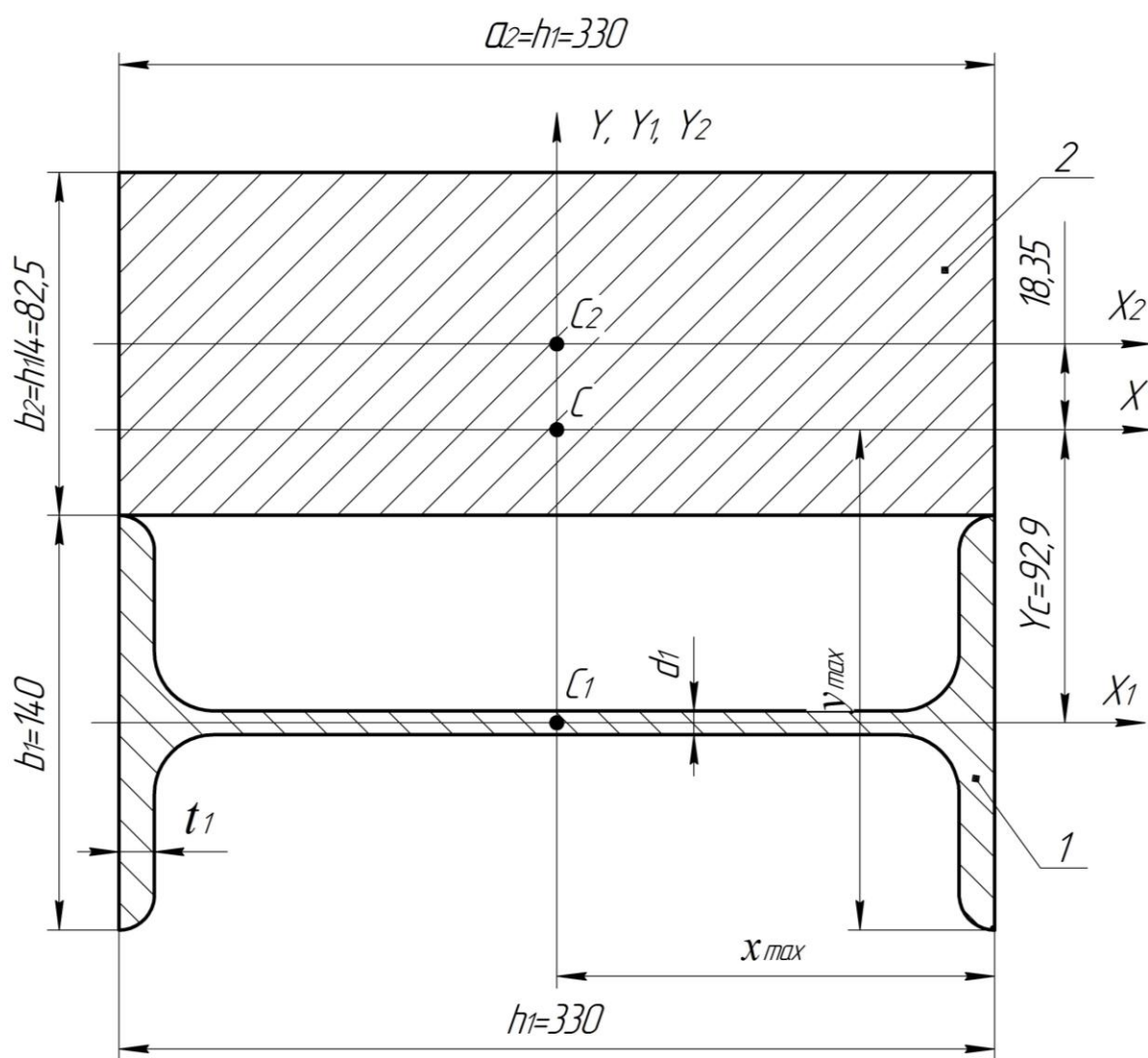
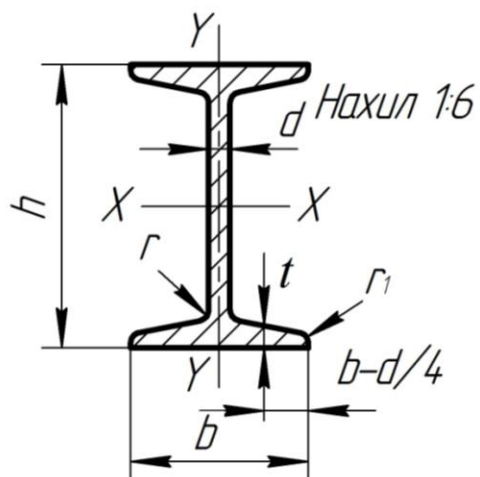


Рисунок 4.2

					КР ТМ 11-188.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

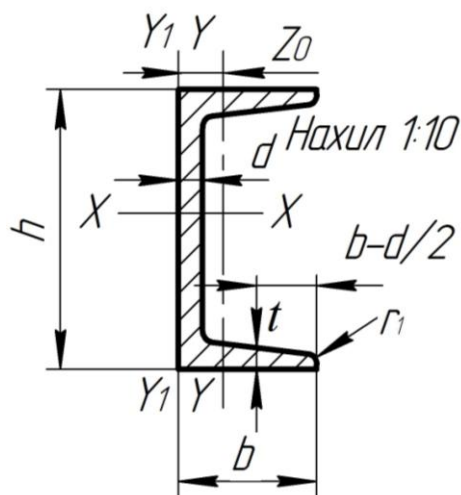
Додаток 6



Сталь прокатна. **Балки двотаврові.** Сортамент. ГОСТ 8239-89

Но- мера про- філю	Розміри				Площа перетину A , $см^2$	Довідкові величини для осей						
						$x - x$				$y - y$		
	h	b	d	t		I_X	W_X	i_X	S_X	I_Y	W_Y	i_Y
	$мм$					$см^4$	$см^3$	$см$	$см$	$см^4$	$см^3$	$см$
10	100	55	4,5	7,2	12,0	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	14,7	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	17,4	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55
16	160	81	5,0	7,8	20,2	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,70
18	180	90	5,1	8,1	23,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88
20	200	100	5,2	8,4	26,8	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07
22	220	110	5,4	8,7	30,6	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27
24	240	115	5,6	9,5	34,8	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37
27	270	125	6,0	9,8	40,2	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54
30	300	135	6,5	10,2	46,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
33	330	140	7,0	11,2	53,8	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
36	360	145	7,5	12,3	61,9	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89
40	400	155	8,0	13,0	71,4	18930	947	16,3	540	665	85,9	3,05
45	450	160	6,6	14,2	83,0	27450	1220	18,2	699	807	101	3,12
50	500	170	9,5	15,2	97,3	39120	1560	20,1	899	1040	122	3,28
55	550	180	10,0	16,5	113	54810	1990	22,0	1150	1350	150	3,46
60	600	190	10,8	17,8	131	75010	2500	23,9	1440	1720	181	3,62

