



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДІВ
ЗАГАЛЬНОМАШИНОБУДІВНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Навчальний посібник

Харків 2020

**УДК 621.83(075)
П 791**

*Рекомендовано вченою радою Українського державного університету
залізничного транспорту як навчальний посібник
(витяг з протоколу № 5 від 26 червня 2020 р.)*

Рецензенти:

д-р техн. наук, професор А. В. Гайдамака (НТУ «ХП»),
д-р техн. наук, доцент Р. В. Антощенко (ХНТУ сільського
господарства ім. Петра Василенка)

Авторський колектив:

В. І. Мороз, В. В. Захарченко, О. В. Надтока, С. В. Бобрицький

П 791 Проектування приводів загальномашинобудівного
призначення: навч. посібник / В. І. Мороз,
В. В. Захарченко, О. В. Надтока та ін. – Харків:
УкрДУЗТ, 2020. – 206 с., рис. 28, табл. 65.

ISBN

Повнота і сучасний науково-методичний рівень висвітлених матеріалів спрямовані на ефективне використання навчального посібника в навчальному процесі для забезпечення якісної загально інженерної підготовки, однієї з важливих складових фахової компетенції випускників університету

Призначається для студентів, а також аспірантів інженерно-транспортних спеціальностей закладів вищої освіти.

УДК 621.83(075)

ISBN

© Український державний університет
залізничного транспорту, 2020.
© В. І. Мороз, В. В. Захарченко, О. В. Надтока,
С. В. Бобрицький

ЗМІСТ

Передмова.....	5
Вступ.....	7
Перелік основних скорочень і позначень.....	10
1. Кінематичний та енергетичний розрахунок привода.....	12
2. Розрахунок зубчастих і черв'ячних передач.....	22
2.1. Вибір матеріалу і розрахунок допустимих напружень.....	22
2.2. Розрахунок прямозубої циліндричної передачі з зовнішнім зачепленням.....	32
2.3. Розрахунок косозубої циліндричної передачі з зовнішнім зачепленням.....	43
2.4. Розрахунок прямозубої конічної передачі.....	52
2.5. Розрахунок конічної передачі з непрямыми зубцями.....	62
2.6. Розрахунок черв'ячної передачі.....	73
3. Пасові передачі.....	85
3.1. Загальні відомості.....	85
3.2. Розрахунок клинопасової передачі.....	86
3.3. Приклад розрахунку клинопасової передачі.....	94
4. Ланцюгові передачі.....	101
4.1. Загальні відомості.....	101
4.2. Розрахунок ланцюгової передачі.....	102
4.3. Приклад розрахунку ланцюгової передачі.....	111
5. Ескізне проектування привода.....	118
5.1. Загальні відомості.....	118
5.2. Попередній розрахунок валів редуктора.....	118
5.3. Вибір підшипників.....	121
5.4. Конструювання коліс редукторів.....	122
5.5. Конструювання корпусу редуктора.....	129
5.6. Виконання ескізного креслення.....	132
5.6.1. Порядок виконання компоновання двоступінчастого циліндричного редуктора.....	134
5.6.2. Порядок виконання компоновання конічно- циліндричного редуктора.....	141
5.6.3. Порядок виконання компоновання черв'ячного та черв'ячно-циліндричного редуктора.....	144

5.7. Приклад виконання ескізного проектування редуктора.....	149
6. Розрахунок шпонкових з'єднань привода	155
7. Перевірний розрахунок валів	160
8. Перевірний розрахунок підшипників.....	174
8.1 Розрахунок на ресурс.....	174
8.2 Розрахунок на статичну вантажопідйомність.....	177
8.3 Приклад розрахунку підшипників.....	178
9. Змащення коліс і підшипників редукторів.....	180
10. Вибір муфт.....	183
Бібліографічний список	184
Додаток 1. Технічні дані двигунів серії АІР.....	185
Додаток 2. Габаритні та приєднувальні розміри електродвигунів серії АІР.....	187
Додаток 3. Номінальні лінійні розміри.....	189
Додаток 4. Номінальні розміри та вантажопідйомність підшипників.....	192
Додаток 5. Механічні муфти.....	198
Додаток 6. Приклади креслень.....	202

ПЕРЕДМОВА

Зростання економіки України значною мірою залежить від подальшого розвитку залізничного транспорту на основі оновлення, створення та впровадження нового рухомого складу, нових технічних засобів для підприємств його технічного обслуговування та ремонту. У свою чергу це передбачає підготовку висококваліфікованих інженерів відповідного профілю.

Показником якості такої підготовки є фахова компетентність випускника, що формується протягом його навчання в університеті за навчальними планами визначених освітніх програм відповідних спеціальностей.

Як її складову слід розглядати загальноінженерну підготовку, для здійснення якої до навчальних планів більшості спеціальностей механіко-енергетичного та електромеханічного напрямів включено дисципліни «Прикладна механіка», «Технічна механіка», «Теорія механізмів і машин», «Основи конструювання і САПР», «Деталі машин і основи конструювання». Серед них остання розглядається як завершальна циклу базових загальноінженерних дисциплін і передбачає набуття студентами навичок самостійної проектно-конструкторської роботи при виконанні відповідних завдань, розрахунково-графічних робіт, курсових проектів. Незалежно від обсягів такої навчальної роботи як об'єкти проектування розглядаються різні типи електромеханічних приводів загальномашинобудівного призначення (ПЗМП) сучасних технічних засобів. При цьому студенти самостійно вирішують питання компоновання елементів привода, виконують розрахунки і проектування передач, конструювання вузлів і окремих деталей і з'єднань, підбір підшипників кочення та муфт, проектують плити і рами для монтажу привода.

Комплексне вирішення таких завдань на високому рівні потребує певної компетенції виконавця. На її формування спрямоване навчання студента. Як методичне забезпечення такої роботи підготовлено цей навчальний посібник.

Особливістю навчального посібника є послідовне і достатнє викладення завдань, які необхідно вирішувати при проектуванні

ПЗМП. Для цього він містить необхідні довідкові матеріали, а також приклади конкретного вирішення відповідних завдань для основних типів ПЗМП.

Навчальний посібник написано авторським колективом викладачів кафедри механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Його основу складають підготовлені авторами і видані раніше навчальні посібники, конспекти лекцій і методичні вказівки з дисциплін «Основи конструювання і САПР», «Деталі машин і основи конструювання».

Висловлюємо глибоку вдячність шановним рецензентам – доктору технічних наук, професору А. В. Гайдамаці і доктору технічних наук, доценту Р. В. Антощенкову. Автори також вдячні всім, хто сприяв підготовці і виданню цього навчального посібника.

Зауваження і побажання щодо покращення книги просимо направляти за адресою: 61050, Харків, майдан Фейєрбаха, 7, УкрДУЗТ, кафедра механіки і проектування машин.

Автори
Харків
2020

ВСТУП

Важливою складовою загальноінженерної компетентності є здатність фахівця якісно вирішувати комплексні інженерні завдання з компонування всіх елементів конструкції сучасних технічних засобів у єдиному агрегаті, проведення кінематичних і силових розрахунків різних механічних передач, проектування їхніх основних деталей, з'єднань, муфт, підшипників, ущільнень та ін. До одного з таких комплексних завдань слід віднести і проектування ПЗМП – електромеханічних приводів загальномашинобудівного призначення.

Слід відзначити, що ПЗМП за своїм призначенням забезпечують перетворення параметрів руху (кутової швидкості та крутного моменту) вала електродвигуна до потрібних параметрів руху вихідної ланки робочої машини. Вони орієнтовані на широке використання в технологічних машинах (змішувачі, підживлювачі формувального ґрунту, підйомники, галтувальні барабани та ін.) і пристроях підйомно-транспортного і транспортувального обладнання (мостові крани, лебідки, конвеєри, транспортери та ін.) у промисловості, на сучасних підприємствах технічного обслуговування та ремонту транспорту.

У своїй більшості конструкції сучасних ПЗМП як основні функціональні елементи містять електродвигуни (ЕД); пасові (ПП) або ланцюгові (ЛП) передачі (передачі гнучким зв'язком); редуктори (Р); муфти (М), які в існуючих варіантах конструкції ПЗМП забезпечують необхідний зв'язок між валами ЕД та редукторів Р або вихідні вали кінцевих елементів привода з вхідними валами робочих машин (РМ).

Головне місце в конструкції ПЗМП займають редуктори, що являють собою механізми на основі використання різних передач зачеплення і виконуються у вигляді окремих агрегатів. Вони забезпечують потрібне значення кутової швидкості і відповідне збільшення крутного моменту при передачі руху від вхідного до вихідного вала редуктора. При цьому використання передач з гнучким зв'язком (ПМ або ЛП) забезпечує необхідні додаткові зміни цих параметрів до заданих при проектуванні їхніх кінцевих значень.

Слід також відзначити, що серед чисельних типів редукторів (відрізняються видами передач зачеплення, що використовуються) найбільшого розповсюдження в ПЗМП отримали циліндричні двоступінчасті (прямозубі, косозубі, з розгорнутою схемою, з роздвоєним ступенем, співвісні), а також конічно-циліндричні та черв'ячні редуктори з циліндричним черв'яком.

Значна кількість і різноманітність існуючих приводів загальномашинобудівного призначення ускладнює проведення аналізу з оцінювання їхньої технічної досконалості, компетентності обрання базових для подальшого проектування варіантів нових ПЗМП для сучасних технічних засобів. Це обґрунтовує доцільність розроблення і використання формалізованих описань конструкції таких приводів, що враховують не тільки наявність основних функціональних елементів, а й особливості зв'язків між ними в єдиному агрегаті.

Найбільш узагальнені описання враховують тільки наявність основних функціональних елементів привода (ЕД, ПП, ЛП, Р, М) та особливості їхньої функціональних взаємодій.

Наприклад, описання привода електричної лебідки має вигляд

$$\text{ЕД} \rightarrow \text{ПП} \rightarrow \text{Р} \rightarrow \text{М} - - \rightarrow (\text{РМ}).$$

Тобто подає послідовне з'єднання і функціонування електричного двигуна, пасової передачі, редуктора та муфти, що поєднує привод з валом РМ (барабаном).

Описання привода стрічкового конвеєра має вигляд

$$\text{ЕД} \rightarrow \text{М} \rightarrow \text{Р} \rightarrow \text{ПП} - - \rightarrow (\text{РМ}).$$

Описання привода хиткого підйомника

$$\text{ЕД} \rightarrow \text{ЛП} \rightarrow \text{Р} \rightarrow \text{ПП} - - \rightarrow (\text{РМ}).$$

Слід відзначити, що розглянуті описання є узагальненими. Так, наприклад, приводи електричної лебідки скребкового конвеєра мають однакові узагальнені описання, але суттєві різниці в конструкції складових елементів і з'єднань. Тому при проведенні проектувальних робіт доцільно використовувати розроблені на їх основі більш узагальнені формалізовані описання, що містять інформацію про конструктивні особливості всіх функціональних елементів привода, а також зв'язки між

ними. Про це свідчить позитивний досвід авторів посібника з розроблення та використання блочно-ієрархічних формалізованих описань конструкції тягових приводів рухомого складу залізниць.

Структура навчального посібника (складається з 10 розділів) підпорядкована вимогам формування у студентів компетентностей, необхідних для якісного вирішення інженерних завдань з проектування ПЗМП відповідно до обраного узагальненого описання його конструкції.

Так, у першому розділі наведено базові положення, рекомендації та приклади для проведення кінематичного та енергетичного розрахунків привода. Вони забезпечують самостійний вибір виконавцем необхідного електродвигуна (ЕД), визначення передаточних відношень усіх передач привода, кінематичних і силових параметрів на валах.

У розділі 2 наведено необхідні матеріали та рекомендації для проведення розрахунків зубчастих і черв'ячних передач, що складають конструкційну основу відповідних редукторів (Р).

Розділи 3 і 4 містять необхідні матеріали для самостійного вибору і проведення розрахунків при проектуванні різних пасових (ПП) і ланцюгових (ЛП) передач, використовуваних у складі ПЗМП.

Розділи 5...9 містять необхідні матеріали, рекомендації та приклади виконання найбільш відповідальних етапів створення ПЗМП – проектування різних типів редукторів (Р).

Десятий розділ присвячений забезпеченню самостійного вибору студентами муфт для з'єднання вихідного вала відповідної складової привода з вхідним валом РМ.

Основні розділи посібника доповнюються додатками, що містять довідкові матеріали для поглибленого опрацювання окремих завдань проектування ПЗМП.

Повнота і сучасний науково-методичний рівень висвітлених матеріалів спрямовано на ефективне використання навчального посібника в навчальному процесі для забезпечення якісної загальноінженерної підготовки, однієї з важливих складових фахової компетентності випускників університету.

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ СКОРОЧЕНЬ І ПОЗНАЧЕНЬ

ПЗМП – приводи загальномашинобудівного призначення

ЕД – електродвигун

ЗП – зубчаста передача

ЧП – черв'ячна передача

ПП – пасова передача

ЛП – ланцюгова передача

ККД – коефіцієнт корисної дії

F_t – колова сила

F_r – радіальна сила

F_a – осьова сила

F_0 – сила попереднього натягу паса (ланцюга)

F_v – відцентрова сила в пасовій (ланцюговій) передачі

F_1 – натяг у ведучій гілці пасової передачі

F_2 – натяг у веденій гілці пасової передачі

V – колова швидкість

η – коефіцієнт корисної дії

n – частота обертання

D_6 – діаметр барабана привода

u – передаточне число

P – потужність

T – крутний момент

$HВ$ – твердість робочих поверхонь зубців, за Брінелем

σ_H – контактні напруження

$[\sigma_H]$, σ_{HP} – допустимі контактні напруження

$\sigma_{H \max}$ – максимальне контактне напруження

$[\sigma_H]_{\max}$, $\sigma_{HP_{\max}}$ – максимальне допустиме контактне напруження

σ_F – напруження згинання

$[\sigma_F]$, σ_{FP} – допустимі напруження згину

$\sigma_{F \max}$ – максимальне напруження згину

$[\sigma_F]_{\max}$, $\sigma_{FP_{\max}}$ – максимальне допустиме напруження згину

a – міжосьова відстань

$E_{зв}$ – зведений модуль пружності

b – ширина зубчастого колеса

m – модуль зубців

m_n – нормальний модуль зубців

m_e – зовнішній модуль зубців

m_m – середній модуль зубців

m_{tm} – середній модуль у торцевому перерізі

m_{nm} – середній модуль у нормальному перерізі
 z – кількість зубців
 z_v – еквівалентна кількість зубців
 β – кут нахилу зубців
 d – ділительний діаметр
 d_a – діаметр вершин
 d_f – діаметр западин
 d_{aM2} – зовнішній діаметр черв'ячного колеса
 d_e – зовнішній ділительний діаметр
 d_m – середній ділительний діаметр
 d_{ae} – зовнішній діаметр вершин конічних зубчастих коліс
 d_{fe} – діаметр западин конічних зубчастих коліс
 R_e – зовнішня конусна відстань
 R_m – середня конусна відстань
 δ – кут ділительного конуса
 V_S – швидкість ковзання
 L – розрахункова довжина паса
 A – площа поперечного перерізу паса
 E_U – модуль пружності матеріалу паса
 h – висота перерізу паса
 σ_1 – напруження розтягу паса
 σ_u – напруження згину паса
 σ_v – напруження від відцентрових сил у пасовій передачі
 ρ – щільність матеріалу паса
 $[\sigma]_p$ – допустимі напруження розтягу в пасовій передачі
 M – ширина шківів пасової передачі
 r_L – крок ланцюга ланцюгової передачі
 D – ділительний діаметр зірочки ланцюгової передачі
 D_e – діаметр виступів зірочки ланцюгової передачі
 D_f – діаметр западин зірочки ланцюгової передачі
 $[\tau]$ – допустимі напруження при крученні
 B – ширина підшипника
 C – динамічна вантажопідйомність підшипника
 C_0 – статична вантажопідйомність підшипника
 σ_{3M} – напруження змінання
 $[\sigma_{3M}]$ – допустимі напруження змінання
 τ_{3P} – напруження зрізання
 $[\tau_{3P}]$ – допустимі напруження зрізання
 L – довжина шпонки
 t_1 – глибина посадки шпонки у вал

1. КІНЕМАТИЧНИЙ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА

Вибір електродвигуна

Розрахунок привода починають з вибору електродвигуна. Потужність двигуна залежить від потрібної потужності робочої машини, а частота обертання вала електродвигуна – від частоти обертання приводного вала робочої машини.

Потрібна потужність двигуна привода, кВт,

$$P_{номр} = \frac{F_t \cdot V}{1000\eta}, \quad (1.1)$$

де F_t – колова сила на барабані, Н;

V – колова швидкість барабана, м/с;

η – коефіцієнт корисної дії привода,

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_i \cdot \eta_n^m, \quad (1.2)$$

де η_i – ККД i -го елемента привода;

η_n – ККД підшипників;

m – кількість пар підшипників у приводі.

Орієнтовні значення ККП елементів привода наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Орієнтовні значення ККД елементів привода

Найменування елементів привода	ККД
1. Зубчасті передачі: циліндрична	0,96...0,99
конічна	0,95...0,98
2. Черв'ячна передача	0,7...0,9
3. Ланцюгова передача	0,93...0,97
4. Пасова передача	0,96...0,97
5. Підшипники (пара)	0,98...0,995
6. Муфти	0,98...0,99

Частота обертання барабана, хв^{-1} ,

$$n_{\delta} = \frac{60 \cdot 1000V}{\pi D_{\delta}}, \quad (1.3)$$

де D_{δ} – діаметр барабана, мм.

Частота обертання вала електродвигуна обирається залежно від передаточних чисел передач, які входять до складу привода. Попередня частота обертання двигуна, хв^{-1} ,

$$n'_{\delta} = n_{\delta} \cdot u', \quad (1.4)$$

де u' – попереднє передаточне число привода,

$$u' = u'_1 \cdot u'_2 \cdot u'_3 \dots u'_n, \quad (1.5)$$

де u'_n – попереднє передаточне число i -го елемента привода.

Орієнтовні значення елементів привода наведено в табл. 1.2, 1.3.

Таблиця 1.2

Орієнтовні значення передаточних відношень привода

Типи передач	u
1. Двоступінчастий циліндричний редуктор	8...40
2. Двоступінчастий конічно-циліндричний редуктор	10...25
3. Двоступінчастий черв'ячно-циліндричний редуктор	40...200
4. Черв'ячний редуктор	10...40
5. Ланцюгова передача	2...3
6. Клинопасова передача	3...6

Для приводів загального призначення з існуючих типів електродвигунів доцільно обирати асинхронні електродвигуни трифазного струму з короткозамкненим ротором серії АІР, що характеризується простотою конструкції, відсутністю рухомих контактів, високою ремонтпридатністю і невисокою вартістю. Характеристики двигунів наведено в дод. 1.

Таблиця 1.3

Рекомендації з розподілу передаточного числа двоступінчастих редукторів за ступенями

Тип редуктора	Передаточне відношення	
	1-го ступеня	2-го ступеня
Двоступінчастий циліндричний редуктор за розгорнутою схемою	$u_1 = (1,1 \dots 1,15) \sqrt{u_p}$	$u_2 = \frac{u_p}{u_1}$
Двоступінчастий циліндричний співвісний редуктор	$u_1 = (0,8 \dots 0,9) \sqrt{u_p}$	
Конічно-циліндричний редуктор	$u_1 = (0,9 \dots 0,95) \sqrt{u_p}$	
Черв'ячно-циліндричний редуктор при $u_p \leq 50$ при $u_p > 50$	$u_1 = 8$ $u_1 = \frac{u_p}{u_2}$	$u_2 = \frac{u_p}{u_1}$ $u_2 = 6,3$

Двигун обирається таким, що має найближчу більшу потужність P_d (допустиме перевантаження 5...6 %) і найближчу частоту обертання n_d .

Визначення передаточних чисел передач привода

Дійсне передаточне число привода

$$u = \frac{n_d}{n_b}. \quad (1.6)$$

Передаточні числа окремих ступенів редуктора визначається залежно від його типу за табл. 1.3.

Крім того, треба враховувати, що рекомендований діапазон передаточних чисел циліндричних зубчастих передач 2...6, конічних 2...5. Для зубчастих і черв'ячних передач бажано обирати стандартні передаточні числа, наведені в табл. 1.4, 1.5.

Таблиця 1.4

Стандартні передаточні числа зубчастих циліндричних передач

1 ряд	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5
2 ряд	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9	11,2	

Таблиця 1.5

Стандартні передаточні числа черв'ячних передач

1 ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100
2 ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	90	

Загальне передаточне число двоступінчастого редуктора

$$u_p = u_1 \cdot u_2, \quad (1.7)$$

де u_1 – передаточне число швидкохідного ступеня редуктора; u_2 – передаточне число тихохідного ступеня редуктора.Дійсне передаточне число пасової $u_{нас}$ або ланцюгової u_l передач

$$u_{нас} = u_l = \frac{u}{u_p}. \quad (1.8)$$

Після того як остаточно обрано передаточні числа всіх передач привода, треба уточнити загальне передаточне число привода

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots u_n. \quad (1.9)$$

Визначення кінематичних та енергетичних параметрів на валах привода

Потужність на валах привода визначається з урахуванням втрат у передачах і підшипника, кВт,

$$P_{i+1} = P_i \cdot \eta_i \cdot \eta_n, \quad (1.10)$$

де P_i – потужність на вхідному валу;

P_{i+1} – потужність на вихідному валу;
 η_i – ККД i -го елемента привода;
 η_n – ККД пари підшипників.

Частота обертання валів визначається з урахуванням передаточного числа передачі, хв^{-1} ,

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{u}, \quad (1.11)$$

де n_i – частота обертання вхідного вала, хв^{-1} ,
 n_{i+1} – частота обертання вихідного вала, хв^{-1}
 u – передаточне число передачі.

Крутний момент на валу електродвигуна, Н·м,

$$T_{\partial} = 9550 \frac{P_{номр}}{n_{\partial}}, \quad (1.12)$$

де $P_{номр}$ – потрібна потужність на валу електродвигуна, кВт,
 n_{∂} – частота обертання вала, хв^{-1} .

Крутні моменти на валах, Н·м,

$$T_{i+1} = T_i \cdot u_i \cdot \eta_i \cdot \eta_n, \quad (1.13)$$

де T_i – крутний момент на вхідному валу, Н·м,
 T_{i+1} – крутний момент на вихідному валу, Н·м,
 η_i – ККД i -го елемента привода;
 η_n – ККД i -ї пари підшипників.

Результати кінематичного і енергетичного розрахунку привода рекомендується звести в табл. 1.6.

Таблиця 1.6

Результати кінематичного і енергетичного розрахунку привода

Вал	Потужність, кВт	Крутний момент, Н·м	Частота обертання, хв^{-1}	Передаточне число	ККД
...

Приклад кінематичного та енергетичного розрахунку привода

Обрати двигун і визначити кінематичні та енергетичні параметри на валах привода, якщо тягове зусилля на барабані $F_t = 5000\text{Н}$, колова швидкість барабана $V = 1,2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, діаметр барабана $D = 800\text{мм}$.

