

Міністерство освіти й науки України  
Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

**С. Г. Карнаух,  
М. Г. Таровик**

**ДЕТАЛІ МАШИН, ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ  
І ОСНОВИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ**

**МАШИННІ ВАЛИ (ОСІ) ТА ЇХНІ ОПОРИ**

**Навчальний посібник  
для студентів механічних спеціальностей**

Затверджено  
на засіданні вченої ради  
Протокол № 4 від 05.11.2020

Краматорськ  
ДДМА  
2020

УДК 621.81

К 24

**Рецензенти:**

*Матвійчук В.А.*, д-р техн. наук, професор, декан інженерно-технічного факультету Вінницького національного аграрного університету;

*Алієв І. С.*, д-р техн. наук, професор, зав. кафедри обробки металів тиском Донбаської державної машинобудівної академії.

**Карнаух, С.Г.**

К 24 Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності. Машинні вали (осі) та їхні опори : навчальний посібник для студентів механічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М. Г. Таровик. – Краматорськ : ДДМА, 2020. – 100 с.

ISBN 978-966-379-946-9

Наведено короткі відомості про машинні вали (осі) і підшипники кочення, рекомендації з конструювання цих деталей та вузлів машин, виконання проєктувальних і перевірочних розрахунків, необхідні для розрахунків довідкові дані та приклади розв'язання задач.

**УДК 621.81 (075.8)**

© С. Г. Карнаух, М. Г. Таровик, 2020

© ДДМА, 2020

ISBN 978-966-379-946-9

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	4
1 ВАЛИ Й ОСІ .....	5
1.1 Короткі відомості про вали й осі.....	5
1.2 Конструювання валів і осей. Основні конструктивні елементи валів ...	8
1.3 Умови роботи, види відмов, матеріали валів .....	11
1.4 Розрахунки машинних валів і осей .....	12
1.4.1 Проектувальні розрахунки .....	12
1.4.2 Перевірочні розрахунки.....	29
1.4.2.1 Перевірочний розрахунок на витривалість.....	29
1.4.2.2 Перевірочний розрахунок на статичну міцність .....	35
1.4.2.3 Перевірочний розрахунок на жорсткість .....	36
1.5 Приклади розрахунків машинного валу .....	40
1.5.1 Проектувальний розрахунок (спрощений) .....	40
1.5.2 Перевірочний розрахунок на витривалість.....	40
1.5.3 Перевірочний розрахунок вала на статичну міцність .....	45
1.5.4 Перевірочний розрахунок вала на жорсткість.....	46
2 ОПОРИ. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ .....	50
2.1 Конструкція й класифікація підшипників кочення.....	50
2.2 Обґрунтування вибору підшипників .....	53
2.3 Основні схеми установки вала .....	57
2.4 Розрахунки підшипників кочення.....	60
2.5 Алгоритм розрахунків підшипників кочення на втомну контактну міцність за динамічною вантажопідйомністю (на довговічність) .....	60
2.6 Еквівалентне динамічне навантаження на підшипники .....	63
2.7 Розрахунок еквівалентних навантажень при змінних режимах роботи.....	69
2.8 Розрахунки підшипників на статичну вантажопідйомність .....	70
2.9 Вибір посадок підшипників .....	69
ДОДАТОК А.....	86
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	99

## ВСТУП

Вали та підшипники кочення дуже широко використовуються в сучасній техніці. Проте в літературі методика їхнього розрахунку приведена лише в загальних рисах, що викликає певні труднощі при виконанні відповідного розділу курсового проєкту з деталей машин. Основне завдання цього посібника – розробити докладну методику розрахунку валів та підшипників кочення, навести приклади оформлення розрахунків та розрахункових схем.

У навчальному посібнику наведено інформацію про основні параметри й розміри найбільш вживаних при курсовому проєктуванні з деталей машин універсальних підшипників кочення. Переважна більшість розміщених у навчальному посібнику матеріалів ґрунтується на правилах і нормах, що відповідають стандартам ГОСТ.

Навчальний посібник може бути використано студентами механічних спеціальностей при виконанні курсових проєктів з інших дисциплін та дипломного проєкту. Для полегшення роботи студентів, у навчальному посібнику порядок виконання розділу супроводжується прикладом розрахунку з підстановкою конкретних числових даних і аналізом одержаних результатів. Додатки до навчального посібника містять усі довідкові дані, що необхідні для вибору й розрахунків вузлів передаточних механізмів.

# 1 ВАЛИ Й ОСІ

## 1.1 Короткі відомості про вали й осі

Деталі обертового руху: зубчасті колеса, шків, зірочки, маховики, ролики, барабани, кулачки, важелі, затискні патрони й т. ін. установлюють на валах або осях, конструктивно забезпечуючи їм фіксоване положення в машині.

Принципова відмінність валів, як деталей, від осей полягає в тому, що вал передає крутний момент уздовж своєї геометричної осі від однієї закріпленої на ньому деталі до іншої, обертаючись при цьому. Вали під час роботи машини знаходяться у складному двовісному напруженому стані (кручення зі згином). Лише невелика частина валів, наприклад гнучкі вали, частина торсійних валів, не підтримує обертові деталі.

Осі несуть на собі закріплені деталі і сприймають радіальні навантаження (іноді в сполученні з осьовими), але не передають крутний момент і завжди знаходяться в одновісному напруженому стані (згин). Осі можуть обертатися (колісні пари залізничних вагонів) і бути нерухомими (переднє колесо велосипеда обертається на підшипниках, установлених на закріпленій нерухомій осі).

За призначенням вали поділяють на вали передач (на них установлюють деталі передач) і корінні вали.

Вали передач бувають:

- машинні;
- трансмісійні;
- торсійні.

Машинними валами прийнято називати проміжні вали в машинах і механізмах із рядом послідовних передач (редукторах, коробках швидкостей і т. д.). Відмінною рисою машинних валів є відносно невелика довжина й складна конфігурація (переходи діаметрів, кільцеві проточки, шпонкові канавки, шліци, часткові, поперечні глухі й наскрізні отвори). Багатоступінчастість машинних валів пояснюється необхідністю мати опорні торці для закріплення різних деталей при осьових силах. Кільцеві проточки, переходи діаметрів пов'язані з технологією обробки й складання. Шпонкові пази, отвори – елементи деталей з'єднань.

Трансмісійні вали застосовують для передачі обертаючого моменту між далеко віддаленими, але кінематично зв'язаними деталями (наприклад,

ходові колеса кранів) при здійсненні групового привода від одного двигуна до декількох машин або декільком робочим органам однієї машини. Відмінна риса трансмісійних валів – більша довжина, що доходить іноді до декількох десятків метрів. Довгі трансмісійні вали виконують з окремих секцій, пов'язаних між собою муфтами. Довжина секцій визначається можливостями підприємства виготовляти довгі тонкі деталі й може доходити до декількох метрів. З метою запобігання значних поперечних прогинів секцій вала під власною вагою трансмісійні вали роблять багатоопорними. Складність механічної обробки довгих тонких деталей змушує робити трансмісійні вали гранично простої конфігурації, часто з холоднотягнутої каліброваної сталі круглого перетину без механічної обробки або з обробкою тільки посадкових місць.

Для з'єднання вузлів і агрегатів між собою (наприклад, у прокатному обладнанні, текстильних машинах) використовуються торсійні вали, які передають моменти й не несуть на собі ніяких закріплених деталей.

На рис. 1.1, *а* представлений трансмісійний вал, на рис. 1.1, *б* – машинний вал передачі. На корінний вал (рис. 1.2 – шпindelь станка) установлюють не тільки деталі передач, а й робочі органи машини (шатуни, диски турбін та ін.).

За формою поперечного перетину виготовляють:

- суцільні вали;
- порожнисті вали (забезпечують зменшення ваги або розміщення в середині іншої деталі). У крупносерійному виробництві застосовують порожнисті зварні вали з намотаної стрічки.

За формою геометричної осі випускають:

- прямі вали:
  - а) постійного діаметру (рис. 1.3). Такі вали менш трудомісткі у виготовленні й створюють меншу концентрацію напружень;

- б) ступінчасті (рис. 1.4). Виходячи з умови міцності, доцільно конструювати вали перемінного перетину, які наближаються за формою до тіл рівного спротиву. Ступінчаста форма зручна для виготовлення й збирання, уступи можуть сприймати великі осьові сили;

- в) з нарізаними шестернями (вал-шестерня);

- колінчасті вали (рис. 1.5) у кривошипно-шатунних механізмах слугують для перетворення обертального руху в поступальний і навпаки;

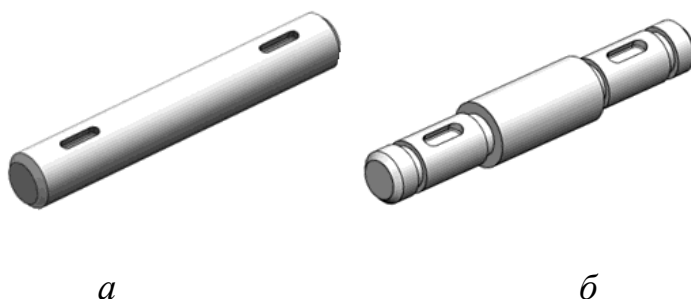
- гнучкі вали (рис. 1.6), що представляють собою багатозаходні вити з дроту пружини кручення, які застосовують для передачі моменту між вузлами машин, що змінюють своє відносне положення при роботі (переносний інструмент, тахометр, зуболікувальні бормашини й т. п.).

За зовнішнім обрисом поперечного перетину вали бувають:

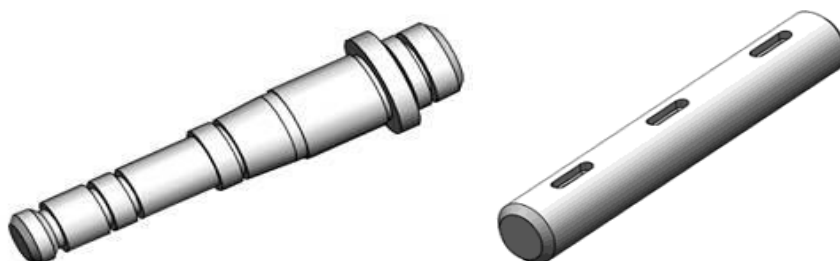
- гладкі;
- шпонкові;
- шліцьові;
- профільні;
- ексцентрикові.

Вали редукторів та інших механізмів, як правило, є ступінчастими, що дає змогу:

- 1) наблизити форму вала до бруса однакового опору;
- 2) легко складати та розбирати деталі, посаджені на вал;
- 3) виконувати осьову фіксацію деталей;
- 4) поділити та реалізувати технічні вимоги на виготовлення вала за поверхнями щодо точності та шорсткості.

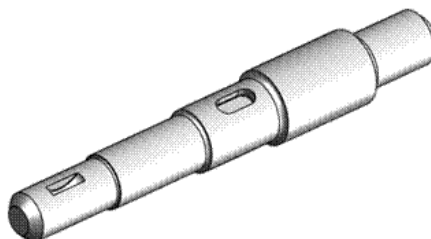
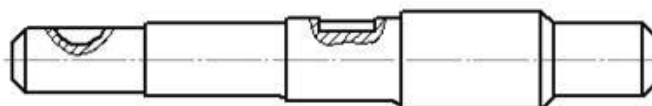


*Рисунок 1.1*



*Рисунок 1.2*

*Рисунок 1.3*



*Рисунок 1.4*

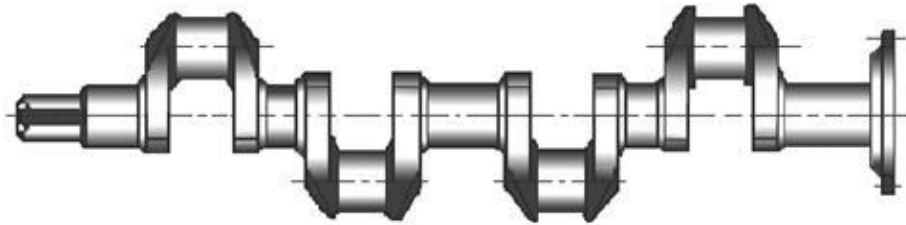


Рисунок 1.5

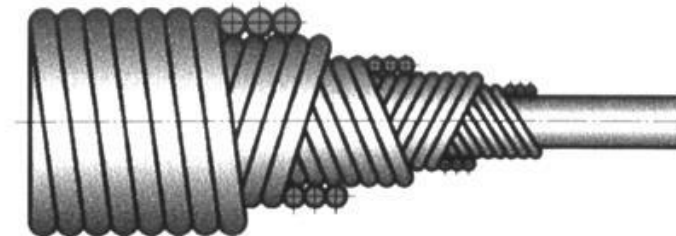


Рисунок 1.6

Надалі в цьому підручнику будуть розглядатися лише машинні вали й осі.

## 1.2 Конструювання валів і осей. Основні конструктивні елементи валів

Конструктивна форма будь-якого вала зумовлена:

- 1) розмірами та типом деталей, посаджених на нього;
- 2) величиною і напрямом навантажень;
- 3) способами закріплення деталей на валах;
- 4) умовами складання та виготовлення.

Діаметри валів визначають із розрахунків на міцність, жорсткість, вібробійність або за конструктивними міркуваннями, потім округлюють до стандартних значень.

Основні конструктивні елементи валів (рис. 1.7): 1 – галтель (плавний перехід із радіусом  $r$  ( $r > 0,1 \cdot d$ ) між двома циліндричними поверхнями з різними діаметрами ( $d < D$ )); 2 – шпонковий паз, у який вставляють шпонку; 3 – кільцева проточка (канавка для виходу різального інструменту, шліфувального круга тощо); 4 – конічна посадочна поверхня й різь (стандартні); 5 – цапфа (опорна поверхня вала); 6 – п'ята (опорна поверхня вала, яка сприймає лише осьову силу й взаємодіє з опорою – підп'ятником); 7 – центрові отвори, лиски, шліцьові пази, фаски та інші.



Усі ці елементи – це місця різкої зміни форми й зони максимального напруження в перерізі вала, тому їх називають концентраторами напружень.

При конструюванні ступінчастого вала варто прагнути до мінімального числа ступенів, що скорочує кількість переходів і номенклатуру ріжучого й вимірювального інструмента й у свою чергу забезпечує технологічність і економічність конструкції.

Перепад діаметральних розмірів ступенів визначається необхідністю узгодження їх зі стандартними значеннями розмірів посадкових поверхонь маточин і підшипників, достатньою опорною поверхнею для сприйняття осевих сил при заданих розмірах перехідних поверхонь (радіусів закруглення крайок, розмірів фасок) і умовами складання. Перепад діаметрів повинен бути мінімальним.

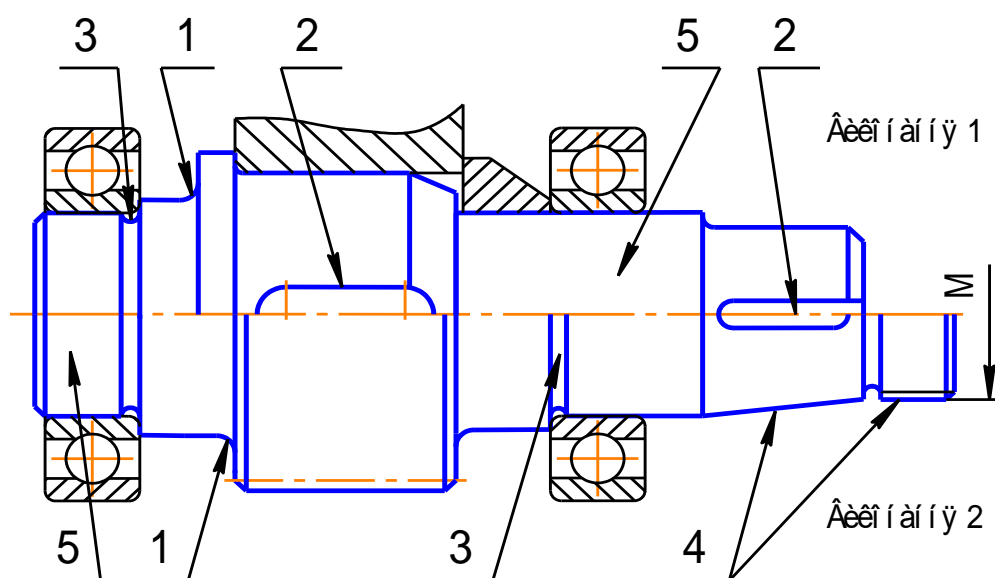
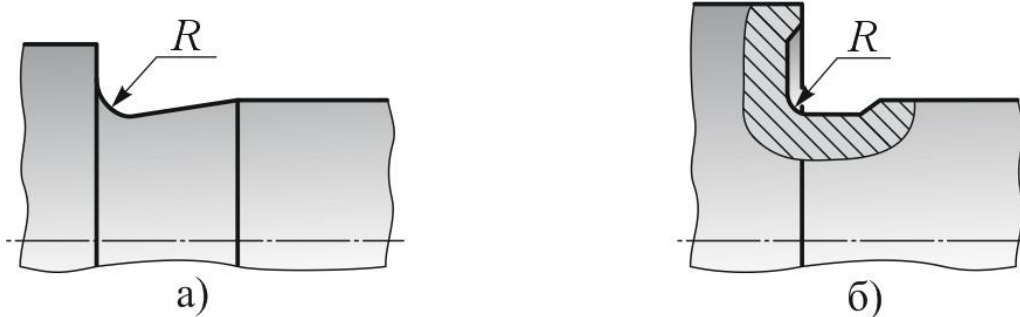


Рисунок 1.7 – Прямий ступінчастий вал і його конструктивні елементи

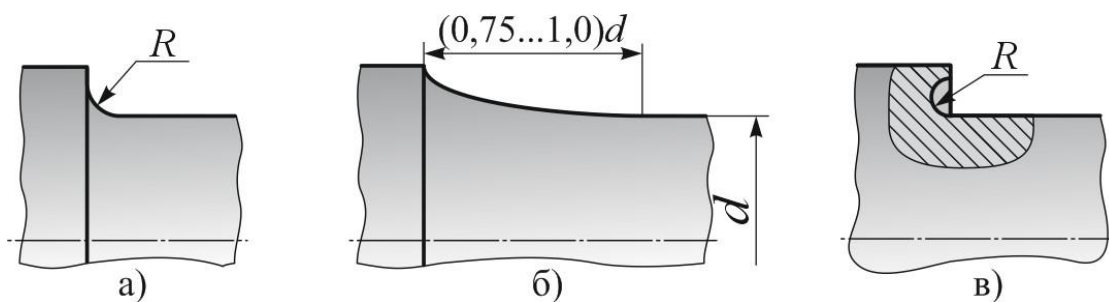
Складна форма машинних валів вимагає особливої уваги до конструювання окремих елементів вала: переходів від одного діаметра до іншого, посадкових місць і т. д. Загальні вимоги до конструкції машинних валів: максимальна міцність і жорсткість при мінімальній вазі, що досягається найбільш можливим наближенням зовнішньої конфігурації вала до форми балки рівного опору згину; граничне зменшення концентрації напружень у небезпечних перерізах.

Перехідні ділянки валів і осей між двома ступенями різних діаметрів виконують із канавкою з округленням для виходу шліфувального круга (рис. 1.8) або з галтеллю (рис. 1.9).



*а – шліфування по зовнішньому циліндру; б – шліфування по зовнішньому циліндру й торцю*

*Рисунок 1.8 – Канавки для виходу шліфувального круга*



*а – постійного радіусу; б – перемінного радіусу; в – з піднутренням*

*Рисунок 1.9 – Галтелі*

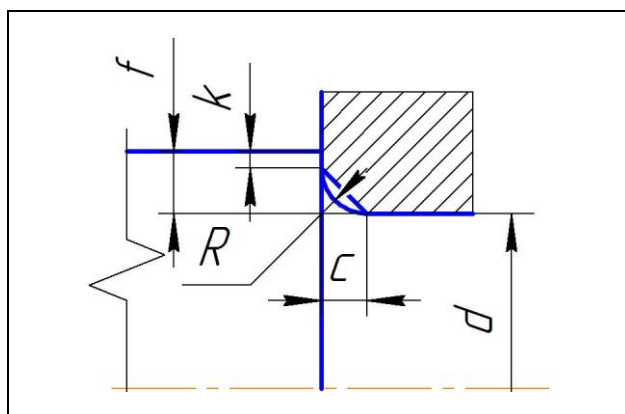
Найчастіше канавки мають ширину більше 3 мм і глибину більше 0,25...0,30 мм. Канавки повинні мати максимально можливі радіуси закруглення для зменшення концентрації напружень. Канавки виконують на валах, діаметри яких визначаються з умови жорсткості, і на кінцевих ділянках валів, у перетинах яких виникають незначні згинальні моменти. Розміри канавок наведені в табл. 1.1.

*Таблиця 1.1 – Розміри канавок, мм*

		$d_{\text{вала}}$	$b$	$d_1$	$R$	$R_1$
		10...50	3,0	$d_{\text{вала}} - 0,5$	1	0,5
		50...100	5,0	$d_{\text{вала}} - 1,0$	1,6	0,5
		більше 100	8,0		2,0	1,0

Галтель (табл. 1.2) виконують у тих випадках, коли за умовами міцності не можна допускати високих рівнів концентрації напружень. У цьому випадку потрібне спеціальне заправлення шліфувального кола по радіусу –галтелі, що ускладнює виготовлення. Перехідна поверхня спеціальної форми значно знижує концентрацію напружень, але технологічно трудомістка. Її застосування доцільне у відповідальних конструкціях.

Таблиця 1.2 – Розміри радіусів галтелей і фасок

	Діаметр $d$ , мм	Радіус $R$ , мм	Фаска $c$ , мм
18...30	1,6	2,0	
30...50	2,0	2,5	
50...80	2,5	3,0	
8...120	3,0	4,0	

Усі контрольовані розміри вала повинні вибиратися з нормального ряду за стандартом.

### 1.3 Умови роботи, види відмов, матеріали валів

Вали сприймають сили з боку передач і зазнають складної деформації: згин, кручення, розтяг, стискання. У процесі роботи можливі поломки статичні та втомні, а також деформації неприпустимих значень.

У зв'язку з цим основними критеріями працездатності є міцність, жорсткість і вібронестійкість. У валів, які працюють у парі з підшипниками ковзання, важливо забезпечити зносостійкість цапф.

Практикою встановлено, що руйнування валів і осей швидкохідних машин у більшості випадків має утомний характер, тому основним для валів є розрахунок на опір утоми. Крім того, їх розраховують на жорсткість і вібронестійкість.

До матеріалів машинних валів ставляться вимоги достатньої міцності, жорсткості, ударної в'язкості при мінімальній чутливості до концентрації напружень.

Для виготовлення валів (осей) використовують сталі вуглецеві (переважно 30, 40, 45 і 50) і леговані (40Х, 40ХН, 40ХНМА та ін.) у вигляді прокату або поковок. Вид термічної обробки – покращання. Вали, які працюють у парі з підшипниками ковзання, а також шліцьові вали виготовляють зі сталей марок 20Х, 20ХН із цементацією і подальшим загартовуванням.

## 1.4 Розрахунки машинних валів і осей

З погляду розрахунку вісь є частковим випадком машинного вала, тому їхні розрахунки надалі розглядаються спільно.

Стосовно деталей типу валів і осей чітко розмежовуються два види розрахунків: проєктувальний, ціль якого – визначити вихідний розмір для наступного конструювання, і перевірочний, яким перевіряється працездатність спроектованої деталі. Надалі кожний вид розрахунку розглядається окремо.

Основними критеріями працездатності для валів і осей є міцність і жорсткість. Нерезонансність, характерна для валів обмеженого кола спеціальних машин, – не розглядається.

### 1.4.1 Проєктувальні розрахунки

Розрахунки валів на міцність виконують у кілька етапів.

**На першому етапі** (орієнтовний розрахунок), коли відомий тільки обертальний момент  $T$  на валу, але невідома довжина валу, а отже, і згинальні моменти на ділянках, орієнтовно визначають мінімальний діаметр  $d_{min}$  з умови міцності його тільки на кручення при знижених допустимих напруженнях  $[\tau] = 25 \dots 30 \text{ МПа}$ :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} \cong 6 \cdot \sqrt[3]{T}. \quad (1.1)$$

Мінімальний діаметр валу потрібний для подальшого виконання його ескізу та визначення діаметрів усіх ділянок валу з урахуванням конструктивних і технологічних факторів.

Цією ж формулою умовно можна скористатися й для розрахунку діаметра осі.

Значно більш достовірні результати для небезпечного перерізу можна одержати, ведучи розрахунок за приведеними напруженнями за умови згинної міцності (другий етап). Але цей розрахунок можливий лише в тому випадку, коли хоча б приблизно відомі відстані між опорами й положенням деталей на валу (осі).

**Другий етап** – проєктний розрахунок (уточнений) проводять за таким алгоритмом.

1. Визначити значення й напрям зусиль, що діють на вал.

Основні навантаження на вали створюють сили, що діють у зубчастих і черв'ячному зачепленнях. Наявністю осьових сил, що значно не впливають на напружений стан деталі, можна зневажити.

Також визначають сили на консольному кінці вхідного або вихідного валу, якщо на ньому посаджений шків пасової передачі або зірочка ланцюгової передачі.

При визначенні напрямку сил, що виникають у зубчастих і черв'ячних передачах, слід урахувувати, що на веденому колесі окружна сила є рушійною і спрямована в бік обертання (табл. 1.3). На ведучій шестерні (чи черв'яку) колова сила є реакцією з боку веденого колеса й спрямована в бік, протилежний до обертання. Радіальні зусилля спрямовані до центру зубчастих коліс (осі черв'яка). Напрямок осьового зусилля в циліндричних передачах із похилим зубом залежить від напрямку нахилу зубця й напрямку обертання і, як правило, спрямований усередину зубця колеса. У конічних прямозубих колесах осьове зусилля завжди спрямоване від вершини початкового конуса (рис. 1.10).

Силу  $F_g$ , що діє на вал з боку ланцюгової передачі, можна розрахувати за формулою

$$F_g = 1,15 \cdot F_{tzip}, \quad (1.2)$$

де  $F_{tzip}$  – колова сила на зірочці.

$$F_{tzip} = \frac{2000 \cdot T_{zip}}{d_{zip}}, \quad (1.3)$$

де  $T_{zip}$  – обертовий момент на зірочці;

$d_{зир}$  – ділительний діаметр зірочки.

Силу  $Q$ , що діє на вал з боку пасової передачі, можна розрахувати за формулою

$$Q = 2 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}, \quad (1.4)$$

де  $F_0$  – сила попереднього натягу віток пасу;

$\alpha_1$  – кут обхвату пасом ведучого шківів.

Таблиця 1.3 – Складові зусилля в зачепленні

Тип зачеплення	Сила		
	Колова	Радіальна	Осьова
Циліндричне прямозубе (рис. 1.9, а)	$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1}$	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$	—
Циліндричне косозубе (рис. 1.9, б)	$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{s1}}$	$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$	$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$
Шевронне (для півшеврона) (рис. 1.9, в)	$F_t' = \frac{1000 \cdot T_1}{d_{s1}}$	$F_r = F_t' \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$	$F_a = F_t' \cdot \operatorname{tg} \beta$
Конічне прямозубе (рис. 1.9, з)	$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}}$	$F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1;$ $F_{r1} = F_{a2}$	$F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1;$ $F_{a2} = F_{r1}$
Черв'ячне (рис. 1.9, д)	$F_{t1} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} =$ $= F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho');$ $F_{t2} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2} =$ $= \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}$	$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$F_{a1} = F_{t2};$ $F_{a2} = F_{t1}$

Якщо ж на кінці вала посаджена муфта, приблизно можна вважати, що на вал діє тільки крутний момент. При перевірочних розрахунках необхідно

враховувати, що багато типів муфт створюють додаткове радіальне зусилля на вали.