Додаток 7



Сталь прокатна. **Швелери.** Сортамент. ГОСТ 8240-89

Номера профілю	Розміри				Площа перетину A , $см^2$	Довідкові величини для осей						
						$x - x$			$y - y$			z_0
	h	b	d	t		I_X	W_X	i_X	I_Y	W_Y	i_Y	
	$мм$					$см^4$	$см^3$	$см$	$см^4$	$см^3$	$см$	
5	50	32	4,4	7,0	6,16	22,8	9,10	1,92	5,61	2,75	0,954	1,16
6,5	65	36	4,4	7,2	7,51	48,6	15,0	2,54	8,70	3,68	1,08	1,24
8	80	40	4,5	7,4	8,98	89,4	22,4	3,16	12,8	4,75	1,19	1,31
10	100	46	4,5	7,6	10,9	174	34,8	3,99	20,4	6,46	1,37	1,44
12	120	52	4,8	7,8	13,3	304	50,6	4,78	31,2	8,52	1,53	1,54
14	140	58	4,9	8,1	15,6	491	70,2	5,60	45,4	11,0	1,70	1,67
16	160	64	5,0	8,4	18,1	747	93,4	6,42	63,3	13,8	1,87	1,80
18	180	70	5,1	8,7	20,7	1090	121	7,24	86,0	17,0	2,04	1,94
20	200	76	5,2	9,0	23,4	1520	152	8,07	113	20,5	2,20	2,07
22	220	82	5,4	9,5	26,7	2110	192	8,89	151	25,1	2,37	2,21
24	240	90	5,6	10,0	30,6	2900	242	9,73	208	31,6	2,60	2,42
27	270	95	6,0	10,5	35,2	4160	308	10,9	262	37,3	2,73	2,47
30	300	100	6,5	11,0	40,5	5810	387	12,0	327	43,6	2,84	2,52
33	330	105	7,0	11,7	46,5	7980	484	13,1	410	51,8	2,97	2,59
36	360	110	7,5	12,6	53,4	10820	601	14,2	513	61,7	3,10	2,68
40	400	115	8,0	13,5	61,5	15220	761	15,7	642	73,4	3,23	2,75

Додаток 8

Коефіцієнти зменшення основного допустимого напруження

Гнучкість бруса $\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i}$	Сталь марок Ст.ОС, Ст.2, Ст.3, Ст.4	Сталь Ст.5	Сталь СПК	Чавун	Дерево
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
10	0,99	0,98	0,97	0,97	0,99
20	0,96	0,95	0,95	0,91	0,97
30	0,94	0,92	0,91	0,81	0,93
40	0,92	0,89	0,87	0,69	0,87
50	0,89	0,86	0,83	0,57	0,80
60	0,86	0,82	0,79	0,44	0,71
70	0,81	0,76	0,72	0,34	0,60
80	0,75	0,70	0,65	0,26	0,48
90	0,69	0,62	0,55	0,20	0,38
100	0,60	0,51	0,43	0,16	0,31
110	0,52	0,43	0,35	—	0,25
120	0,45	0,36	0,30	—	0,22
130	0,40	0,33	0,26	—	0,18
140	0,36	0,29	0,23	—	0,16
150	0,32	0,26	0,21	—	0,14
160	0,29	0,24	0,19	—	0,12
170	0,26	0,21	0,17	—	0,11
180	0,23	0,19	0,15	—	0,10
190	0,21	0,17	0,14	—	0,09
200	0,19	0,16	0,13	—	0,08

Додаток 9

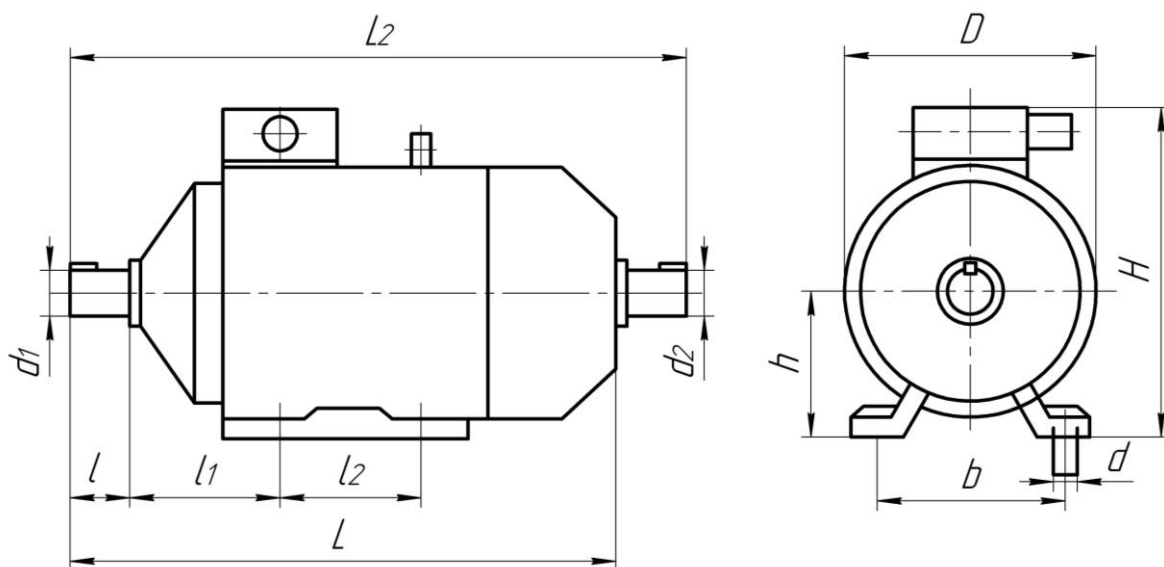
Електродвигуни асинхронні трифазні єдиної серії 4А закриті обдувні