Позначення елементів привода:

- 1 – електродвигун;
- 2 – пасова передача;
- 3 – циліндрична косозуба передача першого ступеня (швидкохідного);
- 4 – циліндрична косозуба передача другого ступеня (тихохідного);
- 5 – муфта;
- 6 – барабан.

Позначення валів:

- I – вал електродвигуна;
- II – вхідний вал редуктора;
- III – проміжний вал редуктора;
- IV – вихідний вал редуктора;
- V – вал барабану.

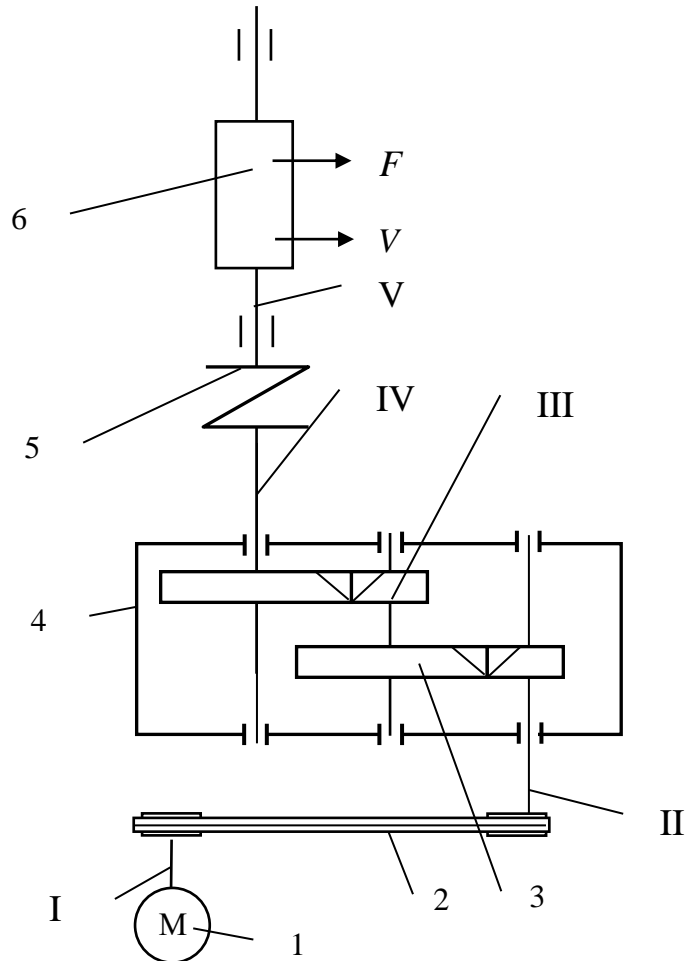


Рис. 1.1. Схема привода

Вибір електродвигуна

Загальний ККД привода

$$\eta = \eta_{нас} \cdot \eta_{ц}^2 \cdot \eta_m \cdot \eta_n^4,$$

де $\eta_{нас}$ – ККД пасової передачі, приймаємо $\eta_n = 0,96$ (табл. 1.1);

$\eta_{ц}$ – ККД циліндричної передачі, приймаємо $\eta_{ред} = 0,98$ (табл. 1.1);

η_m – ККД муфти, приймаємо $\eta_m = 0,99$ (табл. 1.1);

η_n – ККД пари підшипників, приймаємо $\eta_n = 0,99$ (табл. 1.1);

$$\eta = 0,96 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99 \cdot 0,99^4 \approx 0,877.$$

Потрібна потужність електродвигуна, кВт,

$$P_{номр} = \frac{F_t \cdot V}{\eta},$$

$$P = \frac{5 \cdot 1,2}{0,887} = 6,84 \text{ кВт}.$$

Частота обертання вала барабана, хв⁻¹,

$$n_{\delta} = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D}.$$

$$n_{\delta} = \frac{60 \cdot 1,2}{\pi \cdot 0,8} = 28,65 \text{ хв}^{-1}.$$

Попередньо призначаємо рекомендовані передаточні числа циліндричного редуктора $u_{ред} = 20$, передаточне число пасової передачі $u'_n = 2$ (табл. 1.2).

Попереднє передаточне число привода

$$u' = u'_p \cdot u'_{нас}.$$

$$u' = 20 \cdot 2 = 40.$$

Необхідна частота обертання вала електродвигуна, хв⁻¹,

$$n'_{\delta} = n_{\delta} \cdot u'.$$

$$n'_{\delta} = 28,65 \cdot 40 = 1146 \text{ хв}^{-1}.$$

Вибираємо двигун АІР 132S4 з потужністю 7,5 кВт, синхронною частотою обертання 1500 об/хв, асинхронною частотою обертання 1440 хв⁻¹, $\frac{T_{max}}{T_n} = 2,5$ (дод. 1), діаметр вихідного кінця вала $d_{\delta} = 38$ мм, довжина вихідного кінця вала $l_{\delta} = 80$ мм (дод. 2).

Загальне передаточне число привода

$$u = \frac{n_d}{n_b} .$$
$$u = \frac{1440}{28,65} = 50,26 .$$

Передаточні числа передач привода

Передаточне число редуктора

$$u_p = u_1 \cdot u_2 ,$$

де u_1 – передаточне число швидкохідної циліндричної передачі (табл. 1.3),

$$u_1 = (1,1 \dots 1,15) \sqrt{u_p} .$$
$$u_1 = (1,1 \dots 1,15) \sqrt{20} = 4,92 \dots 5,14 .$$

Приймаємо стандартне значення передаточного числа швидкохідної передачі $u_1 = 5$ (табл. 1.4);

u_2 – передаточне число тихохідної циліндричної передачі,

$$u_2 = \frac{u}{u_1} .$$
$$u_T = \frac{20}{5} = 4$$

Приймаємо стандартне значення передаточного числа тихохідної передачі $u_2 = 4$ (табл. 1.4).

Передаточне число редуктора

$$u_p = 5 \cdot 4 = 20 .$$

Передаточне число пасової передачі

$$u_{нас} = \frac{u}{u_p} .$$
$$u_{нас} = \frac{50,26}{20} = 2,51 .$$

Остаточне передаточне число привода

$$u = u_p \cdot u_{нас} \cdot$$

$$u = 20 \cdot 2,51 = 50,2.$$

Потужності на валах

Потужність на валу:

електродвигуна

$$P_I = P_{номр} = 6,84 \text{ кВт};$$

на вхідному валу редуктора $P_{II} = P_I \cdot \eta_{нас} \cdot \eta_n = 6,84 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 6,5 \text{ кВт};$

на проміжному валу редуктора $P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{\psi} \cdot \eta_n = 6,5 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 6,31 \text{ кВт};$

на вихідному валу редуктора $P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{\psi} \cdot \eta_n = 6,31 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 6,12 \text{ кВт};$

на валу барабана $P_V = P_{IV} \cdot \eta_m \cdot \eta_n = 6,12 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 6,0 \text{ кВт}.$

Частота обертання валів

Частота обертання, хв^{-1} :

вала електродвигуна

$$n_I = n_{\partial\partial} = 1440 \text{ хв}^{-1};$$

вхідного вала редуктора

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_p} = \frac{1440}{2,51} = 573,71 \text{ хв}^{-1};$$

проміжного вала редуктора

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_1} = \frac{573,7}{5} = 114,74 \text{ хв}^{-1};$$

вихідного вала редуктора

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_2} = \frac{114,7}{4} = 28,68 \text{ хв}^{-1};$$

вала барабана

$$n_V = n_{IV} = 28,68 \text{ хв}^{-1}.$$

Крутні моменти на валах редуктора

Крутний момент на валу електродвигуна, Н·м,

$$T_{\partial} = 9550 \frac{P_{номр}}{n_{\partial}}.$$

$$T_{\partial\partial} = 9550 \frac{6,84}{1440} = 45,4 \text{ Н·м}.$$

Крутні моменти на валах, Н·м:

на валу електродвигуна $T_I = T_{\partial\partial} = 45,36 \text{ Н·м};$

вхідному валу редуктора

$$T_{II} = T_I \cdot u_p \cdot \eta_p \cdot \eta_n = 45,36 \cdot 2,51 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 108,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

проміжному валу редуктора

$$T_{III} = T_{II} \cdot u_1 \cdot \eta_u \cdot \eta_n = 108,4 \cdot 5 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 525,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

вихідному валу редуктора

$$T_{IV} = T_{III} \cdot u_2 \cdot \eta_u \cdot \eta_n = 525,8 \cdot 4 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 2040,7 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

валу барабана

$$T_V = T_{IV} \cdot \eta_m \cdot \eta_n = 2040,7 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 2000,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Результати занести до табл. 1.7.

Таблиця 1.7

Результати розрахунків

Вал	P, кВт	n, хв ⁻¹	T, Н·м	u	η
I	6,84	1440	45,4	2,51 5 4	0,9504 0,9702 0,9702 0,9801
II	6,5	573,7	108,4		
III	6,31	114,67	525,8		
IV	6,12	28,65	2040,7		
V	6	28,65	2000,1		

2. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ І ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

2.1. Вибір матеріалу і розрахунок допустимих напружень

Розрахунок і проектування зубчастих передач починається з вибору матеріалу та виду його термічної обробки. Основними матеріалами для високонавантажених зубчастих коліс є термічно оброблені сталі. Сталі, рекомендовані для зубчастих коліс, види їх термообробки та механічні характеристики наведено в табл. 2.1.

Залежно від твердості робочих поверхонь зубців сталеві зубчасті колеса поділяються на дві групи:

- з твердістю ≤ 350 НВ – зубчасті колеса, нормалізовані або покращені;
- твердістю > 350 НВ – зубчасті колеса з об'ємним загартуванням, загартуванням струмами високої частоти, цементуванням, азотуванням тощо.

Ці групи розрізняються за технологією виготовлення, навантажувальною спроможністю і здатністю до припрацювання.

Твердість матеріалу ≤ 350 НВ дозволяє виконувати чистове нарізання зубців після термообробки. Колеса цієї групи добре припрацьовуються та не схильні до крихкого руйнування при динамічних навантаженнях. Застосовуються в мало- та середньонавантажених передачах, коли вимоги до маси та габаритів передач не є вирішальними. Для кращого припрацювання зубців твердість шестірні рекомендовано призначати більше твердості колеса:

$$H_1 = H_2 + (20...50)HB. \quad (2.1)$$

Колеса з твердістю > 350 НВ застосовуються у відповідальних важко навантажених передачах, а також у передачах, обмежених за масою та габаритами. Зубчасті колеса цієї групи не припрацьовуються, тому забезпечувати різницю твердості зубців шестірні та колеса не потрібно.

Границя контактної витривалості шестірні σ_{H01} і колеса σ_{H02} та коефіцієнти безпеки шестірні S_{H1} і колеса S_{H2} обираються за табл. 2.2.

Таблиця 2.1

Марка сталі*	Розмір перерізу, мм, не більше	Механічні властивості (при поверхневому загартуванні)				Термообробка		Орієнтовний режим термообробки (З – загартування, О – відпускання з зазначенням температури нагрівання і охолоджувального середовища; М – олія; В – вода; Н – нормалізація)
		σ_n і σ_T належать до серцевини		границя міцності σ_b , МПа	границя пластичності σ_T , МПа	7	8	
		поверхні	серцевини					
1	2	3	4	5	6	7	8	
Заготовка-кування (штампування або прокат)								
40	60	192...228 HB	-	700	400	Поліпшення	3, 840...860 °С, В, О, 550...620 °С	
45	80	170...217 HB	-	600	340	Нормалізація	Н, 850...870 °С	
	100	192...240 HB	-	750	450	Поліпшення	3, 820...840 °С, В, О, 560...600 °С	
	60	241...285 HB	-	850	580	»	3, 820...840 °С, В, 520...530 °С	
50	80	179...228 HB	-	640	350	Нормалізація	Н, 840...860 °С	
	80	228...255 HB	-	700...800	530	Поліпшення	3, 820...840 °С, О, 560...620 °С	
40X	100	230...260 HB	-	850	550	»	3, 830...850 °С, О, 540...580 °С	
	60	260...280 HB	-	950	700	»	3, 830...850 °С, О, 500 °С	
	60	50...59 HRC	26...30HRC	1000	800	Азотування	Те саме з наступним м'яким азотуванням	
45X	100	230...280 HB	-	850	650	Поліпшення	3, 840...860 °С, М, О, 580...640 °С	
	100...300	163...269 HB	-	750	500	»	Те саме	
	300...500	163...269 HB	-	700	450	»	»	
40XH	100	230...300 HB	-	850	600	»	3, 820...840 °С, М, О, 560...600 °С	
	100...300	≥ 241 HB	-	800	580	»	Те саме	
40XH	40	48...54 HRC	-	1600	1400	Загартування	3, 820...840 °С, М, О, 180...200 °С	
35XM	100	241 HB	-	900	800	Поліпшення	3, 850...870 °С, М, О, 600...650 °С	
	50	269 HB	-	900	800	»	Те саме	
	40	45...53 HRC	-	1600	1400	Загартування	3, 850...870 °С, М, О, 200...220 °С	

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Заготовка-кування (штампування або прокат)							
40ХНМА	80	≥302 HB	-	1100	900	Поліпшення	3, 830...850 °С, М, О, 600...620 °С
35ХГСА	300	≥217 HB	-	700	500	»	Те саме
	150	235 HB	-	≥760	≥500	»	3, 850...880 °С, М, О, 640...660 °С
20Х	60	270 HB	-	980	880	»	3, 850...880 °С, М, О, 500 °С
	40	310 HB	-	1100	960	»	Те саме
12ХНЗА	30	46...53 HRC	-	1700... ...1950	1350... ...1600	Загартування	3, 860...880 °С, М, О, 200...250 °С
	60	56...63 HRC	-	650	400	Цементація	3, О
25ХГТ	60	56...63 HRC	-	900	700	»	3, О
38ХМЮА	-	58...63 HRC	-	1150	950	»	3, О
	-	57...67 HRC	30...35HRC	1050	900	Азотування	Заготовка-поліпшення
Сталеве лиття							
45Л	-	-	-	550	320	Нормалізація	Н
30ХНМЛ	-	-	-	700	550	»	Н
40ХЛ	-	-	-	650	500	»	Н
35ХМЛ	-	-	-	700	550	»	Н

Примітки: * У позначеннях сталей перші цифри – вміст вуглецю у сотих частках відсотка; букви – леговані елементи: Г – марганець, М – молібден, Н – нікель, С – кремній, Т – титан, Х – хром, Ю – алюміній; цифри після букв – відсоток вмісту цього елемента, якщо він перевищує 1 %. Позначення високоякісних легованих сталей доповнюється буквою А %, сталевого лиття – буквою Л в кінці.

** При нормалізації, поліпшенні та об'ємному загартуванні твердості поверхонь і серцевини близькі. Орієнтовно $\approx 0,285\sigma_b HB$.

Таблиця 2.2

Термообробка*	Твердість зубців**		Група сталей	σ_{HO}^{**} , МПа	S_H	σ_{FO}^{**} , МПа	S_F	$[\sigma_H]_{max}^{**}$, МПа	$[\sigma_F]_{max}^{**}$, МПа
	на поверхні	у серцевині							
Нормалізація, поліпшення	180.....350HB		40; 45; 40X; 40XH; 45XЦ; 35XM та ін.	2HB+70	1,1	1,8HB		2,8 σ_T	2,74HB
Об'ємне загартування	45...35...35HRC		40X; 40XH; 45XЦ; 36XM та ін.	18HRC+15 0		550		2,8 σ_T	1400
Загартування струмами високої частоти по всьому контуру (модуль $m_n \geq 3\text{мм}$)	56...63HRC	25...55HRC	55ПШ; У6; 35XM;	17 HRC _{нов} + +200		900	1,75	40HRC _{нов}	1260
	45...55HRC	>>	40X; 40XH та ін.		650				
Загартування струмами високої частоти наскрізна з охолодженням за падіни (модуль $m_n < 3\text{мм}$ *)	45...55HRC	45...55HRC	35XM; 40X; 40XH та ін.	17 HRC _{нов} + +200	11,2	550			1430
	55...67HRC 50...59HRC	24...40HR C >>	35XHOA; 38XMЮA; 40X; 40XΦA; 40XHMA та ін.	1050 >>		12HRC _{серц} ++300		30HRC _{нов}	1000 >>
Цементация і загартування	55...63HRC	30...45HR C	Цементовані сталі всіх марок	23HRC _{нов}		750		40HRC _{нов}	1200
	57...63HRC	30...45HR C	Молібденові сталі 25XГМ, 25ГНМ. Безмолібденові сталі 25XГТ, 30XГТ, 35X та ін.	23HRC _{нов} 23HRC _{нов}		1000 750	1,5		1520

Примітки: *Розповсюджується на всі перерізи зубця і частину тіла зубчастого колеса під основою западини.

** Приведений діапазон значень твердості, у якому справедливій залежності для границь витривалості і граничних допустимих напружень (розраховують за середніми значеннями твердості в межах допустимих відхилень); HRC_{нов} – твердість поверхні, HRC_{серц} – твердість серцевини.

Важливою характеристикою матеріалу сталевих коліс є базові кількості циклів зміни напружень шестірні N_{H01} і колеса N_{H02} , що визначаються залежно від твердості поверхонь зубців за графіком рис. 2.1.

У зубчастих передачах при дії постійного навантаження сумарна кількість циклів зміни напружень шестірні $N_{\Sigma 1}$ і колеса $N_{\Sigma 2}$

$$N_{\Sigma 1,2} = 60 \cdot n_{1,2} \cdot t_{\Sigma}, \quad (2.2)$$

де t_{Σ} – ресурс передачі ($t_{\Sigma} = 15000 \dots 30000$ год).

Величина коефіцієнта, який враховує режим роботи K_{HE} , обирається за табл. 2.3.

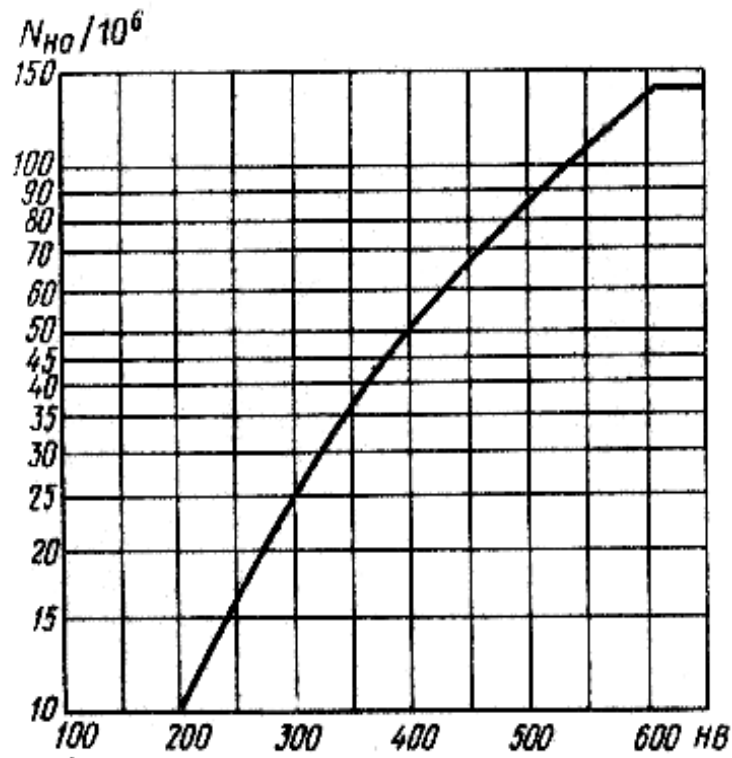


Рис. 2.1

Еквівалентна кількість циклів шестірні N_{HE1} і колеса N_{HE2}

$$N_{HE1,2} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma 1,2} \quad (2.3)$$

Коефіцієнт довговічності шестірні K_{HL1} і колеса K_{HL2} при $H_B \leq 350$.

$$K_{HL1,2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H01,2}}{N_{HE1,2}}} \geq 1 \leq 2,4. \quad (2.4)$$

Таблиця 2.3

Режим роботи	Розрахунок на контактну втому			Розрахунок на згинну втому		
	Термообробка	m/2	K_{HE}	Термообробка	m	K_{FE}
0			1,0			1,0
1			0,50			0,20
2			0,25			0,10
3	Будь-яка	3	0,18	Поліпшення, нормалізація, азотування	6	0,06
4			0,125			0,038
5			0,063			0,013
				Загартування. Об'ємна, поверхнева цементація	9	0,04
						0,016
						0,004

Примітка. Типові режими навантаження: 0 – постійний; 1 – важкий; 2 – середній рівновірогідний; 3 – середній нормальний; 4 – легкий; 5 – особливо легкий.

Допустимі контактні напруження для шестірні $[\sigma_H]_1$ і колеса $[\sigma_H]_2$, МПа,

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{H01,2} \cdot K_{HL1,2}}{S_{H1,2}}. \quad (2.5)$$

Для прямозубих передач, а також косозубих з невеликою різницею твердості зубців шестірні та колеса за розрахункове значення приймається найменше з $[\sigma_H]_1$ і $[\sigma_H]_2$. Для косозубих циліндричних і конічних передач за умови $HV_1 - HV_2 \geq 70$ приймається

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq \begin{cases} 1,25[\sigma_H]_{\min} & \text{- циліндричні передачі} \\ 1,15[\sigma_H]_{\min} & \text{- конічні передачі} \end{cases}, \quad (2.6)$$

де $[\sigma_H]_{\min}$ – найменше з $[\sigma_H]_1$ і $[\sigma_H]_2$.

Границя витривалості при згинанні шестірні σ_{F01} і колеса σ_{F02} та коефіцієнти безпеки S_{F1} колеса S_{F2} обираються за табл. 2.2.

Базова кількість циклів приймається для шестірні і колеса $N_{F01} = N_{F02} = 4 \times 10^6$.

Еквівалентна кількість циклів шестірні N_{FE1} і колеса N_{FE2}

$$N_{FE1,2} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma 1,2}, \quad (2.7)$$

де K_{FE} – коефіцієнт, що враховує режим роботи (табл. 2.3).

Коефіцієнт довговічності шестірні K_{FL1} і колеса K_{FL2} при $HV \leq 350$.

$$K_{FL1,2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F01,2}}{N_{FE1,2}}} \geq 1 \leq 2. \quad (2.8)$$

Допустимі напруження згину шестірні $[\sigma_F]_1$ і колеса $[\sigma_F]_2$, МПа,

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{F01,2} \cdot K_{FL1,2}}{S_{F1,2}} K_{FC}. \quad (2.9)$$

де K_{FC} – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього прикладення навантаження. $K_{FC} = 1$ – одностороннє навантаження, $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ – реверсивне навантаження.

За допустимі напруження згину $[\sigma_F]$ приймається найменше з $[\sigma_F]_1$ і $[\sigma_F]_2$.

Допустимі напруження для перевірки статичної міцності при короткочасних перенавантаженнях шестірні $[\sigma_H]_{max}$ і колеса $[\sigma_F]_{max}$ визначаються за формулами, наведеними в табл. 2.2.