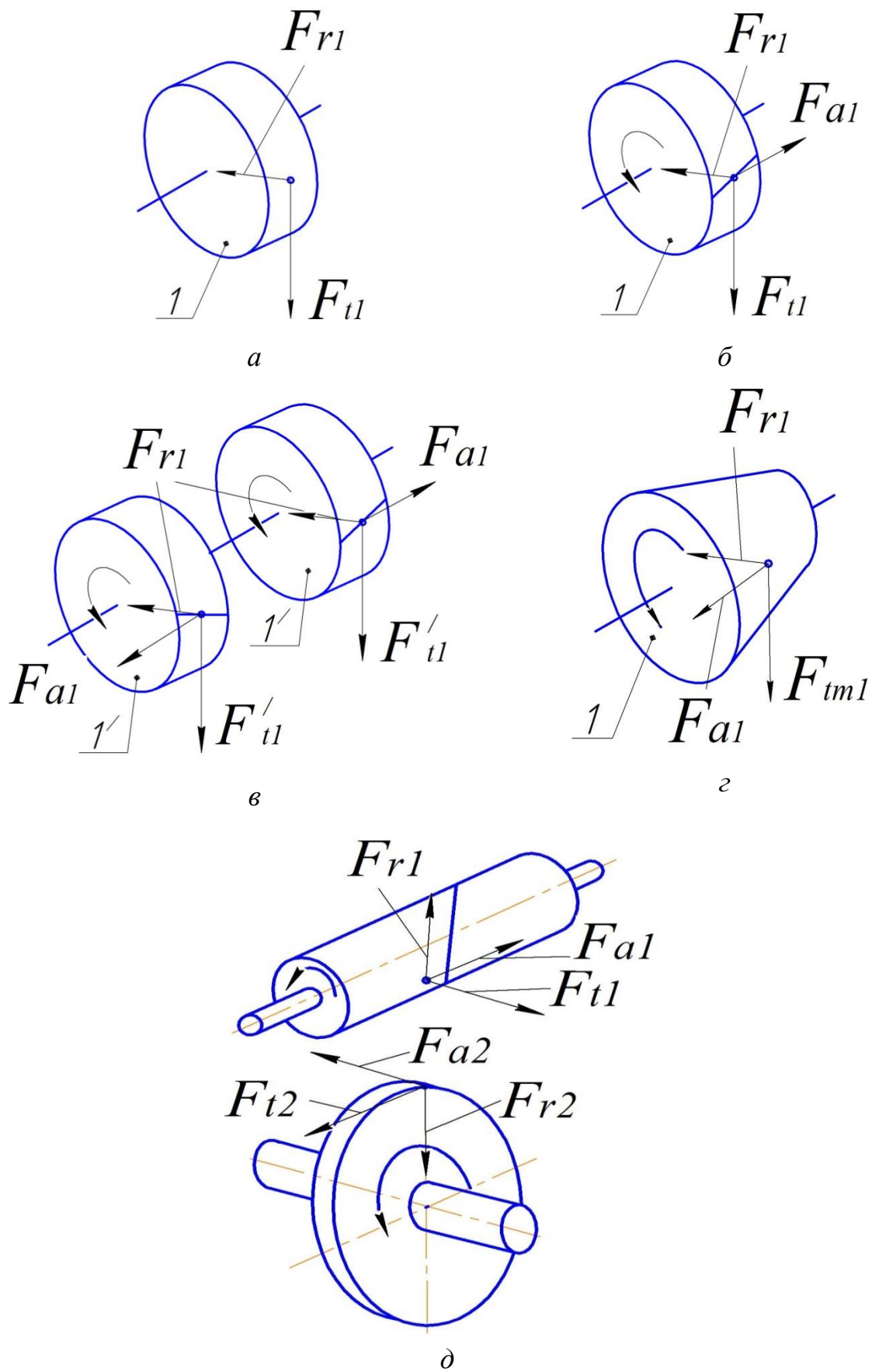


Рисунок 1.10 – Сили в зачепленні циліндричних: прямозубих (а), косоозубих (б), шевронних (в); конічних прямозубих (г) і черв'ячних (д) передач

Його значення приблизно можна приймати, як:

$$- F_M \cong 50 \cdot \sqrt{T_{\text{вх}}} - \text{для муфти на вхідному валу};$$

$$- F_M \cong 125 \cdot \sqrt{T_{\text{вих}}} - \text{для муфти на вихідному валу},$$

де  $T_{\text{вх}}, T_{\text{вих}}$  – обертові моменти на вхідному й вихідному валах.

2. Зовнішні сили, що діють на деталі, привести до осі їхнього обертання й розкласти у взаємно перпендикулярних осьових площинах. Скласти схему завантаження валу.

При складанні розрахункової схеми вали розглядають як прямі бруси, що лежать на шарнірних опорах. У розрахункових схемах використовують три основних типи опор: шарнірно-нерухому, шарнірно-рухому, защемлення або закладення. Защемлення застосовують іноді в опорах нерухомих осей. Для обертових осей і валів защемлення не допускають.

Вибираючи тип розрахункової опори, необхідно враховувати, що деформації валів зазвичай дуже малі, і якщо конструкція дійсної опори допускає хоча б невеликий поворот або переміщення, то цього достатньо, щоб вважати її шарнірною або рухомою. При цих умовах підшипники, що одночасно сприймають осьові й радіальні навантаження, замінюють шарнірно-нерухомими опорами, а підшипники, що сприймають тільки радіальні навантаження, – шарнірно-рухомими.

Реакції в опорах визначають за правилами опору матеріалів. Сумарна реакція в опорі є радіальним навантаженням на підшипник  $F_R$ . Приймають, що радіальні реакції  $F_R$  прикладені до осі вала в точках перетинання з нею нормалей, проведених до середин контактних площадок на зовнішніх кільцях. Відстань між цими точками залежить від схеми розташування підшипників і величини кута  $\alpha$  – початкового кута контакту, який вибирається зі стандарту для конкретного підшипника кочення.

На рис. 1.11 представлені розрахункові схеми опор валів і осей.

Для радіальних підшипників (див. рис. 1.11, а) шарнірна опора перебуває на відстані, яка дорівнює середині ширини підшипника, –  $B$ .

Для радіально-упорних підшипників шарнірна опора перебуває на відстані  $a$  від торця кільця підшипника (див. рис. 1.11, б), яку можна розрахувати, як:

– для однорядних радіально-упорних кулькових підшипників

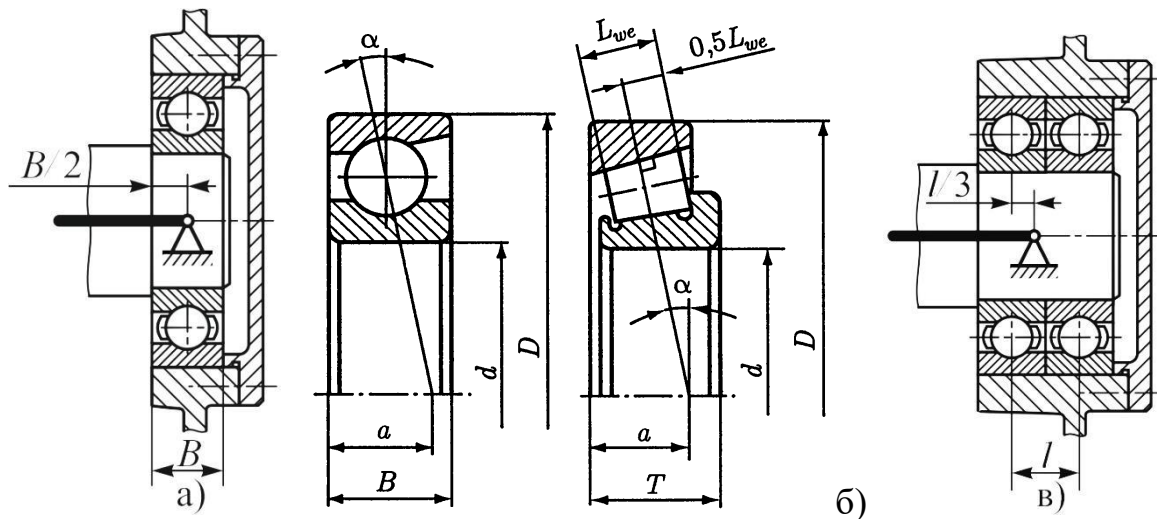


$$a = 0,5 \left[ B + \frac{(d + D)}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right]; \quad (1.5)$$

– для однорядних конічних роликотідшипників

$$a = 0,5 \left[ T + \frac{(d + D) \cdot e}{3} \right];$$

де  $d, D, B, T, \alpha$  – геометричні параметри підшипників кочення.



*а* – підшипники радіальні однорядні; *б* – підшипники радіально-упорні;  
*в* – два підшипника в опорі

Рисунок 1.11 – Розрахункові схеми опор валів і осей

У валів, які обертаються в підшипниках кочення, установлених по два в опорі (див. рис. 1.11, в), основні реакції сприймаються підшипниками, які розміщені з боку навантаженої ділянки валу. Зовнішні підшипники навантажені значно менше, тому положення шарнірної опори визначається відстанню  $l/3$ , де  $l$  – відстань між осями обертання тіл кочення.

Навантаження від зубчастих коліс, шківів, зірочок та інших подібних деталей передаються на вали через поверхні контакту. У розрахунках валів ці навантаження замінюють зосередженими еквівалентними силами, прикладеними в середині маточини.

При дії на вал навантажень у різних площинах їх зазвичай розкладають на дві взаємно перпендикулярні площини. При відхиленнях сил від координатних площин на кут, менший  $15^\circ$ , їх можна поєднувати із цими площинами. Взаємно перпендикулярні площини умовно названі вертикальною («В») і горизонтальною («Г»).

3. Визначити реакції опор у кожній із взаємно перпендикулярних площин. Результируюча опорна реакція використовується як радіальне навантаження, що діє на підшипник:

$$F_R = \sqrt{R_B^2 + R_G^2} . \quad (1.6)$$

4. Побудувати епюри згинальних моментів у кожній із координатних площин. Для вала додатково побудувати епюру обертаючого моменту.

5. Аналізом епюр установити небезпечні перерізи вала. Для кожного небезпечного перерізу розрахувати сумарний згинальний момент за формулою

$$M_{3z\Sigma} = \sqrt{M_B^2 + M_G^2} . \quad (1.7)$$

Приклади схем завантаження валів і побудованих епюр згинаючих і обертаючих моментів представлені на рис. 1.12.

6. Для вала знайти приведений момент у небезпечному перерізі за формулою

$$M_{прив} = \sqrt{M_{3z\Sigma}^2 + (\alpha T \cdot 10^3)^2} , \quad (1.8)$$

де  $\alpha$  – поправочний коефіцієнт, що враховує різний ступінь небезпеки для матеріалу вала нормальних і дотичних напружень, коли вони міняються в часі за різними циклами. Приблизно можна приймати:

- для механізмів, що працюють у реверсивному режимі,  $\alpha = 1$ ;
- для інших механізмів  $\alpha = 0,65$ .

7. Виконати розрахунок діаметра осі за формулою

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{3z\Sigma}}{0,1 \cdot (1 - \beta^4) \cdot [\sigma]_{3z}}} , \quad (1.9)$$

де  $\beta = d_{вн} / d_3$  – коефіцієнт суцільності (має сенс для порожнього вала (осі) із центральним осьовим отвором у небезпечному перерізі). Значенням коефіцієнта  $\beta$  задаються з конструктивних міркувань. Найбільш повне використання можливостей матеріалу має місце при  $\beta = 0,4 \dots 0,5$  . Для суцільних, без центрального осьового отвору, валів (осей)  $\beta = 0$  ;

$d_3$  – зовнішній діаметр деталі;

$d_{вн}$  – внутрішній діаметр деталі;

$[\sigma]_{32}$  – допустимі напруження згину. Для валів і обертових осей  $[\sigma]_{32}$  рекомендується розраховувати за формулою

$$[\sigma]_{32} = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D} \cdot S), \quad (1.10)$$

де  $\sigma_{-1}$  – за табл. 1.4;

$S$  – запас міцності.

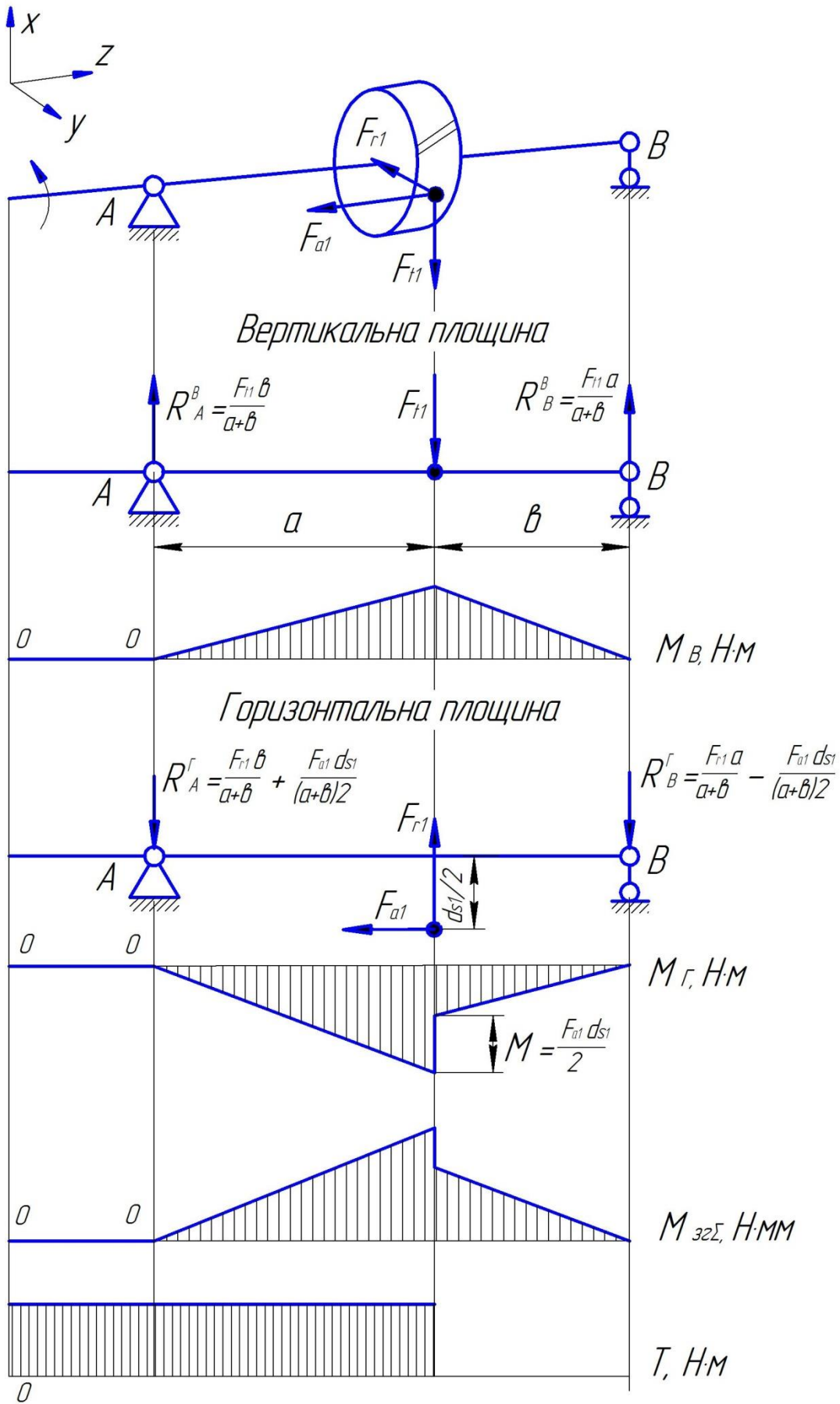


Рисунок 1.12 – Приклади схем завантаження валів, епюр згинальних і обертових моментів