Типорозмір двигуна	Номі- нальна потуж- ність $P_{ном}$, кВт	Частота обертання ротора, $n_{дв}$, об/хв	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$ %	Типорозмір двигуна	Номі- нальна потуж- ність $P_{ном}$, кВт	Частота обертання ротора, $n_{дв}$, об/хв	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$ %
Синхронна частота обертання 3000 об/хв				Синхронна частота обертання 1500 об/хв			
4A71A2Y3	0,75	2810	2,2	4A71A4Y3	0,75	1390	2,2
4A71B2Y3	1,1	2810	2,2	4A80A4Y3	1,1	1420	2,2
4A80A2Y3	1,5	2850	2,6	4A80B4Y3	1,5	1415	2,2
4A80B2Y3	2,2	2870	2,6	4A90L4Y3	2,2	1425	2,4
4A90L2Y3	3,0	2870	2,5	4A100S4Y3	3,0	1436	2,4
4A100S2Y3	4,0	2880	2,5	4A100L4Y3	4,0	1430	2,4
4A100L2Y3	5,5	2880	2,5	4A112M4Y3	5,5	1445	2,4
4A112M2Y3	7,5	2900	2,8	4A132S4Y3	7,5	1455	3,0
4A132M2Y3	11,0	2920	2,8	4A132M4Y3	11,0	1460	3,0
4A160S2Y3	15,0	2940	2,2	4A160S4Y3	15,0	1465	2,3
4A160M2Y3	18,5	2940	2,2	4A160M4Y3	18,5	1465	2,3
4A180S2Y3	22	2945	2,5	4A180S4Y3	22	1470	2,3
4A180M2Y3	30	2945	2,5	4A180M4B3	30	1470	2,3
4A200M2Y3	37	2945	2,5	4A200M4Y3	37	1475	2,5
Синхронна частота обертання 1000 об/хв				Синхронна частота обертання 750 об/хв			
4A71A6Y3	0,75	915	2,2	4A90A8Y3	0,75	700	1,9
4A80B6Y3	1,1	920	2,2	4A90B8Y3	1,1	700	1,9
4A90L6Y3	1,5	935	2,2	4A100L8Y3	1,5	700	1,9
4A100L6Y3	2,2	950	2,2	4A112MA6Y3	2,2	700	2,2
4A112MA6Y3	3,0	955	2,5	4A112MB8Y3	3,0	700	2,2
4A112MB6Y3	4,0	960	2,5	4A132S8Y3	4,0	720	2,6
4A132S6Y3	5,5	965	2,5	4A132M8Y3	5,5	720	2,6
4A132M6Y3	7,5	970	2,5	4A160S8Y3	7,5	730	2,2
4A160S6Y3	11,0	975	2,0	4A160M8Y3	11,0	730	2,2
4A160M6Y3	15,0	975	2,0	4A180M8Y3	15,0	730	2,0
4A180M6Y3	18,5	975	2,0	4A200M8Y3	18,5	735	2,2
4A200M6Y3	22	975	2,4	4A200L8Y3	22	730	2,0
4A200L6Y3	30	980	2,4	4A225M8Y3	30	735	2,1
4A225M6Y3	37	980	2,3	4A250S8Y3	37	735	2,0

Додаток 10

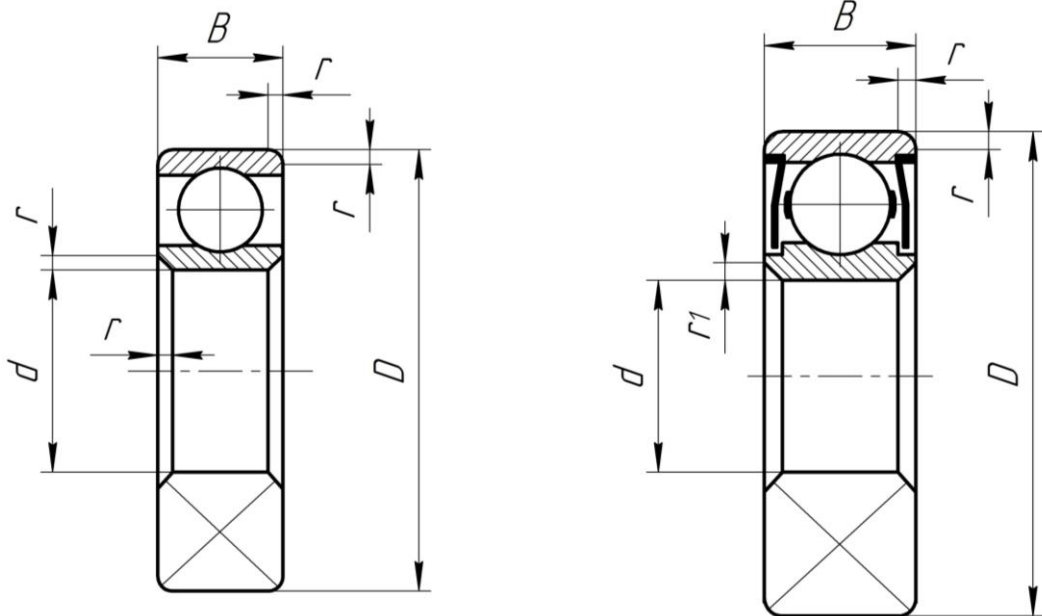
Основні розміри електродвигунів типу 4А основного виконання (УЗ), мм

Тип	Число полюсів	L	H	D	$d_1(d_2)$	d	l	l_1	l_2	b	h
4A71	2,4,6	285	210	170	19	7	40	45	90	112	71
4A80A	2,4,6,8	300	218	186	22	10	50	50	100	125	80
4A80B		320	218	186	22	10	50	50	100	125	80
4A90L		350	243	208	24	10	50	56	125	140	90
4A100S		365	265	235	28	12	60	63	112	160	100
4A100L		395	280	235	28	12	60	63	140	160	100
4A112M		452	310	260	32	12	80	70	140	190	112
4A132S	4,6,8	480	350	302	32	12	80	89	140	216	132
4A132M	2,4,6,8	530	350	302	38	12	90	89	178	216	132
4A160S	2	624	430	358	42	15	110	108	178	254	160
	4,6,8	624	430	358	48	15	110	108	178	254	160
4A160M	2	667	430	358	42	15	110	108	210	254	160
	4,6,8	667	430	358	48	15	110	108	210	254	160
4A180S	2	682	470	410	48	15	110	121	203	278	180
	4,6,8	682	470	410	55	15	110	121	203	279	180
4A180M	2	702	470	410	48	15	110	121	241	279	180
	4,6,8	702	470	410	55	15	110	121	241	279	180
4A200M	2	760	535	450	55	19	110	133	257	318	200
	4,6,8	790	535	450	60	19	140	133	257	318	200
4A200L	2	800	535	450	55	19	110	133	305	318	200
	4,6,8	830	535	450	60	19	140	133	305	318	200
4A225M	2	810	575	494	55	19	110	149	311	356	225
	4,6,8	840	575	494	65	19	140	149	311	356	225
4A250S	2	915	640	554	65	24	140	168	311	406	250
	4,6,8	915	640	554	75	24	140	168	311	406	250
4A250M	2	915	640	554	65	24	140	168	349	406	250
	4,6,8	915	640	554	75	24	140	168	349	406	250