Приклад. Вибрати матеріал і розрахувати допустимі напруження для циліндричної передачі, що входить до складу привода робочої машини (рис. 1.1). Ведучим валом циліндричної передачі є II вал привода, веденим – III вал. За вихідні дані прийняти частоту обертання ведучого вала $n_1 = 573,7 \text{ хв}^{-1}$, частоту обертання веденого вала $n_2 = 114,67 \text{ хв}^{-1}$.

Вибір матеріалів шестірні та колеса (табл. 2.1):

для виготовлення шестірні та колеса вибираємо сталь 40Х, термообробка:

- для шестірні – поліпшення до твердості 260...280 HB:

твердість шестірні $HB_1 = 270 \text{ HB}$,

границя міцності $\sigma_{B1} = 950 \text{ МПа}$,

границя плинності $\sigma_{T1} = 700 \text{ МПа}$;

- для колеса – поліпшення до твердості 230...260 HB:

твердість колеса $HB_2 = 235 \text{ HB}$,

границя міцності $\sigma_{B2} = 850 \text{ МПа}$,

границя плинності $\sigma_{T2} = 550 \text{ МПа}$.

Границя контактної витривалості (табл. 2.2):

- шестірні

$$\sigma_{H01} = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа};$$

- колеса

$$\sigma_{H02} = 2 \cdot 235 + 70 = 540 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт безпеки (табл. 2.2):

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,1.$$

Базова кількість циклів (рис. 2.1):

- для шестірні при твердості $HB_1 = 270 \text{ HB}$

$$N_{H01} = 20 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

- колеса при твердості $HB_2 = 235 \text{ HB}$ $N_{H02} = 15 \cdot 10^6 \text{ циклів}$.

Сумарна кількість циклів за формулою (2.2):

- шестірні

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 573,7 \cdot 20000 = 688,4 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

- колеса

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 114,67 \cdot 20000 = 137,6 \cdot 10^6 \text{ циклів}.$$

Коефіцієнт, що враховує режим роботи при постійному навантаженні (табл. 2.3),

$$K_{HE} = 1.$$

Еквівалентна кількість циклів за формулою (2.3):

- шестірні

$$N_{HE_1} = 1 \cdot 688,4 \cdot 10^6 = 688,4 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

- колеса

$$N_{HE_2} = 1 \cdot 137,6 \cdot 10^6 = 137,6 \cdot 10^6 \text{ циклів}.$$

Коефіцієнт витривалості за формулою (2.4):

- шестірні

$$K_{HL_1} = \sqrt[6]{\frac{20 \cdot 10^6}{688,4 \cdot 10^6}} = 0,55.$$

Приймаємо $K_{HL_1} = 1$;

- колеса

$$K_{HL_2} = \sqrt[6]{\frac{15 \cdot 10^6}{137,6 \cdot 10^6}} = 0,69.$$

Приймаємо $K_{HL_2} = 1$.

Допустимі контактні напруження за формулою (2.5):

- для шестірні

$$[\sigma_H]_1 = \frac{610}{1,1} \cdot 1 = 554,5 \text{ МПа};$$

- колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{540}{1,1} \cdot 1 = 491 \text{ МПа}.$$

Приймаємо $[\sigma_H] = 491 \text{ МПа}$.

Границя витривалості при згині (табл. 2.2):

- шестірні

$$\sigma_{F01} = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа},$$

- колеса

$$\sigma_{F02} = 1,8 \cdot 235 = 423 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт безпеки (табл. 2.2)

$$S_{F1} = S_{F2} = 1,75.$$

Базова кількість циклів

$$N_{F0_1} = N_{F0_2} = 4 \cdot 10^6 \text{ циклів.}$$

Коефіцієнт, що враховує режим роботи при постійному навантаженні (табл. 2.3),

$$K_{FE} = 1.$$

Еквівалентна кількість циклів за формулою (2.7):

- шестірні $N_{FE_1} = 1 \cdot 688,4 \cdot 10^6 = 688,4 \cdot 10^6$ циклів;

- колеса $N_{FE_2} = 1 \cdot 137,6 \cdot 10^6 = 137,6 \cdot 10^6$ циклів.

Коефіцієнт витривалості за формулою (2.8):

- шестірні

$$K_{FL_1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{688,4 \cdot 10^6}} = 0,42.$$

Приймаємо $K_{FL_1} = 1$;

- колеса

$$K_{FL_2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{137,6 \cdot 10^6}} = 0,55.$$

Приймаємо $K_{FL_2} = 1$.

Допустимі напруження згину за формулою (2.9):

- для шестірні

$$[\sigma_F]_1 = \frac{486}{1,75} \cdot 1 = 278 \text{ МПа};$$

- колеса

$$[\sigma_F]_2 = \frac{423}{1,75} \cdot 1 = 242 \text{ МПа.}$$

Приймаємо $[\sigma_F] = 242$ МПа.

Допустимі напруження для перевірки статичної міцності при перевантаженнях розраховуються за формулами, наведеними в табл. 2.2:

- за контактними напруженнями

$$[\sigma_H]_{\max 2} = 2,8 \cdot 550 = 1540 \text{ МПа};$$

- напруженнями згину

$$[\sigma_F]_{\max 2} = 2,74 \cdot 235 = 644 \text{ МПа.}$$

2.2. Розрахунок прямозубої циліндричної передачі з зовнішнім зачепленням

Коефіцієнт ширини колеса відносно міжосьової відстані ψ_{ba} обирається за табл. 2.4.

Таблиця 2.4

Розташування коліс відносно опор	Рекомендовані значення	Твердість робочих поверхонь зубців	
		$H_2 \leq 350HB$ H_1 і $H_2 \leq 350HB$	H_1 і $H_2 > 350HB$
Симетричне	ψ_{ba}	0.3...0.5	0.25...0.3
	$\psi_{bd \max}$	1.2...1.6	0.9...1.0
Несиметричне	ψ_{ba}	0.25...0.4	0.2...0.25
	$\psi_{bd \max}$	1.0...1.25	0.65...0.8
Консольне	ψ_{ba}	0.2...0.25	0.15...0.2
	$\psi_{bd \max}$	0.6...0.7	0.45...0.55

Коефіцієнт ширини колеса відносно діаметра шестірні

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u + 1) \leq \psi_{bd \max} \quad (2.10)$$

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta}$ враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною зубчастого вінця. Нерівномірність навантаження обумовлена деформаціями елементів передачі, похибками виготовлення та монтажу. При симетричному розташуванні коліс відносно опор прогин вала не викликає перекосу коліс, отже, і порушення розподілу навантаження за довжиною зубця. При несиметричному та консольному розташуванні опор колеса перекошуються, що веде до концентрації навантаження. Передачі з твердістю зубців хоча б одного з коліс $HB \leq 350$ припрацьовуються інтенсивно та характеризуються низьким коефіцієнтом нерівномірності. Для наближеної оцінки $K_{H\beta}$ використовуються графіки, наведені на рис. 2.2.

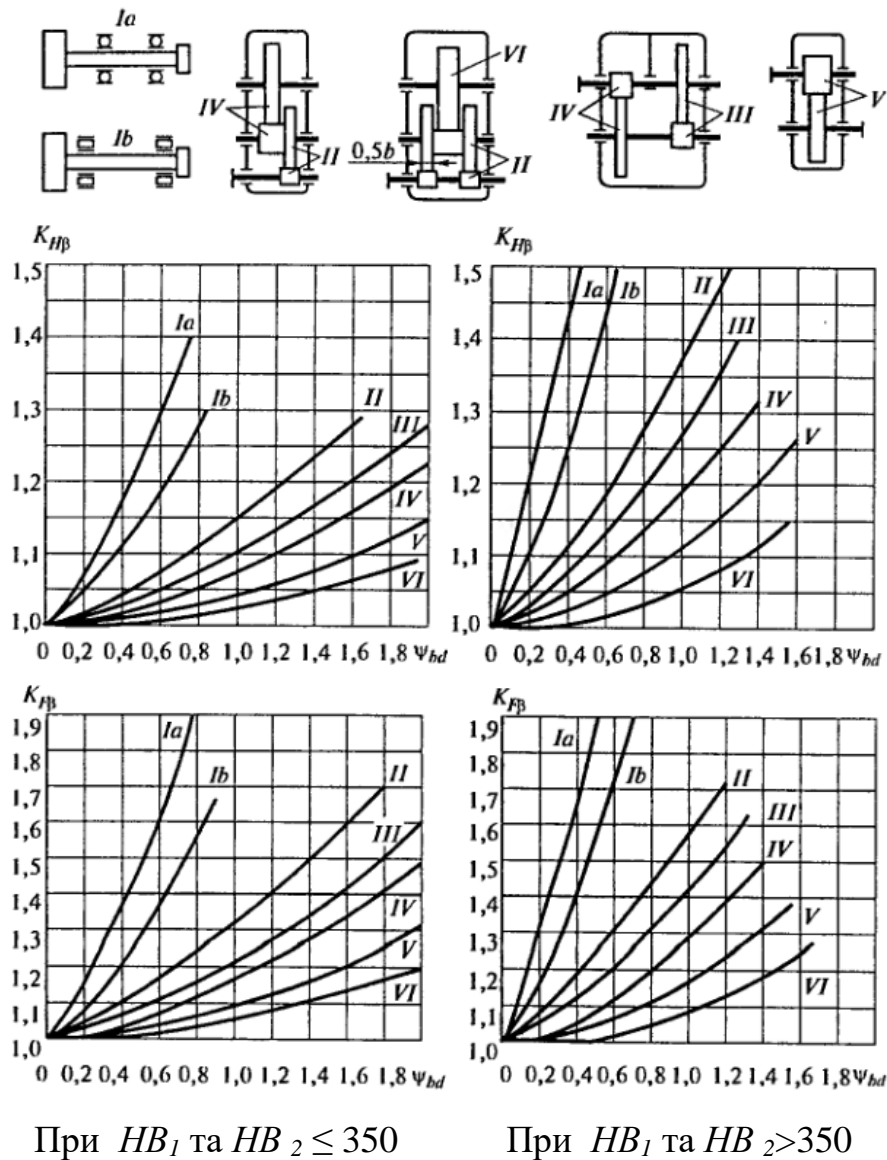


Рис. 2.2

Міжосьова відстань, мм, при проектному розрахунку

$$a = 0,85 \cdot (u + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{3\beta} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (2.11)$$

де $E_{3\beta}$ – приведений модуль пружності. Для сталевих коліс $E_{3\beta} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Значення міжосьової відстані a приймається з ряду R_{a40} табл. 2.5.

Ширина зубчастого колеса, мм,

$$b' = \psi_{ba} \cdot a. \quad (2.12)$$

Коефіцієнт ширини колеса відносно модуля ψ_m обирається за табл. 2.6.

Таблиця 2.5

Міжосьові відстані для нестандартних редукторів (Ряд Ra40)	
... 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140,...250, 260, 280, 300, 320, 340...420 ...	
Стандартні міжосьові відстані	
1-й ряд	40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, ...
2-й ряд	140, 180, 225, 280, 355, 450, ...

Таблиця 2.6

Конструкція	$\psi_m = \frac{b'}{m}$, не більше
Високонавантажені точні передачі, вали, опори і корпуси підвищеної твердості: $\leq 350 HB$ $> 350 HB$	45...30 30...20
Звичайні передачі редукторного типу в окремому корпусі з досить твердими валами і опорами (та інші аналогічні): $\leq 350 HB$ $> 350 HB$	30...20 20...15
Грубі передачі, наприклад з опорами на сталевих конструкціях (кранові тощо) чи з погано обробленими колесами (литими), а також відкриті передачі, передачі з консольними валами (конічні), рухомі колеса коробок швидкостей	15...10

Модуль зубців, мм,

$$m' = \frac{b'}{\psi_m} \geq 1,5. \quad (2.13)$$

Значення модуля m узгоджують зі стандартом (табл. 2.7). Модуль рекомендується приймати за першим рядом.

Таблиця 2.7

Ряд	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 5,7; 9; 11; 14; 18; 22

Сумарна кількість зубців

$$z_{\Sigma} = \frac{2a}{m}. \quad (2.14)$$

Значення z_{Σ} має бути цілим числом.

Кількість зубців шестірні

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{(u + 1)} > z_{\min}, \quad (2.15)$$

де z_{\min} – мінімальна кількість зубців шестірні за умови відсутності підрізання.

Для прямозубих некоригованих шестірень стандартного профілю $z_{\min} = 17$. У коригованих прямозубих шестірень z_{\min} залежить від коефіцієнта зміщення вихідного контура, у косозубих – також і від кута нахилу зубців. Мінімальні кількості зубців шестірні для деяких випадків наведені в табл. 2.8.

Таблиця 2.8

β°	z_{\min} при $x=0$	β°	z_{\min} при $x=0,3$
до 12	17	до 12	12
більше 12 до 17	16	більше 12 до 20	11
більше 17 до 21	15	більше 20 до 25	10
більше 21 до 24	14	більше 25 до 30	9
більше 24 до 28	13	більше 30 до 34	8
більше 28 до 31	12	більше 34	7
більше 31 до 34	11		
більше 34	11		

Кількість зубців колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1. \quad (2.16)$$

Фактичне передаточне число

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.17)$$

Ділильні діаметри шестірні d_{1i} колеса d_2 , мм,

$$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}. \quad (2.18)$$

Колова швидкість, м/с,

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}. \quad (2.19)$$

Ступінь точності передачі обирається залежно від призначення та умов роботи передачі за табл. 2.9.

Таблиця 2.9

Ступінь точності, не нижче	Колова швидкість, м/с, не більше		Примітка
	прямо-зуба	косо-зуба	
6 (високоточні)	15	30	Високоточні передачі, механізми точного кінематичного зв'язку – тривалі відлікові тощо
7 (точні)	10	15	Передачі при підвищених швидкостях і помірних навантаженнях або при підвищених навантаженнях і помірних швидкостях
8 (середньої точності)	6	10	Передачі загального машинобудування, що не потребують особливої точності
9 (зниженої точності)	2	4	Тихохідні передачі зі зниженими вимогами до точності

Значення коефіцієнта динамічного навантаження K_{HV} обирається за табл. 2.10.

Таблиця 2.10

Ступінь точності	Твердість поверхонь зубців	$V, \text{ м/с}$					
			1	3	5	8	10
6	$H_1 \leq 350\text{HB}, H_2 \leq 350\text{HB}$ $H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \leq 350\text{HB}$	K_{HV}	1,03	1,09	1,16	1,25	1,32
			1,01	1,03	1,06	1,09	1,13
	$H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \leq 350\text{HB}$	K_{FV}	1,06	1,18	1,32	1,50	1,64
			1,03	1,09	1,13	1,20	1,26
	$H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \geq 45\text{HRC}$	K_{HV}	1,20	1,06	1,10	1,16	1,20
			1,01	1,03	1,04	1,06	1,08
$H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \geq 45\text{HRC}$	K_{FV}	1,02	1,06	1,10	1,16	1,20	
		1,01	1,03	1,04	1,06	1,08	
7	$H_1 \leq 350\text{HB}, H_2 \leq 350\text{HB}$ $H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \leq 350\text{HB}$	K_{HV}	1,04	1,12	1,20	1,32	1,40
			1,02	1,06	1,08	1,13	1,16
	$H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \leq 350\text{HB}$	K_{FV}	1,08	1,24	1,40	1,64	1,80
			1,03	1,09	1,16	1,25	1,32
	$H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \geq 45\text{HRC}$	K_{HV}	1,02	1,06	1,12	1,19	1,25
			1,01	1,03	1,05	1,08	1,10
$H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \geq 45\text{HRC}$	K_{FV}	1,02	1,06	1,12	1,19	1,25	
		1,01	1,03	1,05	1,08	1,10	
8	$H_1 \leq 350\text{HB}, H_2 \leq 350\text{HB}$ $H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \leq 350\text{HB}$	K_{HV}	1,05	1,15	1,24	1,38	1,48
			1,02	1,06	1,10	1,15	1,19
	$H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \leq 350\text{HB}$	K_{FV}	1,10	1,30	1,48	1,77	1,96
			1,04	1,12	1,19	1,30	1,38
	$H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \geq 45\text{HRC}$	K_{HV}	1,03	1,09	1,15	1,24	1,30
			1,01	1,03	1,06	1,09	1,12
$H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \geq 45\text{HRC}$	K_{FV}	1,03	1,09	1,15	1,24	1,30	
		1,01	1,03	1,06	1,09	1,12	
9	$H_1 \leq 350\text{HB}, H_2 \leq 350\text{HB}$ $H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \leq 350\text{HB}$	K_{HV}	1,06	1,12	1,28	1,45	1,56
			1,02	1,06	1,11	1,18	1,12
	$H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \leq 350\text{HB}$	K_{FV}	1,11	1,33	1,56	1,90	----
			1,04	1,12	1,22	1,36	1,45
	$H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \geq 45\text{HRC}$	K_{HV}	1,03	1,09	1,17	1,28	1,35
			1,01	1,03	1,07	1,11	1,14
$H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \geq 45\text{HRC}$	K_{FV}	1,03	1,09	1,17	1,28	1,35	
		1,01	1,03	1,07	1,11	1,14	

Примітка. Верхні цифри – для прямозубих, нижні – для косозубих коліс.

Коефіцієнт розрахункового навантаження

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}. \quad (2.20)$$

Кут зачеплення для стандартних передач приймається $\alpha=20^\circ$.
Контактні напруження, МПа

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{3\beta} \cdot T_1 \cdot K_H \left(\frac{u+1}{u}\right)}{d_1^2 \cdot b \cdot \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.21)$$

Перевантаження допускається в межах 5%.
Недовантаження за σ_H має бути в межах 15...20%. При невідповідності умови перераховується ширина колеса

$$b = b' \cdot \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]}\right)^2. \quad (2.22)$$

Коефіцієнти форми зубців шестірні Y_{F1} і колеса Y_{F2} визначаються за рис. 2.3.

Для подальшого розрахунку приймається Y_F за тим з коліс пари, у якого відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ менше.

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{FV} обирається за табл. 2.9. Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{F\beta}$ обирається за рис. 2.2.

Коефіцієнт розрахункового навантаження

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}. \quad (2.23)$$

Сили в зачепленні:

- колова сила, Н,

$$F_t = \frac{2T}{d}, \quad (2.24)$$

- радіальна сила, Н,

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.25)$$

Напруження згину, МПа,

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b \cdot m} \leq [\sigma_F]. \quad (2.26)$$

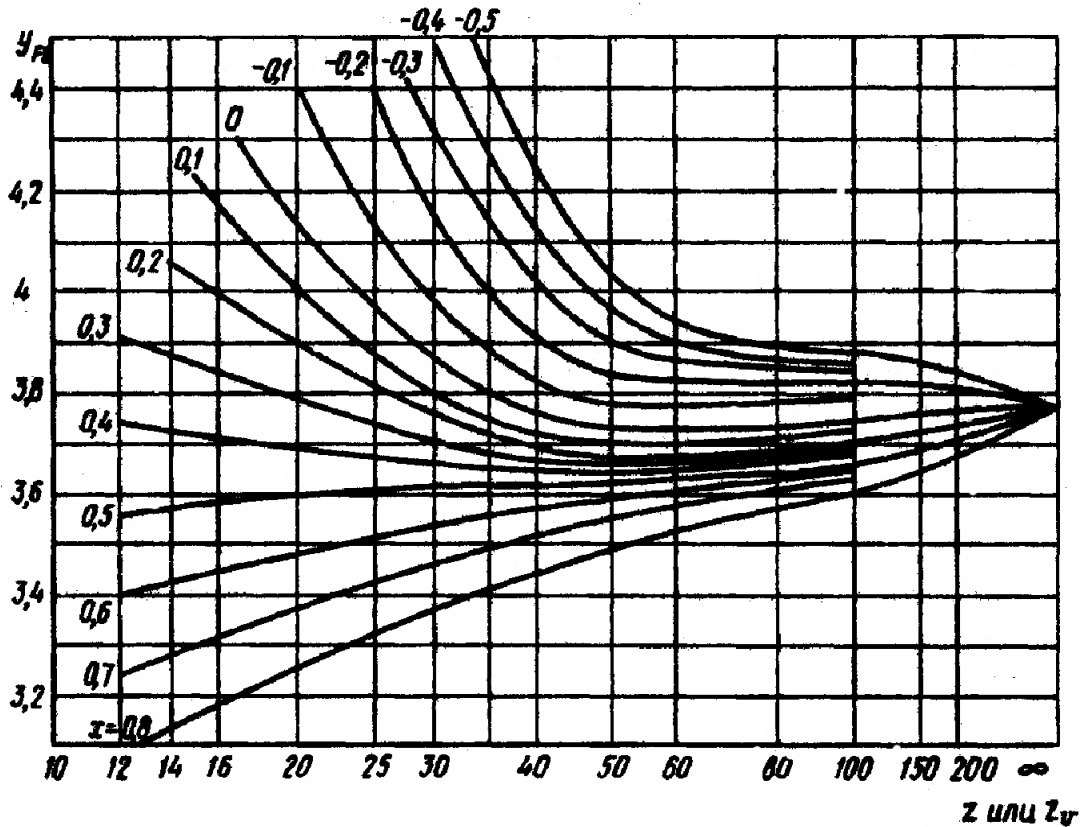


Рис. 2.3

Максимальне контактне напруження, МПа,

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{ник}}}{T_{\text{max}}}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (2.27)$$

де $T_{\text{ник}}$ – крутний момент при короткочасних перевантаженнях;

T_{max} – максимальний з крутних моментів, що враховуються при розрахунку в разі змінного режиму навантаження.

Максимальне напруження згину, МПа,

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} \leq [\sigma_F]_{\max}. \quad (2.28)$$

Діаметри вершин шестірні d_{a1} та колеса d_{a2} , мм,

$$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m. \quad (2.29)$$

Діаметри западин шестірні d_{f1} та колеса d_{f2} , мм,

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5m. \quad (2.30)$$

Приклад. Розрахувати циліндричну прямозубу передачу, що входить до складу привода робочої машини як другий ступінь двоступінчастого циліндричного редуктора (рис. 1.1). Ведучим валом циліндричної передачі є III вал привода, веденим – IV вал. Вихідними даними є:

потужність на ведучому валу $P_1 = 6,31$ кВт;

частота обертання:

на ведучому валу $n_1 = 114,67$ хв⁻¹,

веденому валу $n_2 = 28,65$ хв⁻¹;

передаточне число $u = 4$;

крутні моменти:

на ведучому валу $T_1 = 525800$ Н·мм,

веденому валу $T_2 = 2040700$ Н·мм;

допустимі контактні напруження $[\sigma_H] = 491$ МПа;

допустимі напруження згину $[\sigma_F]_1 = 278$ МПа, $[\sigma_F]_2 = 242$ МПа;

допустимі напруження для перевірки статичної міцності при перевантаженнях:

за контактними напруженнями $[\sigma_H]_{max} = 1540$ МПа,

напруженнями згину $[\sigma_F]_{max} = 644$ МПа.

$$\frac{T_{ник}}{T_{max}} = 2.$$

Коефіцієнт ширини шестірні відносно міжосьової відстані при несиметричному розташуванні коліс і твердості $HB_1 < 350$, $HB_2 < 350$, $\psi_{ba} = 0,4$ (табл. 2.4).