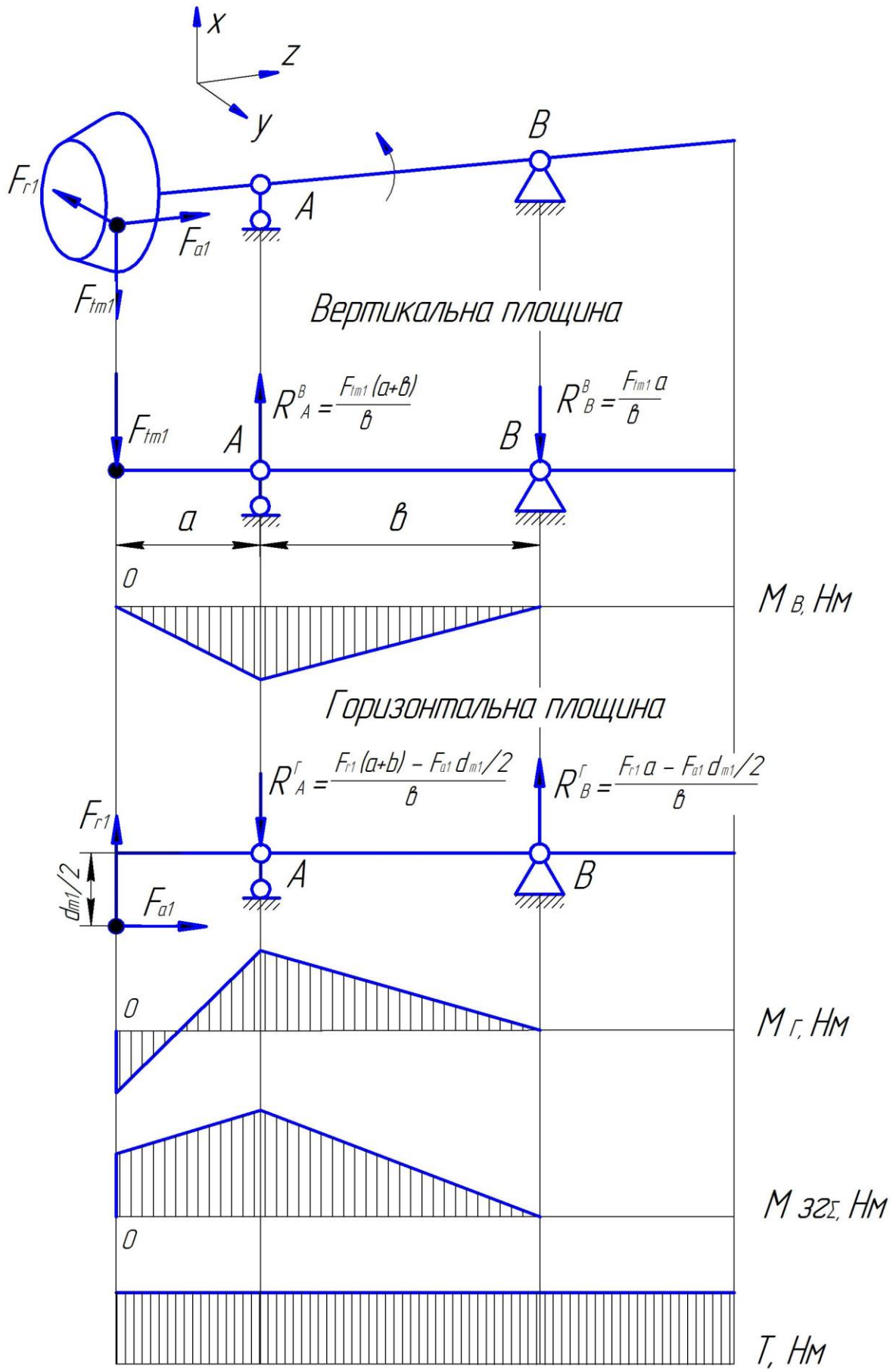


Рисунок 1.12, лист 2

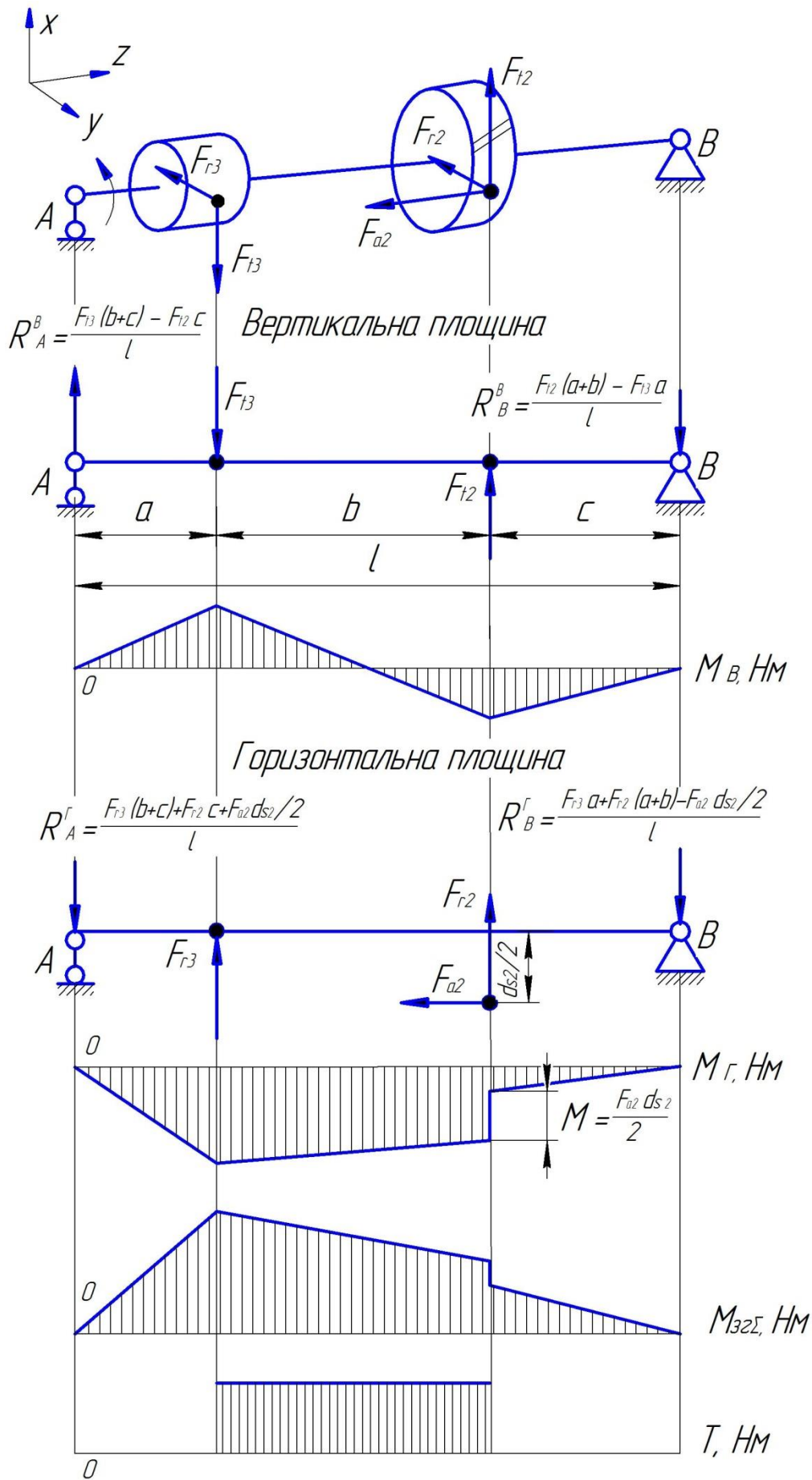


Рисунок 1.12, лист 3

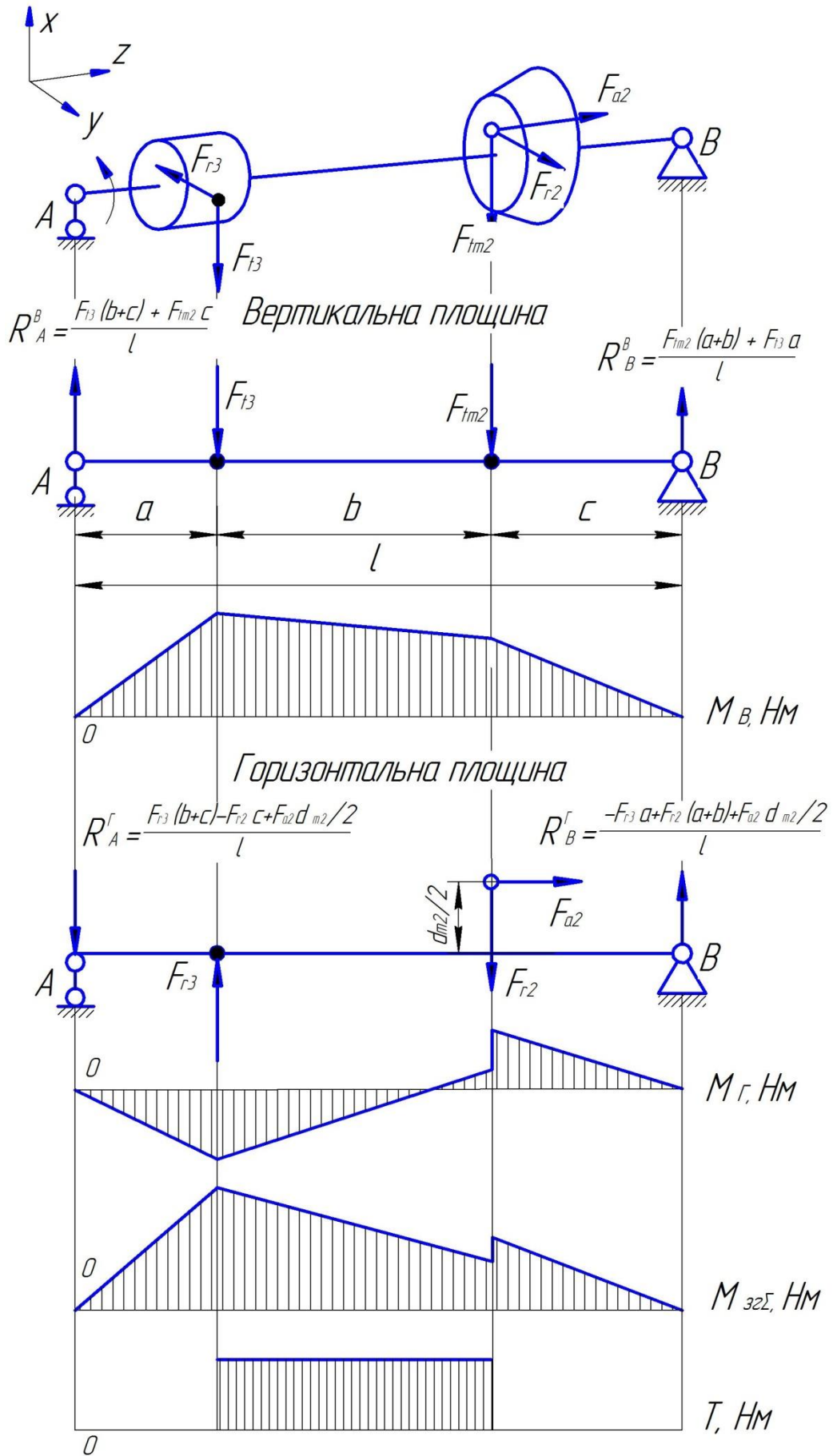


Рисунок 1.12, лист 4

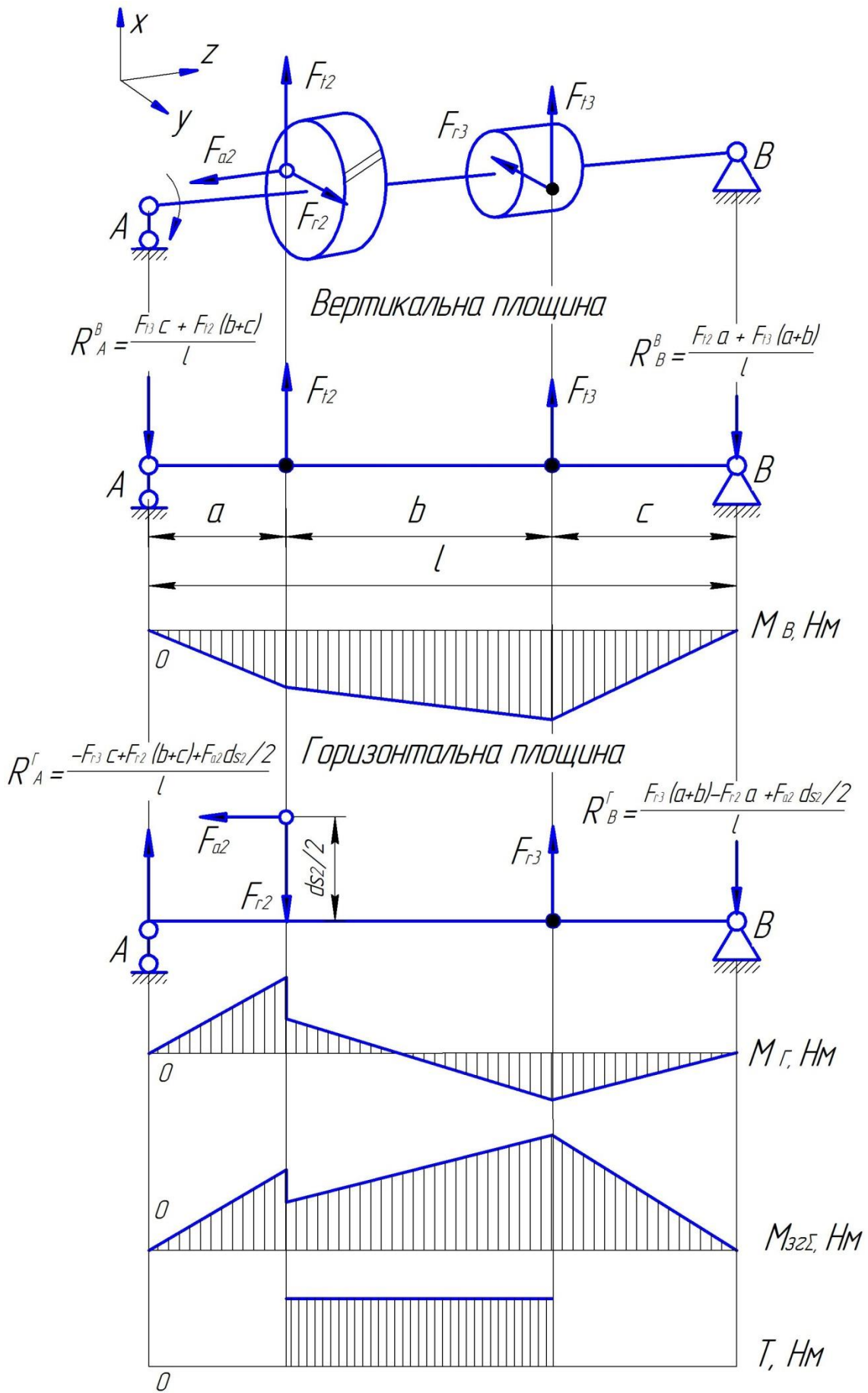


Рисунок 1.12, лист 5



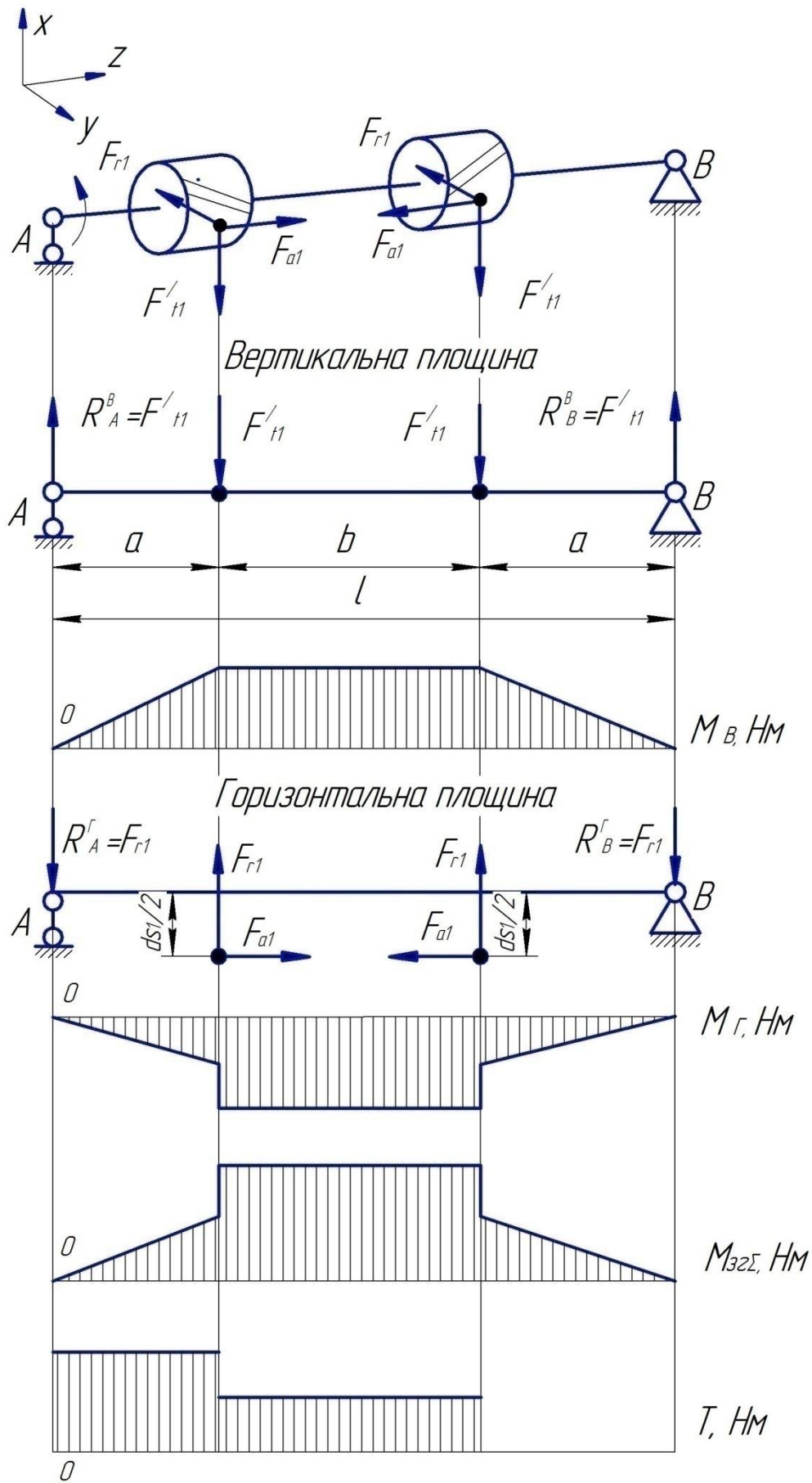


Рисунок 1.12, лист 6

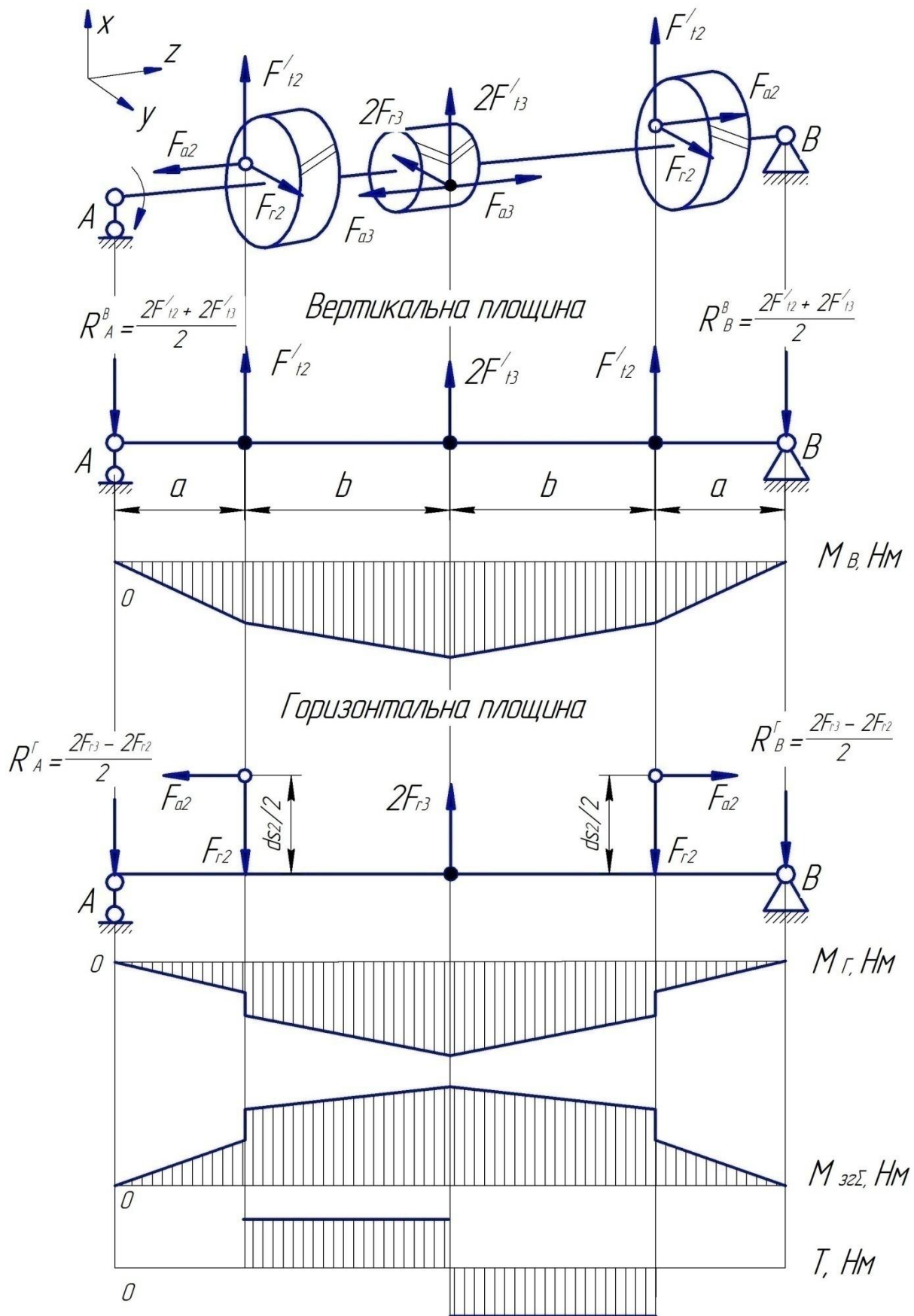


Рисунок 1.12, лист 7

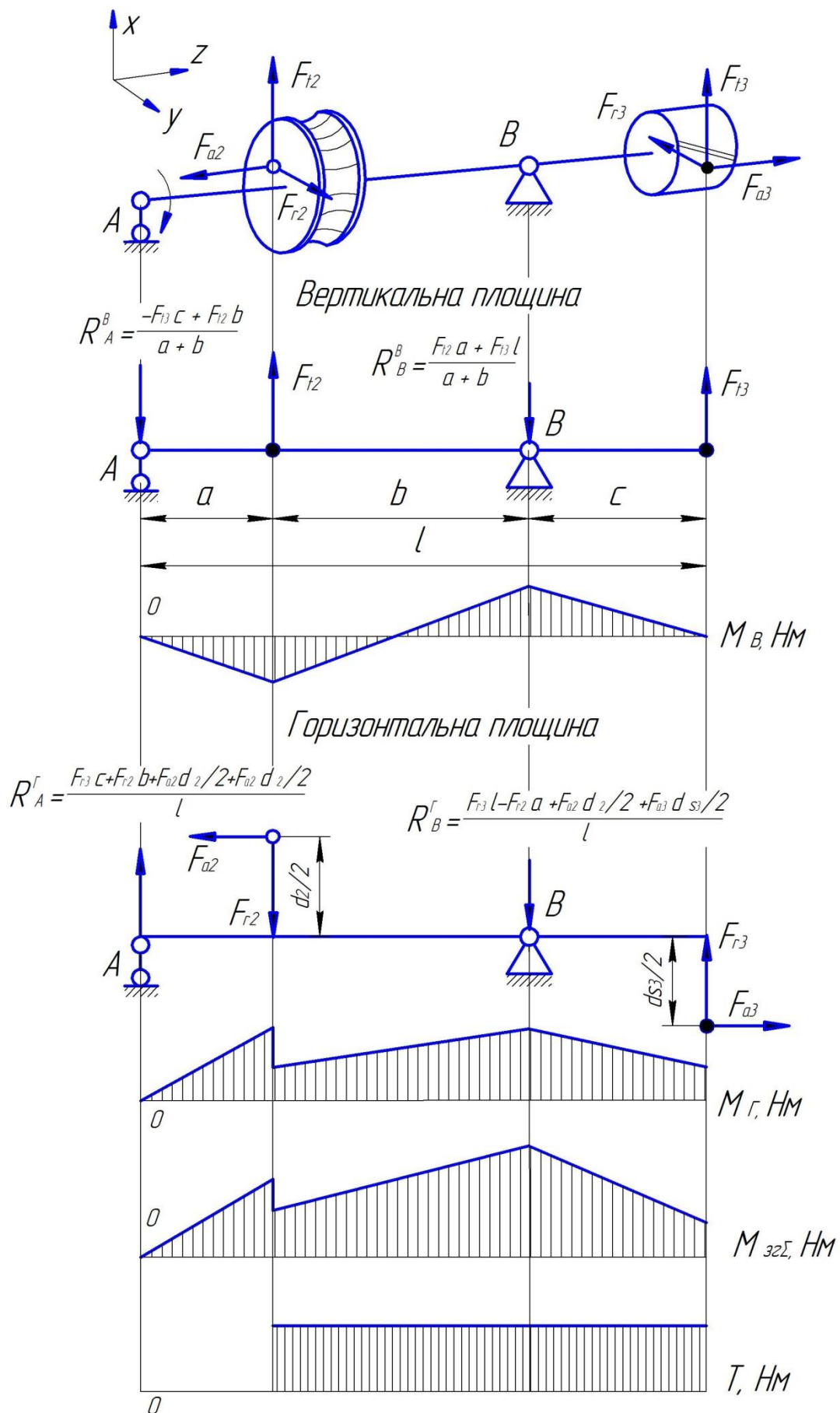


Рисунок 1.12, лист 8

8. Виконати розрахунок діаметра вала за формулою

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{прив}}}{0,1 \cdot (1 - \beta^4) \cdot [\sigma]_{32}}}. \quad (1.11)$$

З огляду на наближеність розрахунку, приймають  $S \geq 2,5$ .

Для не обертових осей

$$[\sigma]_{32} = \frac{\sigma_T}{S}, \quad (1.12)$$

де  $\sigma_T$  – за табл. 1.4;

$S$  – запас міцності. Аналогічно попередньому  $S \geq (2,5...3)$ .

Таблиця 1.4 – Механічні характеристики матеріалів валів і осей

Марка сталі	Твердість HB	$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\tau_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$
		МПа				
Ст. 5	190	520	280	150	220	130
Ст. 6	200	650	330	220	270	170
35	190	540	320	190	230	135
45	200	600	340	220	250	150
40X	200	730	500	280	320	200
40XH	240	820	650	390	260	210
20X	197	650	400	240	300	160
12XН3А	260	950	700	490	420	210
18ХГТ	330	1150	950	665	520	280
30ХГТ	320	1150	950	665	520	310

Коефіцієнт  $K_{\sigma D}$  урахує вплив усіх факторів на границю витривалості реальної деталі:

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_F - 1 \right) / K_V. \quad (1.13)$$

Найменування коефіцієнтів, що ввійшли у формулу, і їхнє значення наведені в розділі «Перевірочні розрахунки».

Номинальні розміри, отримані розрахунком, округлюють відповідно до значень нормальних розмірів, наведених у стандарті: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 15, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 58, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 115, 120, 125, 130, 135, 140, 145, 150, 155, 160, 165, 170, 175, 180, 185, 190, 195, 200, 205, 210, 215, 220, 225, 230, 235, 240, 245, 250, 260, 270, 280, 290, 300, ... 990, 1000 (слід вибирати більше значення з даного ряду).

### ***1.4.2 Перевірочні розрахунки***

Перевірочні розрахунки виконуються по можливості точно, з урахуванням усіх силових факторів, що впливають на напружений стан деталей. Як відзначалося, причиною виходу з ладу деталей типу валів і осей можуть стати недостатня міцність і жорсткість. Причому для валів і обертових осей варто розрізняти втомну міцність при номінальних навантаженнях (витривалість) і статичну міцність при пікових навантаженнях. Для не обертових осей характерна тільки остання.

#### *1.4.2.1 Перевірочний розрахунок на витривалість*

Розрахунок на витривалість містить у собі визначення запасу міцності фактичного напруженого стану в небезпечному перерізі щодо стану руйнування й порівняння цього запасу з допустимими значеннями:

$$S \geq [S]. \quad (1.14)$$

Рекомендується, у залежності від точності розрахунків, приймати

$$[S] \geq 1,7 \dots 2,5.$$

Запас міцності  $S$  при спільній дії нормальних і дотичних напружень (вали) може бути розрахований за формулою

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}. \quad (1.15)$$

Запас міцності по нормальних напруженнях

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}. \quad (1.16)$$

Запас міцності по дотичних напруженнях

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}. \quad (1.17)$$

При дії тільки нормальних напружень (осі)

$$S = S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad (1.18)$$

де  $\sigma_a, \tau_a$  – змінні складових циклів напружень;

$\sigma_m, \tau_m$  – сталі складові циклів.

Якщо зовнішні навантаження незмінні, то

$$\sigma_a = \sigma_{z2}; \quad \sigma_m = \sigma_{p(cm)}.$$

При розрахунках  $\tau_a = \tau_{кр}$  розрізняють два випадки:

– вал працює в реверсивному режимі (симетричний цикл):

$$\tau_a = \tau_{кр}, \quad \tau_m = 0;$$

– режим роботи вала нереверсивний (пульсуючий цикл як гірший із можливих):

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{кр}}{2}.$$

Вибір і призначення величин, що входять у розрахункові формули:

$\sigma_{-1}, \tau_{-1}$  – границі витривалості, відповідно, при симетричному циклі згину й симетричному циклі кручення (див. табл. 1.4);

$K_{\sigma D}, K_{\tau D}$  – сумарні коефіцієнти, що враховують вплив усіх факторів на опір втоми, відповідно, при згині й крученні:

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_F - 1 \right) / K_V ;$$

$$K_{\tau D} = \left( \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + K_F - 1 \right) / K_V , \quad (1.19)$$

де  $K_{\sigma}, K_{\tau}$  – ефективні коефіцієнти концентрації, відповідно, при симетричному згині й крученні. Деякі значення цих коефіцієнтів наведені в табл. 1.5;

$K_{d\sigma}, K_{d\tau}$  – коефіцієнти впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу (табл. 1.6);

$K_F$  – коефіцієнт впливу шорсткості поверхні (табл. 1.7);

$K_V$  – коефіцієнт впливу зміцнення, що вводиться для валів із поверхневим зміцненням. До поверхневого зміцнення відносять: поверхнєве пластичне деформування (ППД) за рахунок обдування дробом, наклепу роликками, вигладжування, карбування й т. п.; хіміко-термічні методи обробки: цементацію, азотування, ціанування; поверхнєве гартування струмами високої частоти; променеві методи. Значення цього коефіцієнта наведено в табл. 1.8;

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$  – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень (табл. 1.9).

Для розрахунку  $\sigma_a = \sigma_{32}$  необхідно, з огляду на всі зовнішні діючі на деталь сили, зазвичай у взаємно перпендикулярних площинах побудувати епюри згинальних моментів і для перетинів, що перевіряються, розрахувати сумарні моменти:

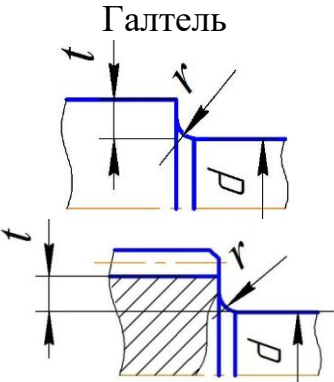
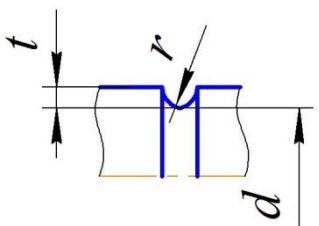
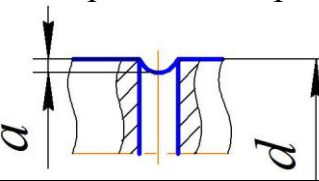
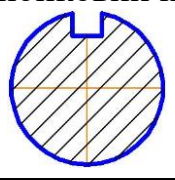
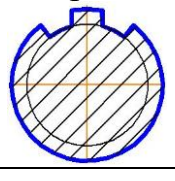
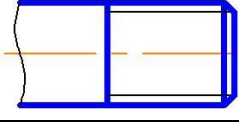
$$M_{32\Sigma} = \sqrt{M_B^2 + M_G^2} . \quad (1.20)$$

Напруження згину в загальному випадку розраховуються за формулою

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32\Sigma}}{W_x} , \quad (1.21)$$

де  $W_x$  – осьовий момент опору матеріалу деталі вала згину в небезпечному перерізі (табл. 1.10).

Таблиця 1.5 – Коефіцієнти концентрації при згині  $K_\sigma$ , крученні  $K_\tau$

Концентратор	$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}; \frac{a}{d}$	$\sigma_B, \text{МПа}$	$K_\sigma$	$K_\tau$
<p>Галтель</p> 	2	0,01	500...1 200	1,55...1,70	1,40...1,45
		0,02		1,80...2,15	1,55...1,70
		0,03		1,80...2,25	1,55...1,70
		0,05		1,75...2,20	1,55...1,75
	3	0,01	500...1 200	1,90...2,20	1,55...1,75
		0,02		1,95...2,40	1,60...1,85
		0,03		1,95...2,45	1,65...1,90
	5	0,01	500...1 200	2,10...2,50	2,2...2,60
		0,02		2,15...2,65	2,10...2,40
	<p>Виточка</p> 	1,00	0,20	500...1 200	2,05...2,50
1,00		0,20	1,85...2,25		
2,00		0,20	2,25...2,70		
2,00		0,50	2,05...2,50		
<p>Поперечний отвір</p> 	—	0,05... ...0,25	700	1,90	1,75
			1000	2,00	2,00
<p>Шпонковий паз</p> 	—	—	500	1,65	1,40
			700	1,90	1,70
			900	2,15	2,05
			1 200	2,50	2,40
<p>Шліці прямобічні</p> 	—	—	500	1,45	2,25
			700	1,60	2,45
			900	1,70	2,65
			1 200	1,75	2,80
<p>Різьба</p> 	—	—	500	1,80	1,40
			700	2,20	1,70
			900	2,45	2,05
			1 200	2,90	2,40
Вали-шестірні	—	—	500...1 200	1,60...1,75	1,50...1,60
Витки черв'яка	—	—	700...1 400	2,30...2,50	1,70...1,90
Посадка підшипників на вали	—	—	500...1 200	2,40...3,60	1,80...2,50



Таблиця 1.6 – Залежність значень коефіцієнтів впливу абсолютних розмірів  $K_{d\sigma}, K_{d\tau}$  від діаметра вала

Напружений стан	Матеріал	Значення $K_d$ при діаметрі вала $d$ , мм							
		15	20	30	40	50	70	100	200
Згин і кручення	Вуглецева сталь	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
	Легована сталь	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблиця 1.7 – Значення коефіцієнту  $K_F$  впливу шорсткості поверхні

Середнє арифметичне відхилення профілю $R_a$ , мкм	$\sigma_B$ , МПа		
	400	600	1200
0,08...0,32	1,00	1,00	1,00
0,32...2,50	1,05	1,10	1,25
3,20...20,00	1,20	1,25	1,50

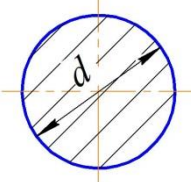
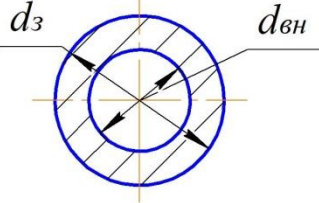
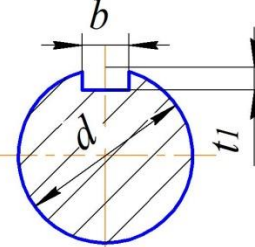
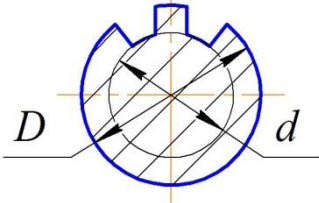
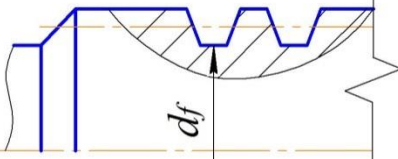
Таблиця 1.8 – Коефіцієнти впливу зміцнення  $K_V$  при поверхневій обробці

Вид обробки	Загартування СВЧ на глибину 0,9...1,5 мм	Азотування на глибину 0,1...0,4 мм	Цементация на глибину 0,1...0,6 мм	Ціанування на глибину 0,2 мм	Обкочування роликом	Обдування дробом
$d = 7...20$	$\frac{1,30...1,60}{1,60...2,80}$	$\frac{1,15...1,25}{1,90...3,00}$	$\frac{1,20...2,10}{1,50...2,50}$	1,80	$\frac{1,20...1,40}{1,50...2,20}$	$\frac{1,10...1,30}{1,40...2,50}$
	$\frac{1,20...1,50}{1,50...2,50}$	$\frac{1,10...1,15}{1,30...2,00}$	$\frac{1,10...1,50}{1,20...2,00}$		—	$\frac{1,10...1,25}{1,30...1,80}$
<b>Примітка.</b> У чисельнику дробу наведені значення $K_V$ для зразка без концентрації напружень, у знаменнику – для зразків із концентрацією напружень						

Таблиця 1.9 – Усереднені значення коефіцієнтів чутливості матеріалу до асиметрії циклу –  $\psi_\sigma$ ,  $\psi_\tau$

Матеріали	Коефіцієнти	
	$\psi_\sigma$	$\psi_\tau$
Мало вуглецеві сталі	0,15	0,05
Середнє вуглецеві сталі	0,20	0,10
Леговані сталі	0,25	0,15

Таблиця 1.10 – Значення  $W_x$ ,  $W_\rho$ ,  $A$  для різних форм перетинів вала

Форма перетину вала	$W_x$	$W_\rho$	$A$
	$0,1 \cdot d^3$	$0,2 \cdot d^3$	$\frac{\pi \cdot d^2}{4}$
	$0,1 \cdot d_3^3 \cdot (1 - \beta^4)$	$0,2 \cdot d_3^3 \cdot (1 - \beta^4)$	$\frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \times (1 - \beta^2)$
	$0,1 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}$	$0,2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}$	$\frac{\pi \cdot d^2}{4} - b \cdot t_1$
	$0,1 \cdot \frac{(D + d)^3}{2 \cdot d}$	$0,2 \cdot d^3$	$\frac{\pi \cdot d^2}{4}$
	$\frac{\pi \cdot d_f^3}{32}$	$\frac{\pi \cdot d_f^3}{16}$	$\frac{\pi \cdot d_f^2}{4}$

Напруження  $\sigma_m = \sigma_{p(cm)}$  розраховуються за формулою

$$\sigma_{p(cm)} = \frac{F_{a\Sigma}}{A}, \quad (1.22)$$

де  $F_{a\Sigma}$  – сумарна осьова сила в перерізі, що перевіряється;

$A$  – площа поперечного перерізу в небезпечному перетині вала (див. табл. 1.10).

Напруження кручення, необхідні для розрахунків  $\tau_a, \tau_m$ , визначаються за формулою

$$\tau_{кр} = \frac{1000 \cdot T}{W_p}, \quad (1.23)$$

де  $W_p$  – полярний момент опору матеріалу деталі вала крученню в небезпечному перерізі (див. табл. 1.10).

#### 1.4.2.2 Перевірочний розрахунок на статичну міцність

Для валів і обертових осей розрахунок на статичну міцність є додатковим. Виконується тільки у випадку, коли кратність пікових навантажень щодо номінальної  $K_{неп} \geq \frac{\sigma_T \cdot K_\sigma}{\sigma_{-1} \cdot K_{d\sigma}}$  (приблизно  $K_{неп} > 2$ ).

Розрахунком перевіряється умова:

– для валів:

$$\sigma_{екв\max} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2} \leq [\sigma], \quad (1.24)$$

де  $\sigma_{\max} = \sigma_{зг\max} + \sigma_{p(cm)} = K_{неп} \cdot (\sigma_{зг} + \sigma_{p(cm)})$ ;

$\tau_{\max} = K_{неп} \tau_{кр}$ ;

$[\sigma] \cong 0,8\sigma_T$ ;

– для обертових осей:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma], \quad (1.25)$$

де  $\sigma_{\max} = \sigma_{зг\max} + \sigma_{p(cm)} = K_{неп} \cdot (\sigma_{зг} + \sigma_{p(cm)})$ ;

$[\sigma] \approx 0,8\sigma_T$ .

Цей розрахунок є основним для необертювих осей, для яких перевірючий розрахунок на витривалість не виконується. Аналогічно обертювими осями перевіряється умова  $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$ , однак значення допустимих напружень вибирають більш низькими, а саме  $[\sigma] \approx (0,5 \dots 0,6)\sigma_T$ .

### 1.4.2.3 Перевірючий розрахунок на жорсткість

Розрахунок на жорсткість полягає у визначенні й обмеженні деякими допустимими значеннями: стріли прогину вала (максимальної й в окремих небезпечних місцях), кута повороту вала в підшипниках і повному відносному куті повороту двох валів у місцях закріплення зубчастих коліс. Методи визначення прогинів і кутів повороту відомі з курсу «Опір матеріалів». При практичних розрахунках широко користуються методом одиничних сил або принципом незалежної дії сил, що дозволяє вести обчислення за готовими формулами, наведеними в довідковій літературі (табл. 1.11).

Прогини й кути повороту, знайдені в одній розрахунковій площині, складаються алгебраїчно (з урахуванням знаку), а знайдені у взаємно перпендикулярних площинах – квадратичним додаванням:

$$y = \sqrt{y_B^2 + y_G^2}, \quad (1.26)$$

$$\theta = \sqrt{\theta_B^2 + \theta_G^2}. \quad (1.27)$$

З огляду на те, що розрахунок значно ускладнюється різною жорсткістю вала на ділянках із різними діаметрами, у розрахунках зниженої точності умовно приймають діаметр вала величиною постійною, що дорівнює деякому середньому значенню. Для розрахунку ступінчастих валів варто користуватися інтегралами Мору.

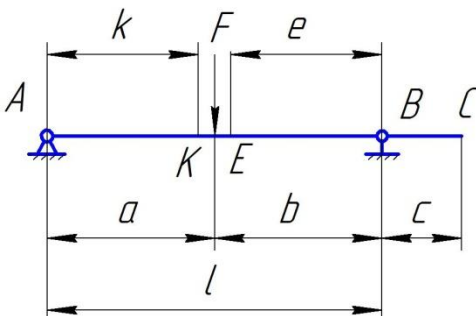
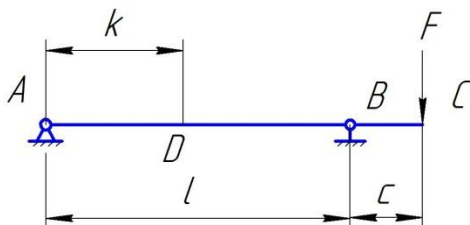
Граничні допустимі прогини, кути повороту вала в кожному конкретному випадку повинні призначатися з урахуванням особливостей конструкції вала, сполучених деталей і вузлів, а також усього механізму в цілому.

Допустимі значення кутів повороту  $[\theta]$  перетину вала в місцях розташування деталей наведені нижче:

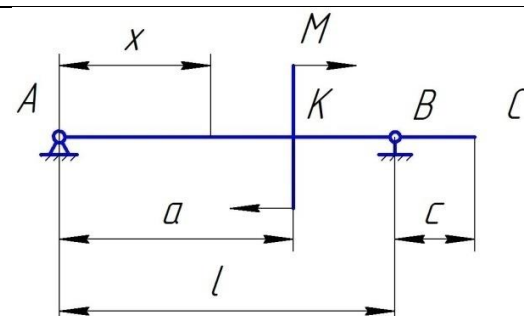
- підшипники кочення:
  - кулькові однорядні – 0,005;
  - кулькові сферичні – 0,05;
  - роликові циліндричні – 0,0025;

- роликові конічні – 0,0016;
- підшипники ковзання – 0,0010.