Додаток 11

Підшипники кулькові радіальні однорядні



(ГОСТ 8338-75) 100-200-300-400

ГОСТ 7242-81 80100-80200

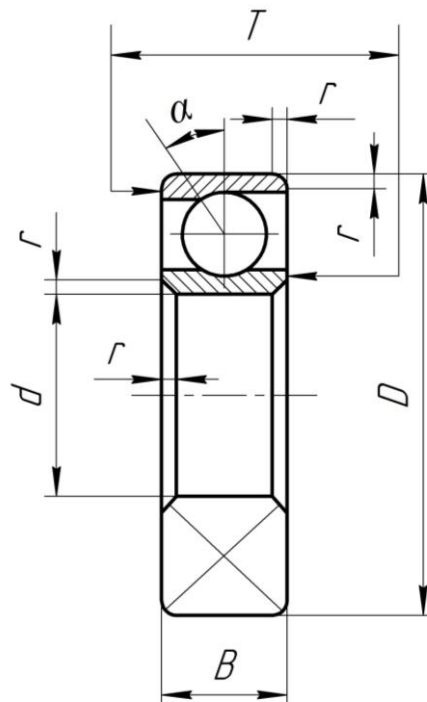
Умовне позначення підшипників		d , мм	D , мм	B , мм	Вантажопідйомність, Н	
					динамічна C	статична C_0
1	2	3	4	5	6	7
Легка серія						
200	80200	10	30	9	4690	2660
201	80201	12	32	10	4780	2700
202	80202	15	35	11	5970	3540
203	80203	17	40	12	7520	4470
204	80204	20	47	14	10000	6300
205	80205	25	52	15	11000	7090
206	80206	30	62	16	15300	10200
207	80207	35	72	17	20100	13900
208	80208	40	80	18	25600	18100
209	80209	45	85	19	25700	18100
210	80210	50	90	20	25700	20200
211	80211	55	100	21	34000	25600
212	80212	60	110	22	41100	31500
213	80213	65	120	23	44900	34700
214	80214	70	125	24	48800	38100
215	80215	75	130	25	51900	41900
216	80216	80	140	26	57000	45400
217	80217	85	150	28	65400	54100
218	80218	90	160	30	75300	61700

Закінчення додатка 11

219	80219	95	170	32	85300	70900
220	80220	100	180	34	95800	80600
Середня серія						
300	80300	10	35	11	6360	3830
301	80301	12	37	12	7630	4730
302	80302	15	42	13	8900	5510
303	80303	17	47	14	10900	6800
304	80304	20	52	15	12500	7940
305	80305	25	62	17	17600	11600
306	80306	30	72	19	22000	15100
307	80307	35	80	21	26200	17900
308	80308	40	90	23	31900	22700
309	80309	45	100	25	37800	26700
310	80310	50	110	27	48500	36300
311	80311	55	120	29	56000	42600
312	80312	60	130	31	64100	49400
313	80313	65	140	33	72700	56700
314	80314	70	150	35	81700	64560
315	80315	75	160	37	89000	72860
316	80316	80	170	39	96500	81700
317	80317	85	180	41	104000	91000
318	80318	90	190	43	112000	101000
319	80319	95	200	45	120000	111000
320	80320	100	215	47	136000	133000
Важка серія						
403	80403	17	62	17	22900	11800
405	80405	25	80	21	36400	20400
406	80406	30	90	23	47000	26700
407	80407	35	100	25	55300	31600
408	80408	40	110	27	63700	36500
409	80409	45	120	29	76100	45500
410	80410	50	130	31	87100	52000
411	80411	55	140	33	100000	63000
412	80412	60	150	35	108000	70000
413	80413	65	160	37	119000	78100
414	80414	70	180	42	143000	105000
416	80416	80	200	48	163000	125000
417	80417	85	210	52	174000	135000

Додаток 12

Підшипники кулькові радіально-упорні однорядні (ГОСТ 831-75)



Умовне позначення підшипників		d , мм	D , мм	B , мм	Вантажопідйомність, H	
					динамічна C	статична C_0
1	2	3	4	5	6	7
Легка вузька серія						
46200	$\alpha = 12^0$	10	30	9	4960	2790
46202		15	35	11	6070	3580
46203		17	40	12	9000	5730
46204		20	47	14	11600	7790
46205		25	52	15	12400	8500
46206		30	62	16	17200	12200
46207		35	72	17	22700	16600
46208		40	80	18	28900	21700
46209		45	85	19	30400	23600
46210		50	90	20	31800	25400
46211		55	100	21	39400	32100
46212		60	110	22	45400	36800
46213		65	120	23	54400	46800
46214		70	125	24	59100	51400
46215		75	130	25	61500	54800
46216		80	140	26	68900	61200

Закінчення додатка 12

46217		85	150	28	74000	66400
46218		90	160	30	87100	77760
46219		95	170	32	103000	95600
46220		100	180	34	116000	109000
Середня серія						
46303	$\alpha = 26^0$	17	47	14	12600	8150
46304		20	52	15	14000	9170
46305		25	62	17	21100	14900
46306		30	72	19	25600	18700
46307		35	80	21	33400	25200
46308		40	90	23	39200	30700
46309		45	100	25	48100	37700
46310		50	110	27	56300	44800
46311		55	120	29	68900	57400
46312		60	130	31	78800	66600
46313		65	140	33	89000	76400
46314		70	150	35	100000	87000
46318		90	190	43	129000	125000
46320		100	215	47	167000	180000

Додаток 13

Значення k_σ і k_τ для вала з однією шпонковою канавкою

Коефіцієнти	$\sigma_M, \text{Н/мм}^2$					Примітка
	600	700	800	900	1000	
k_σ	1,6	1,75	1,80	1,90	2,0	$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{d \cdot t_1 (d^2 - t_1^2)}{2d};$ $W_{P_{\text{нетто}}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d^2 - t_1^2)}{2d}.$
k_τ	1,5	1,6	1,7	1,9	2,1	

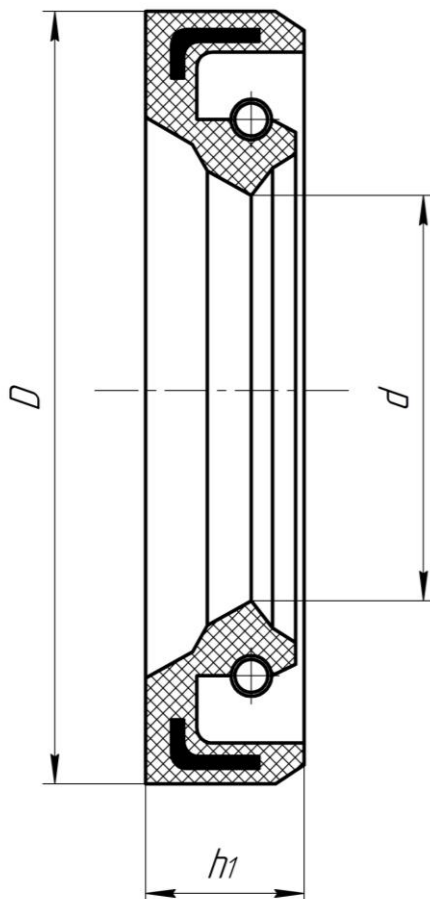
Додаток 14

Значення ε_σ і ε_τ

Сталь		Діаметр вала d , мм						
		20	30	40	50	70	100	200
Вуглецева	ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	ε_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Легована	ε_σ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
	ε_τ							

Додаток 15

Манжети гумові армовані (ГОСТ 8752-79)