Коефіцієнт ширини відносно діаметра шестірні за формулою (2.10):

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (4 + 1) = 1.$$

$$\psi_{bd} = 1 < \psi_{bd \max} = 1,2 \dots 1,6.$$

Коефіцієнт концентрації навантаження за рис. 2.2 при $\psi_{bd} = 1$ та схемі IV $K_{H\beta} = 1,07$.

Міжосьова відстань за формулою (2.11)

$$a' = 0,85 \cdot (4+1) \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2040700 \cdot 1,07}{491^2 \cdot 4^2 \cdot 0,4}} = 284 \text{ мм.}$$

З табл. 2.5 за рядом R_{a40} приймаємо $a = 280$ мм.
Ширина колеса за формулою (2.12)

$$b' = 0,4 \cdot 280 = 112 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт ширини колеса відносно модуля для звичайних передач при $HB < 350$ приймаємо $\psi_m = 1$ (табл. 2.6).

Модуль зубців за формулою (2.13)

$$m' = \frac{112}{25} = 4,48 \text{ мм.}$$

За стандартом (табл. 2.7) приймаємо $m = 4$ мм.
Сумарна кількість зубців за формулою (2.14)

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 280}{4} = 140.$$

Кількість зубців шестірні за формулою (2.15)

$$z_1 = \frac{140}{(4+1)} = 28.$$

Кількість зубців колеса за формулою (2.16)

$$z_2 = 140 - 28 = 112.$$

Фактичне передаточне число за формулою (2.17)

$$u = \frac{112}{28} = 4.$$

Ділильні діаметри за формулою (2.18):

- шестірні

$$d_1 = 4 \cdot 28 = 112 \text{ мм;}$$

- колеса

$$d_2 = 4 \cdot 112 = 448 \text{ мм.}$$

Колова швидкість за формулою (2.19)

$$V = \frac{3,14 \cdot 112 \cdot 114,67}{60 \cdot 10^3} = 0,68 \text{ м/с.}$$

За табл. 2.8 обираємо дев'ятий ступінь точності.

Для дев'ятого ступеня точності при $V = 0,68$ м/с, $H_1 < 350$ НВ, $H_2 < 350$ НВ за табл. 2.9 обираємо коефіцієнт динамічного навантаження $K_{HV}=1,03$.

Коефіцієнт розрахункового навантаження за формулою (2.20)

$$K_H = 1,07 \cdot 1,03 = 1,1.$$

Кут зачеплення для стандартних передач приймається $\alpha=20^0$.
Контактні напруження за формулою (2.21)

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 525800 \cdot 1,1 \left(\frac{4+1}{4} \right)}{112^2 \cdot 112 \cdot \sin 40^0}} = 484 \text{ МПа} < 491 \text{ МПа}.$$

Умова за контактними напруженнями виконується.

При коефіцієнті зміщення $X=0$ за рис. 2.3 визначаються коефіцієнти форми зубців шестірні $Y_{F1}=3,9$ і колеса $Y_{F2}=3,74$.

Співвідношення

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{278}{3,9} = 71,3,$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{242}{3,74} = 64,7.$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $Y_F = 3,74$.

Коефіцієнт динамічного навантаження $K_{FV} = 1,03$ (табл. 2.9).

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{F\beta} = 1,16$ (рис. 2.2).

Коефіцієнт розрахункового навантаження за формулою (2.23)

$$K_F = 1,03 \cdot 1,16 = 1,19.$$

Колова сила за формулою (2.24)

$$F_t = \frac{2 \cdot 525800}{112} = 9389 \text{ Н}.$$

Радіальна сила за формулою (2.25)

$$F_r = 9389 \cdot \text{tg} 20^0 = 3417 \text{ Н}.$$

Напруження згину (2.26)

$$\sigma_F = \frac{3,74 \cdot 9389 \cdot 1,19}{112 \cdot 4} = 93 \text{ МПа}.$$

Максимальне контактне напруження за формулою (2.27)

$$\sigma_{H \max} = 484\sqrt{2} = 684 \text{ МПа} < 1540 \text{ МПа.}$$

Максимальне напруження згину за формулою (2.28)

$$\sigma_{F \max} = 93 \cdot 2 = 186 \text{ МПа} < 644 \text{ МПа.}$$

Діаметри вершин шестерні та колеса за формулою(2.29)

$$d_{a1} = 112 + 2 \cdot 4 = 120 \text{ мм,}$$

$$d_{a2} = 448 + 2 \cdot 4 = 456 \text{ мм.}$$

Діаметри западин шестірни та колеса за формулою (2.30)

$$d_{f1} = 112 - 2,5 \cdot 4 = 102 \text{ мм,}$$

$$d_{f2} = 448 - 2,5 \cdot 4 = 438 \text{ мм.}$$

2.3. Розрахунок косозубої циліндричної передачі з зовнішнім зачепленням

Коефіцієнт ширини колеса відносно міжосьової відстані ψ_{ba} обирається за табл. 2.4.

Коефіцієнт ширини колеса відносно діаметра шестірни

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u + 1) \leq \psi_{bd \max}. \quad (2.31)$$

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta}$ обирається за рис. 2.2.

Міжосьова відстань, мм,

$$a' = 0,75(u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{зв} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}. \quad (2.32)$$

Значення міжосьової відстані a приймається за рядом R_{a40} з округленням у менший бік (табл. 2.5).

Ширина зубчастого колеса, мм,

$$b' = \psi'_{ba} \cdot a. \quad (2.33)$$

Коефіцієнт ширини колеса відносно модуля ψ_m обирається за табл. 2.5.

Модуль нормальний, мм,

$$m'_n = \frac{b'}{\psi_m} \geq 1,5. \quad (2.34)$$

Значення модуля m_n приймається за першим рядом стандарту (табл. 2.7).

Ділильний діаметр шестірні, мм,

$$d_1 = \frac{2a}{(u+1)}. \quad (2.35)$$

Ділильний діаметр колеса, мм,

$$d_2 = d_1 \cdot u. \quad (2.36)$$

Коефіцієнт осьового перекриття $\varepsilon_\beta = 1,2$.

Кут нахилу зубця, град,

$$\beta = \arcsin \frac{\pi \cdot m_n \cdot \varepsilon_\beta}{b}. \quad (2.37)$$

Кут нахилу зубців має лежати в межах $\beta = 8 \dots 20^\circ$.

Кількість зубців шестірні

$$z'_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m_n} > z_{\min}. \quad (2.38)$$

Мінімальні кількості зубців шестірні z_{\min} для деяких випадків наведено в табл. 2.8.

Отримане значення z'_1 округляється до цілого z_1 у менший бік.

Кількість зубців колеса

$$z'_2 = z_1 \cdot u. \quad (2.39)$$

Отримане значення z'_2 округляється до цілого z_2 у менший бік.

Кут нахилу зубця за міжосьовою відстанню, град,

$$\beta = \arccos = \frac{0,5(z_1 + z_2)m_n}{a}. \quad (2.40)$$

Кут нахилу зубців має лежати в межах $\beta=8\dots20^\circ$.

Колова швидкість, м/с,

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}. \quad (2.41)$$

Ступінь точності передачі обирається за табл. 2.9.

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{HV} обирається за табл. 2.10.

Коефіцієнт розрахункового навантаження

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}. \quad (2.42)$$

Коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta. \quad (2.43)$$

Коефіцієнт нерівномірності навантаження одночасно зачеплених пар зубців $K_{H\alpha}$ обирається за табл. 2.11.

Коефіцієнт підвищення міцності за контактними напруженнями

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cdot \cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}}. \quad (2.44)$$

Кут зачеплення стандартної передачі приймається $\alpha=20^\circ$.

Контактні напруження, МПа,

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{3\beta} T_1 K_H}{d_1^2 b \sin 2\alpha} \left(\frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]. \quad (2.45)$$

Перевантаження допускається в межах 5 %. Недовантаження за σ_H має бути в межах 15...20 %. При невідповідності умови перераховується ширина колеса:

$$b = b' \cdot \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2. \quad (2.46)$$

Таблиця 2.11

Колова швидкість V , м/с	Ступінь точності	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Більше 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,3
Більше 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Еквівалентна кількість зубців шестірні z_{v1} і колеса z_{v2}

$$z_{v1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos^3 \beta}. \quad (2.47)$$

Коефіцієнти форми зубців шестірні Y_{F1} і колеса Y_{F2} визначаються за рис. 2.3.

Для подальшого розрахунку приймається Y_F за тим з коліс пари, у якого відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ менше.

Коефіцієнт нерівномірності навантаження одночасно зачеплених пар зубців $K_{F\alpha}$ обирається за табл. 2.10.

Коефіцієнт, що враховує підвищення згинної міцності в результаті нахилу контактної лінії

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}. \quad (2.48)$$

Коефіцієнт підвищення міцності косозубих передач

$$Z_{F\beta} = K_{F\alpha} \cdot \frac{Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}. \quad (2.49)$$

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{FV} обирається за табл. 2.9. Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{F\beta}$ обирається за рис. 2.2.

Коефіцієнт розрахункового навантаження

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}. \quad (2.50)$$

Сили в зачепленні:

- колова сила, Н,

$$F_t = \frac{2T}{d}; \quad (2.51)$$

- радіальна сила, Н,

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad (2.52)$$

- осьова сила, Н,

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (2.53)$$

Напруження згину, МПа,

$$\sigma_F = \frac{Z_{F\beta} \cdot Y_F \cdot F_t \cdot K_F}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F]. \quad (2.54)$$

Максимальне контактне напруження, МПа,

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{nik}}{T_{\max}}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (2.55)$$

де T_{nik} – крутний момент при короткочасних перевантаженнях;

T_{\max} – максимальний з крутних момент, що враховуються при розрахунку в разі змінного режиму навантаження.

Максимальне напруження згину, МПа,

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{nik}}{T_{\max}} \leq [\sigma_F]_{\max}. \quad (2.56)$$

Діаметри вершин шестірні d_{a1} та колеса d_{a2} , мм,

$$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m. \quad (2.57)$$

Діаметри западин шестірні d_{f1} та колеса d_{f2} , мм,

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5m. \quad (2.58)$$

Приклад. Розрахувати циліндричну косозубу передачу, що входить до складу привода робочої машини як перший ступінь двоступінчастого циліндричного редуктора (рис. 1.1). Ведучим валом циліндричної передачі є II вал привода, веденим – III вал. Вихідними даними є:

потужність на ведучому валу $P_1 = 6,5$ кВт;

частота обертання:

на ведучому валу $n_1 = 573,7$ хв⁻¹,

на веденому валу $n_2 = 114,67$ хв⁻¹;

передаточне відношення $u = 5$;

крутні моменти:

на ведучому валу $T_1 = 108400$ Н·мм,

веденому валу $T_2 = 525800$ Н·мм;

допустиме контактне напруження $[\sigma_H] = 491$ МПа;

допустимі напруження згину $[\sigma_F]_1 = 278$ МПа, $[\sigma_F]_2 = 242$ МПа;

допустимі напруження для перевірки статичної міцності при

перевантаженнях:

за контактними напруженнями $[\sigma_H]_{\max} = 1540$ МПа,

напруженнями згину $[\sigma_F]_{\max} = 644$ МПа.

$$\frac{T_{\text{ник}}}{T_{\text{max}}} = 2.$$

Коефіцієнт ширини колеса відносно міжосьової відстані ψ_{ba} при несиметричному розташуванні коліс і твердості $HB_1 < 350$, $HB_2 < 350$ $\psi_{ba} = 0,4$ (табл. 2.5).

Коефіцієнт ширини колеса відносно діаметра шестірні за формулою (2.31)

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (5 + 1) = 1,2.$$

Коефіцієнт концентрації навантаження при $\psi_{bd} = 1$ та схемі II $K_{H\beta} = 1,19$ обирається за рис. 2.2.

Міжосьова відстань за формулою (2.32)

$$a' = 0,75(5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{210000 \cdot 525800 \cdot 1,19}{491^2 \cdot 5^2 \cdot 0,4}} = 171 \text{ мм.}$$

З табл. 2.6 за рядом R_a40 приймаємо $a = 170$ мм.

Ширина зубчастого колеса за формулою (2.34)

$$b' = 0,4 \cdot 170 = 68 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт ширини колеса відносно модуля для звичайних передач при $HB < 350$ приймаємо $\psi_m = 25$ (табл. 2.6).

Модуль нормальний за формулою (2.34)

$$m'_n = \frac{68}{25} = 2,7 \text{ мм.}$$

За стандартом (табл. 2.7) приймаємо $m = 2,5$ мм.

Дільний діаметр шестірні за формулою (2.35)

$$d_1 = \frac{2 \cdot 170}{(5+1)} = 56,67 \text{ мм.}$$

Дільний діаметр колеса за формулою (2.36)

$$d_2 = 56,67 \cdot 5 = 283,35 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт осевого перекриття $\varepsilon_\beta = 1,2$.

Кут нахилу зубців за формулою (2.37)

$$\beta = \arcsin \frac{3,14 \cdot 2,5 \cdot 1,2}{68} = 7,967^\circ.$$

Кількість зубців шестерні за формулою (2.38)

$$z'_1 = \frac{56,67 \cdot \cos 7,967^\circ}{2,5} = 22,45.$$

Приймаємо $z_1 = 22$.

Кількість зубців колеса за формулою (2.39)

$$z'_2 = 22 \cdot 5 = 110.$$

Кут нахилу зубця за міжосьовою відстанню за формулою (2.40)

$$\beta = \arccos \frac{0,5 \cdot (22 + 110) \cdot 2,5}{170} = 13,931^\circ.$$

Колова швидкість за формулою (2.41)

$$V = \frac{3,14 \cdot 56,67 \cdot 573,7}{60 \cdot 10^3} = 1,7 \text{ м/с.}$$

За табл. 2.8 обираємо дев'ятий ступінь точності.

Для дев'ятого ступеня точності при $V=1,7$ м/с, $H_1 < 350$ НВ, $H_2 < 350$ НВ за табл. 2.9 обираємо коефіцієнт динамічного навантаження $K_{HV} = 1,03$.

Коефіцієнт розрахункового навантаження за формулою (2.42)

$$K_H = 1,19 \cdot 1,03 = 1,23.$$

Коефіцієнт торцевого перекриття за формулою (2.43)

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{110} \right) \right] \cdot \cos 13,93^\circ = 1,66.$$

За табл. 2.10 обираємо коефіцієнт нерівномірності навантаження одночасно зачеплених пар зубців. Для $V=1,7$ м/с і дев'ятого ступеня точності $K_{H\alpha} = 1,13$.

Коефіцієнт підвищення міцності за контактними напруженнями за формулою (2.44)

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{1,13 \cdot \cos^2 13,931^\circ}{1,66}}.$$

Контактні напруження за формулою (2.45)

$$\sigma_H = 1,18 \cdot 0,83 \sqrt{\frac{210000 \cdot 108400 \cdot 1,23}{56,67^2 \cdot 68 \cdot \sin(2 \cdot 20^\circ)} \left(\frac{5+1}{5} \right)} = 479 \text{ МПа} < 491 \text{ МПа}.$$

Умова за контактними напруженнями виконується.

Еквівалентна кількість зубців шестірні і колеса за формулою (2.47)

$$z_{v1} = \frac{22}{\cos^3 13,931^\circ} \approx 24,$$

$$z_{v2} = \frac{110}{\cos^3 13,931^\circ} \approx 120.$$

При коефіцієнті зміщення $X=0$ за рис. 2.3. визначаються коефіцієнти форми зубців шестірні $Y_{F1}=4$ і колеса $Y_{F2}=3,75$.

Співвідношення

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{278}{4} = 69,5,$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{242}{3,75} = 64,5.$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $Y_F = 3,75$.

За табл. 2.10 обираємо коефіцієнт нерівномірності навантаження одночасно зачеплених пар зубців для $V=1,7$ м/с і дев'ятого ступеня точності $K_{Fa}=1,35$.

Коефіцієнт, що враховує підвищення згинної міцності в результаті нахилу контактної лінії, за формулою (2.48)

$$Y_\beta = 1 - \frac{13,931^0}{140^0} = 0,9.$$

Коефіцієнт підвищення міцності косозубих передач за формулою (2.49)

$$Z_{F\beta} = 1,35 \cdot \frac{0,9}{1,66} = 0,73.$$

Коефіцієнт динамічного навантаження $K_{FV} = 1,06$ (табл. 2.9). Коефіцієнт концентрації навантаження при $\psi_{bd}=1$ та схемі II $K_{H\beta}=1,19$, $K_{F\beta} = 1,4$ (рис. 2.2.).

Коефіцієнт розрахункового навантаження за формулою (2.50)

$$K_F = 1,4 \cdot 1,06 = 1,48.$$

Колова сила за формулою (2.51)

$$F_t = \frac{2 \cdot 108400}{56,67} = 3826 \text{ Н.}$$

Радіальна сила за формулою (2.52)

$$F_r = \frac{3826 \cdot \text{tg} 20^0}{\cos 8^0} = 1406 \text{ Н.}$$

Осьова сила за формулою (2.53)

$$F_a = 3826 \cdot \text{tg} 8^0 = 537,7 \text{ Н.}$$

Напруження згину за формулою (2.54)

$$\sigma_F = \frac{0,73 \cdot 3,75 \cdot 3826 \cdot 1,48}{68 \cdot 5} = 46 \text{ МПа} < 242 \text{ МПа.}$$

Умова виконується.

Максимальне контактне напруження за формулою (2.55)

$$\sigma_{H \max} = 479\sqrt{2} = 677 \text{ МПа} < 1540 \text{ МПа.}$$

Максимальне напруження згину за формулою (2.56)

$$\sigma_{F \max} = 46 \cdot 2 = 92 \text{ МПа} < 644 \text{ МПа.}$$

Діаметри вершин шестірні та колеса за формулою (2.57)

$$d_{a1} = 56,67 + 2 \cdot 5 = 61,67 \text{ мм,}$$

$$d_{a2} = 283,25 + 2 \cdot 5 = 288,35 \text{ мм.}$$

Діаметри западин шестірні та колеса за формулою (2.58)

$$d_{f1} = 56,67 - 2,5 \cdot 5 = 50,42 \text{ мм,}$$

$$d_{f2} = 283,25 - 2,5 \cdot 5 = 277,1 \text{ мм.}$$

2.4. Розрахунок прямозубої конічної передачі

Коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної відстані $K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,285$ при $HV \leq 350$ (в інших випадках за рекомендаціями [1]).

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta}$ обирається за рис. 2.4.

Зовнішній ділительний діаметр колеса, мм,

$$d'_{e2} = 2,93 \sqrt[3]{\frac{E_{3\beta} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\mathcal{G}_H [\sigma_H]^2}}, \quad (2.59)$$

де \mathcal{G}_H – коефіцієнт, що характеризує зниження міцності конічної передачі порівняно з циліндричною, $\mathcal{G}_H = 0,85$.

Зовнішня конусна відстань, мм,

$$R'_e = 0,5 d'_{e2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}. \quad (2.60)$$

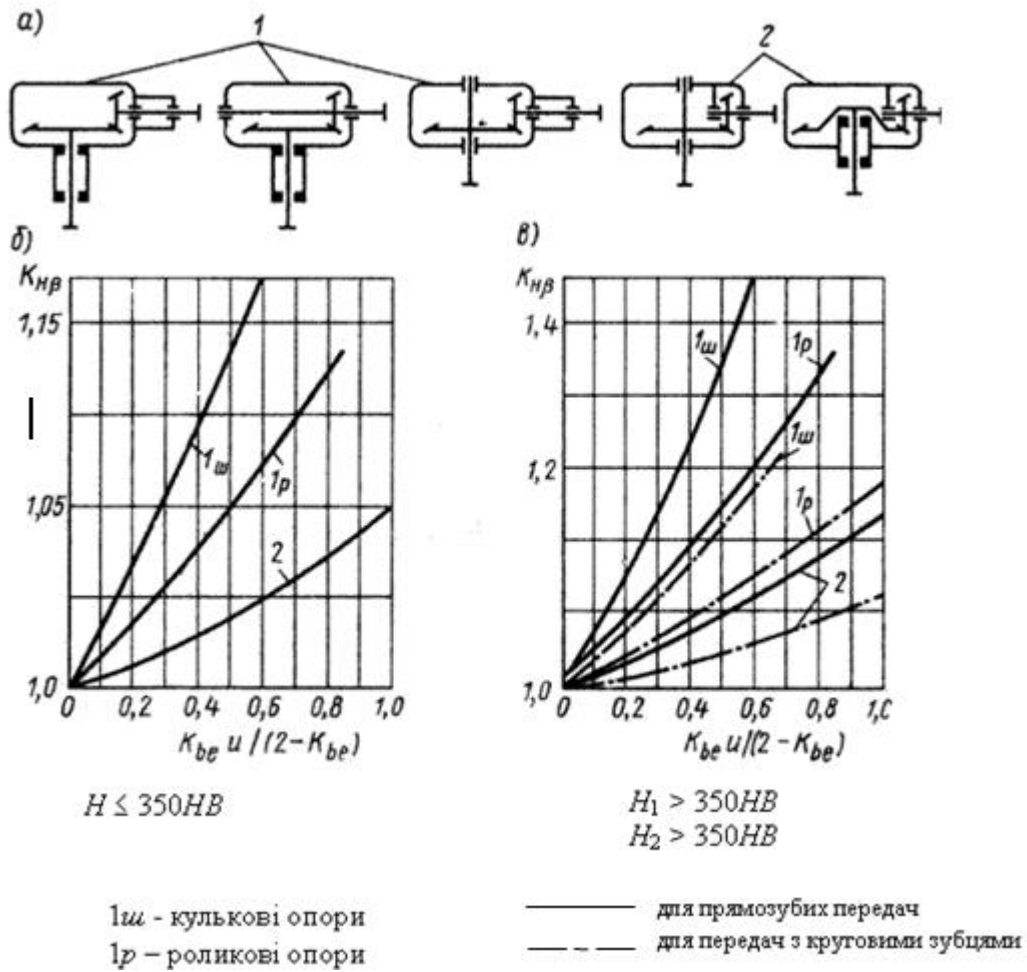


Рис. 2.4

Ширина зубчастого вінця, мм,

$$b' = K'_{\beta\epsilon} \cdot R_e. \quad (2.61)$$

Кути ділільних конусів, град,

$$\delta_2 = \arctg(u), \quad (2.62)$$

$$\delta_1 = 90^0 - \delta_2. \quad (2.63)$$

Зовнішній ділільний діаметр шестірні, мм,

$$d'_{e1} = \frac{d'_{e2}}{u}. \quad (2.64)$$

Середній ділільний діаметр, мм,

$$d'_{m1} = \frac{d'_{e1} \cdot (R'_e - 0,5b')}{R'_e}. \quad (2.65)$$

Кількість зубців шестірні z_1 обирається з інтервалу $z_1=20\dots30$.

Кількість зубців колеса

$$z'_2 = z_1 \cdot u. \quad (2.66)$$

Отримане значення z'_2 округляють до цілого значення z_2 .

Фактичне передаточне відношення u

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.67)$$

Середній модуль, мм,

$$m'_m = \frac{d'_{m1}}{z_1}. \quad (2.68)$$

Зовнішній модуль, мм,

$$m'_e = \frac{m'_m}{1 - 0,5K_{be}} \geq 1,5. \quad (2.69)$$

Значення округляється до стандартного m_e за табл. 2.7.