Таблиця 1.11 – Формули для розрахунків кутів повороту й прогинів двоопорних валів

Параметр	Розрахункова схема	
		
$\theta_A$	$\frac{F \cdot a \cdot b \cdot (\ell + b)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	$-\frac{F \cdot c \cdot \ell}{6 \cdot E \cdot I}$
$\theta_B$	$-\frac{F \cdot a \cdot b \cdot (\ell + a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	$\frac{F \cdot c \cdot \ell}{3 \cdot E \cdot I}$
$\theta_C$	$\theta_B$	$\frac{F \cdot c \cdot (2 \cdot \ell + 3 \cdot c)}{6 \cdot E \cdot I}$
$\theta_D$	$\frac{F \cdot b \cdot (\ell^2 - b^2 - 3 \cdot k^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	$\frac{F \cdot c \cdot (3 \cdot k^2 - \ell^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$
$\theta_E$	$-\frac{F \cdot a \cdot (\ell^2 - a^2 - 3 \cdot e^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	—
$\theta_K$	$\frac{F \cdot a \cdot b \cdot (b - a)}{3 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	—
$y_D$	$\frac{F \cdot b \cdot k \cdot (\ell^2 - b^2 - k^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	$-\frac{F \cdot c \cdot k \cdot (\ell^2 - k^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$
$y_E$	$\frac{F \cdot a \cdot e \cdot (\ell^2 - a^2 - e^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	—
$y_K$	$\frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot \ell}$	—
$y_C$	$\theta_B \cdot c$	$\frac{F \cdot c^2 \cdot (\ell + c)}{3 \cdot E \cdot I}$

Продовження табл. 1.11

Параметр	Розрахункова схема	
		
$\theta_A$	$\frac{M \cdot l}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left( 2 - \frac{6 \cdot a}{l} + \frac{3 \cdot a^2}{l^2} \right)$	$\frac{M \cdot l}{6 \cdot E \cdot I}$
$\theta_K$	$\frac{M \cdot l}{E \cdot I} \cdot \left( \frac{1}{3} - \frac{a}{l} + \frac{a^2}{l^2} \right)$	$\frac{M}{6 \cdot E \cdot I} \left( l - 3 \cdot \frac{x^2}{c} \right)$
$\theta_B$	$\frac{M \cdot l}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left( 1 - 3 \cdot \frac{a^2}{l^2} \right)$	$-\frac{M \cdot l}{3 \cdot E \cdot I}$
$\theta_C$	$\theta_B$	$-\frac{M}{3 \cdot E \cdot I} \cdot (l + 3 \cdot c)$
$y_x$	<p>При <math>0 \leq x &lt; a</math></p> $\frac{M}{6 \cdot E \cdot I} \left[ l \cdot x - 3 \cdot (l - a)^2 \frac{x}{l} - \frac{x^3}{l} \right]$ <p>При <math>a \leq x \leq l</math></p> $\frac{M}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \left[ \left( 2 \cdot a - \frac{a^2}{l} - \frac{2}{3} l \right) x^2 - \frac{x^3}{3l} + (x - a)^2 \right]$	<p>При <math>0 \leq x \leq l</math></p> $\frac{M}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left[ l \cdot x - \frac{x^3}{l} + \frac{(x - l)^3}{l} \right]$
$y_C$	$\theta_B \cdot c$	$-\frac{M \cdot c}{6 \cdot E \cdot I} \cdot (2 \cdot l + 3 \cdot c)$

Для зниження концентрації навантаження на зубцях максимальний прогин валів, що несуть зубчасті колеса, зазвичай становить 0,0002...0,0003 від відстані між опорами  $l$ , а допустимий прогин під колесами становить: 0,01m – для циліндричних, 0,05m – для конічних, гепіодних і глободних передач і (0,01...0,006)m – для циліндричних черв'яків черв'ячних передач, де  $m$  – модуль.

## 1.5 Приклади розрахунків машинного валу

### 1.5.1 Проектувальний розрахунок (спрощений)

На вихідному валу редуктора розташовано колесо прямозубої циліндричної передачі та ведуча зірочка ланцюгової передачі. Потужність, яку передає колесо, становить  $P_4 = 3,0 \text{ кВт}$ , частота обертання вихідного вала  $n_{\text{вих}} = n_4 = 298,5 \text{ хв}^{-1}$ .

1. Визначимо мінімальний діаметр вала з умови крутильної міцності:

$$d_{\min} \geq 130 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 130 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,0}{298,5}} \cong 28 \text{ мм}.$$

2. Призначаємо діаметри ділянок вихідного вала:

- діаметр вала під ведучою зірочкою – 28 мм;
- діаметр вала під манжетним ущільненням – 32 мм;
- діаметр вала під підшипником – 35 мм;
- діаметр вала під колесом – 38 мм.

Попередньо у якості опор вала приймаємо підшипники № 307.

### 1.5.2 Перевірочний розрахунок на витривалість

На вхідному валу редуктора розташовані ведений шків пасової передачі й шестірня косозубої передачі. Потужність, яку передає шестірня, становить  $P_1 = 2,92 \text{ кВт}$ , частота обертання  $n_1 = 530,56 \text{ хв}^{-1}$ , момент обертання  $T_1 = 52,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , діаметр шестірні  $d_{s1} = 87,0014 \text{ мм}$ , кут нахилу зубців  $\beta = 15,3601^\circ$ . Коефіцієнт перевантаження дорівнює  $K_{\text{пер}} = 3,95$ .

Діаметри ділянок вхідного вала:

- діаметр вала під шківом – 32 мм;
- діаметр вала під манжетним ущільненням – 35 мм;
- діаметр вала під підшипником – 35 мм;
- діаметр вала під шестірнею – 40 мм.

У якості опор вала приймаємо підшипники № 7507.

1. Для виготовлення вала призначаємо нормалізовану сталь 45 із параметрами:  $\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$ ;  $\tau_{-1} = 150 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_B = 600 \text{ МПа}$  (див. табл. 1.4).

2. Визначимо значення зусиль, що діють на вал від косозубого зачеплення:



$$F_{t1} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{s1}} = \frac{2000 \cdot 52,6}{87,0014} \cong 1209 \text{ H};$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1209 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15,3601^\circ} \cong 456 \text{ H};$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1209 \cdot \operatorname{tg} 15,3601^\circ \cong 332 \text{ H}.$$

На кінці вала розташовується шків клинопасової передачі, що створює додаткове зусилля на вал від натягу пасів:  $Q = 1244 \text{ H}$ .

Для компактності всього привода електродвигун доцільно розташовувати ліворуч від вхідного вала (якщо дивитися на вал із боку шківів). Вибираємо найбільш несприятливу для навантаження вала схему розташування пасової передачі, коли кут нахилу осі пасової передачі до горизонту дорівнює  $\theta = 0^\circ$ , тому розрахунок будемо вести при розташуванні  $Q$  у горизонтальній площині.

3.3 огляду на вищесказане, складаємо розрахункову схему вала із укаванням напрямків всіх прикладених сил (рис. 1.13).

- Визначимо реакції в опорах у горизонтальній площині:

$$\sum M_A^F = 0;$$

$$-Q \cdot 0,104 + F_{t1} \cdot 0,032 + R_B^F \cdot 0,064 = 0;$$

$$R_B^F = \frac{Q \cdot 0,104 - F_{t1} \cdot 0,032}{0,064} = \frac{1244 \cdot 0,104 - 1209 \cdot 0,032}{0,064} = 1393 \text{ H}.$$

$$\sum M_B^F = 0;$$

$$-Q \cdot (0,104 + 0,064) - F_{t1} \cdot 0,032 + R_A^F \cdot 0,064 = 0;$$

$$R_A^F = \frac{Q \cdot (0,168) + F_{t1} \cdot 0,032}{0,064} = \frac{1244 \cdot 0,168 + 1209 \cdot 0,032}{0,064} = 3846 \text{ H}.$$

Перевірка:

$$\sum F_Y = 0;$$

$$Q - R_A^F + F_{t1} + R_B^F = 0;$$

- Визначимо згинальні моменти в горизонтальній площині:

$$M_1^F = 0 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_2^F = Q \cdot 0,104 = 1244 \cdot 0,104 = 129,4 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_3^F = M_4^F = R_B^F \cdot 0,032 = 1393 \cdot 0,032 = 44,6 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_5^F = 0 \text{ H} \cdot \text{м}. 1244 - 3846 + 1209 + 1393 = 0.$$

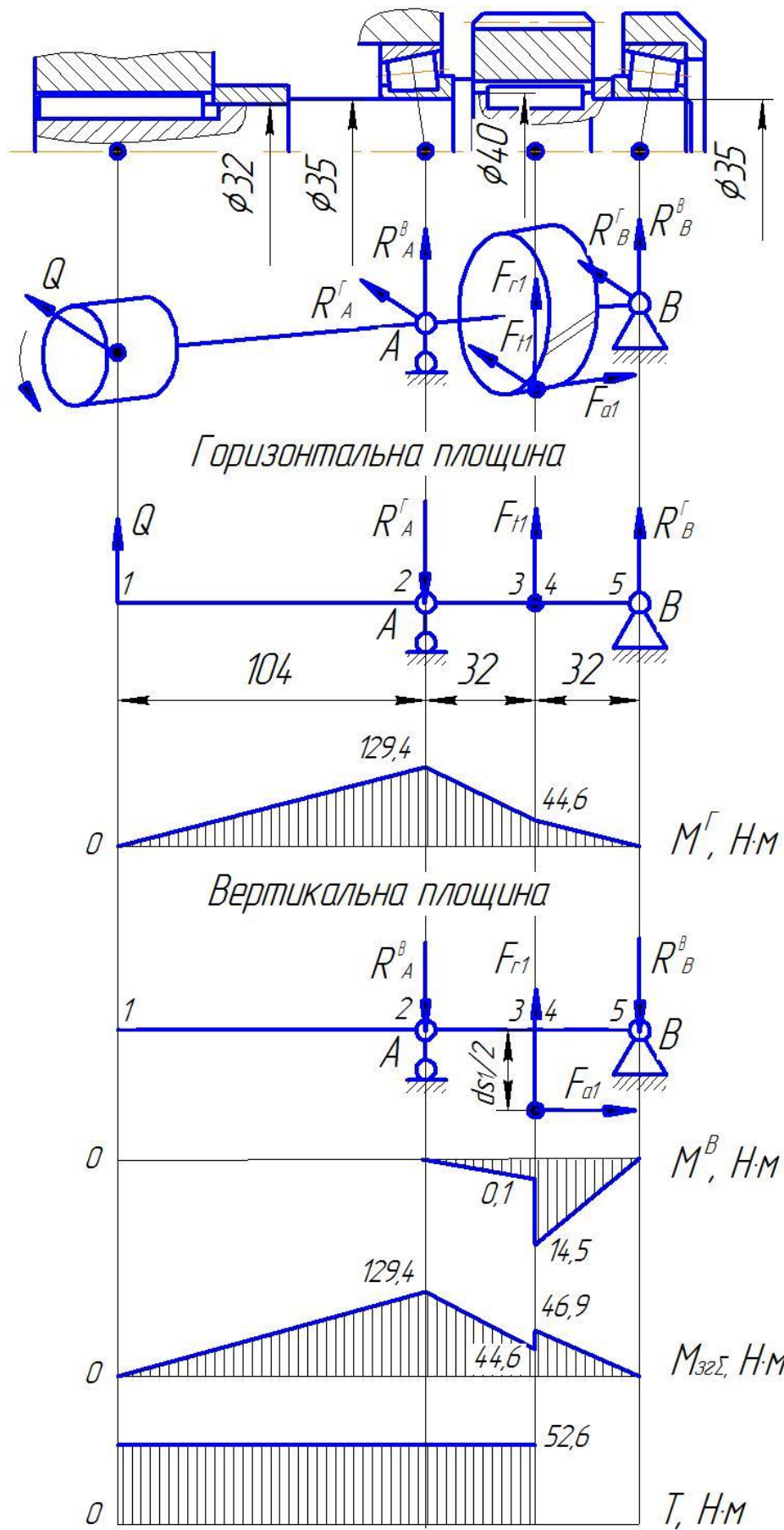


Рисунок 1.13 – Розрахункова схема, епюри згинальних та обертового моментів вхідного вала

- Визначимо реакції в опорах у вертикальній площині:

$$\begin{aligned}\sum M_A^B &= 0; \\ F_{r1} \cdot 0,032 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_B^B \cdot 0,064 &= 0; \\ R_B^B &= \frac{F_{r1} \cdot 0,032 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{0,064} = \frac{465 \cdot 0,032 + 332 \cdot \frac{0,087}{2}}{0,064} = 454 H.\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_B^B &= 0; \\ -F_{r1} \cdot 0,032 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + R_A^B \cdot 0,064 &= 0; \\ R_A^B &= \frac{F_{r1} \cdot 0,032 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{0,064} = \frac{456 \cdot 0,032 - 332 \cdot \frac{0,087}{2}}{0,064} \cong 2 H.\end{aligned}$$

Перевірка:

$$\begin{aligned}\sum F_Y &= 0; \\ -R_A^B + F_{r1} - R_B^B &= 0; \\ -2,0 + 456 - 454 &= 0.\end{aligned}$$

- Визначимо згинальні моменти у вертикальній площині:

$$\begin{aligned}M_1^B &= M_2^B = 0 H \cdot m; \\ M_3^B &= -R_A^B \cdot 0,032 = -2 \cdot 0,032 = -0,1 H \cdot m; \\ M_4^B &= -R_B^B \cdot 0,032 = -454 \cdot 0,032 = -14,5 H \cdot m; \\ M_5^B &= 0 H \cdot m.\end{aligned}$$

- Визначимо сумарні згинальні моменти:

$$\begin{aligned}M_{3z\Sigma} &= \sqrt{(M^{\Gamma})^2 + (M^B)^2}; \\ M_{3z\Sigma1} &= \sqrt{(M_1^{\Gamma})^2 + (M_1^B)^2} = 0 H \cdot m; \\ M_{3z\Sigma2} &= \sqrt{(M_2^{\Gamma})^2 + (M_2^B)^2} = \sqrt{129,4^2 + 0^2} = 129,4 H \cdot m; \\ M_{3z\Sigma3} &= \sqrt{(M_3^{\Gamma})^2 + (M_3^B)^2} = \sqrt{44,6^2 + 0,1^2} = 44,6 H \cdot m; \\ M_{3z\Sigma4} &= \sqrt{(M_4^{\Gamma})^2 + (M_4^B)^2} = \sqrt{44,6^2 + 14,5^2} = 46,9 H \cdot m; \\ M_{3z\Sigma5} &= \sqrt{(M_5^{\Gamma})^2 + (M_5^B)^2} = 0 H \cdot m.\end{aligned}$$

За результатами розрахунків будуюмо епюри згинальних моментів у горизонтальній і вертикальній площині, а також сумарну епюру (див. рис. 1.12).

4. Аналізуючи епюру сумарних моментів, визначасмо, що найнебезпечнішим є перетин 2 в опорі – А. Сумарний згинальний момент у небезпечному перерізі дорівнює:  $M_{зг\max} = 129,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

5. Запас міцності за нормальними напруженнями

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m},$$

де  $\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$  (див. табл. 1.4);

$\psi_{\sigma} = 0,2$  (див. табл. 1.9);

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_F - 1 \right) / K_V,$$

$K_{\sigma} = 2,5$  – концентратор напружень: посадка підшипника на валу (див. табл. 1.5);

$K_{d\sigma} = 0,86$  – для діаметра вала  $d = 35 \text{ мм}$  (див. табл. 1.6);

$K_F = 1,1$  – при шорсткості  $Ra = 1,6$  (див. табл. 1.7);

$K_V = 1$  – поверхневе зміцнення не передбачене;

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{2,5}{0,86} + 1,1 - 1 \right) / 1 \cong 3;$$

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_{зг\max}}{W_x} = \frac{129,4}{4,29 \cdot 10^{-6}} \cong 30 \text{ МПа},$$

де  $W_x = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 0,035^3 = 4,29 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ ;

$d = 35 \text{ мм}$  – діаметр вала в небезпечному перерізі.

$$\sigma_m = \sigma_p = \frac{F_{a1}}{A} = \frac{332}{0,96 \cdot 10^{-3}} \cong 0,35 \text{ МПа},$$

де  $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,035^2}{4} \cong 0,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ .

Після підстановки маємо:

$$S_{\sigma} = \frac{250}{3 \cdot 30 + 0,2 \cdot 0,35} \cong 2,8.$$

6. Запас міцності за дотичними напруженнями

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m},$$

де  $\tau_{-1} = 150 \text{ МПа}$  (див. табл. 1.4);

$\psi_{\tau} = 0,1$  (див. табл. 1.19);

$$K_{\tau D} = \left( \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + K_F - 1 \right) / K_V,$$

тут  $K_{\tau} = 1,9$  – концентратор напружень: посадка підшипника на валу (див. табл. 1.5);

$K_{d\tau} = 0,86$  – для діаметра вала  $d = 35 \text{ мм}$  (див. табл. 1.6);

$K_F = 1,1$  – при шорсткості  $Ra = 1,6$  (див. табл. 1.7);

$K_V = 1$  – поверхневе зміцнення не передбачене;

$$K_{\tau D} = \left( \frac{1,9}{0,86} + 1,1 - 1 \right) / 1 \cong 2,3;$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{кр}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p} = \frac{52,6}{2 \cdot 8,58 \cdot 10^{-6}} \cong 6,13 \text{ МПа},$$

де  $W_p = 0,2 \cdot d^3$  – момент опору перетину вала;

$$W_p = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 0,035^3 \cong 8,58 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Після підстановки маємо:

$$S_{\tau} = \frac{150}{2,3 \cdot 6,13 + 0,1 \cdot 6,13} \cong 10,2.$$

7. Визначимо загальний запас міцності вала в небезпечному перерізі:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}.$$

$$S = \frac{2,8 \cdot 10,2}{\sqrt{2,8^2 + 10,2^2}} \cong 2,7 > [S] = 1,7 \dots 2,5 \text{ – утомна витривалість вала забезпечена.}$$

### 1.5.3 Перевірочний розрахунок вала на статичну міцність

Розрахунок виконується за умови, якщо:

$$K_{неп} \geq \frac{\sigma_T K_{\sigma}}{\sigma_{-1} K_{d\sigma}};$$

$$\frac{\sigma_T K_{\sigma}}{\sigma_{-1} K_{d\sigma}} = \frac{340 \cdot 2,5}{250 \cdot 0,86} = 3,90;$$

$$3,95 > 3,90.$$

Оскільки для небезпечного перерізу вала  $K_{пер} > \frac{\sigma_T K_\sigma}{\sigma_{-1} K_{d\sigma}}$ , розрахунок максимальних еквівалентних напружень виконуємо за формулою

$$\sigma_{екв.макс} = \sqrt{\sigma_{макс}^2 + 3\tau_{макс}^2} \leq [\sigma],$$

$$\text{де } \sigma_{макс} = K_{пер} \cdot (\sigma_{зг} + \sigma_p) = 3,95 \cdot (30 + 0,35) \cong 119,9 \text{ МПа};$$

$$\tau_{макс} = K_{пер} \cdot \tau_{кр} = 3,95 \cdot 12,26 \cong 48,43 \text{ МПа},$$

$$[\sigma] = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 340 = 272 \text{ МПа (для сталі 45, див. табл. 1.4)}$$

Тоді

$$\sigma_{екв.макс} = \sqrt{119,9^2 + 3 \cdot 48,43^2} \cong 146,2 \text{ МПа}.$$

$$146,2 \text{ МПа} < 272 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{екв.макс} < [\sigma] \text{ – статична міцність вала забезпечена.}$$

#### 1.5.4 Перевірочний розрахунок вала на жорсткість

Розрахунок вала на жорсткість містить визначення стріли прогину вала в місцях закріплення зубчастих коліс і кутів повороту вала в підшипниках. При розрахунках широко користуються принципом незалежної дії сил, що дозволяє вести обчислення за готовими формулами, наведеними в табл. 1.11. Для спрощення розрахунків припускаємо, що вал має однаковий діаметр  $d = 35 \text{ мм}$ . Для сталі 45 модуль пружності приймаємо  $E = 21 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ . Момент інерції перетину вала  $I$ :

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 35^4}{64} = 73624 \text{ мм}^4.$$

Горизонтальна площина (рис. 1.14):

**1. Від сили  $Q = 1244 \text{ Н}$ :**

- стріла прогину в місці додатка сили  $F_{11}$  визначиться:

$$y_1 = -\frac{Q \cdot c \cdot k \cdot (l^2 - k^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} = -\frac{1244 \cdot 104 \cdot 32 \cdot (64^2 - 32^2)}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624 \cdot 64} = -0,0021 \text{ мм};$$

- кут повороту в опорі А

$$\theta_{A1} = \frac{Q \cdot c \cdot l}{6 \cdot E \cdot I} = \frac{1244 \cdot 104 \cdot 64}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624} = 0,000089 \text{ рад};$$

- кут повороту в опорі В

$$\theta_{B1} = \frac{Q \cdot c \cdot l}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{1244 \cdot 104 \cdot 64}{3 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624} = 0,00018 \text{ рад}.$$

## 2. Від сили $F_{t1} = 1209 \text{ Н}$ :

- стріла прогину в місці додатка сили  $F_{t1}$  визначиться:

$$y_2 = \frac{F_{t1} \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{1209 \cdot 32^2 \cdot 32^2}{3 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624 \cdot 64} = 0,00043 \text{ мм};$$

- кут повороту в опорі А

$$\theta_{A2} = \frac{F_{t1} \cdot a \cdot b \cdot (l + a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{1209 \cdot 32 \cdot 32 \cdot (64 + 32)}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624 \cdot 64} = 0,00002 \text{ рад};$$

- кут повороту в опорі В

$$\theta_{B2} = \frac{F_{t1} \cdot a \cdot b \cdot (l + a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{1209 \cdot 32 \cdot 32 \cdot (64 + 32)}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624 \cdot 64} = 0,00002 \text{ рад}.$$

## 3. Сумарний прогин у горизонтальній площині

$$y_{\Sigma\Gamma} = -y_1 + y_2 = -0,0021 + 0,00043 = -0,0017 \text{ мм}.$$

## Сумарний кут повороту в опорі А і В:

$$\theta_{\Sigma A\Gamma} = -\theta_{A1} + \theta_{A2} = -0,000089 + 0,00002 = -0,000069 \text{ рад}.$$

$$\theta_{\Sigma B\Gamma} = -\theta_{B1} + \theta_{B2} = -0,00018 + 0,00002 = -0,00016 \text{ рад}.$$

Вертикальна площина (див. рис. 1.14):

## 4. Від сили $F_{r1} = 456 \text{ Н}$ :

- стріла прогину в місці додатка сили  $F_{r1}$  визначиться:

$$y_3 = \frac{F_{r1} \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{456 \cdot 32^2 \cdot 32^2}{3 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624 \cdot 64} = 0,00016 \text{ мм};$$

- кут повороту в опорі А

$$\theta_{A3} = \frac{F_{r1} \cdot a \cdot b \cdot (l + a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{456 \cdot 32 \cdot 32 \cdot (64 + 32)}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624 \cdot 64} = 0,0000076 \text{ рад};$$

- кут повороту в опорі В

$$\theta_{B3} = -\frac{F_{r1} \cdot a \cdot b \cdot (l + b)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{456 \cdot 32 \cdot 32 \cdot (64 + 32)}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624 \cdot 64} = 0,0000076 \text{ рад.}$$

**5. Від моменту  $M = F_{a1} \cdot \frac{d_{s1}}{2} = 332 \cdot \frac{87}{2} = 14442 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ :**

- стріла прогину в місці додатка моменту  $y_4 = 0 \text{ мм}$ ;
- кут повороту в опорі А

$$\theta_{A4} = \frac{M \cdot l}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left( 2 - \frac{6 \cdot a}{l} + \frac{3 \cdot a^2}{l^2} \right) = \frac{14442 \cdot 64}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624} \cdot \left( 2 - \frac{6 \cdot 32}{64} + \frac{3 \cdot 32^2}{64^2} \right) = -0,0000025 \text{ рад.}$$

- кут повороту в опорі В

$$\theta_{B4} = \frac{M \cdot l}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left( 1 - \frac{3 \cdot a^2}{l^2} \right) = \frac{14442 \cdot 64}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624} \cdot \left( 1 - \frac{3 \cdot 32^2}{64^2} \right) = 0,0000025 \text{ рад.}$$

### 6. Сумарний прогин у вертикальній площині

$$y_{\Sigma B} = y_3 + y_4 = 0,00016 \text{ мм.}$$

#### Сумарний кут повороту в опорі А и В:

$$\theta_{\Sigma AB} = \theta_{A3} - \theta_{A4} = 0,0000076 - 0,0000025 = 0,0000051 \text{ рад.}$$

$$\theta_{\Sigma BB} = \theta_{B3} + \theta_{B4} = 0,0000076 + 0,0000025 = 0,00001 \text{ рад.}$$

### 7. Повний сумарний прогин

$$y_{\text{повн}} = \sqrt{y_{\Sigma \Gamma}^2 + y_{\Sigma B}^2} = \sqrt{(-0,0017)^2 + 0,00016^2} = 0,00171 \text{ мм.}$$

Приблизний допустимий прогин  $[y] = 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 2 = 0,02 \text{ мм}$ .

$$0,00171 < 0,02 \text{ мм};$$

$$y_{\text{повн}} < [y].$$

### 8. Повний кут повороту:

$$\theta_{\text{Аповн}} = \sqrt{\theta_{\Sigma A \Gamma}^2 + \theta_{\Sigma AB}^2} = \sqrt{(-0,000069)^2 + 0,0000051^2} = 0,0000692 \text{ рад.};$$

$$\theta_{\text{Вповн}} = \sqrt{\theta_{\Sigma B \Gamma}^2 + \theta_{\Sigma BB}^2} = \sqrt{(-0,00016)^2 + 0,00001^2} = 0,00016 \text{ рад.}$$

Для конічних підшипників  $[\theta] = 0,0016 \text{ рад}$ .

$$0,00016 < 0,0016 \text{ рад}; \theta_{\text{повн}} < [\theta]$$

**Висновок: жорсткість вала забезпечена.**



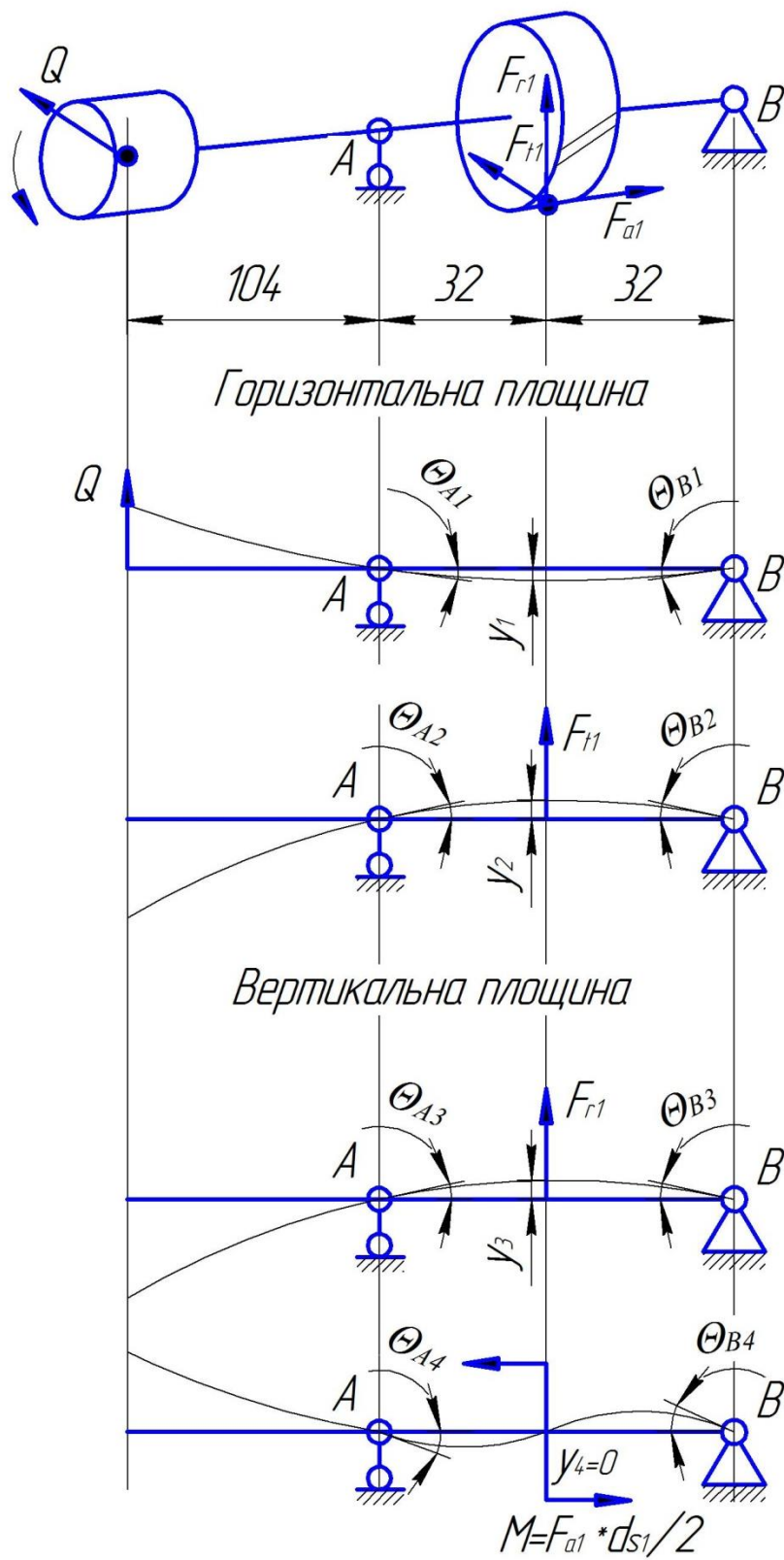


Рисунок 1.14 – Розрахункова схема до розрахунку на жорсткість

## 2 ОПОРИ. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

Підшипники кочення є основними видами опор у сучасних машинах. Підшипники кочення стандартизовані в міжнародному масштабі й централізовано виготовляються на спеціалізованих заводах масовим виробництвом. Світовий обсяг випуску підшипників кочення вимірюється мільярдами штук на рік. Виготовляється близько 20 000 різних типорозмірів підшипників кочення (рис. 2.1).



*Рисунок 2.1 – Підшипники кочення*

### 2.1 Конструкція і класифікація підшипників кочення

Підшипники кочення (рис. 2.2) складаються із зовнішнього 1 і внутрішнього 2 кілець, тіл кочення 3 (шариків або роликів) і сепаратора 4, який утримує тіла кочення на певній відстані одне від одного.

Підшипники кочення є основним видом опор валів і осей у машинах. Вони стандартизовані.

Основні переваги підшипників кочення в порівнянні з підшипниками ковзання:

- менші моменти тертя при пуску;
- менші осьові габаритні розміри;
- простота обслуговування;
- менші вимоги до мащення підшипника;
- повна взаємозамінність;
- менша вартість у зв'язку з масовим виробництвом.

До недоліків можна віднести:

- великі радіальні габаритні розміри;

- значні контактні напруження, які обмежують ресурс;
- змінну радіальну жорсткість по куту повороту й підвищений шум через циклічне перекошування тіл кочення через навантажену зону;
- меншу здатність демпфування коливання й ударні навантаження;
- обмежену швидкохідність;
- високу вартість при підвищенні класу точності.