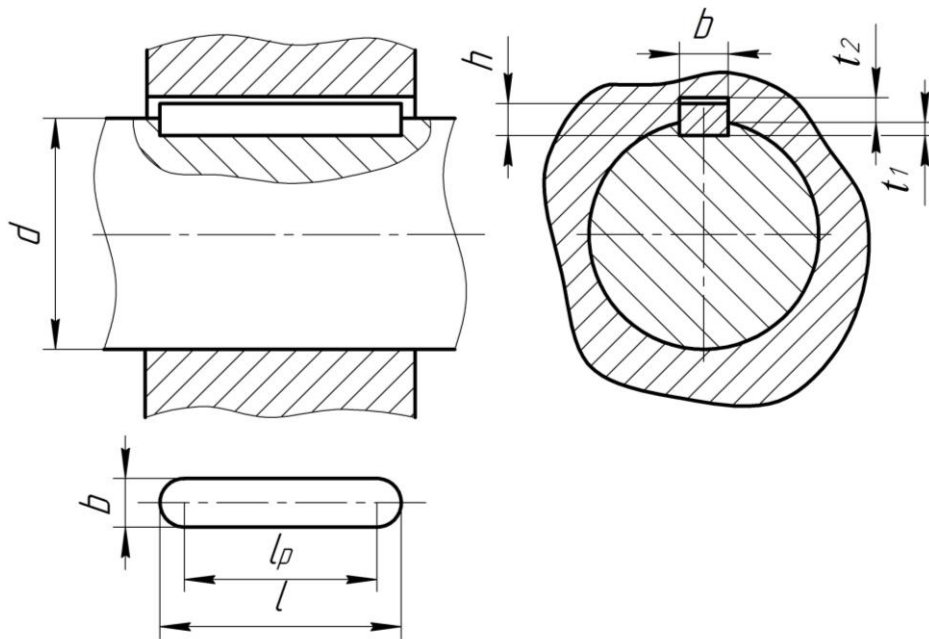
Виконання	Розміри, мм		
	d	D	h_1
	10; 11	26	7
	12; 13; 14	28	
	15; 16	30	
	17	32	
	18; 19	35	
	20; 21; 22	40	
	24	41	10
	25	42	
	26	45	
	30; 32	52	
	35; 36; 38	58	
	40	60	
	42	62	
	45	65	
	48; 50	70	
	52	75	
	55; 56; 58	80	12
	60	85	
	63; 65	90	
	70; 71	95	
	75	100	
	80	105	
	85	110	
	90; 95	120	
	100	125	
	105	130	

Додаток 16

Значення X та Y для радіальних кулькових однорядних підшипників

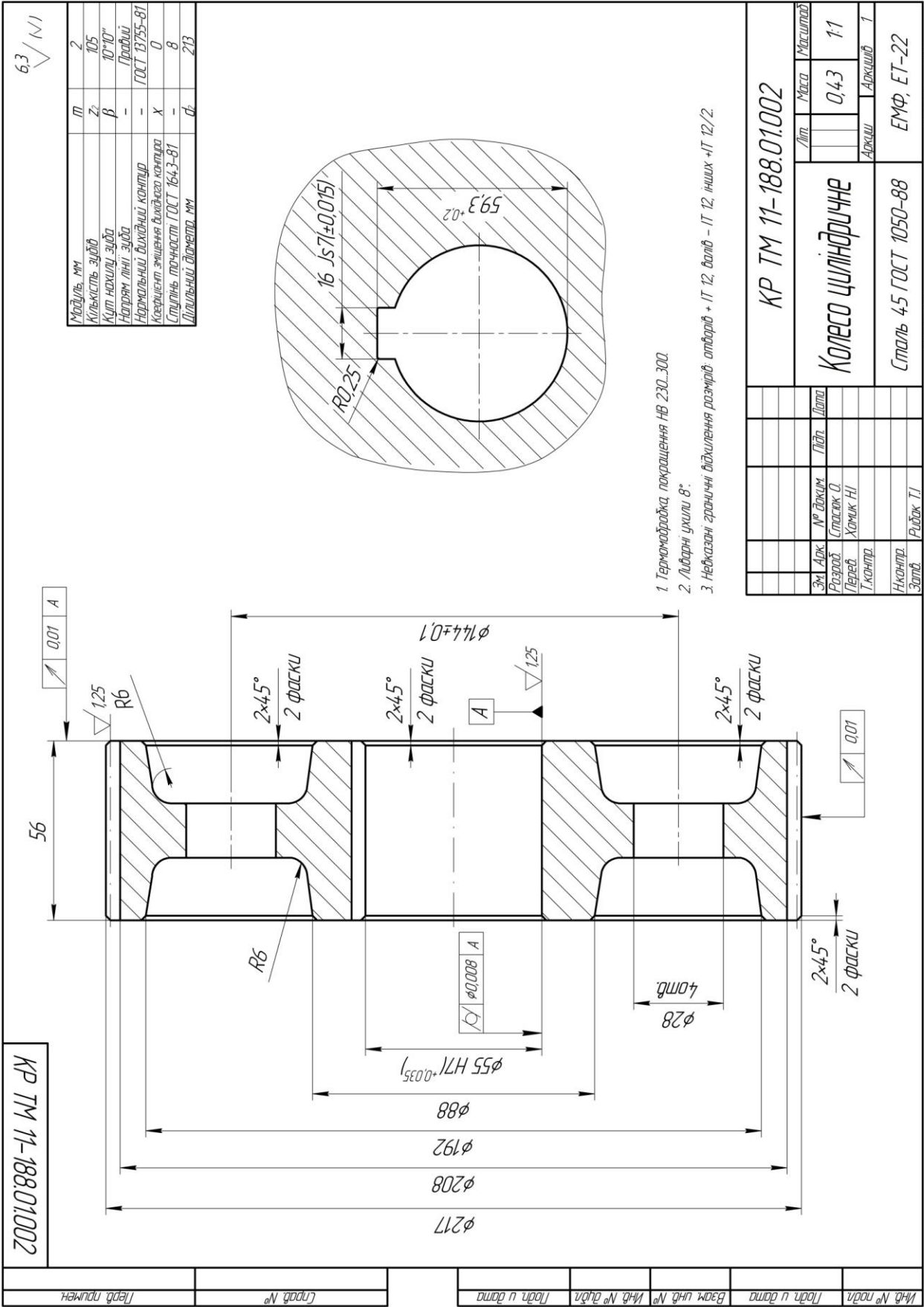
F_a/C_0	$F_a/(V \cdot F_r) \leq e$		$F_a/(V \cdot F_r) \geq e$		e
	X	Y	X	Y	
0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
0,028				1,99	0,22
0,056				1,71	0,26
0,084				1,55	0,28
0,11				1,45	0,30
0,17				1,31	0,34
0,28				1,15	0,38
0,42				1,04	0,42
0,56				1,00	0,44