Уточнюється середній модуль, мм,

$$m_m = m_e \cdot (1 - 0,5K_{be}). \quad (2.70)$$

Середні ділильні діаметри шестірні d_{m1} і колеса d_{m2} , мм,

$$d_{m1,2} = m_m \cdot z_{1,2}. \quad (2.71)$$

Колова швидкість, м/с,

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}. \quad (2.72)$$

Ступінь точності передачі обирається за табл. 2.8.

Коефіцієнт динамічного навантаження за контактними напруженнями K_{HV} обирається за табл. 2.9 зі зниженням точності на один ступінь.

Коефіцієнт розрахункового навантаження за контактними напруженнями

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}. \quad (2.73)$$

Контактні напруження, МПа,

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{3B} \cdot T_1 \cdot K_H \cdot (\sqrt{u^2 + 1})}{\mathcal{G}_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b \cdot \sin 2\alpha \cdot u}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.74)$$

Перевантаження допускається в межах 5 %. Недовантаження за σ_H має бути в межах 15...20 %. При невідповідності умови перераховується ширина колеса

$$b = b' \cdot \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2. \quad (2.75)$$

Сили в зачепленні:

- колова сила, Н,

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}; \quad (2.76)$$

- радіальна сила на шестірні F_{r1} , Н, та осьова сила на колесі F_{a2} , Н,

$$F_{r1} = -F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1; \quad (2.77)$$

- осьова сила на шестірні F_{a1} , Н, і радіальна сила на колесі F_{r2} , Н,

$$F_{a1} = -F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1. \quad (2.78)$$

Коефіцієнти зміщення

$$x_{1n} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u^2} \right) \sqrt{\frac{1}{z_1}}, \quad (2.79)$$

$$x_{2n} = -x_{1n}. \quad (2.80)$$

Еквівалентна кількість зубців шестірні z_{vn1} і колеса z_{vn2}

$$z_{vn1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos \delta}. \quad (2.81)$$

Коефіцієнти форми зубців Y_{F1} , Y_{F2} обираються за рис. 2.3.

Коефіцієнт динамічного навантаження за напруженням згину K_{FV} обирається за табл. 2.9 зі зниженням точності на один ступінь.

Коефіцієнт концентрації навантаження за напруженнями згину

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1). \quad (2.82)$$

Коефіцієнт розрахункового навантаження за напруженнями згину

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}. \quad (2.83)$$

Для подальшого розрахунку приймається Y_F за тим з коліс пари, у якого відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ менше.

Напруження згину, МПа,

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_F}{b \cdot m_m \cdot \mathcal{G}_F} \leq [\sigma_F], \quad (2.84)$$

де \mathcal{G}_F – коефіцієнт, що характеризує зниження міцності конічної передачі порівняно з циліндричною, $\mathcal{G}_F = 0,85$.

Уточнена зовнішня конусна відстань, мм,

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (2.85)$$

Середня конусна відстань, мм,

$$R_m = R_e - 0,5b. \quad (2.86)$$

Уточнений зовнішній ділительний діаметр шестірні, мм,

$$d_{e1} = \frac{d_{m1} \cdot R_e}{R_m}. \quad (2.87)$$

Уточнений зовнішній ділительний діаметр колеса, мм,

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2. \quad (2.88)$$

Зовнішній діаметр вершин шестірні, мм,

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1. \quad (2.89)$$

Діаметр западин шестірні, мм,

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,5m_e \cos \delta_1. \quad (2.90)$$

Зовнішній діаметр вершин колеса, мм,

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2. \quad (2.91)$$

Діаметр западин колеса, мм,

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,5m_e \cos \delta_2. \quad (2.92)$$

Максимальне контактне напруження, МПа,

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{nik}}{T_{\max}}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (2.93)$$

де T_{nik} – крутний момент при короткочасних перевантаженнях;

T_{\max} – максимальний з крутних момент, що враховуються при розрахунку в разі змінного режиму навантаження.

Максимальне напруження згину, МПа,

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{nik}}{T_{\max}} \leq [\sigma_F]_{\max}. \quad (2.94)$$

Приклад. Розрахувати прямозубу конічну передачу. Вихідні дані:

потужність на ведучому валу $P_1 = 10,86$ кВт;

частота обертання:

на ведучому валу $n_1 = 561,5 \text{ хв}^{-1}$,

веденому валу $n_2 = 178,25 \text{ хв}^{-1}$;

передаточне число $u = 3,15$;

крутні моменти:

на ведучому валу $T_1 = 184800 \text{ Н}\cdot\text{мм}$,

веденому валу $T_2 = 564300 \text{ Н}\cdot\text{мм}$;

допустимі контактні напруження $[\sigma_H] = 491 \text{ МПа}$;

допустимі напруження згинання $[\sigma_F]_1 = 278 \text{ МПа}$,

$[\sigma_F]_2 = 242 \text{ МПа}$;

допустимі напруження для перевірки статичної міцності при перевантаженнях:

за контактними напруженнями $[\sigma_H]_{max} = 1540$ МПа,
по напруженнями згину $[\sigma_F]_{max} = 644$ МПа.

Приведений модуль пружності для сталевих коліс
 $E_{зг} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної відстані $K_{be} = 0,285$.

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta} = 1,07$ (при $\frac{K_{be} \cdot u}{2 - K_{be}} = 0,5235$) (рис. 2.4).

Коефіцієнт, що характеризує зниження міцності конічної передачі порівняно з циліндричною,

$$y_H = y_F = 0,85.$$

Зовнішній ділительний діаметр колеса за формулою (2.59)

$$d'_{e2} = 2,93 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 564300 \cdot 1,07 \cdot 3,15}{491^2 \cdot 0,85}} = 362,3 \text{ мм.}$$

Зовнішня конусна відстань за формулою (2.60)

$$R'_e = \frac{0,5 \cdot 362,2 \sqrt{3,15^2 + 1}}{3,15} = 190 \text{ мм.}$$

Ширина зубчастого вінця за формулою (2.61)

$$b' = 0,285 \cdot 190 = 54 \text{ мм.}$$

Кути ділительних конусів за формулами (2.62), (2.63)

$$\delta_2 = \arctg(3,15) = 72,387^\circ,$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 72,387^\circ = 17,613^\circ.$$

Зовнішній ділительний діаметр шестірні за формулою (2.64)

$$d'_{e1} = \frac{362,2}{3,15} = 115 \text{ мм.}$$

Середній ділительний діаметр за формулою (2.65)

$$d'_{m1} = \frac{115 \cdot (190 - 0,5 \cdot 54)}{190} = 98,6 \text{ мм.}$$

Кількість зубців шестірні приймаємо $z_1=28$.

Кількість зубців колеса за формулою (2.66)

$$z'_2 = 28 \cdot 3,15 \approx 88,2.$$

Приймаємо $z'_2 = 88$.

Фактичне передаточне число за формулою (2.67)

$$u = \frac{88}{28} = 3,14.$$

Середній модуль зубців за формулою (2.68)

$$m'_m = \frac{98,6}{28} = 3,522 \text{ мм.}$$

Зовнішній модуль зубців за формулою (2.69)

$$m'_e = \frac{3,522}{1 - 0,5 \cdot 0,285} = 4,108 \text{ мм.}$$

За стандартом приймаємо $m_e = 4$ мм.

Остаточне значення середнього модуля зубців за формулою (2.70)

$$m_m = 4(1 - 0,5 \cdot 0,285) = 3,43 \text{ мм.}$$

Середні ділильні діаметри за формулою (2.71):

- шестірні

$$d_{m1} = 3,43 \cdot 28 = 96 \text{ мм;}$$

- колеса

$$d_{m2} = 3,43 \cdot 88 = 301,8 \text{ мм.}$$

Колова швидкість за формулою (2.72)

$$V = \frac{\pi \cdot 0,3018 \cdot 178,25}{60} = 2,82 \text{ м/с.}$$

Ступінь точності 8.

Коефіцієнт динамічного навантаження $K_{HV} = 1,12$ (табл. 2.9 зі зниженням на один ступінь точності).

Коефіцієнт розрахункового навантаження за формулою (2.73)

$$K_H = 1,12 \cdot 1,07 = 1,2.$$

Кут зачеплення $\alpha=20^0$.

Контактні напруження за формулою (2.74)

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 184800 \cdot 1,23 \cdot \sqrt{3,15^2 + 1}}{0,85 \cdot 96^2 \cdot 54 \cdot 0,64 \cdot 3,15}} = 497,7 \text{ МПа.}$$

$\sigma_H = 497,7 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 491 \text{ МПа}$, однак розбіжність менше 5 %, тому умова міцності виконується.

Колова сила за формулою (2.76)

$$F_t = \frac{2 \cdot 564,3}{0,301,8} = 3740 \text{ Н.}$$

Радіальна сила на шестерні F_{r1} та осьова сила на колесі F_{a2} за формулою (2.77)

$$F_{r1} = 3740 \cdot \text{tg} 20^0 \cdot \cos 17,61^0 = 1295,5 \text{ Н,}$$

$$F_{a2} = -1297,5 \text{ Н.}$$

Осьова сила на шестірні F_{a1} , Н, і радіальна сила на колесі F_{r2} , Н, за формулою (2.78)

$$F_{a1} = 3740 \cdot \text{tg} 20^0 \cdot \sin 17,61^0 = 411,8 \text{ Н,}$$

$$F_{r2} = -411,8 \text{ Н.}$$

Зміщення за формулами (2.79), (2.80)

$$x_1 = 2 \left(1 - \frac{1}{3,15^2} \right) \sqrt{\frac{1}{28}} = 0,34,$$

$$x_2 = -0,34.$$

Еквівалентна кількість зубців за формулою (2.81)

$$z_{v1} = \frac{28}{\cos 17,7^0} = 29,$$

$$z_{v2} = \frac{88}{\cos 72,3^0} = 289.$$

Коефіцієнт форми зубця обираємо за рис. 2.3:

$$Y_{F1} = 3,71,$$

$$Y_{F2} = 3,85.$$

Перевіряємо відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{278}{3,71} = 74,86,$$

$$\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{242}{3,85} = 62,78.$$

Розрахунки виконуємо за колесом, тому що $\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} > \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}}$.

Коефіцієнт динамічного навантаження $K_{FV} = 1,33$ (табл. 2.9 зі зниженням на один ступінь точності).

Коефіцієнт концентрації навантаження за формулою (2.82)

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5(1,07 - 1) = 1,105.$$

Коефіцієнт розрахункового навантаження за формулою (2.83)

$$K_F = 1,33 \cdot 1,105 = 1,47.$$

Напруження згину за формулою (2.84)

$$\sigma_F = \frac{3,85 \cdot 3740 \cdot 1,474}{54 \cdot 3,43 \cdot 0,85} = 134,8 \text{ МПа.}$$

$\sigma_F = 134,8 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 246 \text{ МПа}$, отже згинна міцність достатня.

Уточнена зовнішня конусна відстань за формулою (2.85)

$$R_e = 0,5 \cdot 4 \sqrt{28^2 + 88^2} = 184,7 \text{ мм.}$$

Середня конусна відстань за формулою (2.86)

$$R_m = 184,7 - 0,5 \cdot 56 = 156,7 \text{ мм.}$$

Уточнений зовнішній ділительний діаметр шестірні за формулою (2.87)

$$d_{e1} = \frac{96 \cdot 184,7}{156,7} = 113,2 \text{ мм.}$$

Уточнений зовнішній ділительний діаметр колеса за формулою (2.88)

$$d_{e2} = 4 \cdot 88 = 352 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр вершин шестірні (2.89)

$$d_{ae1} = 113,2 + 2 \cdot 4 \cos 17,613 = 120,8 \text{ мм.}$$

Діаметр западин шестірні за формулою (2.90)

$$d_{fe1} = 113,2 - 2,5 \cdot 4 \cos 17,613 = 103,67 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр колеса за формулою (2.91)

$$d_{ae2} = 352 + 2 \cdot 4 \cos 72,387 = 354,42 \text{ мм.}$$

Діаметр западин колеса за формулою (2.92):

$$d_{fe2} = 352 - 2,5 \cdot 4 \cos 72,387 = 348,97 \text{ мм.}$$

Максимальні контактні напруження за формулою (2.93)

$$\sigma_{H \max} = 497,7 \sqrt{2} = 703,9 \text{ МПа} < [\sigma_{H \max}].$$

Максимальні напруження згину за формулою (2.94)

$$\sigma_{F \max} = 134,8 \cdot 2 = 269,6 \text{ МПа} < [\sigma_{F \max}].$$

Згинальна та контактна міцність при перевантаженнях достатня.

2.5. Розрахунок конічної передачі з непрямыми зубцями

Коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної відстані $K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,285$ при $HB \leq 350$ (в інших випадках за рекомендаціями [1]).

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta}$ обирається за рис. 2.4. Для передач з непрямыми зубцями при твердості матеріалу колеса $HB_2 \leq 350$ $K_{H\beta} = 1$.

Зовнішній ділильний діаметр колеса, мм,

$$d'_{e2} = 2,93 \sqrt{\frac{E_{36} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\vartheta_H [\sigma_H]^2}}, \quad (2.95)$$

де \mathcal{G}_H – коефіцієнт, що характеризує зниження міцності конічної передачі порівняно з циліндричною. Розраховується за формулами, наведеними в табл. 2.12.

Таблиця 2.12

Твердість	H_1 і $H_2 \leq 350\text{HB}$	$H_1 \geq 45\text{HRC}$ і $H_2 \leq 350\text{HB}$	H_1 і $H_2 \geq 45\text{HRC}$
\mathcal{G}_H	$1,22 + 0,21u$	$1,13 + 0,13u$	$0,81 + 0,15u$
\mathcal{G}_F	$0,94 + 0,08u$	$0,85 + 0,043u$	$0,65 + 0,11u$

Зовнішня конусна відстань, мм,

$$R'_e = 0,5d'_{e2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}. \quad (2.96)$$

Ширина зубчастого вінця, мм,

$$b' = K'_{be} \cdot R'_e. \quad (2.97)$$

Кути ділительних конусів, град,

$$\delta_2 = \arctg(u), \quad (2.98)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (2.99)$$

Зовнішній ділительний діаметр шестірні, мм,

$$d'_{e1} = \frac{d'_{e2}}{u}. \quad (2.100)$$

Середній ділительний діаметр шестірні, мм,

$$d'_{m1} = \frac{d'_{e1} \cdot (R'_e - 0,5b')}{R'_e}. \quad (2.101)$$

Кількість зубців шестірні z_1 обирається за табл. 2.13 і рис. 2.5.

Таблиця 2.13

$z_1 = 1,6z'_1$	при H_1 і $H_2 \leq 350\text{HB}$
$z_1 = 1,3z'_1$	при $H_1 \geq 45\text{HRC}$ і $H_2 \leq 350\text{HB}$
$z_1 = z'_1$	при H_1 і $H_2 \geq 45\text{HRC}$

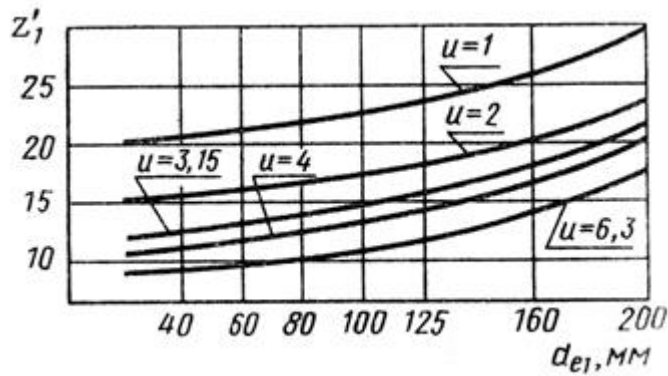


Рис. 2.5

Кількість зубців колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (2.102)$$

Середній модуль у торцевому перерізі, мм,

$$m'_{tm} = \frac{d'_{m1}}{z_1}. \quad (2.103)$$

Середній модуль у нормальному перерізі, мм,

$$m'_{nm} = m'_{tm} \cdot \cos \beta_n, \quad (2.104)$$

де β_n – кут нахилу зубців ($\beta_n = 35^\circ$ – для колових зубців, β_n до 30° – для тангенціальних зубців).

Значення середнього нормального модуля округляється до стандартного значення за табл. 2.7.

Уточнюється середній модуль у торцевому перерізі, мм,

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos \beta}. \quad (2.105)$$

Уточнюється кількість зубців шестірні (округляється до цілого)

$$z_1 = \frac{d'_{m1}}{m_{tm}}, \quad (2.106)$$

і колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (2.107)$$

Середні ділильні діаметри шестірні d_{m1} і колеса d_{m2} , мм,

$$d_{m1,2} = m_{tm} \cdot z_{1,2}. \quad (2.108)$$

Колова швидкість, м/с,

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}. \quad (2.109)$$

Ступінь точності передачі обирається за табл. 2.7.

Коефіцієнт динамічного навантаження за контактними напруженнями K_{HV} обирається за табл. 2.8 зі зниженням точності на один ступінь.

Коефіцієнт розрахункового навантаження за контактними напруженнями K_H

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}. \quad (2.110)$$

Контактні напруження, МПа,

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{3B} \cdot T_1 \cdot K_H \cdot (\sqrt{u^2 + 1})}{\varrho_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b \cdot \sin 2\alpha \cdot u}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.111)$$

Значення σ_H і $[\sigma_H]$ не повинні відрізнятися більш ніж на 4 %. При невідповідності умови перераховується ширина колеса

$$b = b' \cdot \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2. \quad (2.112)$$

Сили в зачепленні:

- колова сила, Н,

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}; \quad (2.113)$$

- радіальна сила на шестірні F_{r1} , Н, та осьова сила на колесі F_{a2} , Н,

$$F_{r1} = -F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1; \quad (2.114)$$

- осьова сила на шестірні F_{a1} , Н, і радіальна сила на колесі F_{r2} , Н,

$$F_{a1} = -F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1; \quad (2.115)$$

Коефіцієнти зміщення шестірні x_{1n} і колеса x_{2n}

$$x_{1n} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_n}{z_1}}, \quad (2.116)$$

$$x_{2n} = -x_{1n}. \quad (2.117)$$

Еквівалентна кількість зубців шестірні z_{vn1} і колеса z_{vn2}

$$z_{vn1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos \delta \cos^3 \beta_n}. \quad (2.118)$$

Коефіцієнти форми зубців Y_{F1} , Y_{F2} обираються за рис. 2.3.

Коефіцієнт динамічного навантаження за напруженнями згину K_{FV} обирається за табл. 2.8 зі зниженням точності на один ступінь.

Коефіцієнт концентрації навантаження за напруженнями згину $K_{F\beta}$

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1). \quad (2.119)$$

Коефіцієнт розрахункового навантаження за напруженнями згину

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}. \quad (2.120)$$

Для подальшого розрахунку приймається Y_F за тим з коліс пари, у якого відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ менше.

Напруження згину, МПа,

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_F}{b \cdot m_{nm} \cdot \mathcal{G}_F} \leq [\sigma_F], \quad (2.121)$$

де \mathcal{G}_F – коефіцієнт, що характеризує зниження міцності конічної передачі порівняно з циліндричною. Обирається за табл. 2.11.

Середня конусна відстань, мм,

$$R_m = \frac{d_{m1}}{2 \sin \delta_1}. \quad (2.122)$$

Уточнена зовнішня конусна відстань, мм,

$$R_e = R_m + 0,5b. \quad (2.123)$$

Уточнений зовнішній ділительний діаметр шестірні, мм,

$$d_{e1} = \frac{d_{m1} \cdot R_e}{R_m}. \quad (2.124)$$

Зовнішній модуль у торцевому перерізі, мм,

$$m_{te} = \frac{d_{e1}}{z_1}. \quad (2.125)$$

Уточнений зовнішній ділительний діаметр колеса, мм,

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2. \quad (2.126)$$

Зовнішній діаметр вершин шестірні, мм,

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_{te} \cdot \cos \delta_1. \quad (2.127)$$

Діаметр западин шестірні, мм,

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,5m_{te} \cos \delta_1. \quad (2.128)$$

Зовнішній діаметр вершин колеса, мм,

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_{te} \cdot \cos \delta_2. \quad (2.129)$$

Діаметр западин колеса, мм,

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,5m_{te} \cos \delta_2. \quad (2.130)$$

Максимальне контактне напруження $\sigma_{H \max}$, МПа,

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{nik}}{T_{\max}}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (2.131)$$

де T_{nik} – крутний момент при короткочасних перевантаженнях;

T_{\max} – максимальний з крутних момент, що враховуються при розрахунку в разі змінного режиму навантаження.

Максимальне напруження згину, МПа,

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{nik}}{T_{\max}} \leq [\sigma_F]_{\max}. \quad (2.132)$$

Приклад. Розрахувати конічну передачу з коловими зубцями.

Вихідні дані:

потужність на ведучому валу $P_1 = 6,5$ кВт;

частота обертання:

на ведучому валу $n_1 = 900$ хв⁻¹,

веденому валу $n_2 = 225$ хв⁻¹;

передаточне число $u = 4$;

крутні моменти:

на ведучому валу $T_1 = 69002$ Н·мм,

веденому валу $T_2 = 270487$ Н·мм;

допустиме контактне напруження $[\sigma_H] = 500$ МПа;

допустимі напруження згину $[\sigma_F]_1 = 257$ МПа, $[\sigma_F]_2 = 246$ МПа;

допустимі напруження для перевірки статичної міцності при перевантаженнях:

за контактними напруженнями $[\sigma_H]_{max} = 1540$ МПа,

напруженнями згину $[\sigma_F]_{max} = 658$ МПа.

$$\frac{T_{ник}}{T_{max}} = 2.$$

Модуль пружності для сталевих коліс $E_{зг} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної відстані $K_{be} = 0,285$.

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta} = 1,08$ (рис. 2.4).

Коефіцієнт, що характеризує зниження контактної міцності конічної передачі порівняно з циліндричною (табл. 2.11)

$$g_H = 1,22 + 0,21u, \quad (2.133)$$

$$g_H = 1,22 + 0,21 \cdot 4 = 2,06.$$

Зовнішній ділительний діаметр колеса за формулою (2.95)

$$d'_{e2} = 2,93 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 270487 \cdot 1 \cdot 4}{500^2 \cdot 2,06}} = 220,8 \text{ мм.}$$

Зовнішня конусна відстань за формулою (2.96)

$$R'_e = \frac{0,5 \cdot 220,8 \sqrt{4^2 + 1}}{2} = 113,8 \text{ мм.}$$

Ширина зубчастого вінця за формулою (2.97)

$$b' = 0,285 \cdot 113,8 = 32,43 \text{ мм.}$$

Кути ділильних конусів за формулами (2.98), (2.99)

$$\delta_2 = \arctg(4) = 75,964^\circ,$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 75,964^\circ = 14,036^\circ.$$

Зовнішній ділильний діаметр шестірні за формулою (2.100)

$$d'_{e1} = \frac{220,8}{4} = 55,2 \text{ мм.}$$

Середній ділильний діаметр за формулою (2.101)

$$d'_{m1} = \frac{55,2 \cdot (113,8 - 0,5 \cdot 32,43)}{113,8} = 47,32 \text{ мм.}$$

Кількість зубців шестірні за рис. 2.5 [1] $z'_1 = 12$ і при твердості $H_1=255\text{HB}$ і $H_2=240\text{HB} < 350\text{HB}$ визначаємо як

$$z_1 = 1,6 \cdot z'_1 = 1,6 \cdot 12 = 19,2.$$

Приймаємо $z_1 = 20$.