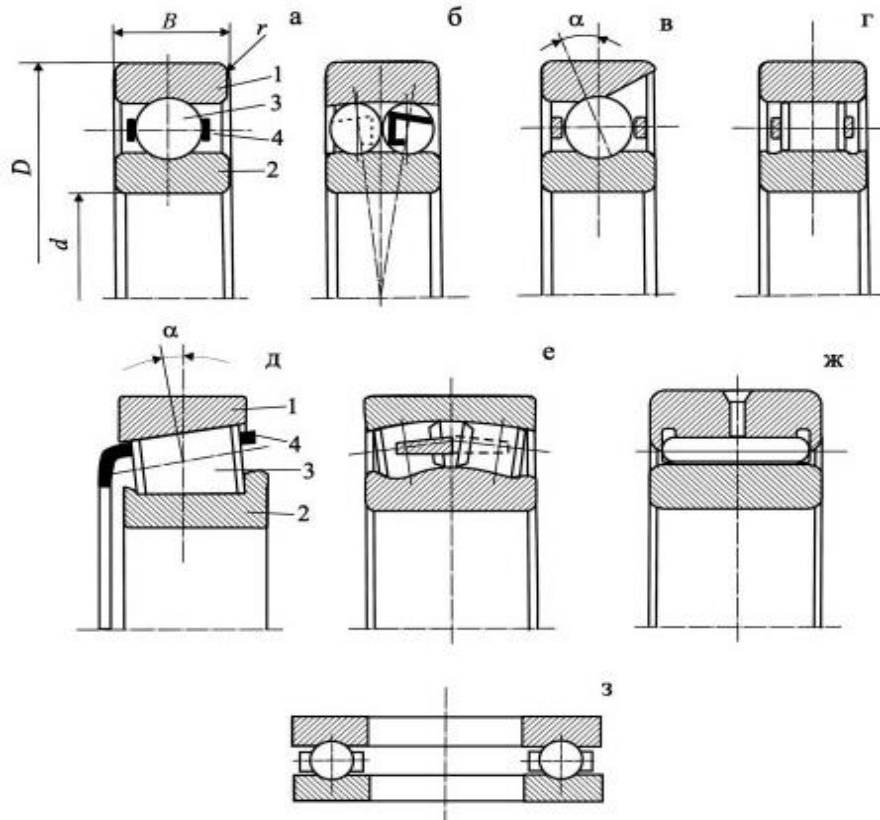


Рисунок 2.2 – Основні типи підшипників кочення

Відповідно до сприймання навантажень розрізняють наступні типи підшипників: радіальні (див. рис. 2.2, а, б, г, ж), упорні (див. рис. 2.2, з), що сприймають осьові навантаження, радіально-упорні (див. рис. 2.2, в, д, е), які сприймають радіальні й осьові навантаження.

За формою тіл кочення підшипники бувають шарикові (див. рис. 2.2, а, б, в, з), роликові (див. рис. 2.2, г, д, е) та голчасті (див. рис. 2.2, ж). За числом рядів тіл кочення підшипники поділяють на однорядні (див. рис. 2.2, а, в, г, д), дворядні (див. рис. 2.2, б, е) та багаторядні.

За ознакою «самоустановлюваності» підшипники поділяють на самоустановлювальні (див. рис. 2.2, е) та не самоустановлювальні.

У залежності від точності виготовлення підшипники поділяють на класи точності 0, 6, 5, 4, 2 у порядку підвищення точності (0 – нормальний клас точності).

Підшипники кочення згідно з ГОСТ 3189-75 мають умовне позначення, що складається з ряду цифр і літер, які умовно позначають внутрішній діаметр, серію, тип, конструктивні особливості, клас точності тощо.

Перші дві цифри справа визначають внутрішній діаметр  $d$  підшипника. Для підшипників з  $d = (20...495) \text{ мм}$  розмір внутрішнього діаметра визначається множенням указаних двох цифр на 5. Для підшипників із внутрішнім діаметром до 9 мм перша цифра справа показує фактичний розмір внутрішнього діаметра у міліметрах. Внутрішні діаметри 10; 12; 15 і 17 мм позначаються: 00; 01; 02 і 03 відповідно.

Третя цифра справа означає серію діаметрів, серед яких найбільш поширені: легка – 2, середня – 3, важка – 4, легка широка – 5 та ін.

Четверта цифра справа означає тип підшипника:

- радіальний шариковий – 0;
- радіальний шариковий дворядний сферичний – 1;
- радіальний із короткими циліндричними роликами – 2;
- радіальний роликовий дворядний сферичний – 3;
- роликовий із довгими циліндричними роликами (голками) – 4;
- роликовий із витими роликами – 5;
- радіально-упорний шариковий – 6;
- радіально-упорний роликовий конічний – 7;
- упорний шариковий – 8;
- упорний роликовий – 9.

П'ята та шоста цифри вказують на конструктивні особливості підшипника (наприклад, наявність стопорної канавки на зовнішньому кільці, наявність вбудованих ущільнень тощо).

Цифри 6, 5, 4, 2, що відокремлені дефісом від головних цифр, означають клас точності підшипника. Клас точності 0 не проставляють.

Приклади умовного позначення:

**212** – підшипник шариковий однорядний радіальний, легкої серії діаметрів, із внутрішнім діаметром 60 мм, нормального класу точності;

**5-7311** – підшипник 5-го класу точності, радіально-упорний конічний роликовий, середньої серії діаметрів, із внутрішнім діаметром 55 мм.

Матеріали, що застосовують для виготовлення підшипників кочення, – це спеціальні сталі: ШХ15, ШХ15СГ із приблизно (1,0...1,1)% вуглецю та 0,15% хрому. Сталь ШХ15СГ додатково має у складі кремній і марганець. Широко застосовують також сталі 18ХГТ та 20Х2Н4А. Твердість кілець і роликів (крім витих) зазвичай (60...65)HRC.

Сепаратори виготовляють із м'якої сталі штампуванням або з бронз, металокераміки, текстоліту, поліамідів та інших пластмас.

## 2.2 Обґрунтування вибору підшипників

Підшипники кочення являють собою основний тип опор. У редукторах використовують переважно декілька типів підшипників (табл. 2.1).

У процесі проектування конструктор вибирає тип, конструктивний різновид і габаритні розміри підшипників. Відомості про основні типи підшипників й рекомендації з їхнього застосування приводяться в табл. 2.2.

Таблиця 2.1 – Підшипники, що використовують у редукторах

Підшипники	Використання, %
Шарикові радіальні, однорядні серій 200, 300, 400	14,0
Роликові конічні, однорядні серій 7100, 7200, 7500, 7600	72,5
Роликові радіальні, однорядні, з короткими циліндричними роликами серії 2300	4,0
Шарикові радіально-упорні, однорядні серій 46300, 46400, 66300	4,0
Роликові радіальні сферичні дворядні серій 3500, 3600	4,0
Інші	1,5

При виборі підшипників необхідно враховувати наступне:

1) величину й напрямок дії навантажень (радіальна, осьова, комбінована);

2) характер навантаження (постійне, змінне, вібраційне, ударне);

3) яке з кілець обертається (внутрішнє або зовнішнє), частоту обертання;

4) необхідний ресурс (у годинах або мільйонах обертів) і надійність;

5) стан навколишнього середовища (температуру, вологість, запиленість);

6) особливі вимоги до підшипників, що впливають із умов їхньої експлуатації (самоустановлювальні, здатні допускати осьове переміщення вала, умови монтажу, вимоги до жорсткості й точності обертання, момент тертя, гучність);

7) бажані розміри підшипника (посадкові розміри вала, діаметр отвору в корпусі, ширина);

8) вартість підшипника й вузла в цілому.

Якщо немає особливих вимог до частоти й точності обертання, застосовують підшипники класу точності 0 за ГОСТ 520-89.

Таблиця 2.2 – Опис основних підшипників кочення

Опис	Конструктивна схема
<i>1</i>	<i>2</i>
<p>Підшипники шарикові радіальні однорядні (див. рис. 2.2, а) можуть передавати радіальні й осьові навантаження. За рахунок внутрішніх зазорів вони дозволяють перекося до <math>\frac{1}{4}^\circ</math>, хоча термін роботи підшипника від перекося зменшується. Ці підшипники мають невисоку вартість і надійні в роботі. Бажано використовувати їх всюди, де немає протипоказань. Обмеженість їхнього використання – порівняно невисоке допустиме навантаження. Ці підшипники в порівнянні з іншими працюють із мінімальними втратами на тертя, тому вони допускають найбільші частоти обертання (рис. 2.3)</p>	 <p style="text-align: center;">Рисунок 2.3</p>
<p>Підшипники шарикові радіальні дворядні сферичні (див. рис. 2.2, б) типу 1000 призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть одночасно сприймати й двостороннє осьове навантаження, що складає до 20 % невикористаного допустимого радіального навантаження. Внутрішня поверхня зовнішніх кілець виконана сферичною, що забезпечує нормальну роботу підшипників при перекося внутрішнього кільця відносно зовнішнього (рис. 2.4)</p>	 <p style="text-align: center;">Рисунок 2.4</p>

Продовження табл. 2.2

1	2
<p>Підшипники роликові радіальні з короткими циліндричними роликами типу 2000 (див. рис. 2.2, з) не мають бортів на зовнішньому кільці, підшипники типу 32000 не мають бортів на внутрішньому кільці. Вони призначені для сприйняття значних радіальних навантажень; їхня вантажність вища, ніж в однорядних шарикових підшипників таких самих розмірів, у середньому на 60...70 %. Підшипники роз'ємної конструкції не сприймають осьового навантаження і не допускають перекосу вала (рис. 2.5)</p>	 <p style="text-align: center;">Рисунок 2.5</p>
<p>Підшипники шарикові радіально-упорні типу 6000 (див. рис. 2.2, в) призначені для сприйняття радіального та одностороннього осьового навантаження. Вони можуть також сприймати осьове навантаження. Здатність підшипника сприймати осьове навантаження визначається кутом контакту. Зі збільшенням кута осьова вантажопідйомність зростає за рахунок зменшення радіального навантаження (рис. 2.6)</p>	 <p style="text-align: center;">Рисунок 2.6</p>

Підшипники роликові радіально-упорні конічні типу 7000 (рис. 2.2, д) призначені для сприйняття одночасно діючих радіальних і осьових навантажень. Швидкісні характеристики цих підшипників нижчі, ніж у підшипників із короткими циліндричними роликами. Їхня здатність до сприйняття осьового навантаження визначається кутом конічності зовнішнього кільця. Зі збільшенням кута конічності осьова вантажопідйомність зростає за рахунок зменшення радіальної (рис. 2.7)

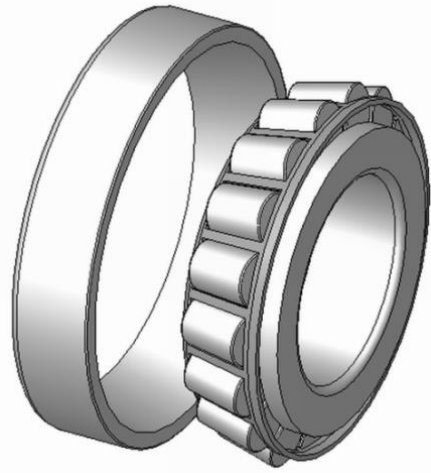
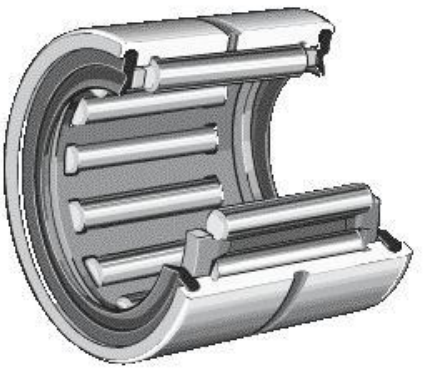
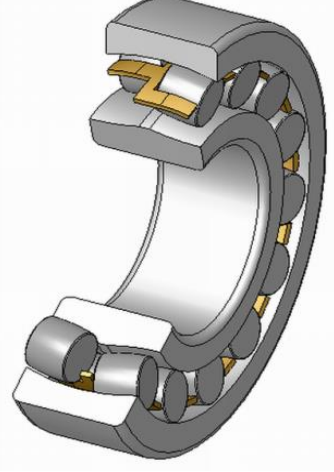


Рисунок 2.7



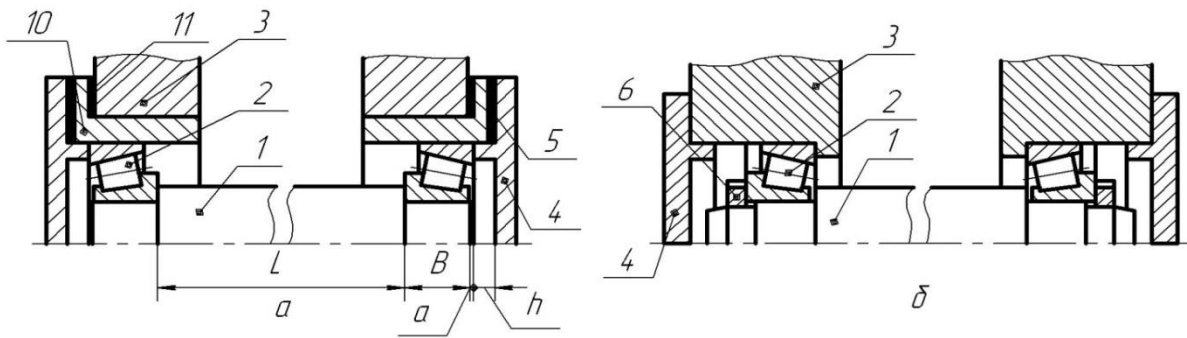
1	2
<p>Голчастий роликопідшипник (див. рис. 2.2, ж) використовують при обмежених радіальних розмірах. Для підвищення навантажувальної здатності підшипника голки часто встановлюють без сепаратора, що дозволяє збільшити кількість голок (рис. 2.8)</p>	 <p style="text-align: center;">Рисунок 2.8</p>
<p>Роликовий радіальний сферичний дворядний підшипник (див. рис. 2.2, е) має більшу вантажопідйомність, ніж радіальний сферичний шариковий, але меншу швидкохідність. Допустимий кут взаємного перекосу кілець – до 4° (рис. 2.9).</p>	 <p style="text-align: center;">Рисунок 2.9</p>

### 2.3 Основні схеми установки вала

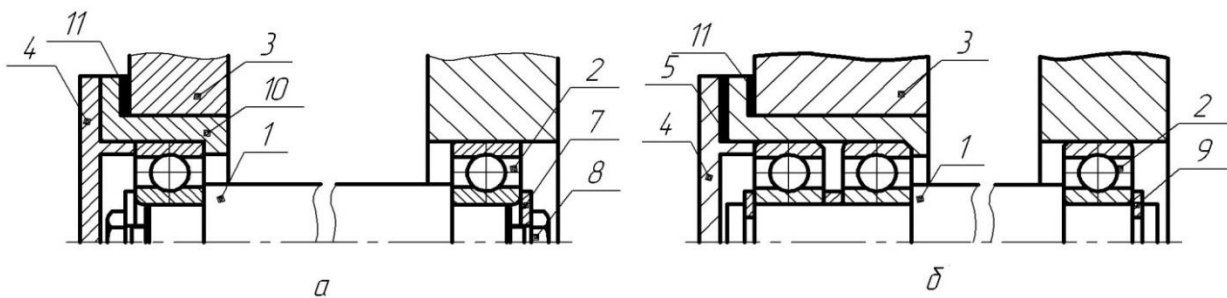
Відомо три схеми установки вала на підшипниках кочення:

- вал із фіксацією від осьового переміщення в обох опорах (рис. 2.10);
- вал із фіксацією від осьового переміщення в одній опорі (рис. 2.11);
- вал без фіксації від осьового переміщення в опорах (рис. 2.12).

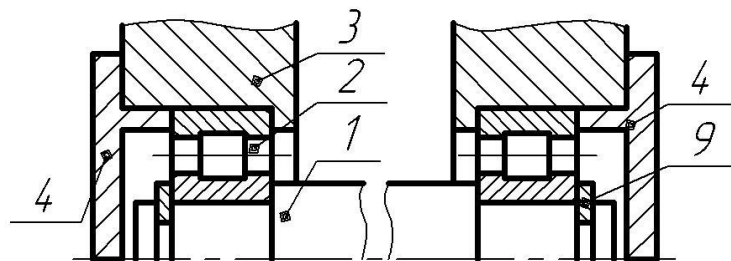
Фіксація внутрішніх кілець на валу може, наприклад, здійснюватися: посадкою з натягом внутрішнього кільця (рис. 2.10, а), додатково до посадки з натягом – торцевою шайбою (рис. 2.11, а; поз.7), додатково до посадки з натягом – торцевою гайкою (рис. 2.11, б; поз.6). Зовнішнє кільце в корпусі встановлюють: без фіксації (рис. 2.11, а, б – права опора), з однобічною фіксацією (рис. 2.10, а, б – усі опори), із двобічною фіксацією (рис. 2.11, а – ліва опора та рис. 2.12 – усі опори).



*Рисунок 2.10 – Установка вала з фіксацією від осьового переміщення в обох опорах*



*Рисунок 2.11 – Установка вала з фіксацією від осьового переміщення в одній опорі*



*Рисунок 2.12 – Установка вала без фіксації від осьового переміщення в опорах*

Перший спосіб установки вала реалізується за двома схемами – «врозпір» (рис. 2.10, а) і «врозтяг» (рис. 2.10, б); другий спосіб реалізується за схемою вільного осьового переміщення тіл кочення (у роликотідшипників) чи зовнішнього кільця (у шарикотідшипників).

Із двох схем першого способу установки вала на підшипниках найбільш простою і поширеною є схема «врозпір» (широкі торці зовнішніх кілець ззовні) унаслідок можливості регулювання опор монтажними прокладками й відносної простоти їхньої конструкції.

Недоліками схеми «врозпір» є наступні особливості. Розміри  $L, B, a, h$  (рис. 2.10, *a*) утворюють розмірний ланцюг. Помилки при виготовленні деталей за цими розмірами призводять до зміни величини зазору  $a$ . Тому допуски на виготовлення деталей цього підшипникового вузла досить жорсткі. Іншим недоліком цієї схеми є вірогідність защемлення вала в опорах унаслідок нагрівання підшипників. Для усунення цих недоліків при монтажі вузлів між кришкою і корпусом установлюють монтажні прокладки. Схема «врозпір» частіше застосовується для коротких валів (відношення довжини вала до його діаметра  $L/d < 4$ ) при обов'язковій наявності загального осевого зазору  $a = 0,2 \dots 0,5 \text{ мм}$ .

Основними перевагами схеми «врозтяг» (широкі торці зовнішніх кілець ізсередини) є можливість регулювання опор і мала ймовірність защемлення вала в опорах унаслідок нагрівання підшипників. Недоліками схеми «врозтяг» є ускладнення конструкції вузла в порівнянні зі схемою «врозпір» і можливість виникнення додаткових зазорів у підшипниках.

Спосіб установки вала, коли він фіксується від осевого переміщення в одній опорі, застосовують для порівняно довгих валів ( $L/d < 8 \dots 10$ ), а також для валів із підшипниками, що встановлені в окремих корпусах. Тут фіксований на валу і в корпусі підшипник (рис. 2.11, *a*) сприймає радіальне й осеве навантаження, а вільно розміщений у корпусі другий підшипник (плаваюча опора) – тільки радіальні навантаження.

Перевагами другого способу установки вала на підшипниках є те, що температурні деформації вала не викликають його защемлення в підшипниках, а помилки виготовлення деталей підшипникових вузлів не впливають на точність їхнього монтажу. Недоліками є мала радіальна й осева жорсткість опор вала, а також відносна складність конструкції фіксованої опори.

Жорсткість опор і самого вала може бути підвищена при установці у фіксуєчій опорі пари підшипників (рис. 2.11, *б*). У такій опорі радіальні й осеві зазори підшипників регулюють за допомогою набору монтажних прокладок між корпусом і кришкою.

Спосіб установки вала на двох плаваючих опорах застосовують, коли необхідно, щоб один із валів машини мав при роботі можливість осевого переміщення в обох напрямках. Тут нерідко використовуються циліндричні роликотопідшипники без бортів на одному з кілець, переважно на зовнішньому, і рідше – сферичні кулькові підшипники. Для таких опор дуже важливо забезпечити надійну фіксацію і посадку кілець для виключення можливості їхнього провертання в процесі тривалого строку роботи.

## 2.4 Розрахунки підшипників кочення

Розрахунок підшипників кочення стандартизований. Основними критеріями розрахунків є довговічність і статична вантажопідйомність. Можливі три розрахункові випадки:

- при частоті обертання кільця підшипника  $n > 10xv^{-1}$  – розрахунок ведеться на втомну контактну міцність (довговічність);
- при частоті обертання кільця підшипника  $n = (1...10)xv^{-1}$  – розрахунок ведеться на втомну контактну міцність (довговічність), але в розрахунках приймаємо  $n = 10xv^{-1}$ ;
- при частоті обертання кільця підшипника  $n < 1xv^{-1}$  – розрахунок ведеться на статичну контактну міцність.

## 2.5 Алгоритм розрахунків підшипників кочення на втомну контактну міцність за динамічною вантажопідйомністю (на довговічність)

Одним із основних видів руйнування підшипників є втомне зношування. Викришування поверхонь кочення при втомному зношуванні визначає довговічність підшипника кочення. Розрахунки на довговічність (ресурс) ґрунтуються на експериментальних даних, оброблених методами математичної статистики, причому під довговічністю розуміється властивість об'єкту зберігати працездатність до граничного стану, обумовленого в технічній документації. Показниками довговічності можуть слугувати ресурс або строк служби. Ресурс підшипника – це напрацювання до граничного стану, виражене в мільйонах обертів або годинах, а строк служби підшипника – календарна тривалість його експлуатації до моменту настання граничного стану, виражена в роках, місяцях, кількості діб, годинах. Строк служби включає напрацювання виробу й час простоїв.

Розрахункова довговічність (ресурс) у мільйонах обертів:

- кулькових підшипників

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^3, \quad (2.1)$$

- роликкових підшипників

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}}. \quad (2.2)$$

Скоректована розрахункова довговічність (ресурс) у мільйонах обертів:

– кулькових підшипників

$$L_a = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^3, \quad (2.3)$$

– роликкових підшипників

$$L_a = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (2.4)$$

де  $C$  – базова динамічна вантажопідйомність підшипника (для кожного підшипника заздалегідь підраховані й указані в каталозі);

$P$  – еквівалентне динамічне навантаження: радіальне –  $P_r$ , або осьове –  $P_a$ , а при змінних режимах роботи –  $P_{er}$  або  $P_{ea}$ ;

$a_1$  – коефіцієнт, що враховує надійність підшипників (табл. 2.3);

$a_{23}$  – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації підшипників і якість матеріалів деталей підшипників (табл. 2.4). Стандартом встановлено три види умов використання коефіцієнта  $a_{23}$ :

- 1) звичайні умови застосування підшипників;
- 2) умови, що характеризуються наявністю гідродинамічної плівки масла між контактуючими поверхнями кілець і тіл кочення й відсутністю підвищених перекосів у вузлі;
- 3) ті ж умови, що й у 2-му пункті, якщо кільця й тіла кочення виготовлені з електрошлакової або вакуумної сталей.

Таблиця 2.3 – Значення коефіцієнта  $a_1$

Необхідна надійність $S$	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
$a_1$	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Таблиця 2.4 – Значення коефіцієнта  $a_{23}$

Тип підшипників	Значення коефіцієнта $a_{23}$ для умов застосування		
	1	2	3
Шарикопідшипники (крім сферичних)	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
Роликотпідшипники із циліндричними роликами, шарикопідшипники сферичні дворядні	0,5...0,6	0,8	1,0...1,2
Роликотпідшипники конічні	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
Роликотпідшипники сферичні дворядні	0,3...0,6	0,6	0,8...1,0

При розрахунку базової динамічної радіальної вантажопідйомності вузла, що складається зі здвоєних радіальних або радіально-упорних однорядних підшипників, пари однакових підшипників розглядаються як один дворядний. Сумарна базова динамічна радіальна вантажопідйомність комплекту з двох шарикопідшипників

$$C_{r\Sigma} = C_r i^{0,7} = C_r \cdot 1,625,$$

а двох роликотпідшипників –

$$C_{r\Sigma} = C_r i^{7/9} = C_r \cdot 1,714.$$

Скоректований розрахунковий ресурс підшипника в годинах

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_a, \quad (2.5)$$

де  $n$  – кількість обертів кільця підшипника,  $хв^{-1}$ .

Довговічність підшипника забезпечена, якщо виконується умова

$$L_h \geq L_{h\text{ номр}}, \quad (2.6)$$

де  $L_{h\text{ номр}}$  – потрібна довговічність підшипника кочення.

При виконанні курсового проекту вважають, що

$$L_{h \text{ номп}} = t_1 + t_2 + t_3,$$

де  $t_1, t_2, t_3$  – час роботи з використанням потужності (див. «Бланк завдання на курсовий проєкт з дисципліни "Деталі машин" – "Режим навантаження"»).

## 2.6 Еквівалентне динамічне навантаження на підшипники

Під еквівалентним динамічним радіальним навантаженням  $P_r$  радіальних і радіально-упорних підшипників мають на увазі таке постійне радіальне навантаження, яке при прикладанні до підшипника, у якого обертається внутрішнє кільце й нерухоме зовнішнє кільце, забезпечить такі ж ресурс і надійність, як і за дійсних умов експлуатації.

Під еквівалентним динамічним осьовим навантаженням  $P_a$  упорних і упорно-радіальних підшипників мається на увазі таке постійне осьове навантаження, при дії якого підшипник матиме такі ж ресурс і надійність, як і за дійсних умов експлуатації.

Еквівалентне динамічне радіальне навантаження для радіальних кулькових підшипників і радіально-упорних кулькових і роликів підшипників

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_A) \cdot K_B \cdot K_T, \quad (2.7)$$

де  $F_R, F_A$  – радіальне й осьове зовнішні навантаження на підшипники відповідно;

$X, Y$  – коефіцієнти радіального й осевого навантаження відповідно;

$V$  – коефіцієнт обертання ( $V = 1$  при обертанні внутрішнього кільця підшипника відносно напрямку радіального навантаження і  $V = 1,2$  при обертанні зовнішнього кільця);

$K_B$  – коефіцієнт безпеки;

$K_T$  – температурний коефіцієнт.

Еквівалентне динамічне радіальне навантаження для однорядних і дворядних підшипників із короткими циліндричними роликами

$$P_r = F_R \cdot V \cdot K_B \cdot K_T. \quad (2.8)$$

Ці підшипники за відсутності бортів на одному з кілець не сприймають осьові навантаження. Підшипники з бортами на обох кільцях сприймають невеликі осьові навантаження, але прикладені вони не до доріжок кочення, а до бортів. Тому при розрахунку еквівалентних навантажень вони не враховуються.

Еквівалентне динамічне осьове навантаження для кулькових і роликів упорних і упорно-радіальних підшипників:

для упорних підшипників

$$P_a = F_A \cdot K_B \cdot K_T; \quad (2.9)$$

для упорно-радіальних підшипників

$$P_a = (X \cdot F_R + Y \cdot F_A) \cdot K_B \cdot K_T. \quad (2.10)$$

Радіальне навантаження на підшипник  $F_R$  – це результуюча реакція в опорах  $A, B$  (див. розрахунок валів):

$$\begin{aligned} F_{R1} &= \sqrt{(R_A^z)^2 + (R_A^e)^2}; \\ F_{R2} &= \sqrt{(R_B^z)^2 + (R_B^e)^2}. \end{aligned} \quad (2.11)$$

Осьові навантаження  $F_A$  на радіальні кулькові підшипники приймають такими, які дорівнюють зовнішнім осьовим силам  $F_a$ , що діють на вал.

Осьові навантаження  $F_A$  на радіально-упорні підшипники (кулькові й роликів) визначають за зовнішньою осьовою силою  $F_a$ , що діє на вал, і осьовими складовими  $F_{S1}$  і  $F_{S2}$ , які виникають в обох опорах при їхньому роздільному навантаженні (рис. 2.13). При цьому найбільш зручним методом при визначенні осьових навантажень  $F_A$  є метод спроб, який працює в такий спосіб:

1. Завжди для двох радіально-упорних підшипників опор вала повинні зберігатися умови:

$$F_{A1} \geq F_{S1}; \quad F_{A2} \geq F_{S2}. \quad (2.12)$$



2. Складається схема навантаження підшипників залежно від схеми установки підшипників: «врозпір» або «врозтяг» – та напрямку дії зовнішньої осьової сили (див. рис. 2.13).