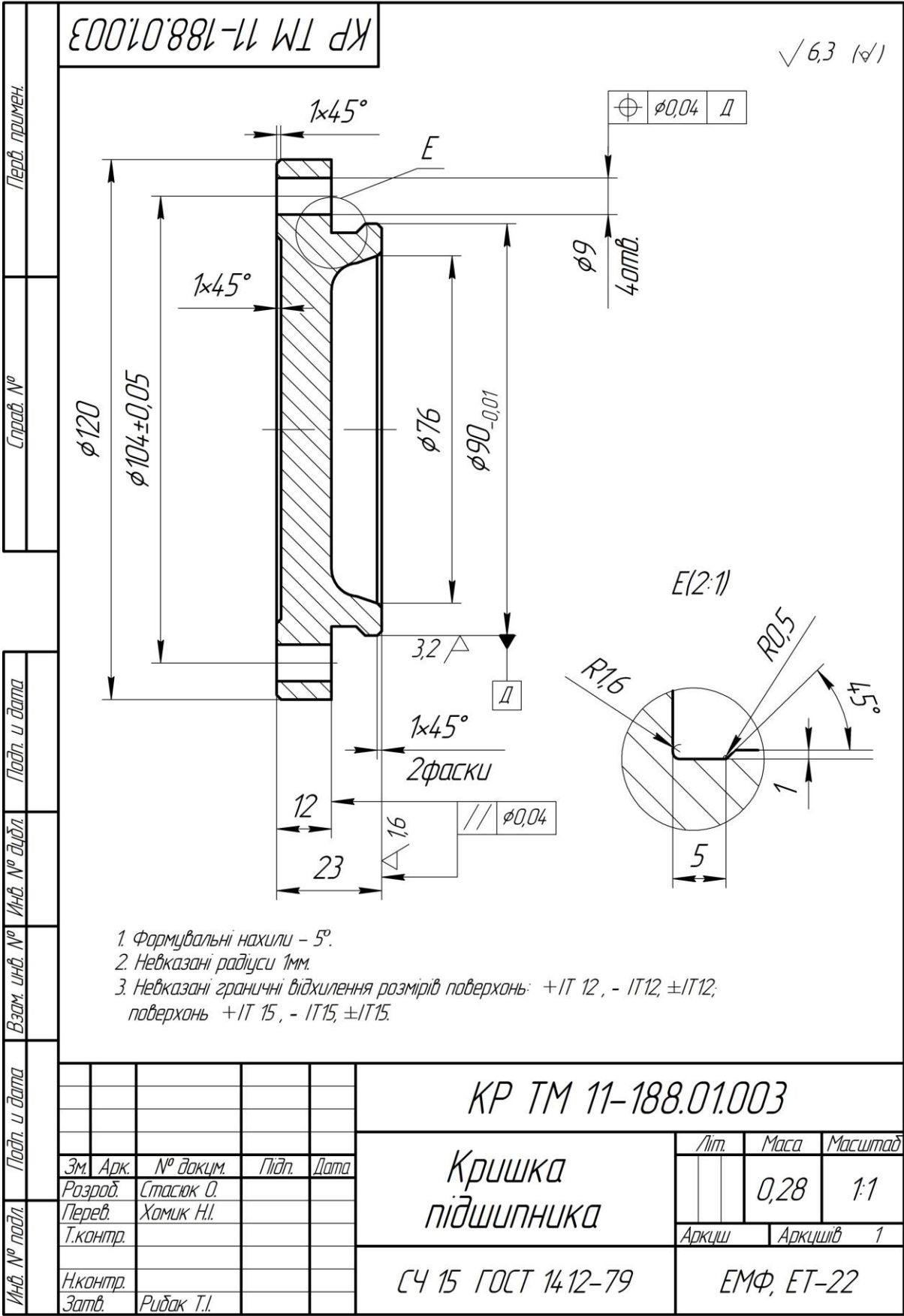
Шпонки призматичні (ГОСТ 23360-78)