Кількість зубців колеса за формулою (2.102)

$$z_2 = 20 \cdot 4 = 80.$$

Середній модуль зубців у торцевому перерізі за формулою (2.103)

$$m'_{tm} = \frac{47,32}{20} = 2,37 \text{ мм.}$$

Приймаємо кут нахилу зубців $\beta_n = 35^\circ$.

Середній модуль у нормальному перерізі за формулою (2.104)

$$m'_{nm} = 2,37 \cdot \cos 35^\circ = 1,94 \text{ мм.}$$

За стандартом приймаємо $m_{nm} = 2$ мм.

Уточнюємо середній модуль зубців у торцевому перерізі (2.105):

$$m_{tm} = \frac{2}{\cos 35^\circ} = 2,44 \text{ мм.}$$

Кількість зубців шестірні за формулою (2.106)

$$z'_1 = \frac{47,32}{2,44} = 19,39.$$

Приймаємо $z_1 = 20$.

Кількість зубців колеса за формулою (2.107)

$$z_2 = 20 \cdot 4 = 80.$$

Приймаємо $z_2 = 80$.

Середні ділильні діаметри за формулою (2.108):

- шестірні

$$d_{m1} = 2,44 \cdot 20 = 48,8 \text{ мм};$$

- колеса

$$d_{m2} = 2,44 \cdot 80 = 195,2 \text{ мм}.$$

Колова швидкість за формулою (2.109)

$$V = \frac{3,14 \cdot 48,8 \cdot 900}{60 \cdot 10^3} = 2,3 \text{ м/с}.$$

Ступінь точності 8.

Коефіцієнт динамічного навантаження $K_{HV} = 1,04$ (табл. 2.9 зі зниженням на один ступінь точності).

Коефіцієнт розрахункового навантаження за формулою (2.110)

$$K_H = 1,08 \cdot 1,04 = 1,12.$$

Кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$.

Контактні напруження за формулою (2.111)

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 69002 \cdot 1,12 \cdot \sqrt{4^2 + 1}}{2,06 \cdot 48,8^2 \cdot 32,43 \cdot 0,64 \cdot 4}} = 478 \text{ МПа}.$$

$\sigma_H = 478 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 500 \text{ МПа}$, отже контактна міцність достатня.

Колова сила за формулою (2.113):

$$F_t = \frac{2 \cdot 69002}{48,8} = 1414 \text{ Н}.$$

Радіальна сила на шестірні F_{r1} та осьова сила на колесі F_{a2} за формулою (2.114)

$$F_{r1} = 1414 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 14,036^\circ = 499,3 \text{ Н},$$

$$F_{a2} = -499,3 \text{ Н}.$$

Осьова сила на шестірні F_{a1} , Н, і радіальна сила на колесі F_{r2} , Н, за формулою (2.115)

$$F_{a1} = 1414 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} \cdot \sin 14,036^{\circ} = 124,8 \text{ Н},$$

$$F_{r2} = -124,8 \text{ Н}.$$

Коефіцієнти зміщення за формулами (2.116), (2.117)

$$x_{1n} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{4^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 35^{\circ}}{20}} = 0,31,$$

$$x_{2n} = -0,31.$$

Еквівалентна кількість зубців за формулою (2.118)

$$z_{v1} = \frac{20}{\cos 14,036^{\circ} \cos^3 35^{\circ}} = 37,5,$$

$$z_{v2} = \frac{80}{\cos 75,964^{\circ} \cos^3 35^{\circ}} = 600,1.$$

Коефіцієнти форми зубця (рис. 2.3)

$$Y_{F1} = 3,68,$$

$$Y_{F2} = 3,77.$$

Відношення

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{257}{3,68} = 69,84,$$

$$\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{246}{3,77} = 65,25.$$

Розрахунок виконуємо за колесом, тому що $\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} > \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}}$.

Коефіцієнт динамічного навантаження $K_{FV} = 1,09$ (за табл. 2.9 зі зниженням на один ступінь точності).

Коефіцієнт концентрації навантаження за формулою (2.119)

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (1,08 - 1) = 1,12.$$

Коефіцієнт розрахункового навантаження за формулою (2.120)

$$K_F = 1,12 \cdot 1,09 = 1,22.$$

Коефіцієнт, що характеризує зниження згинної міцності конічної передачі порівняно з циліндричною (за табл. 2.12),

$$\mathcal{G}_F = 0,94 + 0,08u, \quad (2.134)$$

$$\mathcal{G}_F = 0,94 + 0,08 \cdot 4 = 1,26.$$

Напруження згину за формулою (2.121)

$$\sigma_F = \frac{3,77 \cdot 1414 \cdot 1,22}{32,43 \cdot 2 \cdot 1,26} = 80 \text{ МПа.}$$

$\sigma_F = 80 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 246 \text{ МПа}$, отже згинна міцність достатня.

Середня конусна відстань за формулою (2.122)

$$R_m = \frac{48,8}{2 \sin 14,036^\circ} = 100,61 \text{ мм.}$$

Уточнена зовнішня конусна відстань за формулою (2.123)

$$R_e = 100,61 + 0,5 \cdot 32,43 = 116,83 \text{ мм.}$$

Уточнений зовнішній ділительний діаметр шестірні за формулою (2.124)

$$d_{e1} = \frac{48,8 \cdot 116,83}{100,61} = 56,67 \text{ мм.}$$

Зовнішній модуль у торцевому перерізі за формулою (2.125)

$$m_{te} = \frac{56,67}{20} = 2,83.$$

Уточнений зовнішній ділительний діаметр колеса за формулою (2.126)

$$d_{e2} = 2,83 \cdot 80 = 226,4 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр вершин шестірні за формулою (2.127)

$$d_{ae1} = 56,67 + 2 \cdot 2,83 \cdot \cos 14,036 = 62,16 \text{ мм.}$$

Діаметр западин шестірні за формулою (2.128)

$$d_{fe1} = 56,67 - 2,5 \cdot 2,83 \cos 14,036 = 49,81 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр вершин колеса за формулою (2.129)

$$d_{ae2} = 226,4 + 2 \cdot 2,83 \cdot \cos 75,964 = 227,78 \text{ мм.}$$

Діаметр западин колеса за формулою (2.130)

$$d_{fe2} = 226,4 - 2,5 \cdot 2,83 \cos 75,964 = 224,68 \text{ мм.}$$

Максимальне контактне напруження за формулою (2.131)

$$\sigma_{H \max} = 478\sqrt{2} = 676 \text{ МПа} < [\sigma_{H \max}].$$

Максимальне напруження згину за формулою (2.132)

$$\sigma_{F \max} = 80 \cdot 2 = 160 \text{ МПа} < [\sigma_{F \max}].$$

Згинна і контактна міцність при перевантаженнях достатня.

2.6. Розрахунок черв'ячної передачі

Кількість заходів черв'яка z_1 обирається з табл. 2.14.

Таблиця 2.14

Передаточне число	Кількість заходів черв'яка
8 ... 15	4
15 ... 30	2
≥ 30	1

Кількість зубців колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u \geq z_{\min} = 28. \quad (2.135)$$

Швидкість ковзання, м/с,

$$V'_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}, \quad (2.136)$$

де T_2 – крутний момент на валу колеса, $H \cdot м$.

Матеріал черв'ячних коліс обирається залежно від швидкості ковзання: БРОФ10-1, БРОНФ приймається при $V'_s = 5 \dots 25$ м/с; БРАЖ9-4 при $V'_s < 5$ м/с.

Допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ розраховуються за формулами, наведеними в табл. 2.15.

Допустимі напруження згину, МПа,

$$[\sigma_F] = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B. \quad (2.137)$$

Допустимі контактні напруження при перевантаженнях $[\sigma_H]_{max}$ розраховуються за формулами, наведеними в табл. 2.15.

Таблиця 2.15

Матеріал колеса	Спосіб виливання	Механічні характеристики, МПа		Допустимі напруження				
		σ_T	σ_B					
БРОФ10–1	у пісок	120	200	$[\sigma_H] \approx (0,85 \dots 0,9)\sigma_B$ – при шліфованому та полірованому черв'яку з твердістю $\geq 45HRC$, в інших випадках				
БРОФ10–1	у кокіль	150	260					
БРОНФ	відцентровий	170	290	$[\sigma_H] \approx C_V \cdot 0,75\sigma_B$, $[\sigma_H]_{max} = 4\sigma_T$				
БрАЖ9–4	у пісок	200	400	$[\sigma_H] \approx 300 - 25V_S$, $[\sigma_H]_{max} = 2\sigma_T$				
$V_S, \text{ м/с}$	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_V	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Допустимі напруження згину при перевантаженнях, МПа,

$$[\sigma_F]_{max} \approx 0,8\sigma_T. \quad (2.138)$$

Коефіцієнт діаметра черв'яка розраховується за формулою

$$q \geq (0,22 \dots 0,44)z_2. \quad (2.139)$$

Стандартне значення обирається з ряду $q = 8; 10$ (за винятком $m = 2$); $12,5$ (за винятком $m = 2,5$); $16; 20$.

Приведений модуль пружності черв'яка і черв'ячного колеса, МПа,

$$E_{36} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}, \quad (2.140)$$

де $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – сталь, $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа – бронза,
 $E_2 = 1,3 \cdot 10^5$ МПа – чавун.

Міжосьова відстань, мм,

$$a'_w = 0,625 \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{E_{36} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \left(\frac{q}{z_2} \right)}}. \quad (2.141)$$

Значення міжосьової відстані a_w приймається з ряду R_a40
табл. 2.5.

Осьовий модуль передачі, мм,

$$m' = \frac{2a_w}{q + z_2}. \quad (2.142)$$

Стандартне значення округляється за рядом $m = 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5$ мм.

Коефіцієнт зміщення зуборізального інструменту при
нарізанні зубців колеса

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2) \leq \pm 0,7. \quad (2.143)$$

При невиконанні умови необхідно змінити z_2 , але не більш
ніж на один зубець. Якщо умова не виконана, змінюються a_w , q
або m .

Ділильний діаметр черв'яка, мм,

$$d_1 = q \cdot m. \quad (2.144)$$

Ділильний діаметр колеса, мм,

$$d_2 = m \cdot z_2. \quad (2.145)$$

Кут підймання гвинтової лінії

$$\gamma = \arctg \left(\frac{z_1}{q} \right). \quad (2.146)$$

Колова швидкість черв'яка, м/с,

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}. \quad (2.147)$$

Уточнюється швидкість ковзання, м/с,

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma}. \quad (2.148)$$

Перевіряється відповідність прийнятому раніше матеріалу колеса і за необхідності матеріал змінюється, уточнюється $[\sigma_H]$, і розрахунок повторюється.

Кут охоплення черв'яка колесом приймається $\delta = 50^\circ = 0,8727$.

Коефіцієнт, що враховує зменшення довжини контактної лінії, $\xi = 0,75$.

Торцевий коефіцієнт перекриття в середній площині черв'ячного колеса

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03z_2^2 + z_2 + 1 - 0,17z_2 + 2,9}}{2,95}. \quad (2.149)$$

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{HV} обирається залежно від величини швидкості ковзання: $K_{HV}=1$ при $V_s \leq 3$ м/с; $K_{HV}=1 \dots 1,3$ при $V_s > 3$ м/с.

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta}$ обирається залежно від типу навантаження: $K_{H\beta}=1$ – при постійному навантаженні; $K_{H\beta}=1,05 \dots 1,2$ – при змінному навантаженні.

Коефіцієнт розрахункового навантаження за контактними напруженнями

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}. \quad (2.150)$$

Контактні напруження, МПа,

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{зв} \cdot T_2 \cdot K_H \cdot \cos^2 \gamma}{d_2^2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.151)$$

Сили в зачепленні:

- колова сила на колесі, Н,

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad (2.152)$$

- осьова сила на черв'яку, Н,

$$F_{a1} = F_{t2}; \quad (2.153)$$

- колова сила на черв'яку F_{t1} , Н, та осьова сила на колесі F_{a2} , Н,

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (2.154)$$

- радіальна сила на черв'яку F_{r1} , Н, і колесі F_{r2}

$$F_{r1} = -F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}. \quad (2.155)$$

Нормальний модуль, мм,

$$m_n = m \cdot \cos \gamma. \quad (2.156)$$

Ширина колеса b_2 розраховується залежно від кількості заходів черв'яка z_1 : $b_2 \leq 0,75d_{a1}$ при $z_1 = 1; 2$; $b_2 \leq 0,67d_{a1}$ при $z_1 = 4$.

Кількість зубців еквівалентного колеса

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}. \quad (2.157)$$

Коефіцієнт форми зубця Y_F обирають за табл. 2.16.

Таблиця 2.16

z_v	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45

Продовження табл. 2.16

z_v	60	80	100	150	300
Y_F	1,4	1,34	1,3	1,27	1,24

Напруження згину, МПа,

$$\sigma_F = \frac{0,7 \cdot Y_F \cdot F_{t2}}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]. \quad (2.158)$$

Діаметр вершин черв'яка, мм,

$$d_{a1} = d_1 + 2m. \quad (2.159)$$

Діаметр западин черв'яка, мм,

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m. \quad (2.160)$$

Довжина нарізної частини черв'яка b_1 розраховується за формулами, наведеними в табл. 2.17.

Таблиця 2.17

Коефіцієнт зміщення x	Кількість заходів черв'яка z_1	
	1...2	4
0	$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06 z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09 z_2)m$
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1 z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1 z_2)m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1 z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1 z_2)m$

Діаметр вершин колеса, мм,

$$d_{a2} = (z_2 + 2 + 2x) \cdot m. \quad (2.161)$$

Діаметр западин колеса d_{f2} , мм,

$$d_{f2} = (z_2 - 2,4 + 2x) \cdot m. \quad (2.162)$$

Зовнішній діаметр колеса, мм,

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 2m \text{ при } z_1 = 1; \quad (2.163)$$

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 1,5m \text{ при } z_1 = 2; \quad (2.164)$$

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + m \text{ при } z_1 = 4. \quad (2.165)$$

Ступінь точності обирають за табл. 2.18.

Таблиця 2.18

Ступінь точності, не нижче	Швидкість ковзання V_s , м/с	Обробка	Примітки
7	≤ 10	Черв'як загартований, шліфований і полірований. Колесо нарізається шліфованими черв'ячними фрезами. Обкочування під навантаженням	Передача з підвищеними швидкостями і малим шумом, з підвищеними вимогами до габаритів
8	≤ 5	Допускається черв'як з $\leq 350\text{HV}$, нешліфований. Колесо нарізається шліфованою черв'ячною фрезою чи «летучкою». Рекомендується обкочування під навантаженням	Передачі середньошвидкісні з середніми вимогами до шуму, габаритів і точності
9	≤ 2	Черв'як з $\leq 350\text{HV}$ не шліфується. Колесо нарізається будь-яким способом	Передачі низькошвидкісні, які працюють короткочасно, і ручні зі знизженими вимогами

Максимальне контактне напруження, МПа,

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{нік}}}{T_{\text{max}}}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (2.166)$$

де $T_{\text{нік}}$ – крутний момент при короткочасних перевантаженнях;

T_{max} – максимальний з крутних момент, що враховуються при розрахунку в разі змінного режиму навантаження.

Максимальне напруження згину $\sigma_{F \max}$, МПа,

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{nik}}{T_{\max}} \leq [\sigma_F]_{\max}. \quad (2.167)$$

Приклад. Розрахувати черв'ячну передачу з вихідними даними:

потужність на ведучому валу $P_1 = 1,95$ кВт;

частота обертання ведучого вала $n_1 = 636,25$ хв⁻¹;

передаточне відношення $u = 25$;

крутні моменти:

на ведучому валу $T_1 = 29000$ Н·мм,

веденому валу $T_2 = 531000$ Н·мм.

$$\frac{T_{nik}}{T_{\max}} = 2.$$

Кількість заходів черв'яка $Z_1=2$ (з табл. 2.13).

Кількість зубців колеса за формулою (2.135)

$$z_2 = 2 \cdot 25 = 50 > z_{\min} = 28.$$

Швидкість ковзання за формулою (2.136)

$$V'_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 635,25 \cdot \sqrt[3]{531} = 2,3 \text{ м/с.}$$

Залежно від швидкості ковзання обираємо матеріал черв'ячного колеса БРАЖ9-4, для якого $\sigma_T = 200$ МПа, $\sigma_B = 400$ МПа.

Допустимі контактні напруження за формулою з табл. 2.14

$$[\sigma_H] \approx 300 - 25V_s, \quad (2.168)$$

$$[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot 2,3 = 242,5 \text{ МПа.}$$

Допустимі контактні напруження при перевантаженнях за формулою з табл. 2.14

$$[\sigma_H]_{\max} = 2\sigma_T, \quad (2.169)$$

$$[\sigma_H]_{\max} = 2 \cdot 200 = 400 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження згину за формулою (2.137)

$$[\sigma_F] = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 400 = 82 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження згину при перевантаженнях за формулою (2.138)

$$[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8 \cdot 400 = 160 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт діаметра черв'яка за формулою (2.139)

$$q = 0,33 \cdot 50 = 16,5.$$

Обираємо стандартне значення $q = 16$.

Приведений модуль пружності черв'яка і черв'ячного колеса $E_{зв}$ за формулою (2.140)

$$E_{зв} = \frac{2 \cdot 21000 \cdot 90000}{210000 + 90000} = 126000 \text{ МПа.}$$

Міжосьова відстань за формулою (2.141)

$$a'_w = 0,625 \left(\frac{16}{50} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{126000 \cdot 531000}{242,5^2 \cdot \left(\frac{16}{50} \right)}} = 125,9 \text{ мм.}$$

З ряду R_a40 (табл. 2.5) приймаємо $a_w = 125$ мм.

Осьовий модуль передачі за формулою (2.142)

$$m' = \frac{2 \cdot 125}{16 + 50} = 3,8 \text{ мм.}$$

Приймаємо $m = 4$ мм.

Коефіцієнт зміщення за формулою (2.143)

$$x = \frac{125}{4} - 0,5 \cdot (16 + 50) = -1,75.$$

Для виконання умови змінюємо міжосьову відстань, яку приймаємо $a_w = 130$ мм і перераховуємо коефіцієнт зміщення:

$$x = \frac{130}{4} - 0,5 \cdot (16 + 50) = -0,5.$$

Дільний діаметр черв'яка за формулою (2.144)

$$d_1 = 16 \cdot 4 = 64 \text{ мм.}$$

Дільний діаметр колеса за формулою (2.145)

$$d_2 = 4 \cdot 50 = 200 \text{ мм.}$$

Кут підймання гвинтової лінії за формулою (2.146)

$$\gamma = \text{arctg}\left(\frac{2}{16}\right) = 7,125^\circ.$$

Колова швидкість черв'яка за формулою (2.147)

$$V_1 = \frac{3,14 \cdot 64 \cdot 636,25}{60 \cdot 10^3} = 2,13 \text{ м/с.}$$

За формулою (2.148) уточнюємо швидкість ковзання

$$V_s = \frac{2,13}{\cos 7,13} = 2,15 \text{ м/с.}$$

Швидкість ковзання відповідає раніше обраному матеріалу колеса.

Кут охоплення черв'яка колесом

$$\delta = 50^\circ = 0,8727.$$

Коефіцієнт, що враховує зменшення довжини контактної лінії $\xi = 0,75$.

Торцевий коефіцієнт перекриття в середній площині черв'ячного колеса за формулою (2.149)

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03 \cdot 50^2 + 50 + 1 - 0,17 \cdot 50 + 2,9}}{2,95} = 1,91.$$

Коефіцієнт динамічного навантаження обираємо $K_{HV} = 1$.

Коефіцієнт концентрації навантаження обираємо $K_{H\beta} = 1$.

Коефіцієнт розрахункового навантаження за контактними напруженнями за формулою (2.150)

$$K_H = 1 \cdot 1 = 1.$$

Контактні напруження за формулою (2.151)

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{126000 \cdot 531000 \cdot 1 \cdot \cos^2 7,13}{200^2 \cdot 64 \cdot 0,8727 \cdot 1,91 \cdot 0,75 \cdot \sin 2 \cdot 20}} = 211,17 \text{ МПа.}$$

Колова сила на колесі за формулою (2.152)

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 531000}{200} = 5310 \text{ Н.}$$

Осьова сила на черв'яку за формулою (2.153)

$$F_{a1} = 5310 \text{ Н.}$$

Колова сила на черв'яку та осьова на колесі за формулою (2.154)

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot 29000}{64} = 906,25 \text{ Н.}$$

Радіальна сила за формулою (2.155)

$$F_{r1} = \frac{5310 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 7,125^\circ} = 1947,7 \text{ Н,}$$

$$F_{r2} = -1947,7 \text{ Н.}$$

Нормальний модуль за формулою (2.156)

$$m_n = 4 \cdot \cos 7,125 = 3,97 \text{ мм.}$$

Ширина колеса розраховується залежно від кількості заходів черв'яка $z_1 = 2$

$$b_2 = 0,75 \cdot d_1. \quad (2.170)$$

$$b_2 = 0,75 \cdot 64 = 48 \text{ мм.}$$

Кількість зубців еквівалентного колеса за формулою (2.157)

$$z_v = \frac{50}{\cos^3 7,13} = 51.$$

Коефіцієнт форми зубця обираємо за табл. 2.15 $Y_F = 1,45$.

Напруження згину за формулою (2.158)

$$\sigma_F = \frac{0,7 \cdot 1,45 \cdot 5310}{48 \cdot 4} = 28 \text{ МПа} < 82 \text{ МПа.}$$

Діаметр вершин черв'яка за формулою (2.159)

$$d_{a1} = 64 + 2 \cdot 4 = 72 \text{ мм.}$$

Діаметр западин черв'яка за формулою (2.160)

$$d_{f1} = 64 - 2,4 \cdot 4 = 54,4 \text{ мм.}$$

Довжину нарізної частини черв'яка розраховуємо залежно від коефіцієнта зміщення x і кількості заходів черв'яка z_1

$$b_1 = (8 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m, \quad (2.171)$$

$$b_1 = (8 + 0,06 \cdot 50) \cdot 4 = 44 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин колеса за формулою (2.161)

$$d_{a2} = (50 + 2 + 2 \cdot (-0,5)) \cdot 4 = 204 \text{ мм.}$$

Діаметр западин колеса за формулою (2.162)

$$d_{f2} = (50 - 2,4 + 2 \cdot (-0,5)) \cdot 4 = 186,4 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр колеса при $z_1 = 2$ розраховуємо за формулою (2.164)

$$d_{aM2} \leq 204 + 1,5 \cdot 4 = 210 \text{ мм.}$$

Ступінь точності за табл. 2.17. приймаємо 8.