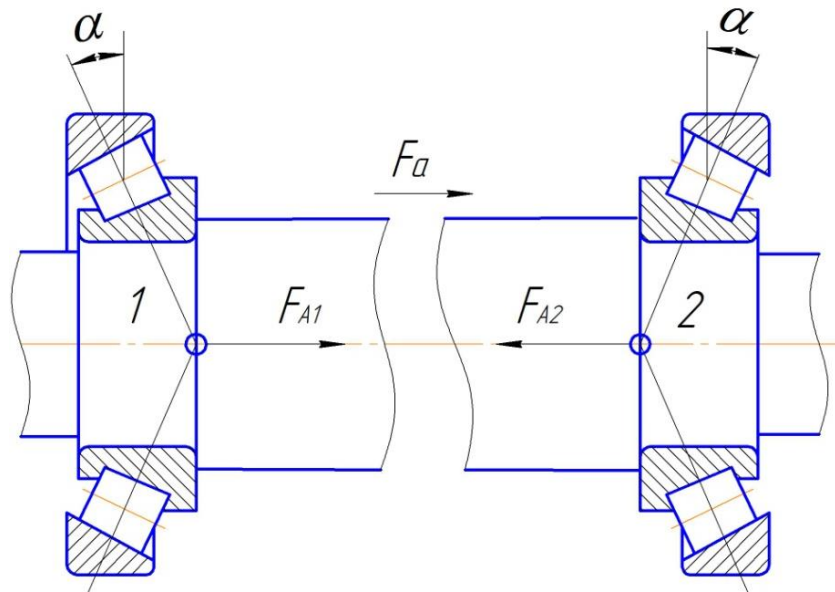


Рисунок 2.13 – Розрахункова схема для визначення осьової сили  $F_A$

З умови рівноваги вала маємо:

$$\begin{aligned} \sum F_Y &= 0, \\ F_a + F_{A1} - F_{A2} &= 0. \end{aligned} \quad (2.13)$$

3. Виконується *перша спроба*:

$$F_{A1} = F_{S1}.$$

Тоді підставляємо в рівняння (2.13) значення  $F_{A1}$  і вирішуємо його відносно  $F_{A2}$ :

$$F_{A2} = F_a + F_{S1}.$$

Якщо отримане значення  $F_{A2} \geq F_{S2}$  – спроба вважається вдалою. Таким чином, маємо, що:

$$\begin{aligned} F_{A1} &= F_{S1}; \\ F_{A2} &= F_a + F_{S1}. \end{aligned}$$

Якщо значення  $F_{A2} < F_{S2}$ , то необхідно здійснити 2-гу спробу.

4. Виконується друга спроба:

$$F_{A2} = F_{S2}.$$

Тоді підставляємо в рівняння (2.13) значення  $F_{A2}$  і вирішуємо його відносно  $F_{A1}$ :

$$F_{A1} = F_{A2} - F_{S2}.$$

Якщо значення  $F_{A1} \geq F_{S1}$  – спроба вважається вдалою. Тоді:

$$F_{A1} = F_{A2} - F_{S2};$$

$$F_{A2} = F_{S2}.$$

Осьову складову силу  $F_S$ , що виникає при радіальному навантаженні радіально-упорного підшипника, знаходять за формулами:

- для радіально-упорних конічних роликотідшипників

$$F_S = 0,83 \cdot e \cdot F_R; \quad (2.14)$$

- для радіально-упорних кулькових підшипників

$$F_S = e \cdot F_R. \quad (2.15)$$

Значення коефіцієнтів  $X$  і  $Y$  залежать від типу й конструктивних особливостей підшипника. Їх вибирають на підставі порівняння співвідношення  $F_A / (V \cdot F_R)$  і параметра осьового навантаження  $e$ . Ці коефіцієнти можна вибрати безпосередньо за таблицями стандарту для підшипників або за даними зведеної табл. 2.5.

Оскільки для підшипників типу 36000 параметр  $e$  залежить від співвідношення  $\frac{F_A}{C_{0r}}$ , де  $F_A$  поки що не визначене, то попередньо параметр  $e$  можна вибрати за графіком (рис. 2.14).

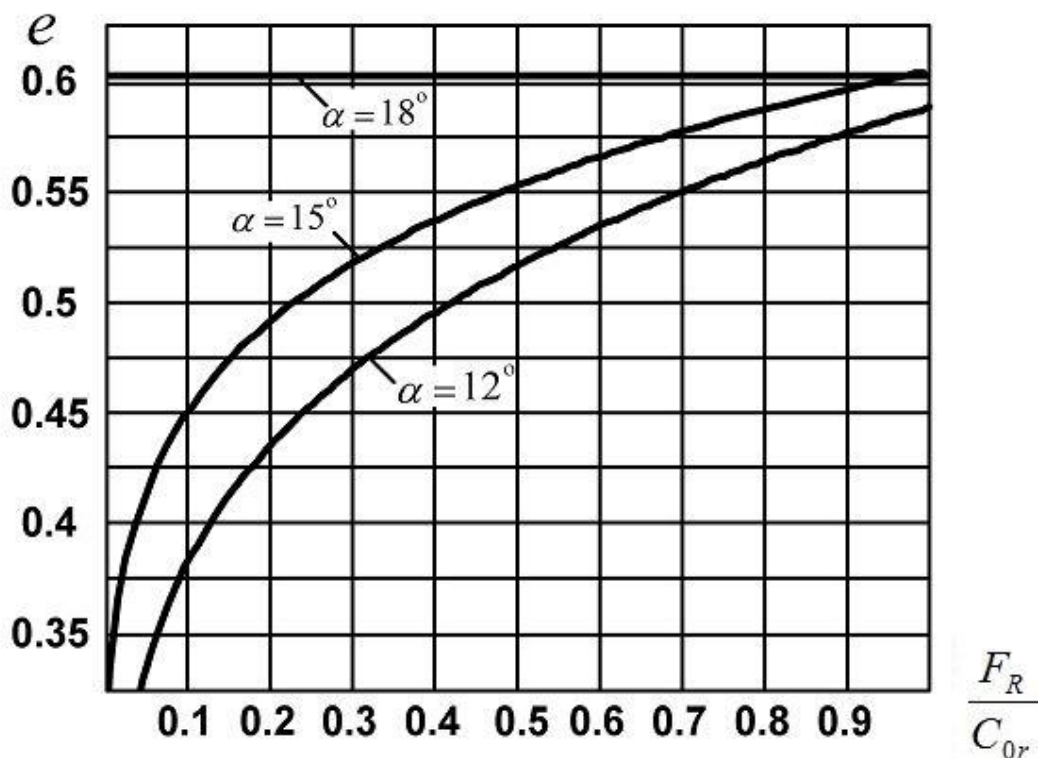


Рисунок 2.14 – Значення  $e$  для радіально-упорних кулькових підшипників при  $\alpha = 12...15^\circ$

Значення  $K_T$  для цих підшипників можна визначати за формулою

$$K_T = 0,66 + \frac{100}{(400 - t)}. \quad (2.16)$$

Звичайні підшипники призначені для роботи при температурі до  $100^\circ\text{C}$ .

Для цих умов  $K_T = 1$ .

Коефіцієнт безпеки вибирають за табл. 2.6.

Таблиця 2.5 – Коефіцієнти радіального  $X$  і осьового  $Y$  навантаження на підшипники

Типи підшипників	Кут контакту $\alpha, \dots^\circ$	$\frac{F_A}{C_0}$	$F_A/(VF_R) \leq e$		$F_A/(VF_R) > e$		$e$
			$X$	$Y$	$X$	$Y$	
Радіальні кулькові: - тип 0000	0	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
		0,110				1,45	1,30
		0,170				1,31	0,34
		0,280				1,15	0,38
		0,420				1,04	0,42
		0,560				1,00	0,44
Радіально-упорні кулькові: - тип 36000	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,110				1,22	0,45
		0,170				1,13	0,48
		0,290				1,14	0,52
		0,430				1,01	0,54
- тип 46000	26	0,570	1	0	0,41	1,00	0,54
- тип 66000	36	–	1	0	0,37	0,66	0,95
Радіально-упорні роликові конічні	–	–	1	0	0,4	$0,4 \cdot ctg \alpha$	$1,5 \cdot ctg \alpha$

Таблиця 2.6 – Значення коефіцієнта безпеки  $K_B$

Вид навантаження	$K_B$	Область застосування
Спокійне навантаження без поштовхів	1,0	Малопотужні кінематичні редуктори й приводи. Механізми ручних кранів і блоків. Талі, кішки, ручні лебідки. Приводи керування
Легкі поштовхи; короткочасні перевантаження до 125 % номінального навантаження	1,0...1,2	Прецизійні зубчасті передачі. Металорізальні верстати (крім стругальних, довбальних і шліфувальних). Гіроскопи. Механізми підйому кранів. Електроталі й монорейкові візки. Лебідки з механічним приводом. Електродвигуни малої і середньої потужності. Легкі вентилятори й повітрорудки
Помірні поштовхи; вібраційне навантаження; короткочасні перевантаження до 150 % номінального навантаження	1,3...1,5	Зубчасті передачі. Редуктори всіх типів. Букси рейкового рухливого состава. Механізми пересування кранових візків. Механізми повороту кранів. Механізми зміни вильоту стріли кранів. Шпинделі шліфованих верстатів. Електрошпинделі
Навантаження зі значними поштовхами й вібраціями; короткочасні перевантаження до 200 % номінального навантаження	1,8...2,5	Зубчасті колеса. Дробарки й копри. Кривошипно-шатунні механізми. Валки й прокатні стани. Потужні вентилятори й ексгаустери
Навантаження із сильними ударами; короткочасні перевантаження до 300 % номінального навантаження	2,5...3,0	Важкі кувальні машини. Лісопильні рами. Холодильне устаткування. Робочі роликові конвеєри крупносортих станів, блюмінгів і слябінгів

## 2.7 Розрахунок еквівалентних навантажень при змінних режимах роботи

Якщо навантаження підшипника задане режимом роботи, еквівалентне динамічне радіальне навантаження при змінному режимі роботи для шарикопідшипників і роликотпідшипників визначається за

формулою

$$P_{er} = P_r \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{P_1}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_2}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_3}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma} + \dots + \left(\frac{P_i}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_\Sigma}}, \quad (2.17)$$

де  $P_i$  – потужність приводу при  $i$ -му режимі навантаження по відношенню до максимальної потужності  $P$ ;

$t_i$  – час роботи механізму в  $i$ -му режимі навантаження.

$$t_\Sigma = t_1 + t_2 + \dots + t_i.$$

Наприклад, якщо змінний режим роботи приводу описано в табл. 2.7, еквівалентне навантаження для підшипників дорівнює

$$\begin{aligned} P_{er} &= P_r \cdot \sqrt[3]{1^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + 0,8^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + 0,6^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} = \\ &= P_r \cdot \sqrt[3]{1^3 \cdot \frac{5000}{12000} + 0,8^3 \cdot \frac{4000}{12000} + 0,6^3 \cdot \frac{3000}{12000}} \cong P_r \cdot 0,86. \end{aligned}$$

Таблиця 2.7 – Приклад режиму навантаження приводу

Частота обертання	Час роботи з використанням потужності, год.					
	$t_1$	$P_1$	$t_2$	$P_2$	$t_3$	$P_3$
$n_1$	5 000	$P$	4 000	$0,8P$	3 000	$0,6P$

Еквівалентне динамічне осьове навантаження  $P_{ea}$  підраховується за аналогічними формулами із заміною  $P_r$  на  $P_a$ .

## 2.8 Розрахунки підшипників на статичну вантажопідйомність

Під базовою статичною вантажопідйомністю підшипника мається на увазі таке статичне навантаження (радіальне для радіальних і радіально-упорних підшипників, центральне осьове для упорних і упорно-радіальних підшипників), що викликає загальну залишкову деформацію тіла кочення й доріжки кочення в найбільш навантаженій зоні контакту (при відсутності перекосів кілець підшипника), яка дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

Значення базової статичної вантажопідйомності для кожного підшипника заздалегідь підраховані й зазначені в каталозі. Підшипники

вибирають за статичною вантажопідйомністю, якщо вони сприймають зовнішнє навантаження в нерухливому стані або при частоті обертання до  $10 \text{ хв}^{-1}$ .

Підшипники, що працюють при частоті обертання  $n > 10 \text{ хв}^{-1}$  і різко змінному навантаженню, варто перевіряти на статичну вантажопідйомність.

При розрахунку на статичну вантажопідйомність перевіряють, чи не буде зовнішнє радіальне або осьове навантаження перевершувати статичну вантажопідйомність, зазначену в каталозі:

$$F_{0R} \leq C_{0r} \quad \text{і} \quad F_{0a} \leq C_{0a}. \quad (2.18)$$

При дії на радіальні й радіально-упорні шарикопідшипники й радіально-упорні конічні роликоті підшипники комбінованих навантажень розрахунок статичної вантажопідйомності виконують за еквівалентним статичним радіальним навантаженням:

$$P_{0r} = X_0 \cdot F_R + Y_0 \cdot F_a, \text{ але не менше } F_R. \quad (2.19)$$

Значення коефіцієнтів  $X_0$  і  $Y_0$  приведені в табл. 2.8.

Еквівалентне статичне радіальне навантаження – статичне радіальне навантаження, що викликає таку ж загальну залишкову деформацію тіла кочення й доріжки кочення в найбільш навантаженій зоні контакту, що й деформація, що виникає в умовах дійсного навантаження.

Еквівалентне статичне осьове навантаження (поняття має той же зміст, що й еквівалентне статичне радіальне навантаження) на упорно-радіальні кулькові й роликові підшипники

$$P_{0a} = F_a + 2,3 \cdot F_R \cdot \text{tg} \alpha. \quad (2.20)$$

Таблиця 2.8 – Значення коефіцієнтів  $X_0$  і  $Y_0$  для розрахунку еквівалентного статичного навантаження

Типи підшипників		Однорядні		Дворядні	
		$X_0$	$Y_0$	$X_0$	$Y_0$
Кулькові радіальні		0,60	0,50	0,60	0,50
Кулькові радіально-упорні з номінальними кутами контакту $\alpha$	$12^\circ$	0,50	0,47	1,00	0,94
	$26^\circ$		0,37		0,74
	$36^\circ$		0,28		0,56

Кулькові й роликові самоустановлювальні, конічні радіально-упорні	0,50	$0,22 \cdot ctg \alpha$	1,00	$0,44 \cdot ctg \alpha$
---	------	-------------------------	------	-------------------------

При дії комбінованих навантажень повинні виконуватися умови:

$$P_{or} \leq C_{or} \quad \text{і} \quad P_{oa} \leq C_{oa}. \quad (2.21)$$

При частоті обертання до  $10 \text{ хв}^{-1}$ , якщо при цьому не потрібна плавність ходу, а ресурс підшипника невеликий, допускається короткочасне підвищення навантаження до  $2C_{or}$  або  $2C_{oa}$ . Якщо потрібна висока плавність ходу й стабільність моменту тертя при зазначеній вище малій частоті обертання, то рекомендується зменшити допустиме статичне навантаження до  $C_{or} / \xi$  і  $C_{oa} / \xi$ . При цьому коефіцієнт запасу:  $\xi = 1,5$  – для упорних підшипників кранових гаків і підвісів;  $\xi = 2,0$  – для приладових прецизійних поворотних пристроїв;  $\xi = 4,0$  – для відповідальних важконавантажених опор і поворотних кіл.

## 2.9 Вибір посадок підшипників

Розрізняють три випадки навантаження кілець підшипників:

- а) кільце обертається щодо радіального навантаження, піддаючись так званому циркуляційному навантаженню;
- б) кільце нерухоме щодо радіального навантаження й піддається місцевому навантаженню;
- в) кільце навантажене рівнодіючим радіальним зусиллям, що не робить повного оберту, а коливається на певній ділянці кільця, піддаючи його коливальному навантаженню.

З'єднання обертових кілець із валом або корпусом повинне здійснюватися обов'язково з натягом, це виключає провертання й обкатування кільцем сполученої деталі, як наслідок – розвальцьовування посадкових поверхонь і контактну корозію.

Посадки нерухливих щодо навантаження кілець вибирають більш вільними, які допускають наявність невеликого зазору. Обкочування кільцями сполучених деталей у цьому випадку не відбувається. Періодичне провертання необертового кільця змінює положення його зони навантаження. Крім того, вільна посадка полегшує осьові переміщення



кілець при монтажі, при регулюванні зазорів у підшипниках і при температурних деформаціях валів.

Для підшипників класу точності 0 можна призначити посадки, керуючись даними табл. 2.9, 2.10.

Таблиця 2.9 – Рекомендовані посадки для підшипників на вал

Вид навантаження внутрішнього кільця	Режим роботи підшипників	Посадка підшипників на вал	
		кулькові	роликів
Місцеве	Потрібне переміщення внутрішнього кільця на валу $P_r \leq 0,07C_r$	$\frac{L0}{g6}$	
	Не потрібне переміщення кільця на валу $0,07C_r < P_r \leq 0,15C_r$	$\frac{L0}{h6}$	
Циркуляційне	Високі вимоги до точності ходу $P_r \leq 0,07C_r$	$\frac{L0}{j_s5}$	$\frac{L0}{k5}$
	$0,07C_r < P_r \leq 0,15C_r$	$\frac{L0}{j_s6}; \frac{L0}{k6}$	$\frac{L0}{k6}; \frac{L0}{m6}$
	Ударні навантаження $P_r > 0,15C_r$	–	$\frac{L0}{n6}$
Коливальне	$0,07C_r < P_r \leq 0,15C_r$	$\frac{L0}{k6}$	$\frac{L0}{m6}$
	Ударні навантаження $P_r > 0,15C_r$	–	$\frac{L0}{n6}$

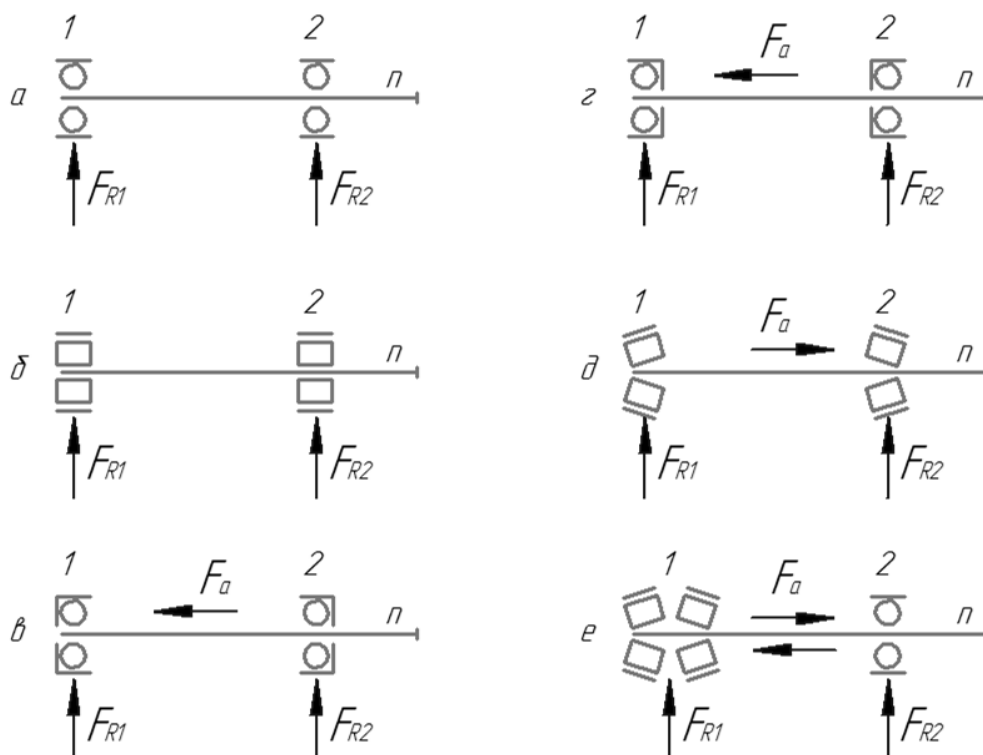
Таблиця 2.10 – Рекомендовані посадки для підшипників у корпус

Вид навантаження зовнішнього кільця	Режим роботи підшипників	Посадки підшипників у корпус
Місцеве	Зовнішнє кільце має можливість переміщення в осьовому напрямку $0,07C_r < P_r \leq 0,15C_r$	$\frac{H7}{l0}$
Циркуляційне	Зовнішнє кільце не переміщається в осьовому напрямку $0,07C_r < P_r \leq 0,15C_r$	$\frac{N7}{l0}$

Коливальне	Зовнішнє кільце не переміщається в осьовому напрямку $0,07C_r < P_r \leq 0,15C_r$	$\frac{K7}{l0}$
	Зовнішнє кільце легко переміщається в осьовому напрямку, висока точність ходу $P_r \leq 0,07C_r$	$\frac{H6}{l0}$

## 2.10 Приклади розрахунків підшипників кочення на довговічність

Конструкції опор обертових деталей і схеми установки підшипників кочення можуть бути дуже різноманітними. На рис. 2.15 показані найбільш характерні схеми установки підшипників кочення деяких типів в опорах валів і їхні навантаження зовнішніми силами. Для таких схем нижче наведені приклади розрахунку ресурсу підшипників за такими відомими вихідними даними: типорозмір підшипників; частота обертання внутрішнього кільця  $n$ ; радіальне навантаження на підшипник  $F_R$ ; зовнішня осьова сила  $F_a$ ; характер навантаження; робоча температура підшипника.



*а – радіальні кулькові; б – радіальні роликові; в – радіально-упорні кулькові (схема «врозпир»); г – радіально-упорні кулькові (схема «врозтяг»);*

*d* – радіально-упорні роликові конічні; *e* – радіально-упорні роликові конічні (фіксована опора), радіальний кульковий (плаваюча опора)

Рисунок 2.15 – Схеми до розрахунку ресурсу підшипників в опорах валів

**Приклад 1.** Вал, що обертається із частотою  $n = 1850 \text{ хв}^{-1}$  (рис. 2.15, а), установлений на двох радіальних кулькових підшипниках № 208. Реакції опор: опора А:  $R_A^G = 1425 \text{ Н}; R_A^B = 1425 \text{ Н}$  ; опора В:  $R_B^G = 1425 \text{ Н}; R_B^B = 1425 \text{ Н}$  . Режим навантаження лебідки з механічним приводом представлений у табл. 2.7, експлуатаційна температура підшипників  $t \leq 90^\circ \text{С}$  . Визначити розрахунковий ресурс підшипників при 90 %-й надійності і звичайних розрахункових умовах експлуатації.

### Розв'язання

1. Згідно з таблицями стандарту (див. Додаток А, табл. А.1) для підшипника № 208 маємо:  $d = 40 \text{ мм}; D = 80 \text{ мм}, B = 18 \text{ мм}; C = 25600 \text{ Н}$  .

2. Зовнішні радіальні навантаження на підшипники:

$$F_{R1} = \sqrt{(R_A^G)^2 + (R_A^B)^2} = \sqrt{1425^2 + 1425^2} = 2850 \text{ Н};$$

$$F_{R2} = \sqrt{(R_B^G)^2 + (R_B^B)^2} = \sqrt{1425^2 + 1425^2} = 2850 \text{ Н}.$$

3. Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник визначаються за формулою

$$P_r = F_R \cdot V \cdot K_B \cdot K_T = 2850 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1 \cong 3277 \text{ Н},$$

де  $K_B = 1,15$  – для приводу лебідки з механічним приводом, що відповідає режиму з легкими поштовхами й короткочасними перевантаженнями до 125 % (див. табл. 2.6);

$$K_T = 0,66 + \frac{100}{(400 - t)} = 0,66 + \frac{100}{(400 - 90^0)} \cong 0,98. \text{ Приймаємо } K_T = 1;$$

$V = 1$  – у підшипнику обертається внутрішнє кільце.

4. Розрахункове еквівалентне динамічне навантаження з розрахунком режиму навантаження

$$\begin{aligned}
P_{er} &= P_r \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{P_1}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_2}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_3}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} = \\
&= P_r \cdot \sqrt[3]{1^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + 0,8^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + 0,6^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} = \\
&= 3277 \cdot \sqrt[3]{\left(1^3 \cdot \frac{5000}{12000} + 0,8^3 \cdot \frac{4000}{12000} + 0,6^3 \cdot \frac{3000}{12000}\right)} \cong 2831 \text{ Н.}
\end{aligned}$$

5. Розрахунковий ресурс підшипників у мільйонах обертів

$$L_a = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P_{gr}}\right)^3 = 1 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{26500}{2831}\right)^3 \cong 615 \text{ млн об.},$$

де  $a_1 = 1$  для  $S = 0,9$  (див. табл. 2.3);

$a_{23} = 0,75$  – для звичайних умов експлуатації радіального шарикового однорядного підшипника – 1 вид (див. табл. 2.4).

6. Розрахунковий ресурс підшипників у годинах

$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60n} = \frac{615 \cdot 10^6}{60 \cdot 1850} \cong 5540 \text{ год.}$$

7. Потрібна довговічність підшипника кочення

$$L_{h \text{ номр}} = t_1 + t_2 + t_3 = 5000 + 4000 + 3000 = 12000 \text{ год (див. табл. 2.7),}$$

$$5540 < 12000 \text{ год.}$$

$L_h < L_{h \text{ номр}}$  – довговічність підшипника не забезпечена.

8. Приймаємо рішення збільшити серію підшипників кочення. Вибираємо радіальні кулькові підшипники № 308 із параметрами:  $d = 40 \text{ мм}$ ;  $D = 90 \text{ мм}$ ,  $B = 23 \text{ мм}$ ;  $C = 31900 \text{ Н}$  (див. Додаток А, табл. А.1).

Тоді:

$$L_a = 1 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{31900}{2831}\right)^3 \cong 1073 \text{ млн об.},$$

$$L_h = \frac{1073 \cdot 10^6}{60 \cdot 1850} \cong 9667 \text{ год.},$$

$$9667 < 12000 \text{ год.}$$

$L_h < L_{h \text{ номр}}$  – довговічність підшипника не забезпечена.

9. Приймаємо рішення збільшити серію підшипників кочення. Вибираємо радіальні кулькові підшипники № 408 із параметрами:  $d = 40 \text{ мм}$ ;  $D = 110 \text{ мм}$ ,  $B = 27 \text{ мм}$ ;  $C = 50300 \text{ Н}$  (див. Додаток А, табл. А.1).

Тоді:

$$L_a = 1 \cdot 0,75 \cdot \left( \frac{50300}{2831} \right)^3 \cong 4207 \text{ млн об.},$$

$$L_h = \frac{4207 \cdot 10^6}{60 \cdot 1850} \cong 37899 \text{ год.},$$

$$37899 > 12000 \text{ год.}$$

$L_h > L_{h \text{ номр}}$  – довговічність підшипника забезпечена.

**Приклад 2.** Вал, що обертається із частотою  $n = 520 \text{ хв}^{-1}$  (рис. 2.15, б), установлений на двох радіальних роликів підшипниках № 2208. Зовнішні радіальні навантаження на підшипники  $F_{R1} = F_{R2} = 5700 \text{ Н}$ . Режим навантаження приводу механізму підйому крану представлений у табл. 2.7, експлуатаційна температура підшипників  $t \leq 90^\circ \text{C}$ . Визначити розрахунковий ресурс підшипників при 90 %-й надійності й звичайних розрахункових умовах експлуатації.

### Розв'язання

1. Згідно з таблицями стандарту (див. Додаток А, табл. А.2) для підшипника № 2208 маємо:  $d = 40 \text{ мм}$ ;  $D = 80 \text{ мм}$ ,  $B = 18 \text{ мм}$ ;  $C = 33700 \text{ Н}$ .

2. Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник визначається за формулою

$$P_r = F_R \cdot V \cdot K_B \cdot K_T = 5700 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1 \cong 6555 \text{ Н},$$

де  $K_B = 1,15$  – привод механізму підйому крану, що відповідає режиму з легкими поштовхами й короткочасними перевантаженнями до 125 % (див. табл. 2.6);

$$K_T = 0,66 + \frac{100}{(400 - t)} = 0,66 + \frac{100}{(400 - 90)} \cong 0,98. \text{ Приймаємо } K_T = 1;$$

$V = 1$  – у підшипнику обертається внутрішнє кільце.

3. Розрахункове еквівалентне динамічне навантаження з розрахунком режиму навантаження

$$\begin{aligned} P_{er} &= P_r \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{P_1}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_2}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_3}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} = \\ &= P_r \cdot \sqrt[3]{1^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + 0,8^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + 0,6^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} = \\ &= 6555 \cdot \sqrt[3]{\left(1^3 \cdot \frac{5000}{12000} + 0,8^3 \cdot \frac{4000}{12000} + 0,6^3 \cdot \frac{3000}{12000}\right)} \cong 5664 \text{ Н}. \end{aligned}$$

#### 4. Розрахунковий ресурс підшипників у мільйонах обертів

$$L_a = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P_{эр}} \right)^{3,33} = 1 \cdot 0,55 \cdot \left( \frac{33700}{5664} \right)^{3,33} \cong 210 \text{ млн об.},$$

де  $a_1 = 1$  для  $S = 0,9$  (див. табл. 2.3);

$a_{23} = 0,55$  – для звичайних умов експлуатації радіального роликового підшипника – 1 вид (див. табл. 2.4).

#### 5. Розрахунковий ресурс підшипників у годинах

$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{210 \cdot 10^6}{60 \cdot 520} \cong 6731 \text{ год.}$$

#### 6. Потрібна довговічність підшипника кочення

$$L_{h \text{ номр}} = t_1 + t_2 + t_3 = 5000 + 4000 + 3000 = 12000 \text{ год (див. табл. 2.7),}$$

$$6731 < 12000 \text{ год.}$$

$L_h < L_{h \text{ номр}}$  – довговічність підшипника не забезпечена.

7. Приймаємо рішення збільшити серію підшипників кочення. Вибираємо радіальні роликові підшипники № 2308 із параметрами:  $d = 40 \text{ мм}$ ;  $D = 90 \text{ мм}$ ,  $B = 23 \text{ мм}$ ;  $C = 41000 \text{ Н}$  (див. Додаток А, табл. А.2).

Тоді:

$$L_a = 1 \cdot 0,55 \cdot \left( \frac{41000}{5664} \right)^{3,33} \cong 401 \text{ млн об.},$$

$$L_h = \frac{401 \cdot 10^6}{60 \cdot 520} \cong 12853 \text{ год.},$$

$$12853 > 12000 \text{ год.}$$

$L_h > L_{h \text{ номр}}$  – довговічність підшипника забезпечена.

**Приклад 3.** Вал, що обертається із частотою  $n = 230 \text{ хв}^{-1}$  (рис. 2.15, в), установлений на двох радіально-упорних кулькових підшипниках № 36214. Зовнішні радіальні навантаження на підшипники:  $F_{R1} = 6800 \text{ Н}$ ,  $F_{R2} = 5220 \text{ Н}$  і осьова сила  $F_a = 2600 \text{ Н}$ . Режим навантаження приводу механізму пересування кранових візків представлений у табл. 2.7, експлуатаційна температура підшипників  $t \leq 90^\circ \text{C}$ . Визначити розрахунковий ресурс підшипників при 95 %-й надійності й звичайних розрахункових умовах експлуатації.