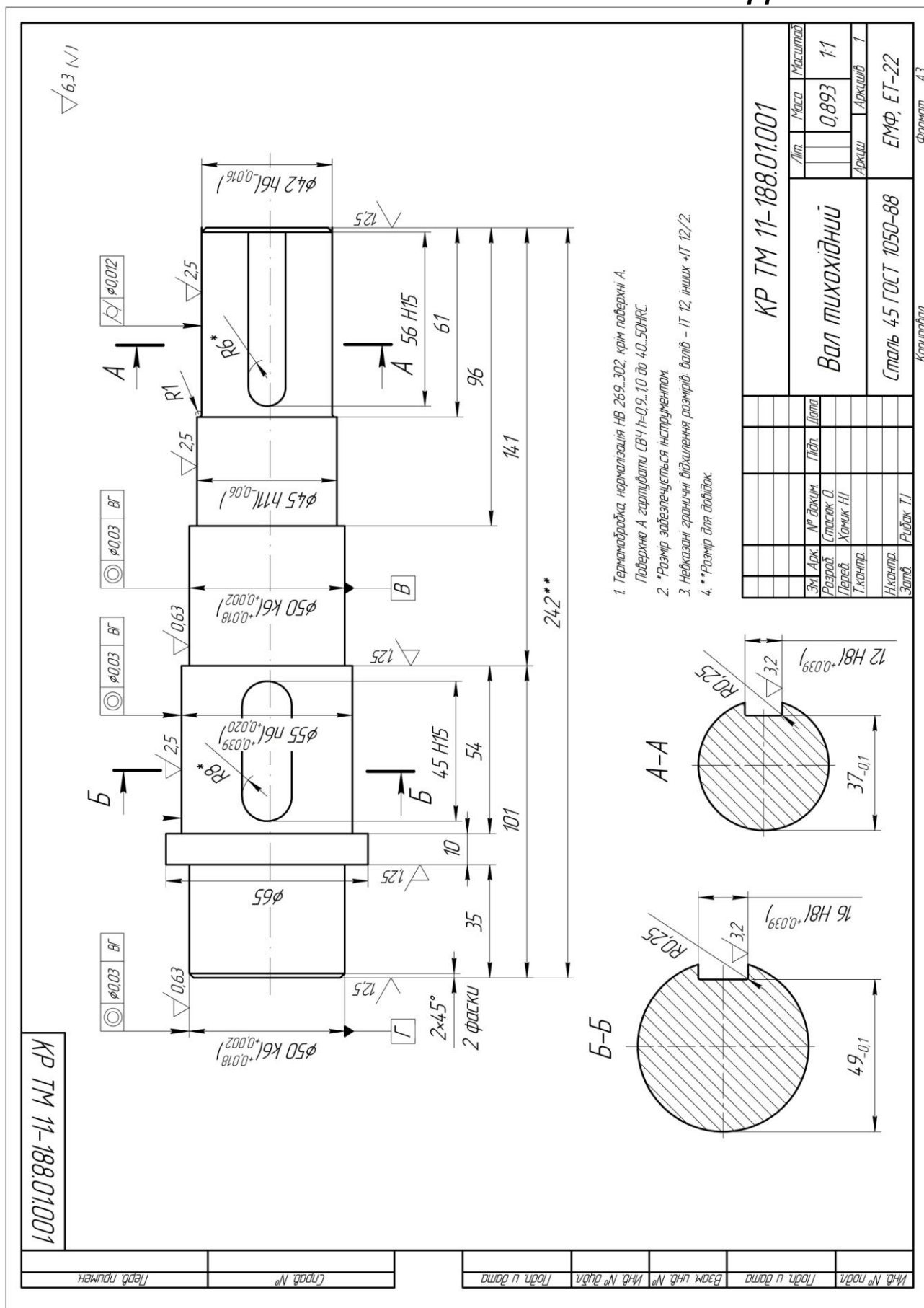


Діаметр вала d , мм	Перетин шпонки		Глибина паза	
	b , мм	h , мм	вала t_1 , мм	втулки t_2 , мм
Від 10 до 12	4	4	2,5	1,8
» 12 » 17	5	5	3	2,3
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8
» 22 » 30	8	7	4	3,3
» 30 » 38	10	8	5	3,3
» 38 » 44	12	8	5	3,3
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8
» 50 » 58	16	10	6	4,3
» 58 » 65	18	11	7	4,4
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9
» 75 » 85	22	14	9	5,4
» 85 » 95	25	14	9	5,4
» 95 » 110	28	16	10	6,4
» 110 » 130	32	18	11	7,4
» 130 » 150	36	20	12	8,4

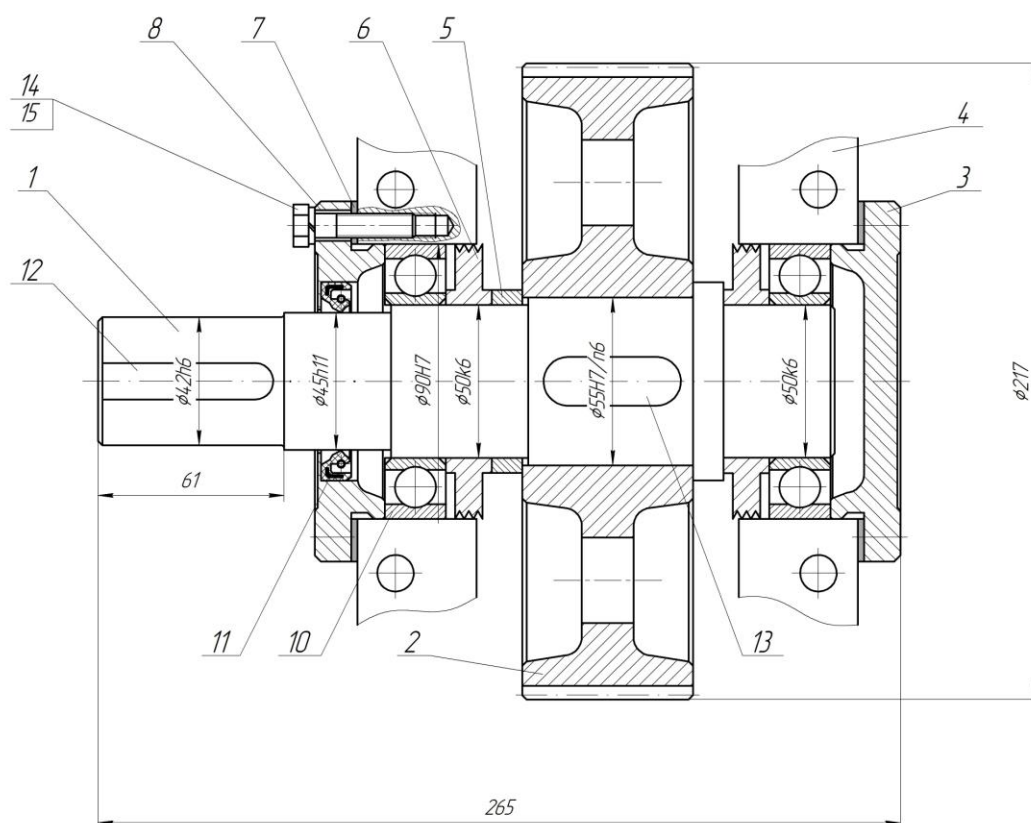
Довжину шпонки, мм, вибирають із ряду 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200...