Максимальне контактне напруження за формулою (2.166)

$$\sigma_{H \text{ max}} = 242,5\sqrt{2} = 343 \text{ МПа} < 400 \text{ МПа.}$$

Максимальне напруження згину за формулою (2.167)

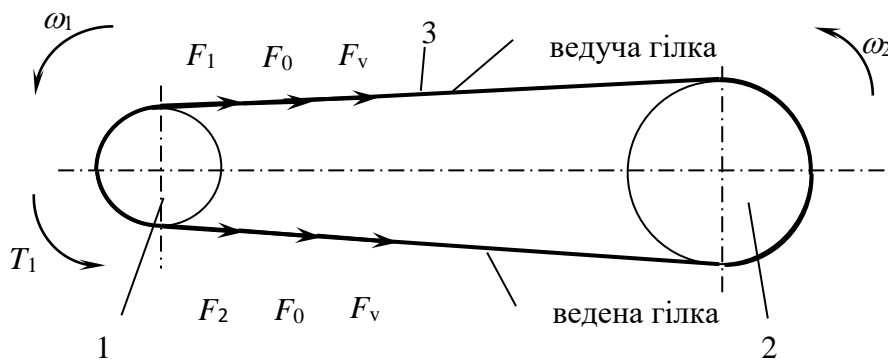
$$\sigma_{F \text{ max}} = 28 \cdot 2 = 56 \text{ МПа} < 160 \text{ МПа.}$$

3. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

3.1. Загальні відомості

Пасова передача – це передача з проміжною гнучкою ланкою (пасом), що передає крутний момент за рахунок сил тертя.

Пасова передача складається з ведучого 1 та веденого 2 шківів, закріплених на валах, і паса 3 (рис. 3.1), що охоплює шківви. Навантаження передається силами тертя, що виникають між шківвами і пасом унаслідок натяжіння останнього. Для забезпечення натягу паса застосовують натяжні пристрої.



Основними перевагами пасових передач є:

- можливість передачі руху на значні відстані (до 15 м і більше);
- плавність і безшумність роботи;
- захист механізмів від коливань навантаження внаслідок пружності паса;
- захист механізмів від перевантаження за рахунок можливого прослизання паса;
- простота конструкції й експлуатації (передача не вимагає змащення).

До недоліків можна віднести:

- підвищені габарити (при рівних потужностях діаметри шківвів у 5 разів більше діаметрів зубчастих коліс);
- мінливість передатного відношення через прослизання паса;

– підвищене навантаження на вали та їхні опори, пов'язане з попереднім натягом паса;

– низька довговічність пасів (1000-5000 год).

У приводах робочих машин пасову передачу доцільно встановлювати як перший ступінь передач одразу після електродвигуна.

Залежно від форми поперечного перерізу розрізняють:

– плоскопасову (рис. 3.2, а);

– клинопасову (рис. 3.2, б);

– круглопасову (рис. 3.2, в).

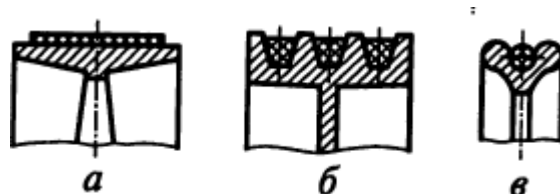


Рис. 3.2

У машинобудуванні переважне застосування отримала клинопасова передача, що має більшу тягову спроможність внаслідок підвищення тертя та кращого зчеплення зі шківом, приблизно в три рази порівняно з плоскопасовою передачею. Загалом у машинобудуванні найчастіше використовують клинові паси нормального та вузького перерізу.

3.2. Розрахунок клинопасової передачі

Вибір паса

Вихідними даними для проектування клинопасової передачі є:

P_1 – потужність на вхідному валу, кВт;

n_1 – частота обертання вхідного вала, хв^{-1} ;

u – передаточне число передачі;

η – ККД передачі.

За графіком рис. 3.3 залежно від потужності, що передається, і частоти обертання ведучого шківа обирається тип паса, основні характеристики якого наведені в табл. 3.1.

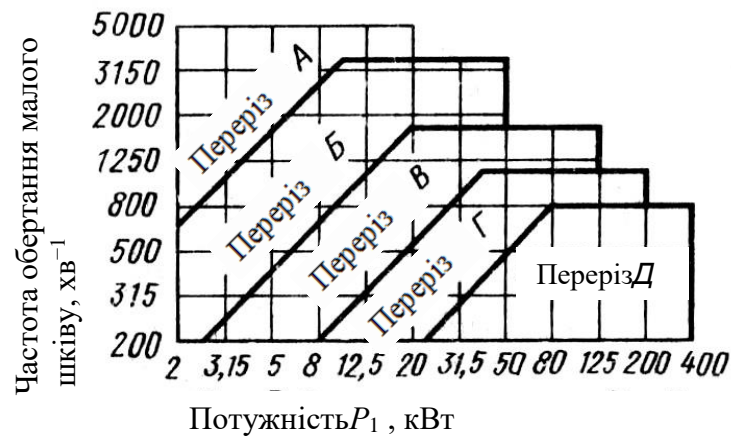


Рис. 3.3

Таблиця 3.1

Переріз пасу	h , мм	b_0 , мм	b_p , мм	Розрахункова довжина по нейтральному шару l_p , мм		$(d_p)_{\min}$, мм	Площа перерізу A , мм	Маса погонного метру q , кг/м
				\min	\max			
О	6	10	8,5	400	2500	63	$47 \cdot 10^{-6}$	0,06
А	8	13	11	560	4000	90	$81 \cdot 10^{-6}$	0,10
Б	10,5	17	14	800	6300	125	$138 \cdot 10^{-6}$	0,18

Ряд довжин l_p , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 6000.

Стандартні діаметри шківів , мм:

63; 71; 80; 90; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1400; 1600; 1800; 2000.

За табл. 3.1 вибирається значення стандартного діаметра ведучого шківів d_1 , при цьому треба враховувати умову $d_1 > (d_p)_{\min}$, де

$$(d_p)_{\min} = (1000 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}. \quad (3.1)$$

Діаметр веденого шківів, мм,

$$d_2 = d_1 \cdot u(1 - \varepsilon), \quad (3.2)$$

де ε – коефіцієнт ковзання, приймаємо $\varepsilon = 0,01 \dots 0,2$.

Отримане значення діаметра шківів треба округлити до стандартного значення за табл. 3.1.

Фактичне передаточне число, що з урахуванням прослизання паса, не має перевищувати 4 %,

$$u = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)}. \quad (3.3)$$

Основні геометричні параметри пасової передачі

Мінімальне значення міжосьової відстані, мм,

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h, \quad (3.4)$$

де h – висота перерізу паса.

Максимальне значення міжосьової відстані, мм,

$$a_{\max} = (d_1 + d_2). \quad (3.5)$$

Орієнтовно значення міжосьової відстані можна приймати за табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Рекомендовані значення міжосьової відстані						
u	1	2	3	4	5	6
a	$1,5d_{p2}$	$1,2d_{p2}$	d_{p2}	$0,95d_{p2}$	$0,9d_{p2}$	$0,85d_{p2}$

Розрахункова довжина паса, мм,

$$L \approx 2a + 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (3.6)$$

Отримане значення довжини паса необхідно округлити до найближчого стандартного значення за табл. 3.1.

Уточнена міжосьова відстань, мм,

$$a = \frac{2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} \quad (3.7)$$

Кут охоплення пасом меншого шківів, град,

$$\alpha = 180^{\circ} - \frac{57(d_2 - d_1)}{a} \geq 120^{\circ}. \quad (3.8)$$

Визначення кількості пасів

Колова швидкість паса, м/с,

$$V = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{2}. \quad (3.9)$$

Потужність, що передається одним пасом, кВт,

$$P_p = \frac{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_i}{C_p}, \quad (3.10)$$

де P_0 – номінальна потужність, передана одним пасом в умовах типової передачі, кВт, визначається за рис. 3.4;

C_p – коефіцієнт режиму навантаження, що приймається за табл. 3.3 залежно від режиму навантаження передачі;

C_α – коефіцієнт кута охоплення (табл. 3.4);

C_L – коефіцієнт довжини паса (рис. 3.5, 3.6);

C_i – коефіцієнт, що враховує передаточне число (рис. 3.6).

Кількість пасів

$$z = \frac{P_1}{P_p \cdot C_z}, \quad (3.11)$$

де C_z – коефіцієнт, що враховує кількість пасів (табл. 3.5).

Отримане значення кількості пасів рекомендується округлити до цілого числа в більший бік. У приводах загального призначення бажано приймати мінімальну кількість пасів $z_{\min} = 2$ для забезпечення безперервної роботи привода у випадку руйнування одного з пасів.

Таблиця 3.3

Коефіцієнт режиму навантаження C_p	1 ... 1,2	1,1 ... 1,3	1,3 ... 1,5	1,5 ... 1,7
K_1	2,5	1,0	0,5	0,25

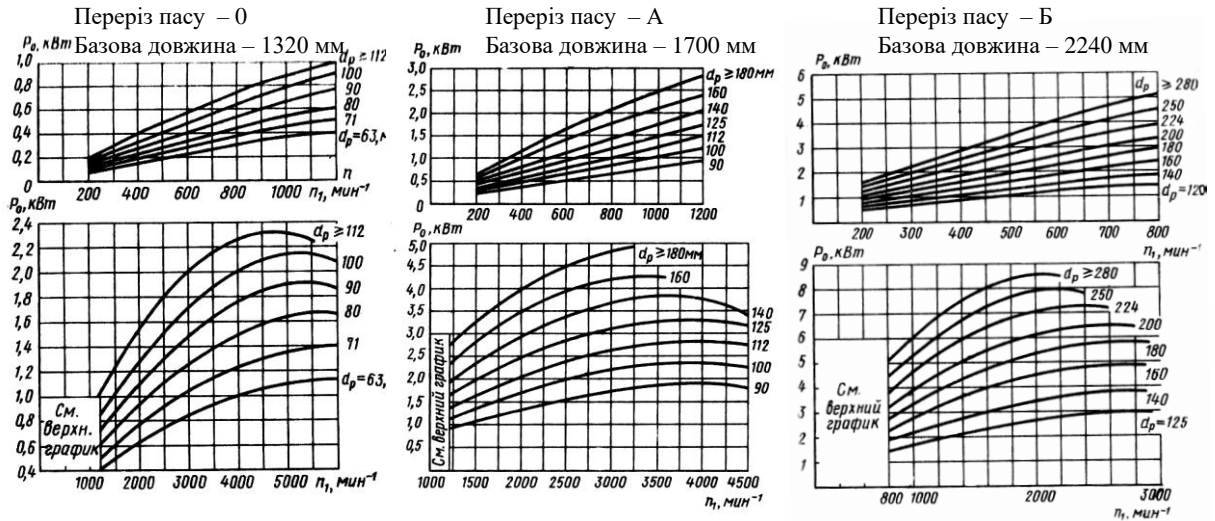


Рис. 3.4

Таблиця 3.4

α , град	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
Коефіцієнт кута охоплення C_α	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68	0,62	0,56

Таблиця 3.5

z	1	2 ... 3	4 ... 6	> 6
Коефіцієнт кількості пасів C_z	1	0,95	0,9	0,85

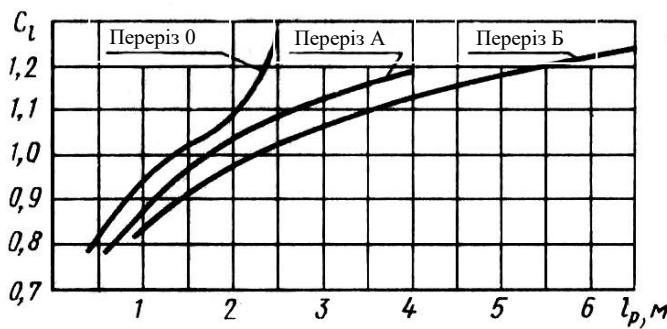


Рис. 3.5

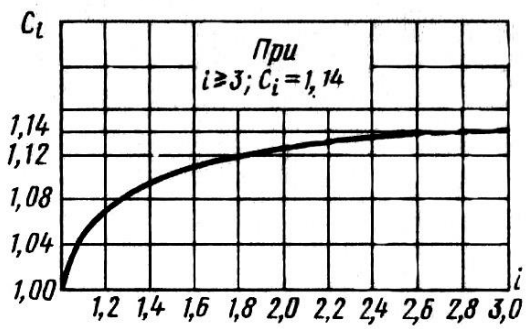


Рис. 3.6

Сили в передачі

У пасовій передачі діють (рис. 3.1) сила натягу робочої гілки F_1 , сила натягу холостої гілки F_2 , колова сила $F_t = F_1 - F_2$, сила

попереднього натягу F_0 , відцентрова сила F_v та сила від згину паса F_u .

Колова сила, Н,

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (3.12)$$

Відцентрова сила, Н,

$$F_v = q \cdot V^2, \quad (3.13)$$

де q – маса одного метра паса, визначувану за табл. 3.1 залежно від типу паса.

Щоб забезпечити передачу руху, пас попередньо натягують, створюючи силу попереднього натягу F_0 , Н,

$$F_0 = \frac{0,85P_1 \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_i} + F_v. \quad (3.14)$$

При коловій швидкості менше 20 м/с відцентрова сила мала, і нею можна нехтувати.

Натяг у ведучій гілці одного паса, Н,

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z}. \quad (3.15)$$

Натяг у веденій гілці одного паса, Н,

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z}. \quad (3.16)$$

Сила, що діє на вал, Н,

$$F_r = 2F_0 \cdot z \cdot \cos \frac{(180 - \alpha)}{2} - 2F_v \cdot z. \quad (3.17)$$

Перевірні розрахунки пасової передачі

Основними критеріями працездатності та розрахунку пасових передач є тягова спроможність, обумовлена силою тертя між пасом і шківом, і довговічність паса, обмежувана руйнуванням паса від втоми.

Перевірка довговічності паса

Довговічність пасової передачі оцінюють за частотою набігання паса на ведучий шків, c^{-1} ,

$$U = \frac{V \cdot 10^3}{L} \leq [U], \quad (3.18)$$

де L – стандартне значення довжини паса, мм;

$[U]$ – допустиме значення частоти набігання паса на ведучий шків, для клинопасових передач $[U] = 10 \dots 20 c^{-1}$.

Перевірка міцності паса

Умова міцності паса за максимальними напруженнями в перерізі ведучої гілки, МПа,

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_V \leq [\sigma]_p, \quad (3.19)$$

де σ_1 – напруження розтягу, МПа,

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2zA}, \quad (3.20)$$

де A – площа поперечного перерізу паса, mm^2 (табл. 3.1);

σ_u – напруження згину, МПа,

$$\sigma_u = E_u \frac{h}{d_1}; \quad (3.21)$$

E_u – модуль пружності матеріалу паса, $E_u = 80$ МПа;

h – висота перерізу паса, мм (табл. 3.1);

d_1 – діаметр ведучого шківа, мм;

σ_V – напруження від відцентрових сил, МПа,

$$\sigma_V = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}, \quad (3.22)$$

де ρ – щільність матеріалу паса, $\rho = 1300 \frac{kg}{m^3}$;

$[\sigma]_p$ – допустимі напруження розтягу, для клинових пасів, $[\sigma]_p = 10$ МПа.

Визначення конструктивних розмірів шківів

Ширина шківа M (рис. 3.7), мм,

$$M = (z - 1)e + 2f, \quad (3.23)$$

де z – кількість клинових пасів, значення розмірів e та f визначаються за табл. 3.6.

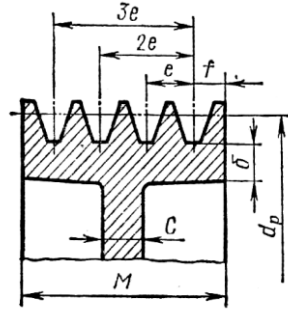


Рис. 3.7. Конструювання шківа пасової передачі

Таблиця 3.6

Переріз паса	h , мм	e , мм	f , мм
О	7	12	8
А	8,7	15	10
Б	10,8	19	12,5

Товщина обода шківа δ , мм,

$$\delta = (1,1 \dots 1,3)h, \quad (3.24)$$

де h , мм, визначається за табл. 3.6.

Товщина диска c , мм,

$$c = (1,2 \dots 1,2)\delta. \quad (3.25)$$

Діаметр маточини шківа d_m , мм,

$$d_m = 1,6d_{омв} + 10, \quad (3.26)$$

де $d_{омв}$ – діаметр отвору в маточині для посадки на вал, мм.

Довжина маточини шківа l_m , мм,

$$l_m = (1,2 \dots 1,5)d_{омв}. \quad (3.27)$$

3.3. Приклад розрахунку клинопасової передачі

Вихідні дані:

потужність на вхідному валу	$P_1 = 6,84$ кВт;
частота обертання вхідного вала	$n_1 = 1440$ хв ⁻¹ ;
передаточне відношення	$u = 2,51$;
крутний момент на меншому шківі	$T_1 = 45,4$ Н·м;
крутний момент на більшому шківі	$T_2 = 108,4$ Н·м;
діаметр вала електродвигуна	$d_d = 38$ мм;
діаметр вхідного вала редуктора	$d_p = 30$ мм.

Вибір паса

За графіком (рис. 3.3) залежно від потужності, що передається, $P_1 = 6,84$ кВт і частоти обертання ведучого шківів $n_1 = 1440$ хв⁻¹ обирається тип паса Б.

Вибираємо шків стандартного діаметра $d_1 = 200$ мм (табл. 3.1).

Діаметр веденого шківів, мм,

$$d_2 = d_1 \cdot u(1 - \varepsilon),$$

де ε – коефіцієнт ковзання, приймаємо $\varepsilon = 0,01 \dots 0,2$.

$$d_2 = 200 \cdot 2,51(1 - 0,015) = 494,5 \text{ мм.}$$

Округляємо до стандартного значення $d_2 = 500$ мм (табл. 3.1).

Фактичне передаточне число

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)};$$

$$u_\phi = \frac{500}{200 \cdot (1 - 0,015)} = 2,54.$$

Відхилення передаточного числа складає

$$\Delta u = \left| \frac{u_\phi - u}{u} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{2,54 - 2,51}{2,51} \right| \cdot 100\% = 1,12\%,$$

що в межах точності інженерних розрахунків (до 4 %).

Основні геометричні параметри пасової передачі

Мінімальне значення міжосьової відстані, мм,

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h ,$$

де h – висота перерізу паса, для паса перерізу Б $h = 10,5$ мм (табл. 3.1).

$$a_{\min} = 0,55(200 + 500) + 10,5 = 395,5 \text{ мм.}$$

Максимальне значення міжосьової відстані, мм,

$$a_{\max} = (d_1 + d_2).$$

$$a_{\max} = (200 + 700) = 700 \text{ мм.}$$

Орієнтовно приймаємо $a = 1,1d_2 = 550$ мм (табл. 3.2).

Розрахункова довжина паса, мм,

$$L \approx 2a + 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

$$L = 2 \cdot 550 + 0,5\pi(500 + 200) + \frac{(500 - 200)^2}{4 \cdot 550} = 2240,5 \text{ мм.}$$

За стандартом приймаємо $L = 2240$ мм (табл. 3.1).

Уточнена міжосьова відстань, мм,

$$a = \frac{2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}.$$

$$a = \frac{2 \cdot 2240 - \pi(500 + 200) + \sqrt{[2 \cdot 2240 - \pi(500 + 200)]^2 - 8(500 - 200)^2}}{8} = 550 \text{ мм}$$

Кут охоплення пасом меншого шківa, град,

$$\alpha = 180^\circ - \frac{57(d_2 - d_1)}{a}.$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{57(500 - 200)}{550} = 149^\circ \geq 120^\circ.$$

Визначення кількості пасів

Колова швидкість паса, м/с,

$$V = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{2}.$$

$$V = \frac{\pi \cdot 1440 \cdot 0,2}{60} = 15,08 \text{ м/с.}$$

Потужність, що передається одним пасом, кВт,

$$P_p = \frac{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_i}{C_p},$$

де P_0 – номінальна потужність, передана одним пасом в умовах типової передачі, $P_0 = 5,0$ кВт (рис. 3.4);

C_p – коефіцієнт режиму навантаження, приймаємо $C_p = 1,1$ (табл. 3.3);

C_α – коефіцієнт кута охоплення, приймаємо $C_\alpha = 0,92$ (табл. 3.4);

C_L – коефіцієнт довжини паса, $C_L = 1$ (рис. 3.5);

C_i – коефіцієнт, що враховує передаточне число, $C_i = 1,13$ (рис. 3.6).

$$P_p = \frac{5 \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 1,13}{1,1} = 4,73 \text{ кВт.}$$

Кількість пасів

$$z = \frac{P_1}{P_p \cdot C_z},$$

де C_z – коефіцієнт, що враховує кількість пасів, припускаючи, що кількість пасів буде 2..3, приймаємо $C_z = 0,95$ (табл. 3.5).

$$z = \frac{6,84}{4,73 \cdot 0,95} = 1,52.$$

Приймаємо $z = 2$.

Сили в клинопасовій передачі

Колова сила, Н,

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}.$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 45,36}{0,2} = 453,6 \text{ Н.}$$

Відцентрова сила, Н,

$$F_V = q \cdot V^2,$$

де q – маса одного метра паса, для паса перерізу Б $q = 0,18 \text{ кг/м}$ (табл. 3.1).

$$F_V = 0,18 \cdot 15,08^2 = 40,93 \text{ Н.}$$

Сила попереднього натягу паса, Н,

$$F_0 = \frac{0,85 P_1 \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_i} + F_V.$$

$$F_0 = \frac{0,85 \cdot 6,84 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 1}{2 \cdot 15,08 \cdot 0,92 \cdot 1,13} + 40,93 = 244,9 \text{ Н.}$$

Натяг у ведучій гілці, Н,

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z}.$$

$$F_1 = 244,9 + \frac{453,6}{2 \cdot 2} = 358,3 \text{ Н.}$$

Натяг у веденій гілці, Н,

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z}.$$

$$F_2 = 244,9 - \frac{453,6}{2 \cdot 2} = 131,5 \text{ Н.}$$

Сила, що діє на вал, Н,

$$F_r = 2F_0 \cdot z \cdot \cos \frac{(180 - \alpha)}{2} - 2F_V \cdot z.$$

$$F_r = 2 \cdot 244,9 \cdot 2 \cdot \cos \frac{(180-149)}{2} - 2 \cdot 40,93 \cdot 2 = 780 \text{ Н.}$$

Перевірні розрахунки пасової передачі

Перевірка довговічності паса

Частота набігання паса на ведучий шків, с^{-1} ,

$$U = \frac{V \cdot 10^3}{L}.$$

$$U = \frac{15,08 \cdot 10^3}{2240} = 7 \text{с}^{-1}.$$

Оскільки $U = 7 \text{с}^{-1} \leq [U] = 10 \dots 20 \text{с}^{-1}$, довговічність паса забезпечена.