*Розв'язання*

1. Згідно з таблицями стандарту для підшипника № 36218 (див. Додаток А, табл. А.3) маємо:  $d = 70\text{мм}$ ;  $D = 125\text{мм}$ ,  $B = 24\text{мм}$ ;  $\alpha = 12^\circ$ ;  $C = 63000\text{Н}$ ;  $C_0 = 55900\text{Н}$ .

2. Попередні значення параметра  $e$  для підшипників 1 і 2 визначимо у відповідності з графіком на рис. 2.14.

$$\text{За значенням } \frac{F_{R1}}{C_0} = \frac{6800}{55900} \cong 0,122 \text{ обираємо } e_1 \cong 0,385.$$

$$\text{За значенням } \frac{F_{R2}}{C_0} = \frac{5220}{55900} \cong 0,093 \text{ обираємо } e_2 \cong 0,365.$$

3. Осьові складові, які виникають у підшипниках 1 і 2 при їхньому радіальному навантаженні:

$$F_{S1} = e_1 F_{R1} = 0,385 \cdot 6800 = 2618\text{Н};$$

$$F_{S2} = e_2 F_{R2} = 0,365 \cdot 5220 \cong 1905\text{Н}.$$

4. Для визначення осьових сил, що діють на підшипники, скористаємося методом спроб.

*Перша спроба:*

$$\text{Приймаємо } F_{A1} = F_{S1}.$$

Із умови рівноваги вала (рис. 2.15, в) маємо:

$$\sum F_X = 0,$$

$$F_{A1} - F_a - F_{A2} = 0.$$

Звідки

$$F_{A2} = F_{S1} - F_a.$$

$$F_{A2} = 2618 - 2600 = 18\text{Н}.$$

$$18 < 1905\text{Н}.$$

$F_{A2} < F_{S2}$  – спроба вважається не вдалою.

Виконуємо *другу спробу*:

$$F_{A2} = F_{S2} = 1905\text{Н}.$$

$$F_{A1} = F_{S2} + F_a = 1905 + 2600 = 4505\text{Н}.$$

$$4505 > 2618\text{Н}.$$

$F_{A1} > F_{S1}$  – спроба вважається вдалою.

Остаточно приймаємо:

$$F_{A1} = 4505\text{Н};$$

$$F_{A2} = 1905 H.$$

5. Із табл. 2.5 за відношеннями

$$\frac{F_{A1}}{C_0} = \frac{4505}{55900} \cong 0,08; \quad \frac{F_{A2}}{C_0} = \frac{1905}{55900} \cong 0,034$$

остаточно вибираємо:

$$e_1 = 0,41; \quad e_2 = 0,37.$$

Визначимо значення коефіцієнтів  $X$  і  $Y$  для підшипників 1 і 2:

$$\frac{F_{A1}}{VF_{R1}} = \frac{4505}{1 \cdot 6800} \cong 0,66 > e_1 = 0,41, \text{ тоді } X_1 = 0,45, Y_1 = 1,46;$$

$$\frac{F_{A2}}{VF_{R2}} = \frac{1905}{1 \cdot 5220} \cong 0,36 < e_2 = 0,37, \text{ тоді } X_2 = 1, Y_2 = 0.$$

6. Розрахункові еквівалентні навантаження на підшипники 1 і 2:

$$P_{r1} = (X_1 VF_{R1} + Y_1 F_{A1}) \cdot K_B \cdot K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 6800 + 1,46 \cdot 4505) \cdot 1,5 \cdot 1 \cong 14456 H;$$

$$P_{r2} = (X_2 VF_{R2} + Y_2 F_{A2}) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 5220 + 0) \cdot 1,5 \cdot 1 \cong 7830 H,$$

де  $K_B = 1,5$  – привод механізму пересування кранових візків, що відповідає помірним поштовхам, вібраційному навантаженню, короткочасним перевантаженням до 150 % номінального навантаження (табл. 2.6);

$$K_T = 0,66 + \frac{100}{(400 - t)} = 0,66 + \frac{100}{(400 - 90^0)} \cong 0,98. \text{ Приймаємо } K_T = 1;$$

$V = 1$  – у підшипнику обертається внутрішнє кільце.

7. Оскільки  $P_{r1} > P_{r2}$  – більш навантаженим є підшипник в опорі 1, тому подальший розрахунок ведемо для нього.

8. Розрахункове еквівалентне динамічне навантаження з розрахунком режиму навантаження

$$P_{er} = P_r \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{P_1}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_2}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_3}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} =$$

$$= P_r \cdot \sqrt[3]{1^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + 0,8^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + 0,6^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} =$$

$$= 14456 \cdot \sqrt[3]{\left(1^3 \cdot \frac{5000}{12000} + 0,8^3 \cdot \frac{4000}{12000} + 0,6^3 \cdot \frac{3000}{12000}\right)} \cong 12490 H.$$



### 9. Розрахунковий ресурс підшипників у мільйонах обертів

$$L_a = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P_{эр}} \right)^3 = 0,62 \cdot 0,75 \cdot \left( \frac{63000}{12490} \right)^3 \cong 60 \text{ млн об.},$$

де  $a_1 = 0,62$  для  $S = 0,95$  (див. табл. 2.3);

$a_{23} = 0,75$  – для звичайних умов експлуатації радіально-упорного кулькового підшипника – 1 вид (див. табл. 2.4).

### 10. Розрахунковий ресурс підшипників у годинах

$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{60 \cdot 10^6}{60 \cdot 230} \cong 4347 \text{ год.}$$

### 11. Потрібна довговічність підшипника кочення:

$$L_{h \text{ номр}} = t_1 + t_2 + t_3 = 5000 + 4000 + 3000 = 12000 \text{ год (див. табл. 2.7),}$$

$$4347 < 12000 \text{ год.}$$

$L_h < L_{h \text{ номр}}$  – довговічність підшипника не забезпечена.

12. Приймаємо рішення збільшити серію підшипників кочення. Вибираємо радіально-упорні підшипники № 46314 з параметрами:  $d = 70 \text{ мм}$  ;  $D = 150 \text{ мм}$  ,  $B = 35 \text{ мм}$  ;  $C = 100000 \text{ Н}$  ,  $C_0 = 87000 \text{ Н}$  (див. Додаток А, табл. А.3).

Тоді:

$$L_a = 0,62 \cdot 0,75 \cdot \left( \frac{100000}{12490} \right)^3 \cong 239 \text{ млн об.},$$

$$L_h = \frac{239 \cdot 10^6}{60 \cdot 230} \cong 17294 \text{ год.}$$

$$17294 > 12000 \text{ год.}$$

$L_h > L_{h \text{ номр}}$  – довговічність підшипника забезпечена.

**Приклад 4.** Вал, що обертається із частотою  $n = 30 \text{ хв}^{-1}$  (рис. 2.15, з), установлений на двох радіально-упорних кулькових підшипниках № 46210. Зовнішні радіальні навантаження на підшипники  $F_{R1} = 6800 \text{ Н}$  ,  $F_{R2} = 5220 \text{ Н}$  і осьова сила  $F_a = 2600 \text{ Н}$  . Режим навантаження приводу механізму повороту крану представлений у табл. 2.7, експлуатаційна температура підшипників  $t \leq 90^\circ \text{C}$  . Визначити розрахунковий ресурс підшипників при 95 %-й надійності й звичайних розрахункових умовах експлуатації.

## Розв'язання

1. Згідно з таблицями стандарту для підшипника № 46210 маємо:  
 $d = 50\text{мм}$  ;  $D = 90\text{мм}$  ,  $B = 20\text{мм}$  ;  $\alpha = 26^\circ$  ;  $C = 31800\text{Н}$  ;  $C_0 = 25400\text{Н}$   
(див. Додаток А, табл. А.3).

2. Для підшипників типу 46000 параметр  $e = 0,54$  (див. табл. 2.5).

3. Осьові складові, що виникають у підшипниках 1 і 2 при їхньому радіальному навантаженні, дорівнюють:

$$F_{S1} = e_1 F_{R1} = 0,54 \cdot 6800 \cong 3672\text{Н};$$

$$F_{S2} = e_2 F_{R2} = 0,54 \cdot 5220 \cong 2819\text{Н}.$$

4. Для визначення осьових сил, що діють на підшипники, скористаємося методом спроб.

*Перша спроба:*

Приймаємо  $F_{A1} = F_{S1}$ .

Із умови рівноваги вала (рис. 2.15, з ) маємо:

$$\sum F_X = 0,$$
$$- F_{A1} - F_a + F_{A2} = 0.$$

Звідки:

$$F_{A2} = F_{A1} + F_a = F_{S1} + F_a.$$

$$F_{A2} = 3672 + 2600 = 6272\text{ Н}.$$

$$6272 > 2819\text{Н}.$$

$F_{A2} > F_{S2}$  – спроба вважається вдалою.

Остаточню приймаємо:

$$F_{A1} = 3672\text{Н};$$

$$F_{A2} = 6272\text{Н}.$$

5. Визначимо значення коефіцієнтів  $X$  і  $Y$  для підшипників 1 і 2 за допомогою табл. 2.5:

$$\frac{F_{A1}}{VF_{R1}} = \frac{3672}{1 \cdot 6800} = 0,54 = e, \text{ тоді } X_1 = 1, Y_1 = 0;$$

$$\frac{F_{A2}}{VF_{R2}} = \frac{6272}{1 \cdot 5220} = 1,2 > e, \text{ тоді } X_2 = 0,41, Y_2 = 1,0.$$

6. Розрахункові еквівалентні навантаження на підшипники 1 і 2:

$$P_{r1} = (X_1 VF_{R1} + Y_1 F_{A1}) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 6800 + 0) \cdot 1,5 \cdot 1 = 10200\text{Н};$$

$$P_{r2} = (X_2 VF_{R2} + Y_2 F_{A2}) K_B K_T = (0,41 \cdot 1 \cdot 5220 + 1,0 \cdot 6272) \cdot 1,5 \cdot 1 \cong 12618\text{Н},$$

де  $K_B = 1,5$  – привод механізму повороту крану, що відповідає помірним поштовхам, вібраційному навантаженню, короткочасним перевантаженням до 150 % номінального навантаження (див. табл. 2.6);

$$K_T = 0,66 + \frac{100}{(400 - t)} = 0,66 + \frac{100}{(400 - 90^0)} \cong 0,98. \text{ Приймаємо } K_T = 1;$$

$V = 1$  – у підшипнику обертається внутрішнє кільце.

7. Більш навантаженим є підшипник в опорі 2, тому подальший розрахунок ведемо для нього.

8. Розрахункове еквівалентне динамічне навантаження з розрахунком режиму навантаження

$$\begin{aligned} P_{er} &= P_r \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{P_1}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_2}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_3}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} = \\ &= P_r \cdot \sqrt[3]{1^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + 0,8^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + 0,6^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} = \\ &= 12618 \cdot \sqrt[3]{\left(1^3 \cdot \frac{5000}{12000} + 0,8^3 \cdot \frac{4000}{12000} + 0,6^3 \cdot \frac{3000}{12000}\right)} \cong 10902 \text{ Н}. \end{aligned}$$

9. Розрахунковий ресурс підшипників у мільйонах обертів

$$L_a = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P_{er}}\right)^3 = 0,62 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{31800}{10902}\right)^3 \cong 11,5 \text{ млн об.},$$

10. Розрахунковий ресурс підшипників у годинах

$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{11,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 30} \cong 6389 \text{ год},$$

де  $a_1 = 0,62$  для  $S = 0,95$  (див. табл. 2.3);

$a_{23} = 0,75$  – для звичайних умов експлуатації радіально-упорного кулькового підшипника – 1 вид (див. табл. 2.4).

11. Потрібна довговічність підшипника кочення

$$L_{h \text{ номп}} = t_1 + t_2 + t_3 = 5000 + 4000 + 3000 = 12000 \text{ год (див. табл. 2.7),}$$

$$6389 < 12000 \text{ год.}$$

$L_h < L_{h \text{ номп}}$  – довговічність підшипника не забезпечена.

12. Приймаємо рішення збільшити серію підшипників кочення. Вибираємо радіально-упорні кулькові підшипники № 46310 із параметрами:  $d = 50 \text{ мм}$  ;  $D = 110 \text{ мм}$  ,  $B = 27 \text{ мм}$  ;  $C = 56300 \text{ Н}$  ,  $C_0 = 44800 \text{ Н}$  (див.

Додаток А, табл. А.3).

Тоді:

$$L_a = 0,62 \cdot 0,75 \cdot \left( \frac{56300}{10902} \right)^3 \cong 64 \text{ млн.об.},$$

$$L_h = \frac{64 \cdot 10^6}{60 \cdot 30} \cong 35578 \text{ год.}$$

$$35578 > 12000 \text{ год};$$

$L_h > L_{h \text{ номр}}$  – довговічність підшипника забезпечена.

**Приклад 5.** Вал, що обертається із частотою  $n = 160 \text{ хв}^{-1}$  (рис. 2.15, д), установлений на двох радіально-упорних роликових конічних підшипниках № 7308. Реакції опор: опора А:  $R_A^I = 1500 \text{ Н}; R_A^B = 3546 \text{ Н}$ , опора В:  $R_B^I = 1800 \text{ Н}; R_B^B = 3839 \text{ Н}$ . Осьова сила  $F_a = 3480 \text{ Н}$ . Режим навантаження приводу вентилятору представлений у табл. 2.7, експлуатаційна температура підшипників  $t \leq 90^\circ \text{С}$ . Визначити розрахунковий ресурс підшипників при 90 %-й надійності й звичайних розрахункових умовах експлуатації.

#### Розв'язання

1. Згідно з таблицями стандарту для підшипника № 7308 маємо:  $d = 40 \text{ мм}; D = 90 \text{ мм}, B = 23 \text{ мм}; T = 25,25 \text{ мм}; \alpha = 11^\circ; C = 61000 \text{ Н}; e = 0,28$  (див. Додаток А, табл. А.4).

2. Зовнішні радіальні навантаження на підшипники:

$$F_{R1} = \sqrt{(R_A^I)^2 + (R_A^B)^2} = \sqrt{1500^2 + 3546^2} = 3850 \text{ Н};$$

$$F_{R2} = \sqrt{(R_B^I)^2 + (R_B^B)^2} = \sqrt{1800^2 + 3839^2} = 4240 \text{ Н}.$$

3. Осьові складові, що виникають у підшипниках 1 і 2 при їхньому радіальному навантаженні:

$$F_{S1} = 0,83e_1 F_{R1} = 0,83 \cdot 0,28 \cdot 3850 = 895 \text{ Н};$$

$$F_{S2} = 0,83e_2 F_{R2} = 0,83 \cdot 0,28 \cdot 4240 = 985 \text{ Н}.$$

4. Для визначення осьових сил, що діють на підшипники, скористаємося методом спроб.

*Перша спроба:*

Приймаємо  $F_{A1} = F_{S1}$ .

З умови рівноваги вала (рис. 2.15, д) маємо:

$$\sum F_X = 0,$$

$$-F_{A1} - F_a + F_{A2} = 0.$$

Звідки:

$$F_{A2} = F_{A1} + F_a = F_{s1} + F_a.$$

$$F_{A2} = 895 + 3480 = 4375 \text{ Н.}$$

$$4375 > 985 \text{ Н.}$$

$F_{A2} > F_{S2}$  – спроба вважається вдалою.

Остаточно приймаємо:

$$F_{A1} = 895 \text{ Н};$$

$$F_{A2} = 4375 \text{ Н.}$$

5. Визначимо значення коефіцієнтів  $X$  і  $Y$  для підшипників 1 і 2:

$$\frac{F_{A1}}{VF_{R1}} = \frac{895}{1 \cdot 3850} = 0,23 < e = 0,28, \text{ тоді } X_1 = 1, Y_1 = 0;$$

$$\frac{F_{A2}}{VF_{R2}} = \frac{4375}{1 \cdot 4240} = 1,03 > e = 0,28, \text{ тоді } X_2 = 0,4, Y_2 = 2,06.$$

6. Розрахункові еквівалентні навантаження на підшипники 1 і 2

$$P_{r1} = (X_1 VF_{R1} + Y_1 F_{A1}) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 3850 + 0) \cdot 1,2 \cdot 1 = 4620 \text{ Н};$$

$$P_{r2} = (X_2 VF_{R2} + Y_2 F_{A2}) \cdot K_B \cdot K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 4240 + 2,06 \cdot 4375) \cdot 1,2 \cdot 1 = 12850 \text{ Н},$$

де  $K_B = 1,2$  – привод вентилятора, що відповідає легким поштовхам і короткочасним перевантаженням до 125 % (див. табл. 2.6);

$$K_T = 0,66 + \frac{100}{(400 - t)} = 0,66 + \frac{100}{(400 - 90^0)} \cong 0,98. \text{ Приймаємо } K_T = 1;$$

$V = 1$  – у підшипнику обертається внутрішнє кільце.

7. Більш навантаженим є підшипник в опорі 2, тому подальший розрахунок ведемо для нього.

8. Розрахункове еквівалентне динамічне навантаження з розрахунком режиму навантаження

$$P_{er} = P_r \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{P_1}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_2}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_3}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} =$$

$$= P_r \cdot \sqrt[3]{1^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + 0,8^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + 0,6^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} =$$

$$= 12850 \cdot \sqrt[3]{\left(1^3 \cdot \frac{5000}{12000} + 0,8^3 \cdot \frac{4000}{12000} + 0,6^3 \cdot \frac{3000}{12000}\right)} \cong 11102 \text{ Н.}$$

## 9. Розрахунковий ресурс підшипників у мільйонах обертів

$$L_a = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P_{эр}} \right)^{3,33} = 1 \cdot 0,65 \cdot \left( \frac{61000}{11102} \right)^{3,33} \cong 190 \text{ млн об.},$$

де  $a_1 = 1,0$  для  $S = 0,9$  (див. табл. 2.3);

$a_{23} = 0,65$  – для звичайних умов експлуатації радіально-упорного конічного роликового підшипника – 1 вид (див. табл. 2.4).

## 10. Розрахунковий ресурс підшипників у годинах

$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60n} = \frac{190 \cdot 10^6}{60 \cdot 160} \cong 19792 \text{ год.}$$

## 11. Потрібна довговічність підшипника кочення:

$$L_{h \text{ номр}} = t_1 + t_2 + t_3 = 5000 + 4000 + 3000 = 12000 \text{ год (див. табл. 2.7).}$$

$$19792 > 12000 \text{ год};$$

$L_h > L_{h \text{ номр}}$  – довговічність підшипника забезпечена.

**Приклад 6.** Вал, що обертається із частотою  $n = 960 \text{ хв}^{-1}$  (рис. 2.15, е), установлений на двох опорах, з яких опора 1 (фіксована) має здвоєні радіально-упорні роликові конічні підшипники № 7206, а опора 2 (плаваюча) має один радіальний кульковий підшипник № 206. Зовнішні радіальні навантаження на підшипники:  $F_{R1} = 3420 \text{ Н}$ ,  $F_{R2} = 2120 \text{ Н}$ . Можливе двостороннє осьове навантаження  $F_a = 1960 \text{ Н}$ . Режим навантаження приводу механізму зміни вильоту стріли крану представлений у табл. 2.7, експлуатаційна температура підшипників  $t \leq 90^\circ \text{C}$ . Визначити розрахунковий ресурс підшипників при 90 %-й надійності й звичайних розрахункових умовах експлуатації.

### Розв'язання

#### 1. Розрахунок опори 1

1.1. Згідно з таблицями стандарту для підшипника № 7206 маємо:  $d = 30 \text{ мм}$ ;  $D = 62 \text{ мм}$ ,  $B = 16 \text{ мм}$ ;  $T = 17,25 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 14^\circ$ ;  $C = 29800 \text{ Н}$ ;  $e = 0,36$  (див. Додаток А, табл. А.4).

Сумарна базова динамічна радіальна вантажопідйомність комплекту з двох роликотпідшипників

$$C_{\Sigma} = C i^{7/9} = C \cdot 1,714 = 29800 \cdot 1,714 = 51077 \text{ Н.}$$

1.2. В опорі 1 залежно від напрямку осьової сили завжди все навантаження сприймає один підшипник за умови  $\frac{F_A}{VF_R} > e$ .

У нашому випадку  $F_{A1} = F_a = 1960 \text{ Н}$ ;

$$\frac{F_{A1}}{VF_{R1}} = \frac{1960}{1 \cdot 3420} = 0,57 > e = 0,36, \text{ тоді } X_1 = 0,4, Y_1 = 1,61.$$

1.3 Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник 1

$$P_{r1} = (X_1 \cdot V \cdot F_{R1} + Y_1 \cdot F_{A1}) \cdot K_B \cdot K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 3420 + 1,61 \cdot 1960) \cdot 1,5 \cdot 1 = 6785 \text{ Н},$$

де  $K_B = 1,5$  – привод механізму зміни вильоту стріли крану, що відповідає помірним поштовхам, вібраційному навантаженню, короткочасним перевантаженням до 150 % номінального навантаження (див. табл. 2.6);

$$K_T = 0,66 + \frac{100}{(400 - t)} = 0,66 + \frac{100}{(400 - 90^0)} \cong 0,98. \text{ Приймаємо } K_T = 1;$$

$V = 1$  – у підшипнику обертається внутрішнє кільце.

1.4. Розрахункове еквівалентне динамічне навантаження з розрахунком режиму навантаження

$$\begin{aligned} P_{er} &= P_r \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{P_1}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_2}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_3}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} = \\ &= P_r \cdot \sqrt[3]{1^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + 0,8^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + 0,6^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} = \\ &= 6785 \cdot \sqrt[3]{\left(1^3 \cdot \frac{5000}{12000} + 0,8^3 \cdot \frac{4000}{12000} + 0,6^3 \cdot \frac{3000}{12000}\right)} \cong 5682 \text{ Н}. \end{aligned}$$

1.5 Розрахунковий ресурс підшипника в мільйонах обертів

$$L_a = a_1 a_{23} \left(\frac{C_\Sigma}{P_{gr}}\right)^{3,33} = 1 \cdot 0,65 \cdot \left(\frac{51077}{5682}\right)^{3,33} \cong 975 \text{ млн об.},$$

де  $a_1 = 1,0$  для  $S = 0,9$  (див. табл. 2.3);

$a_{23} = 0,65$  – для звичайних умов експлуатації радіально-упорного роликового кінцевого підшипника – 1 вид (див. табл. 2.4).

## 1.6. Розрахунковий ресурс підшипника в годинах

$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{975 \cdot 10^6}{60 \cdot 170} \cong 95588 \text{ год.}$$

## 1.7. Потрібна довговічність підшипника кочення:

$$L_{h \text{ номп}} = t_1 + t_2 + t_3 = 5000 + 4000 + 3000 = 12000 \text{ год (див. табл. 2.7),}$$
$$95588 > 12000 \text{ год.}$$

$L_h > L_{h \text{ номп}}$  – довговічність підшипників опори 1 забезпечена.

## 2. Розрахунок опори 2

2.1. Згідно з таблицями стандарту для підшипника № 206 маємо:  
 $d = 30 \text{ мм}; D = 62 \text{ мм}, B = 16 \text{ мм}; C = 15300 \text{ Н}$  (див. Додаток А, табл. А.1).

2.2. Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник в опорі 2 визначається за формулою

$$P_{r2} = F_{R2} \cdot V \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 2120 \cdot 1,5 \cdot 1 = 3180 \text{ Н},$$

де  $K_B = 1,5$  – привод механізму зміни вильоту стріли крану, що відповідає помірним поштовхам, вібраційному навантаженню, короткочасним перевантаженням до 150 % номінального навантаження (див. табл. 2.6);

$$K_T = 0,66 + \frac{100}{(400 - t)} = 0,66 + \frac{100}{(400 - 90^0)} \cong 0,98. \text{ Приймаємо } K_T = 1;$$

$V = 1$  – в підшипнику обертається внутрішнє кільце.

2.3. Розрахункове еквівалентне динамічне навантаження з розрахунком режиму навантаження

$$P_{er} = P_r \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{P_1}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_2}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + \left(\frac{P_3}{P}\right)^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} =$$
$$= P_r \cdot \sqrt[3]{1^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + 0,8^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + 0,6^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}} =$$
$$= 3180 \cdot \sqrt[3]{\left(1^3 \cdot \frac{5000}{12000} + 0,8^3 \cdot \frac{4000}{12000} + 0,6^3 \cdot \frac{3000}{12000}\right)} \cong 2748 \text{ Н.}$$

## 2.4. Розрахунковий ресурс підшипника в мільйонах обертів



$$L_a = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P_{gr}} \right)^3 = 1 \cdot 0,75 \cdot \left( \frac{15300}{2748} \right)^3 \cong 129,4 \text{ млн об.},$$

де  $a_1 = 1,0$  для  $S = 0,9$  (див. табл. 2.3);

$a_{23} = 0,75$  – для звичайних умов експлуатації радіального кулькового однорядного підшипника – 1 вид (див. табл. 2.4).

2.5. Розрахунковий ресурс підшипників у годинах:

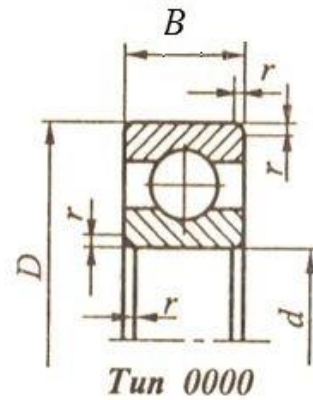
$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60n} = \frac{129,4 \cdot 10^6}{60 \cdot 170} \cong 12686 \text{ год.}$$

$$12686 > 12000 \text{ год.}$$

$L_h > L_{h \text{ номр}}$  – довговічність підшипника опори 2 забезпечена.