КР ТМ 11-188.01.000 СК

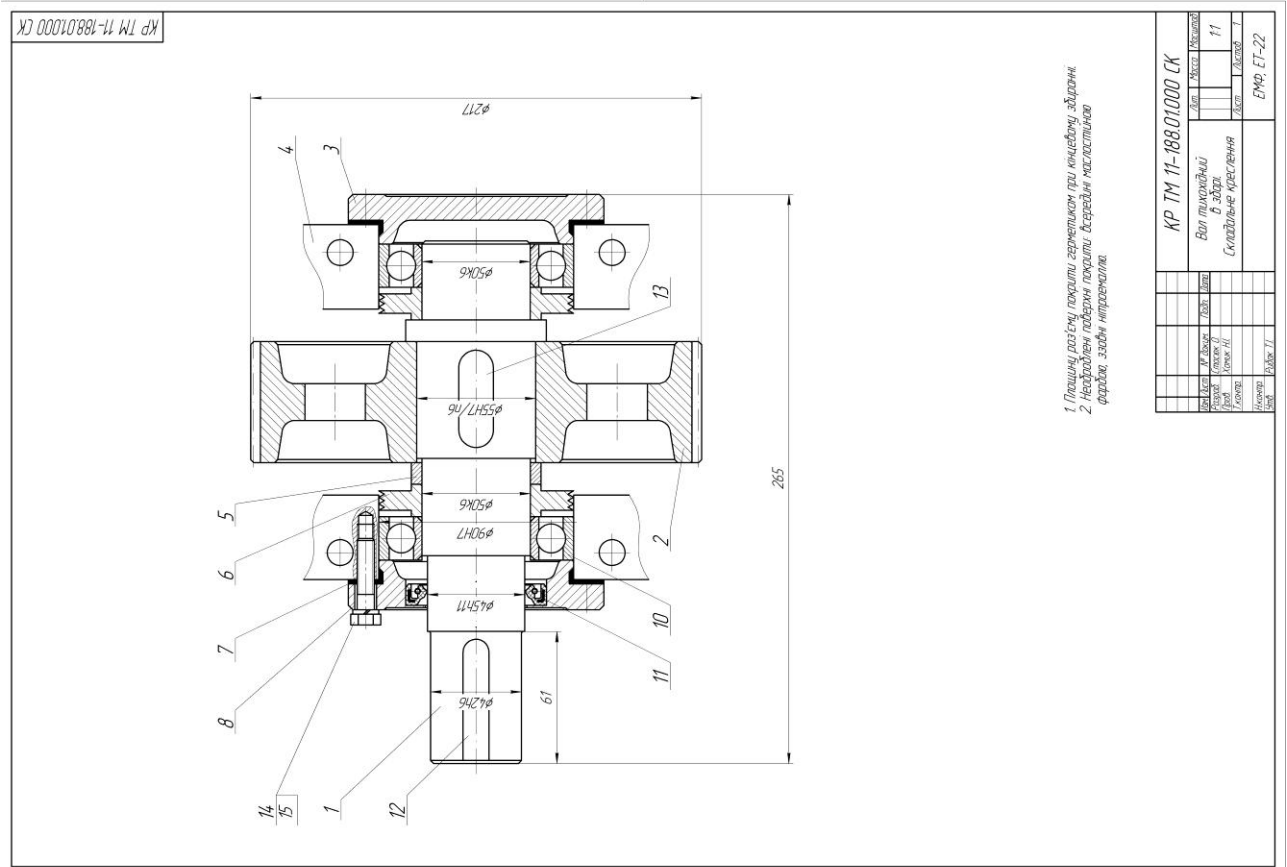
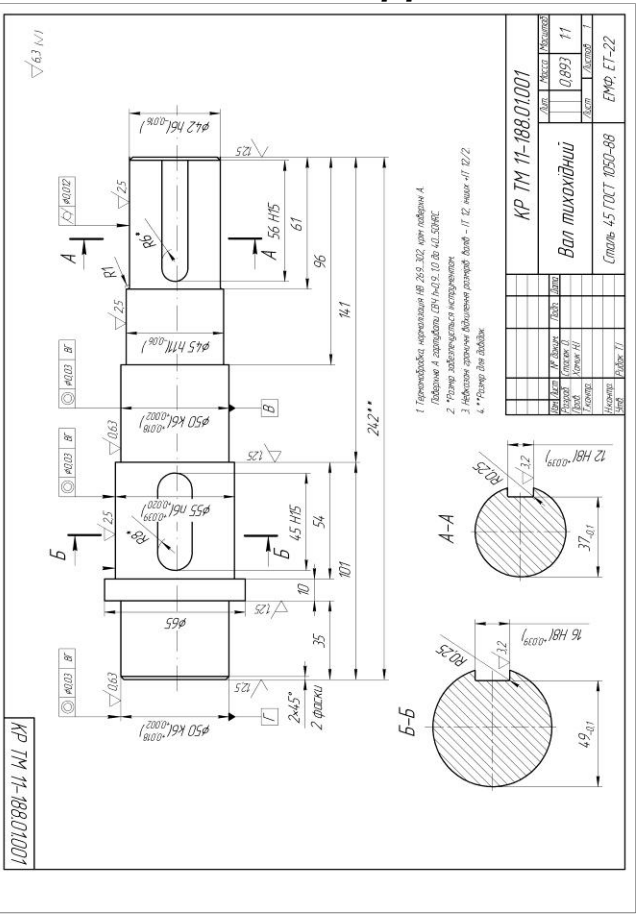
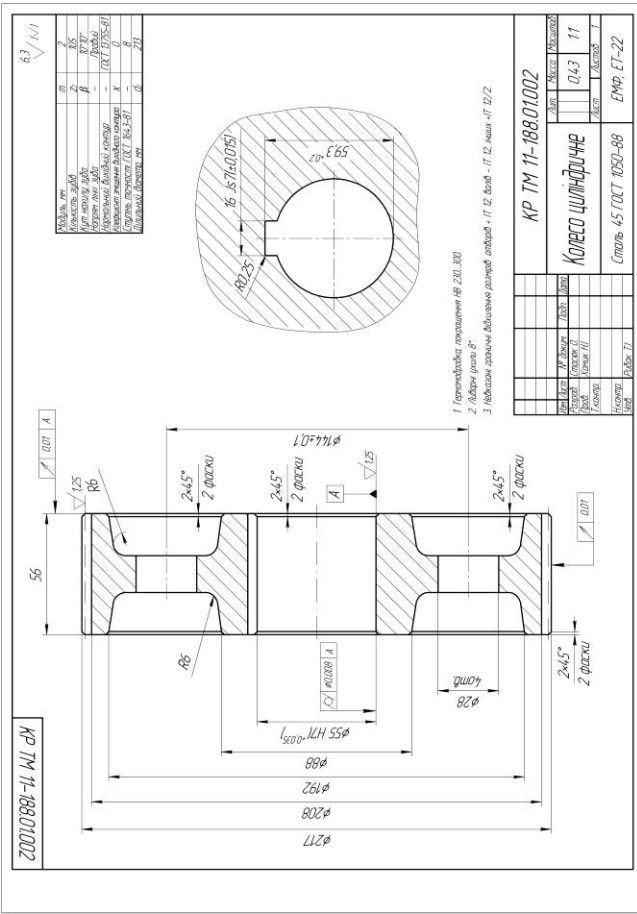


1. Площину роз'єму покрити герметиком при кінцевому складанні.
2. Необроблені поверхні покрити: всередині маслястіюною фарбою, ззовні нітроемаллю.

						КР ТМ 11-188.01.000 СК				
Эн	Адж	№ докум	Лист	Лист	Вал тихоходный в зодри. Складальне креслення			Лит	Масо	Масштаб
Розроб		Листок 0								
Перевір		Хатик НІ						Архив	Архив	1
Технік								ЕМФ, ЕТ-22		
Нконтр										
Затв		Рубак ТІ								

Додаток 22

Форм	Зона.	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.
				<u>Документація</u>		
A2			КР ТМ 11-188.01.000 СК	Складальне креслення		
				<u>Деталі</u>		
A3		1	КР ТМ 11-188.01.001	Вал тихохідний	1	
A3		2	КР ТМ 11-188.01.002	Колесо циліндричне	1	
A4		3	КР ТМ 11-188.01.003	Кришка підшипника глуха	1	
		4	КР ТМ 11-188.01.004	Корпус	1	
		5	КР ТМ 11-188.01.005	Втулка розпірна	1	
		6	КР ТМ 11-188.01.006	Кільце мастилозатримуюче	2	
		7	КР ТМ 11-188.01.007	Прокладка регулювальна	2	
		8	КР ТМ 11-188.01.008	Кришка підшипника наскрізна	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		10		Підшипник 210 ГОСТ 8752-79	2	
		11		Манжета 1-45x65 ГОСТ 8752-79	1	
		12		Шпонка 12x8x56	1	
		13		Шпонка 16x10x45	1	
				ГОСТ 23360-78		
		14		Болт М8х35 ГОСТ 7798-70	8	
		15		Шайба пружинна 8	8	
				ГОСТ 6402-70		
				КР ТМ 11-188.01.000		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	Вал тихохідний в зборі	
Розроб.	Стасюк О.					
Перевір.	Хомик Н.І.					
Консульт.						
Н. контр.						
Затв.	Рибак Т.І.					
					Літ.	Аркуш
						Аркушів
						1
						1
					ЕМФ, ЕТ-22	



**Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя**

**Кафедра технічної механіки, сільськогосподарських машин
і транспортних технологій**

**Хомик Надія Ігорівна
Довбуш Анатолій Дмитрович**

ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА

НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНИЙ ПОСІБНИК

до виконання курсової роботи

Редактор: Єва Гриценко

Комп'ютерний набір: Наталія Рубінець

Графічне оформлення: Назар Олендер

Наклад 100 прим.