## ДОДАТОК А

*Таблиця А.1 – Кулькові підшипники радіальні однорядні*



*Рисунок А.1*

Умовні позначення підшипників	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$r$ , мм	Кульки		Розрахункові параметри			Маса, кг
					$D_w$ , мм	$Z$	$C$	$C_0$	$n_{ep}$ , $хв^{-1}$	
							$H$			
1	2	3	4	5	6	7	8		9	10
<i>Надлегка серія діаметрів 8, серія ширин 1</i>										
1000084*	4	9	2,5	0,2	1,30	9	420	190	4 000	0,0007
1000088*	8	16	4,0	0,4	2,00	10	980	500	31 500	0,0034
1000801*	12	21	5,0	0,5	2,00	12	1 070	600	31 500	0,007
1000802*	15	24	5,0	0,5	2,38	12	1 470	850	25 000	0,008
1000805*	25	37	7,0	0,5	3,17	16	2 890	2 020	20 000	0,0200
1000807	35	47	7,0	0,5	3,17	21	3 250	2 650	16 000	0,0300
1000812*	60	78	10,0	0,5	5,00	24	7 910	7 500	8 000	0,1200
1000813	65	85	10,0	1,0	5,56	22	9 100	8 490	8 000	0,1300
1000814	70	90	10,0	1,0	5,56	24	9 460	9 260	8 000	0,1800

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
<i>Особливо легка серія діаметрів 1, серія ширин 7</i>										
7000101	12	28	7	0,5	4,76	8	4 000	2 270	25 000	0,018
7000102	15	32	8	0,5	4,76	8	4 060	2 270	25 000	0,025
7000103	17	35	8	0,5	5,16	9	4 680	2 660	20 000	0,036
7000105	25	47	8	0,5	5,56	11	6 570	4 240	16 000	0,060
7000106	30	55	9	0,5	5,56	14	7 560	5 400	12 500	0,100
7000107	35	62	9	0,5	5,56	15	7 740	5 790	12 500	0,110
7000108	40	68	9	0,5	6,35	16	10 300	8 060	10 000	0,130
7000109	45	75	10	1,0	6,35	17	10 500	8 570	10 000	0,170
7000110	50	80	10	1,0	6,35	18	10 800	9 070	8 000	0,180
7000111	55	90	11	1,0	7,14	17	12 900	10 800	8 000	0,280
<i>Легка серія діаметрів 2, серія ширин 0</i>										
200	10	30	9	1,0	5,95	6	4 690	2 660	25 000	0,030
201	12	32	10	1,0	5,56	7	4 780	2 700	25 000	0,037
202	15	35	11	1,0	5,95	8	5 970	3 540	20 000	0,045
203	17	40	12	1,0	7,14	7	7 520	4 470	20 000	0,060
204	20	47	14	1,5	7,94	8	10 000	6 300	16 000	0,100
205	25	52	15	1,5	7,94	9	11 000	7 090	12 500	0,120
206	30	62	16	1,5	9,53	9	15 300	10 200	12 500	0,200
207	35	72	17	2,0	11,11	9	20 100	13 900	10 000	0,290
208	40	80	18	2,0	12,70	9	25 600	18 100	8 000	0,360
209	45	85	19	2,0	12,70	9	25 700	18 100	8 000	0,410
210	50	90	20	2,0	12,70	10	27 500	20 300	8 000	0,470
211	55	100	21	2,5	14,29	10	34 000	25 600	6 300	0,600
212	60	110	22	2,5	15,88	10	41 100	31 500	6 300	0,800
213	65	120	23	2,5	16,67	10	44 900	34 700	6 300	0,980
214	70	125	24	2,5	17,46	10	48 800	38 100	5 000	1,080

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
<i>Середня серія діаметрів 3, серія ширин 0</i>										
300	10	345	11	1,0	7,14	6	6 360	3 830	25 000	0,050
301	12	37	12	1,5	7,94	6	7 630	4 730	20 000	0,060
302	15	42	13	1,5	7,94	7	8 900	5 510	20 000	0,080
303	17	47	14	1,5	9,53	6	10 800	6 800	16 000	0,111
304	20	52	15	2,0	9,53	7	12 500	7 940	16 000	0,140
305	25	52	17	2,0	11,51	7	17 600	11 600	12 500	0,230
306	30	72	19	2,0	12,30	8	22 000	15 100	10 000	0,340
307	35	80	21	2,5	14,29	7	26 200	17 900	10 000	0,440
308	40	90	23	2,5	15,08	8	31 900	22 700	8 000	0,630
309	45	100	25	2,5	17,46	8	37 800	26 700	8 000	0,830
310	50	110	27	3,0	19,05	8	48 500	36 300	6 300	1,080
311	55	120	29	3,0	20,64	8	56 000	42 600	6 300	1,350
312	60	130	31	3,5	22,23	8	64 100	49 400	5 000	1,700
313	65	140	33	3,5	23,81	8	72 700	56 700	5 000	2,111
314	70	150	35	3,5	25,4	8	81 700	64 500	5 000	2,600
<i>Важка серія діаметрів 4, серія ширин 0</i>										
403	17	62	17	2,0	12,7	6	17 800	12 100	12 500	0,27
405	25	80	21	2,5	16,67	6	29 200	20 800	10 000	0,50
406	30	90	23	2,5	19,05	6	37 200	27 200	8 000	0,72
407	35	100	25	2,5	20,64	6	43 600	31 900	8 000	0,93
408	40	110	27	3,0	22,23	6	50 300	37 000	6 300	1,20
409	45	120	29	3,0	23,02	7	60 400	46 400	6 300	1,52
410	50	130	31	3,5	25,4	7	68 500	53 000	5 000	1,91
411	55	140	33	3,5	26,99	7	78 700	63 700	5 000	2,30
412	60	150	35	3,5	28,58	7	85 600	71 400	4 000	2,80
413	65	160	37	3,5	30,16	7	92 600	79 600	4 000	3,40

Таблиця А.2 – Роликові підшипники радіальні з коротким циліндричними роликами

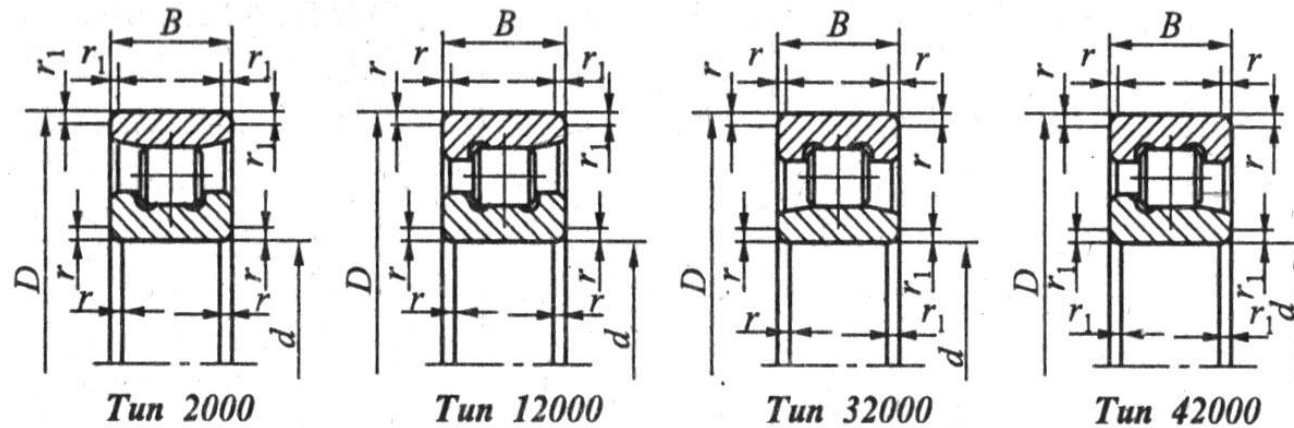


Рисунок А.2

Умовне позначення підшипників для типів		d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	r <sub>1</sub> , мм	Ролики			Розрахункові параметри			Маса, кг
							D <sub>w</sub> , мм	l, мм	Z	C	C <sub>0</sub>	n <sub>сп</sub> , xв <sup>-1</sup>	
2000	32000												
<i>Надлегка серія</i>													
1002912	–	60	85	13	1,5	1,0	6,5	6,6	24	20 700	16 800	8 000	0,248
1002916	–	80	110	16	1,5	1,0	7,5	7,5	28	28 200	24 500	6 300	0,471
–	1032917*	85	120	18	2,0	1,5	9,0	9,0	26	44 600	35 000	6 300	0,600
–	1032920*	100	140	20	2,0	1,5	10,0	10,0	26	49 600	44 600	5 000	0,880
<i>Особливо легка серія</i>													
–	32106	30	55	13	1,5	0,8	6,0	6,0	14	11 000	7 020	16 000	0,137
–	32109	45	75	16	1,5	1,0	8,0	8,0	18	19 100	13 400	10 000	0,307
2110	32110	50	80	16	1,5	1,0	7,5	7,5	18	21 500	15 700	10 000	0,333

Продовження таблиці А.2

Умовне позначення підшипників для типів		$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$r$ , мм	$r_1$ , мм	Ролики			Розрахункові параметри			Маса, кг
							$D_w$ , мм	$l$ , мм	$Z$	$C$	$C_0$	$n_{zp}$ , $xв^{-1}$	
2000	32000												
2111	32111	55	90	18	1,0	1,5	9,0	9,0	18	32 000	24 200	8 000	0,400
2113	–	65	100	18	1,0	1,5	9,0	9,0	20	34 000	26 900	6 300	0,550
–	32114	70	110	20	1,0	1,5	10,0	10,0	20	42 100	34 300	6 300	0,760
–	32116	80	125	21	1,0	1,5	11,0	11,0	20	51 300	42 600	6 300	1,080
2118*	32118	90	140	24	1,5	2,0	12,0	12,0	22	61 300	52 300	5 000	1,300
–	32119	95	145	24	1,5	2,0	12,0	12,0	24	60 900	52 300	5 000	1,500

Умовне позначення підшипників для типів				$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$r$ , мм	$r_1$ , мм	Ролики			Розрахункові параметри			Маса, кг
									$D_w$ , мм	$l$ , мм	$Z$	$C$	$C_0$	$n_{zp}$ , $xв^{-1}$	
2000	12000	32000	42000												
<i>Легка серія</i>															
–	–	32202	42202	15	35	11	1,0	0,5	5	5	10	5 630	3 080	20 000	0,05
–	–	32203	–	17	40	12	1,0	0,5	5,5	5,5	10	9 720	6 050	16 000	0,07
2204	12204	32204	42204	20	47	14	1,5	1,0	6,5	6,5	11	11 900	7 380	16 000	0,13
–	–	32205	42205	25	52	15	1,5	1,0	6,5	6,5	13	13 400	8 610	12 500	0,15
2206	–	32206	42206	30	62	16	1,5	1,0	7,5	7,5	13	17 300	11 400	12 500	0,24
2207	12207	32207	42207	35	72	17	2,0	1,0	9	9	13	25 600	17 500	10 000	0,35
2208	12208	32208	42208	40	80	18	2,0	2,0	10	10	14	33 700	24 000	10 000	0,40
2209	–	32209	42209	45	85	19	2,0	2,0	10	10	15	35 300	25 700	8 000	0,49
2210	12210	32210	42210	50	90	20	2,0	2,0	10	10	17	38 700	29 200	8 000	0,57

Продовження таблиці А.2

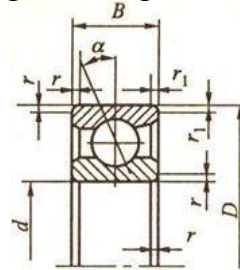
Умовне позначення підшипників для типів				$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$r$ , мм	$r_1$ , мм	Ролики			Розрахункові параметри			Маса, Кг
									$D_w$ , мм	$l$ , мм	$Z$	$C$	$C_0$	$n_{zp}$ , $x\epsilon^{-1}$	
2000	12000	32000	42000									$H$			
2211	12211	32211	42211	55	100	21	2,5	2,0	11	11	17	43 700	32 900	8 000	0,76
2212	12212	32212	42212	60	110	22	2,5	2,5	12	12	18	54 800	42 800	6 300	0,95
2213	12213	32213	42213	65	120	23	2,5	2,5	13	13	17	62 100	48 600	6 300	1,20
2214	–	32214	–	70	125	24	2,5	2,5	13	13	17	61 800	48 600	5 000	1,30
2215	–	32215	42215	75	130	25	2,5	2,5	14	14	18	75 400	61 000	5 000	1,40
2216	–	32216	42216	80	140	26	3,0	3,0	15	15	18	79 500	63 400	5 000	1,80
2217	–	–	42217	85	150	28	3,0	3,0	16	16	18	99 000	82 400	4 000	2,27
2218	2218	32218	42218	90	160	30	3,0	3,0	18	18	17	121 000	101 000	4 000	2,80
–	–	32219	42219	95	170	32	3,5	3,5	19	19	18	132 000	111 000	4 000	2,90
2220	–	32220	–	100	180	34	3,5	3,5	20	20	16	135 000	111 000	3 150	4,00
<i>Середня серія</i>															
2305	12305	–	42305	25	62	17	2,0	2,0	9	9	11	22 600	14 800	10 000	0,30
2306	–	32306	42306	30	72	19	2,0	2,0	10	10	12	30 200	20 600	10 000	0,40
2307	12307	–	42307	35	80	21	2,5	2,5	11	11	12	34 100	23 200	8 000	0,55
2308	12308	32308	42308	40	90	23	2,5	2,5	12	12	12	41 000	28 500	8 000	0,77
2309	12309	32309	–	45	100	25	2,5	2,5	14	14	12	56 500	40 700	8 000	1,00
2310	12310	32310	42310	50	110	27	3,0	3,0	15	15	12	65 200	47 500	6 300	1,35
2311	12311	32311	42311	55	120	29	2,0	2,0	17	17	12	84 000	62 800	6 300	1,70
2312	12312	32312	42312	60	130	31	3,5	3,5	18	18	13	100 000	77 200	5 000	2,10

Продовження таблиці А.2

Умовне позначення підшипників для типів				$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$r$ , мм	$r_1$ , мм	Ролики			Розрахункові параметри			Маса, кг
									$D_w$ , мм	$l$ , мм	$Z$	$C$	$C_0$	$n_{zp}$ , $хв^{-1}$	
2000	12000	32000	42000									$H$			
<i>Важка серія</i>															
–	–	–	42408	40	110	27	3,0	3,0	17	17	11	78 000	57 600	6 300	1,37
–	–	–	42409	45	120	29	3,0	3,0	18	18	11	94 000	71 400	6 300	1,90
–	–	32410	42410	50	130	31	3,5	3,5	20	20	11	102 000	76 500	5 000	2,30
2411	–	–	42411	55	140	33	3,5	3,5	20	20	12	110 000	83 400	5 000	2,90
–	–	32412	42412	60	150	35	3,5	3,5	22	22	12	133 000	103 000	5 000	3,40
2413	–	32413	42413	65	160	37	3,5	3,5	23	23	12	146 000	114 000	4 000	4,60
–	–	32414	–	70	180	42	4,0	4,0	26	26	12	187 000	150 000	4 000	6,10
–	–	–	42415	75	190	45	4,0	4,0	28	28	12	216 000	176 000	4 000	7,70
2416	–	32416*	–	80	200	48	4,0	4,0	30	30	12	248 000	204 000	3 150	8,20
–	–	32417	42417	85	210	52	5,0	5,0	32	32	12	271 000	225 000	3 150	10,10
–	–	32418	–	90	225	54	5,0	5,0	34	34	12	307 000	257 000	3 150	11,80
–	–	32419	–	95	240	55	5,0	5,0	34	34	13	327 000	278 000	3 150	13,80
–	–	–	42420	100	250	58	5,0	5,0	36	36	13	367 000	315 000	2 500	16,30



Таблиця А.3 – Кулькові підшипники радіально-упорні однорядні



Тип-36000 ( $\alpha=12^\circ$ )

Тип-46000 ( $\alpha=26^\circ$ )

Тип-66000 ( $\alpha=36^\circ$ )

Умовне позначення підшипників для типів		d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	r <sub>1</sub> , мм	Кульки		Розрахункові параметри						Маса, кг	
							D <sub>w</sub> , мм	Z	C		C <sub>0</sub>		n <sub>зр</sub> , хв <sup>-1</sup>			
									Тип 36000	Тип 46000	Тип 36000	Тип 46000	Тип 36000	Тип 46000		
36000	46000								<i>Н</i>							
<i>Особливо легка серія</i>																
36100*	-	10	26	8	0,5	0,3	4,76	9	4 170	-	2 500	-	40 000	-	0,03	
36103*	-	17	35	10	0,5	0,3	5,16	11	5 710	-	3 580	-	25 000	-	0,04	
36104*	-	20	42	12	1,0	0,3	6,35	11	8 300	-	5 420	-	20 000	-	0,068	
-	46106	30	55	13	1,5	0,5	7,14	18	-	11 200	-	8 030	-	12 500	0,18	
-	46108	40	68	15	1,5	0,5	7,94	16	-	14 600	-	11 300	-	10 000	0,22	
-	46109	45	75	16	1,5	0,5	8,31	16	-	17 300	-	13 700	-	10 000	0,28	
-	46111	55	90	18	2,0	1,0	10,3	18	-	25 200	-	21 500	-	8 000	0,38	
-	46112	60	95	18	2,0	1,0	11,11	18	-	28 800	-	25 000	-	8 000	0,48	
-	46114	70	110	20	2,0	1,0	12,30	19	-	35 600	-	32 300	-	6 300	0,72	
-	46115	75	115	20	2,0	1,0	12,30	20	-	35 300	-	32 300	-	6 300	0,78	
-	46116	80	125	22	2,0	1,0	13,49	20	-	43 200	-	40 900	-	6 300	0,9	
-	46117	85	130	22	2,0	1,0	13,49	21	-	44 300	-	43 000	-	5 000	1,04	
-	46118	90	140	24	2,5	1,2	14,29	21	-	47 400	-	45 900	-	5 000	1,43	
-	46120	100	150	24	2,5	1,2	15,08	22	-	50 200	-	48 500	-	5 000	1,56	

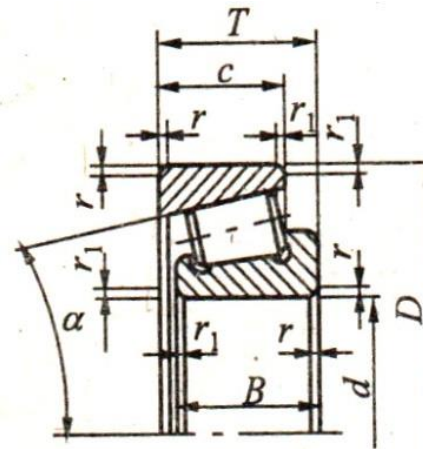
Продовження таблиці А.3

Умовне позначення підшипників для типів		d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	r <sub>1</sub> , мм	Кульки		Розрахункові параметри						Маса, кг	
							D <sub>w</sub> , мм	Z	C		C <sub>0</sub>		n <sub>зр</sub> , хв <sup>-1</sup>			
									Тип 36000	Тип 46000	Тип 36000	Тип 46000	Тип 36000	Тип 46000		
36000	46000															
<i>Легка серія</i>																
36201	-	12	32	10	1,0	0,3	5,50	9	5 580	-	3 400	-	31 500	-	0,04	
36202	46202	15	35	11	1,0	0,3	5,95	10	6 380	6 070	3 900	3 580	25 000	20 000	0,045	
36203	46203	17	40	12	1,0	0,3	7,10	10	9 430	9 000	6 240	5 730	25 000	20 000	0,06	
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	7,94	11	12 300	11 600	8 470	7 790	20 000	16 000	0,10	
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	7,94	12	13 100	12 400	9 240	8 500	16 000	12 500	0,12	
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	9,53	12	18 200	17 200	13 300	12 200	12 500	10 000	0,19	
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	11,11	12	24 000	22 700	18 100	16 600	12 500	10 000	0,27	
36208	46208	40	80	18	2,0	1,0	12,70	12	30 600	28 900	23 700	21 700	10 000	8 000	0,37	
36209	46209	45	85	19	2,0	1,0	12,70	13	32 300	30 400	25 600	23 600	10 000	8 000	0,42	
36210	46210	50	90	20	2,0	1,0	12,70	14	33 900	31 800	27 600	25 400	8 000	8 000	0,47	
36211	46211*	55	100	21	2,5	1,2	14,29	14	41 900	39 400	34 900	32 100	8 000	6 300	0,58	
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	15,88	14	48 200	45 400	40 100	36 800	6 300	6 300	0,77	
-	46213	65	120	23	2,5	1,2	16,67	15	-	54 400	-	46 800	6 300	6 300	0,98	
36214	-	70	125	24	2,5	1,2	17,46	15	6 300	-	55 900	-	6 300	-	1,04	
-	46215	75	130	25	2,5	1,2	17,46	16	-	61 500	-	54 800	5 000	5 000	1,39	
36216	46216	80	140	26	3,0	1,5	19,05	15	73 500	68 900	66 600	61 200	5 000	5 000	1,68	
36217	46217	85	150	28	3,0	1,5	19,84	15	79 000	74 000	72 200	66 400	5 000	4 000	1,68	
36218	46218	90	160	30	3,0	1,5	22,23	14	92 800	87 100	84 600	77 700	4 000	4 000	2,20	
36219	-	95	170	32	3,5	2,0	23,81	15	110 000	-	104 000	-	4 000	-	2,60	
-	46220	100	180	34	3,5	2,0	25,44	15	-	116 000	-	109 000	-	3 150	3,20	

Продовження таблиці А.3

Умовне позначення підшипників для типів		d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	r <sub>1</sub> , мм	Кульки		Розрахункові параметри						Маса, кг
							D <sub>w</sub> , мм	Z	C		C <sub>0</sub>		n <sub>зр</sub> , хв <sup>-1</sup>		
									H				Тип 36000	Тип 46000	
36000	46000														
<i>Середня серія</i>															
-	46303*	17	47	14	1,5	0,5	9,53	8	-	12 600	-	8 150	-	16 000	0,11
-	46304*	20	52	15	2,0	1,0	9,53	9	-	14 000	-	9 170	-	16 000	0,17
-	46305	25	62	17	2,0	1,0	11,51	10	-	21 100	-	14 900	-	10 000	0,23
-	46306	30	72	19	2,0	1,0	12,30	11	-	25 600	-	18 700	-	10 000	0,35
-	46307	35	80	21	2,5	1,2	14,29	11	-	33 400	-	25 200	-	8 000	0,44
46308	-	40	90	23	2,5	1,2	15,08	12	39 200	-	30 700	-	8 000	-	0,63
46309	-	45	100	25	2,5	1,2	17,46	11	48 100	-	37 700	-	6 300	-	0,83
46310	-	50	110	27	3,0	1,5	19,09	11	56 300	-	44 800	-	6 390	-	1,08
46311*	66311*	55	120	29	3,0	1,5	20,64	12	68 900	60 600	57 400	47 400	6 300	5 000	1,45
46312	-	60	130	31	3,5	2,0	22,23	12	78 800	-	66 600	-	6 300	-	1,71
46313	-	65	140	33	3,5	2,0	23,81	12	89 000	-	76 400	-	5 000	-	2,09
46314	66314	70	150	35	3,5	2,0	25,40	12	100 000	93 300	87 000	78 300	4 000	4 000	3,30
46318	-	90	190	43	4,0	2,0	31,75	12	129 000	-	125 000	-	3 150	-	5,00
46320	-	100	215	47	4,0	2,0	36,51	12	167 000	-	180 000	-	3 150	-	8,14

Таблиця А.4 – Роликові підшипники радіально-упорні конічні однорядні



Тип 7000

Рисунок А.4

Умовне позначення підшипників	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$c$ , мм	$T$ , мм	$r$ , мм	$r_1$ , мм	$\alpha$ , °	Ролики			Розрахункові параметри					Маса, кг	
									$D_w$ , мм	$l$ , мм	$Z$	$C$	$C_0$	$n_{ep}$ , $\times 10^{-1}$	$e$	$\gamma$		$\gamma_0$
<i>Надлегка серія діаметрів 9</i>																		
2007913	65	90	16	14	17	1,5	0,5	16	5,30	11,0	35	30,9	33,1	5 000	0,42	1,42	0,78	0,32
2007928	140	190	30	26	32	2,5	0,8	12	10,70	20,0	37	127	157	2 500	0,33	1,82	1,00	2,5
2007934*	170	230	36	31	38	3,0	1,0	17	13,00	25,0	38	169	218	1 600	0,46	1,29	0,71	4,4
2007938	190	260	42	36	45	3,0	1,0	14	16,00	28,5	33	256	315	1 600	0,38	1,57	0,86	6,5
2007944	220	300	48	41	51	3,5	1,2	12	15,40	33,5	38	343	458	1 250	0,31	1,94	1,07	10,0
2007948	240	320	48	41	54	3,5	1,2	17	18,20	33,5	40	347	472	1 000	0,45	1,34	0,74	10,9
2007952	260	390	60	51	64	3,5	1,2	14	24,20	41,5	33	505	650	1 000	0,37	1,62	0,89	18,4
2007960	300	420	72	62	76	4,0	1,5	11	27,30	48,5	34	680	916	800	0,28	2,12	1,17	31,1

Продовження таблиці А.4

Умовне позначення підшипників	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$c$ , мм	$T$ , мм	$r$ , мм	$r_1$ , мм	$\alpha$ , °	Ролики			Розрахункові параметри					Маса, кг	
									$D_w$ , мм	$l$ , мм	$Z$	$C$	$C_0$	$n_{zp}$ , хв <sup>-1</sup>	$e$	$\gamma$		$\gamma_0$
<i>Особливо легка серія діаметрів 1</i>																		
2007106	30	55	16	14	17	1,5	0,5	9	5,31	40,3	19	23,5	19,9	8 000	0,24	2,50	1,38	0,169
2007107	35	62	17	15	18	1,5	0,5	10	5,31	10,3	22	25,6	23,0	8 000	0,27	2,21	1,22	0,224
2007108	40	68	18	16	19	1,5	0,5	12	7,00	11,0	19	31,9	28,4	6 300	0,33	1,84	1,01	0,270
2007109	45	75	19	16	20	1,5	0,5	11	7,50	12,6	19	40,0	34,8	6 300	0,30	2,00	1,10	0,333
2007111	55	90	22	19	23	2,0	0,8	13	8,10	12,8	21	49,1	45,2	5 000	0,33	1,8	0,99	0,541
2007113	65	100	22	19	23	2,0	0,8	14	8,10	13,8	24	52,9	51,3	4 000	0,38	1,59	0,87	0,62
2007114	70	110	24	20	25	2,0	0,8	11	9,30	16	24	67,6	65,8	4 000	0,29	2,11	1,16	0,834
2007115	75	115	24	20	25	2,0	0,8	11	9,30	14,5	25	68,0	66,7	4 000	0,30	2,00	1,10	0,909
2007116	80	125	27	23	29	2,0	0,8	13	11,20	17,6	22	88,4	85,5	3 150	0,34	1,77	0,97	1,340
2007118	90	140	30	26	32	2,5	0,8	13	12,45	20,3	22	111	111	3 150	0,34	1,76	0,97	1,630
2007119	95	145	30	26	32	2,5	0,8	13	13,0	20,4	22	114	115	3 150	0,36	1,69	0,93	1,750
<i>Легка серія діаметрів 2</i>																		
7202	15	35	11	9	11,75	1,0	0,3	17	3,9	6,4	14	8,78	6,14	12 500	0,45	1,33	0,73	0,054
7203	17	40	12	11	13,25	1,5	0,5	12	5,7	7,0	12	13,8	9,3	12 500	0,31	1,91	1,05	0,074
7204	20	47	14	12	15,25	1,5	0,5	14	6,7	8,5	12	19,1	13,3	10 000	0,36	1,67	0,92	0,120
7205	25	52	15	13	16,25	1,5	0,5	14	6,7	8,5	14	23,9	17,9	10 000	0,36	1,67	0,92	0,150
7206	30	62	16	14	17,25	1,5	0,5	14	8,0	10,2	14	29,8	22,3	8 000	0,36	1,65	0,91	0,233
7207	35	72	17	15	18,25	2,0	0,8	14	9,2	10,5	14	35,2	26,3	6 300	0,37	1,62	0,89	0,327
7208	40	80	20	16	19,75	2,0	0,8	14	9,9	12,2	15	42,4	32,7	6 300	0,38	1,56	0,86	0,446
7209	45	85	19	16	20,75	2,0	0,8	15	9,9	12,2	16	42,7	33,4	5 000	0,41	1,45	0,80	0,485
7210	50	90	21	17	21,75	2,0	0,8	14	11,7	14,8	14	52,9	40,6	5 000	0,37	1,6	0,88	0,539
7211	55	100	21	18	22,75	2,5	0,8	15	11,7	14,8	16	57,9	46,1	5 000	0,41	1,46	0,80	0,709

Продовження таблиці А.4

Умовне позначення підшипників	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$c$ , мм	$T$ , мм	$r$ , мм	$r_1$ , мм	$\alpha$ , °	Ролики			Розрахункові параметри					Маса, кг	
									$D_w$ , мм	$l$ , мм	$Z$	$C$	$C_0$	$n_{ep}$ , хв <sup>-1</sup>	$e$	$\gamma$		$\gamma_0$
												κН						
<i>Середня серія діаметрів 3</i>																		
7304	20	52	16	13	16,25	2,0	0,8	11	8,0	10,2	11	25,0	17,7	10 000	0,30	2,03	1,11	0,170
7305	25	62	17	15	18,25	2,0	0,8	14	9,5	10,0	13	29,6	20,9	8 000	0,36	1,66	0,92	0,253
7306	30	72	19	17	20,75	2,0	0,8	14	9,9	12,7	13	40,0	29,9	6 300	0,34	1,78	0,98	0,458
7307	35	80	21	18	22,75	2,5	0,8	12	11,7	14,8	12	48,1	35,3	6 300	0,32	1,88	1,03	0,496
7308	40	90	23	20	25,25	2,5	0,8	11	13,1	14,2	12	61,0	46,0	5 000	0,28	2,16	1,19	0,703
7309	45	100	26	22	27,25	2,5	0,8	11	14,3	16	13	76,1	59,3	5 000	0,29	2,09	1,15	1,010
<i>Середня широка серія діаметрів 6</i>																		
7604	20	52	21,0	18,5	22,25	2,0	0,8	11	7,9	13,0	11	29,5	22,0	10 000	0,30	2,01	1,11	0,236
7605	25	62	24,0	21,0	25,25	2,0	0,8	11	8,9	16,7	12	45,5	36,6	8 000	0,27	2,19	1,20	0,366
7606	30	72	29,0	23,0	28,75	2,0	0,8	12	10,2	20,4	12	61,3	51,0	6 300	0,32	1,88	1,03	0,574
7607	35	80	31,0	27,0	32,75	2,5	0,8	11	10,5	22,0	13	71,6	61,5	6 300	0,30	2,03	1,11	0,798
7608	40	90	33,0	28,5	35,25	2,5	0,8	11	12,0	23,4	13	80,0	67,2	5 000	0,30	2,03	1,11	1,040
7609	45	100	36,0	31,0	38,25	2,5	0,8	11	13,7	24,4	13	104	90,5	4 000	0,29	2,06	1,13	1,340
7610	50	110	40,0	34,0	42,25	3,0	1,0	11	14,8	28,0	13	122	108,0	4 000	0,30	2,03	1,11	1,810
7611	55	120	44,5	35,0	45,5	3,0	1,0	12	14,8	28,0	15	148	140,0	4 000	0,32	1,85	1,02	2,430
7612	60	130	47,5	37,0	48,5	3,5	1,2	12	17,0	33,0	14	171	157,0	3 150	0,30	1,97	1,08	3,000
7613	65	140	48,0	41,0	51,0	3,5	1,2	12	17,0	33,0	15	178	168,0	3 150	0,33	1,83	1,01	3,630
7614	70	150	54,0	43,0	54,0	3,5	1,2	13	19,8	35,0	13	204	186,0	3 150	0,35	1,71	0,94	4,440
7615	75	160	55,0	46,5	58,0	3,5	1,2	11	21,2	40,0	14	249	235,0	2 500	0,30	1,99	1,20	5,380
7616	80	170	59,5	49,0	61,5	3,5	1,2	12	19,4	43,2	14	294	291,0	2 500	0,32	1,89	1,04	6,400
7618	90	190	66,5	53,5	67,5	4,0	1,5	11	25,5	49,0	14	369	363,0	2 000	0,30	1,99	1,20	8,780
7620	100	215	73,0	61,5	77,5	4,0	1,5	12	27,5	53,0	15	451	459,0	2 000	0,31	1,91	1,05	13,200

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя : т. 1–3 / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1999.
2. **Иванов, М. Н.** Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш.шк., 2002. – 408 с.
3. **Карнаух, С. Г.** Конспект лекцій з дисципліни «Деталі машин» / С. Г. Карнаух, М. Г. Таровик. – Краматорськ : ДДМА, 2018. – 252 с. – ISBN 978-966-379-843-1.
4. **Киркач, Н. Ф.** Расчет и проектирование деталей машин / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – Харьков : Высш. шк., 1991. – 273 с.
5. **Павлище, В. Т.** Основи конструювання та розрахунків деталей машин / В. Т. Павлище. – К. : Вища школа, 1993. – 556 с.
6. **Павлище, В. Т.** Підшипники кочення: основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу / В. Т. Павлище. – Львів : НУ «Львівська політехніка», 2001. – 136 с.
7. **Решетов, Д. Н.** Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.

*Навчальне видання*

**КАРНАУХ Сергій Григорович,  
ТАРОВИК Микола Георгійович**

**ДЕТАЛІ МАШИН, ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ  
І ОСНОВИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ  
МАШИННІ ВАЛИ (ОСІ) ТА ЇХНІ ОПОРИ**

**Навчальний посібник  
для студентів механічних спеціальностей**

Редагування      О. О. Дудченко

13/2020. Формат 60 x 84/16. Ум. друк. арк. 5,81.  
Обл.-вид. арк. 4,55. Тираж прим. Зам. №

Видавець і виготівник  
Донбаська державна машинобудівна академія  
84313, м. Краматорськ, вул. Академічна, 72.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
ДК №1633 від 24.12.2003