Перевірка міцності паса

Напруження розтягу, МПа,

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2zA},$$

де A – площа поперечного перерізу паса, для паса Б $A = 138 \text{мм}^2$ (табл. 3.1).

$$\sigma_1 = \frac{244,9}{138} + \frac{453,6}{2 \cdot 2 \cdot 138} = 2,6 \text{ МПа.}$$

Напруження згину, МПа,

$$\sigma_u = E_u \frac{h}{d_1},$$

де E_u – модуль пружності матеріалу паса, $E_u = 80 \text{ МПа}$;

h – висота перетину паса, для паса Б $h = 10,5 \text{ мм}$ (табл. 3.1);

d_1 – діаметр ведучого шківа, $d_1 = 200 \text{ мм}$.

$$\sigma_u = 80 \frac{10,5}{200} = 4,2 \text{ МПа.}$$

Напруження від відцентрових сил, МПа,

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6},$$

де ρ – щільність матеріалу паса, $\rho = 1300 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$,

$$\sigma_V = 1300 \cdot 15,08^2 \cdot 10^{-6} = 0,3 \text{ МПа.}$$

Максимальні напруження в перерізі ведучої гілки, МПа,

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_V,$$

$$\sigma_{\max} = 2,6 + 4,2 + 0,3 = 7,1 \text{ МПа.}$$

Оскільки $\sigma_{\max} = 7,1 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 10 \text{ МПа}$, міцність паса достатня.

Визначення конструктивних розмірів шківів

Ширина шківа M , мм,

$$M = (z - 1)e + 2f,$$

де z – кількість клинових пасів, $z = 2$;

$e = 19$ мм (табл. 3.6);

$f = 12,5$ мм (табл. 3.6).

$$M = (2 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 44 \text{ мм.}$$

Товщина обода чавунного шківа δ , мм,

$$\delta = (1,1 \dots 1,3)h.$$

$$\delta = 11,55 \dots 13,65 \text{ мм.}$$

Приймаємо $\delta = 12$ мм.

Товщина диска c , мм,

$$c = (1,0 \dots 1,2)\delta.$$

$$c = 12 \dots 14,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо $c = 14$ мм.

Діаметр маточини, мм:

ведучого шківа

$$d_{.m1} = 1,6d_\delta + 10;$$

$$d_{m1} = 1,6 \cdot 38 + 10 \approx 70 \text{ мм};$$

веденого шківа

$$d_{m2} = 1,6d_p + 10;$$

$$d_{m2} = 1,6 \cdot 30 + 10 \approx 58 \text{ мм}.$$

Довжина маточини:

ведучого шківа

$$l_{m1} = (1,2 \dots 1,5)d_d;$$

$$l_{m1} = 45,6 \dots 57 \text{ мм},$$

приймаємо $l_{m1} = 55 \text{ мм};$

веденого шківа

$$l_{m2} = (1,2 \dots 1,5)d_p;$$

$$l_{m2} = 36 \dots 45 \text{ мм},$$

приймаємо $l_{m2} = 45 \text{ мм}.$

4. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

4.1. Загальні відомості

Принцип дії ланцюгової передачі заснований на зачепленні ланцюга 1 і зірочок 2 (рис. 4.1).

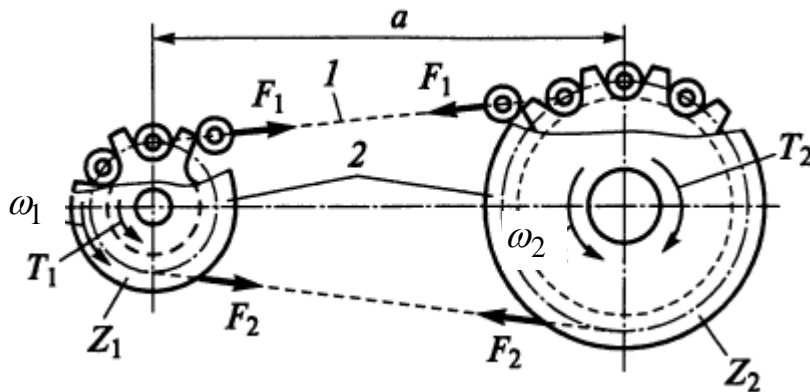


Рис. 4.1

Принцип зачеплення та висока міцність сталевого ланцюга забезпечують велику навантажувальну спроможність ланцюгової передачі. Відсутність ковзання і буксування забезпечує сталість передаточного числа (середнього за оборот) і можливість роботи при короткочасних перевантаженнях.

Принцип зачеплення не вимагає попереднього натягу ланцюга, що зменшує навантаження на опори. Ланцюгові передачі можуть працювати при невеликих міжосьових відстанях і великих передаточних відношеннях, а також передавати потужність від одного ведучого вала декільком веденим.

Основною причиною недоліків ланцюгової передачі є те, що ланцюг, який складається з окремих жорстких ланок, розташовується на зірочці не по колу, а по багатокутнику. Звідси виникає зношення шарнірів ланцюга, шум і додаткові динамічні навантаження. Тому в комбінаціях з зубчастими передачами їх застосовують на тихохідних ступенях. Ланцюгові передачі потребують організацію системи змащення.

Ланцюгові передачі застосовують при значних міжосьових відстанях і швидкостях менше 15-20 м/с, якщо швидкість більша за 35 м/с, застосовують зубчасті ланцюги (набір пластин із двома зубоподібними виступами).

Розрізняють втулкові, роликові та зубчасті (пластинчасті) ланцюги. Роликові ланцюги застосовується при швидкостях до 20 м/с. Використовують одно-, дво-, три-, чотирирядні ланцюги. Втулкові ланцюги мають меншу масу, але зношення ланцюга та зірочок більше, ніж у роликових. Зубчасті ланцюги завдяки реалізації принципу внутрішнього зачеплення ланок із зубцями зірочок застосовуються при швидкостях до 35 м/с, можуть бути широкими та передавати більші навантаження.

4.2. Розрахунок ланцюгової передачі Вибір роликового ланцюга

Вихідними даними для проектування клинопасової передачі є:

P_1 – потужність на вхідному валу, кВт;

n_1 – частота обертання вхідного вала, хв^{-1} ;

u – передаточне число передачі;

η – ККД передачі.

Залежно від передаточного числа за табл. 4.1 призначаємо кількість зубців ведучої зірочки. Доцільно обирати непарну кількість зубців малої зірочки.

Таблиця 4.1

u	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	> 6
z_1	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15

Кількість зубців веденої зірочки:

$$z_2 = z_1 \cdot u < z_{2\max} = 100 \dots 200.$$

Отримане значення треба округлити до цілого числа, при цьому доцільно обирати парна кількість зубців великої зірочки. Фактичне передаточне число

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \quad (4.1)$$

Відхилення від заданого умовами проектування не повинно перевищувати 4 %.

Розрахункова потужність ланцюгової передачі, кВт,

$$P_p = P_1 \cdot K_e \cdot K_z \cdot K_n, \quad (4.2)$$

де P_1 – потужність на ведучій зірочці, кВт,

K_e – коефіцієнт експлуатації;

K_z – коефіцієнт кількості зубців;

K_n – коефіцієнт частоти обертання.

Коефіцієнт експлуатації

$$K_e = K_d \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_{per} \cdot K_z \cdot K_{реж}, \quad (4.3)$$

де K_d – коефіцієнт динамічного навантаження (табл. 4.2);

K_a – коефіцієнт міжосьової відстані (табл. 4.2);

K_H – коефіцієнт нахилу ланцюга до горизонту (табл. 4.2);

K_{per} – коефіцієнт способу регулювання натягу ланцюга (табл. 4.2);

K_z – коефіцієнт змащення та забруднення передачі (запилене приміщення) (табл. 4.2),

$K_{реж}$ – коефіцієнт режиму або тривалості роботи протягом доби (табл. 4.2).

Коефіцієнт кількості зубців

$$K_z = \frac{z_{01}}{z_1}, \quad (4.4)$$

де z_{01} – кількість зубців ведучої зірочки типової ланцюгової передачі, $z_{01} = 25$.

Коефіцієнт частоти обертання

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1}, \quad (4.5)$$

де n_{01} – найближча до розрахункової частота обертання з ряду 50, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1600 хв⁻¹ (табл. 4.2).

Таблиця 4.2

Умови роботи		Значення коефіцієнтів
Навантаження рівномірне чи близьке до нього		$K_d \approx 1$
Навантаження змінне		$K_d \approx 1,2 \dots 1,5$
$a = (30 \dots 50) p_{\text{ц}}$		$K_a = 1$
$a \leq 25 p_{\text{ц}}$		$K_a = 1,25$
$a = (60 \dots 80) p_{\text{ц}}$		$K_a = 0,8$
Лінія центрів зірочок нахилена до горизонту: до 60°		$K_H \approx 1$
більше 60°		$K_H \approx 1,25$
Розташування осі регулюється: однією з зірочок		$K_{\text{рег}} \approx 1$
відтяжними зірочками чи натискними роликками		$K_{\text{рег}} \approx 1,1$
не регулюється		$K_{\text{рег}} \approx 1,25$
Виробництво	Змащення (табл. 4.3)	
без пилу	I	$K_3 \approx 0,8$
	II	$K_3 \approx 1$
	II	$K_3 \approx 1,3$
	III	$K_3 \approx 1,8$ до $V = 4$ м/с
запилене	III	$K_3 \approx 3$ до $V = 7$ м/с
	III	$K_3 \approx 3$ до $V = 4$ м/с
брудне		$K_3 \approx 6$ до $V = 7$ м/с
	IV	$K_3 \approx 6$ до $V = 4$ м/с
однозмінне		$K_{\text{реж}} = 1$
двозмінне		$K_{\text{реж}} = 1,25$
тризмінне		$K_{\text{реж}} = 1,45$

За умови $P_p < [P_p]$, де $[P_p]$ – допустима потужність при частоті обертання малої зірочки n_{01} і $z_{01} = 25$, за табл. 4.4 обирається стандартний ланцюг. При обранні кроку ланцюга p_l має виконуватись умова, мм,

$$p_l < [p_l]_{\text{max}}, \quad (4.6)$$

де $[p_l]_{\text{max}}$ – найбільший допустимий крок ланцюга, що забезпечує прийнятну динаміку роботи передачі (табл. 4.5).

Таблиця 4.3

Кількість мастила	Змащення ланцюгових передач при коловій швидкості V , м/с			
	< 4	< 7	< 12	≥ 12
I – добра	Краплинна 4...10 крап/хв	У мастиль- ній ванні	Циркуля- ційна під тиском	Розбризку- ванням
II – задовіль- на	Густа внутріш- ньошарнірна. Просочення ланцюга через 120...180 год	Крап- линна 20 крап/хв	У мастиль- ній ванні	Циркуля- ційна під тиском
III – недо- статня	Періодична через 6..8 год			
IV – робота без змащення	Допускається при швидкості до 0,07 м/с			

Таблиця 4.4

Приводні роликіві однорядні ланцюги типу ПР ГОСТ 13568-75	Крок p_n , мм	Діаметр валика d , мм	Довжина втулки B , мм	$[P_p]$, кВт, при частоті обертання малої зірочки n_{01} , хв ⁻¹ , і $z_{01} = 25$							
				50	200	400	600	800	1000	1200	1600
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ПР-12,7-9000** ⁻²	12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20
ПР-12,7-18000-1	12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
ПР-12,7-18000-2*	12,7	4,45	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
ПР-15,875-23000-1	15,875	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65

Продовження табл. 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ПР-15,875-23000-2	15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
ПР-19,05-32000*	19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
ПР-25,4-56700*	25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
ПР-31,75-88500*	31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	–
ПР-38,1-127000	38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108	–
ПР-44,45-172400*	44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	–	–	–
ПР50,8-226800*	50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157	–	–	–

Примітки: * Ланцюги можуть виготовляти також дворядними і трирядними.

** Руйнівне навантаження Q, Н.

Таблиця 4.5

Частота обертання $n_1, \text{хв}^{-1}$ роликові ланцюги при $z_1 \geq 15$ зубчасті ланцюги при $z_1 \geq 17$	1250	1000	900	800	630	500	400	300
	3300	2650	2200	1650	1320	–	–	–
Найбільший допустимий крок ланцюга $[p_l]_{\max}, \text{мм}$	12,70	15,87	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,80

У випадку невиконання умови треба замінити однорядний ланцюг на багаторядний, при цьому

$$P'_p = \frac{P_p}{K_{\text{ряд}}} \leq [P_p], \quad (4.7)$$

де $K_{\text{ряд}}$ – коефіцієнт кількості рядків, що враховує нерівномірний розподіл навантаження за рядками ланцюга (табл. 4.6).

Таблиця 4.6

Кількість рядків	1	2	3	4
$K_{ряд}$	1	1,7	2,5	3

Визначення геометричних параметрів передачі

Швидкість ланцюга, м/с,

$$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot p_l}{60 \cdot 1000}, \quad (4.8)$$

де z_1 – кількість зубців малої зірочки;

n_1 – частота обертання малої зірочки;

p_l – крок ланцюга.

Приблизне значення міжосьової відстані, мм,

$$a = (30 \dots 50) p_l. \quad (4.9)$$

Кількість ланок ланцюга (довжина ланцюга в кроках)

$$L_p = \frac{2a}{p_l} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 \cdot \frac{p_l}{a}. \quad (4.10)$$

Отримане значення потрібно округлити до найближчого парного цілого числа.

Уточнене значення міжосьової відстані, мм,

$$a = \frac{p_l}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (4.11)$$

Оскільки передача краще працює при невеликому провисанні веденої гілки, рекомендують зменшувати міжосьову відстань на $\Delta a = 0,003a$ мм.

Ділильні діаметри зірочок, мм,

$$D = \frac{p_l}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}. \quad (4.12)$$

Діаметри виступів зірочок, мм,

$$D_e = p_l \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} + 0,5 \right). \quad (4.13)$$

Діаметри западин зірочок, мм,

$$D_i = D - 2(0,5025d_1 + 0,02), \quad (4.14)$$

де d_1 – діаметр ролика (табл. 4.7).

Таблиця 4.7

p_l , мм	$B_{вн}$, мм	A , мм ²	d_1 , мм	h , мм	q , кг/м
12,7	5,4	17,9	8,51	11,8	0,75
15,875	9,65	55	10,16	14,8	1,0
19,05	12,5	105	11,91	18,2	1,9
25,4	14,88	180	15,88	24,2	2,6
31,75	19,05	260	19,05	30,2	3,8
38,1	25,4	395	22,23	36,2	5,5
44,45	25,4	475	25,40	42,4	7,5
50,8	31,75	645	28,58	48,3	9,7

Визначення сил у ланцюговій передачі

Колова сила, Н,

$$F_t = \frac{P_1}{V}, \quad (4.15)$$

де P_1 – потужність на ведучій зірочці, Вт;

V – швидкість ланцюга, м/с;

Натяг від відцентрових сил, Н,

$$F_v = q \cdot V^2, \quad (4.16)$$

де q – маса одиниці довжини ланцюга, кг/м (табл. 4.7).

Сила попереднього натягу від маси ланцюга, Н,

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q \cdot g, \quad (4.17)$$

де K_f – коефіцієнт провисання, який залежить від положення ланцюга (табл. 4.8);

a – довжина веденої гілки ланцюга, приблизно дорівнює міжосьовій відстані, м;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Таблиця 4.8

При горизонтальному розташуванні ланцюгів	$K_f = 6$
При розташуванні ланцюгів під кутом 40 ⁰ до горизонту	$K_f = 3$
При вертикальному розташуванні ланцюгів	$K_f = 1$

Примітка. Коефіцієнти надані для рекомендованих значень стріли провисання $f \approx 0,01 \dots 0,02$. При збільшенні f значення K_f зменшується.

Сила тиску ланцюга на опори, Н,

$$F_{on} = K_d F_t + 2F_0 . \quad (4.18)$$

Перевірка відсутності резонансу

Критична частота обертання, хв⁻¹,

$$n_{1k} = \frac{30}{z_1 \cdot a} \sqrt{\frac{F_1}{q}} , \quad (4.19)$$

де F_1 – натяг ведучої гілки, який можна прийняти $F_1 \approx F_t$, Н;

a – міжосьова відстань, м.

Якщо $n_{1k} < n_1$, резонанс відсутній.

Визначення кількості ударів ланцюга

Кількість ударів ланцюга в секунду по зубцях ведучої зірочки, с⁻¹,

$$W = \frac{z_1 \cdot n_1}{15L_p} , \quad (4.20)$$

Число ударів ланцюга W не повинно перевищувати допустимого значення $[W]$, визначуваного за табл. 4.9.

Таблиця 4.9

Тип ланцюга	Значення $[W]$ при кроці ланцюга p_L							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Втулковий, роликівий	60	50	35	30	25	20	15	15
Зубчастий	80	65	50	30	25	–	–	–

Перевірка зносостійкості ланцюга

Достатність зносостійкості шарнірів ланцюга оцінюють за виконанням умови

$$p \leq \frac{[p_0]}{K_e}, \quad (4.21)$$

де p – тиск у шарнірах ланцюга, МПа;

$[p_0]$ – допустимий тиск у шарнірах ланцюга, МПа (табл. 4.10).

Тиск у шарнірах ланцюга, МПа,

$$p = \frac{K_d F_t + F_0 + F_v}{A}, \quad (4.22)$$

де A – площа опорної поверхні, мм² (табл. 4.7).

Перевірка статичної міцності ланцюги

Умова статичної міцності ланцюга

$$n = \frac{Q}{K_d F_t + F_v + F_0} \geq [n], \quad (4.23)$$

де n – коефіцієнт запасу міцності;

Q – руйнівне навантаження, Н (у табл. 4.3 наведене в умовному позначенні, наприклад для ПР–19,05–32000 $Q = 32000\text{Н}$);

$[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності (табл. 4.11).

Таблиця 4.10

Частота обертання ведучої зірочки n_1	Значення $[p]$, МПа, при кроці ланцюга p_L			
	12,7...15,875	19,05...25,4	31,75...38,1	44,45...50,8
50	34,3	34,3	34,3	34,3
200	30,9	29,4	28,1	25,7
400	28,1	25,7	23,7	20,6
600	25,7	22,9	20,6	17,2
800	23,7	20,6	18,1	14,7
1000	22,0	18,5	16,3	–
1200	20,6	17,2	14,7	–
1600	18,1	14,7	–	–
2000	16,3	–	–	–
2400	14,7	–	–	–
2800	13,4	–	–	–

Таблиця 4.11

Крок ланцюга p_L , мм	Значення $[n]$ при частоті обертання $n_1, \text{хв}^{-1}$, для втулкових і роликкових ланцюгів										
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
12,7...15,875	7	7,8	8,5	9,3	10,2	11	11,7	13,2	14,8	16,3	18
19,05...25,4	7	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14	16,3	–	–	–
31,75...38,1	7	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	–	–	–	–
44,45...50,8	7	9,3	11,7	14	16,3	–	–	–	–	–	–

4.3. Приклад розрахунку ланцюгової передачі

Вихідні дані:

потужність на вхідному валу

$$P_1 = 6,5 \text{ кВт};$$

частота обертання вхідного вала

$$n_1 = 73,25 \text{ хв}^{-1};$$

передаточне число

$$u = 2,5,$$

лінія центрів передачі перебуває під кутом 30° до горизонту, передача відкрита, працює в пильному приміщенні в одну зміну, регулюється періодичним підтягуванням, ланцюг роликковий.

Вибір ланцюга

Призначаємо кількість зубців ведучої зірочки $z_1=25$ (табл. 4.1).

Кількість зубців веденої зірочки

$$z_2 = z_1 \cdot u .$$

$$z_2 = 25 \cdot 2,5 = 62,5 .$$

Приймаємо $z_2 = 62$.

Фактичне передаточне число

$$u = \frac{z_2}{z_1} .$$

$$u = \frac{62}{25} = 2,48 .$$

Відхилення передаточного числа складає

$$\Delta u = \left| \frac{u_{\phi} - u}{u} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{2,48 - 2,5}{2,5} \right| \cdot 100\% = 0,8\% < 4\% .$$

Розрахункова потужність

$$P_p = P_1 \cdot K_e \cdot K_z \cdot K_n < [P_p] ,$$

де K_e – коефіцієнт експлуатації;

K_z – коефіцієнт кількості зубців;

K_n – коефіцієнт частоти обертання.

Коефіцієнт експлуатації

$$K_{\phi} = K_{\delta} \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_{per} \cdot K_z \cdot K_{реж} ,$$

де K_{δ} – коефіцієнт динамічного навантаження, при навантаженні близькому до рівномірного приймаємо $K_{\delta} = 1$ (табл. 4.2);

K_a – коефіцієнт міжосьової відстані, приймаємо $K_a = 1$ (табл. 4.2);

K_H – коефіцієнт нахилу ланцюга до горизонту, при нахилі до 60° приймаємо $K_H = 1$ (табл. 4.2);

K_{per} – коефіцієнт способу регулювання натягу ланцюга, при періодичному підтягуванні приймаємо $K_{per} = 1,25$ (табл. 4.2);

K_3 – коефіцієнт змащення та забруднення передачі враховуючи запилене приміщення, приймаємо $K_3=1,8$ (табл. 4.2);

$K_{реж}$ – коефіцієнт режиму або тривалості роботи протягом доби, при роботі в одну зміну приймаємо $K_{реж}=1$ (табл. 4.2).

$$K_9 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,8 \cdot 1 = 2,25.$$

Коефіцієнт кількості зубців

$$K_z = \frac{z_{01}}{z_1}.$$

$$K_z = \frac{25}{25} = 1.$$

Коефіцієнт частоти обертання

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1}.$$

$$K_n = \frac{50}{73,25} = 0,683.$$

$$P_p = 1 \cdot 6,5 \cdot 2,25 \cdot 0,683 = 9,983 \text{ кВт.}$$

За табл. 4.3 для прийнятих $n_{01} = 50 \text{ хв}^{-1}$ і $P_p = 9,983 \text{ кВт}$ призначаємо роликівий однорядний ланцюг ПР–38,1–127000 з кроком $p_L = 38,1 \text{ мм}$.

При цьому $p_L = 38,1 \text{ мм} < [p_u]_{\max} = 50,8 \text{ мм}$ (табл. 4.4).

Визначення геометричних параметрів передачі

Колова швидкість ланцюга, м/с,

$$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot p_L}{60}.$$

$$V = \frac{25 \cdot 73,25 \cdot 38,1 \cdot 10^{-3}}{60} = 1,16 \text{ м/с.}$$

Приблизне значення міжосьової відстані, мм,

$$a = (30 \dots 50) p_u = 40 p_u .$$

$$a = 40 p_u = 40 \cdot 38,1 = 1524 \text{ мм.}$$

Кількість ланок ланцюга (довжина ланцюга в кроках), мм,

$$L_p = \frac{2a}{p_l} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 \cdot \frac{p_l}{a}.$$

$$L_p = \frac{2 \cdot 1524}{38,1} + \frac{25 + 62}{2} + \left(\frac{62 - 25}{2} \right)^2 \cdot \frac{38,1}{1524} = 131,55.$$

Округляємо до цілого парного числа $L_p = 132$.

Уточнена міжосьова відстань, мм,

$$a = \frac{p_l}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

$$a = \frac{38,1}{4} \left[132 - \frac{25 + 62}{2} + \sqrt{\left(132 - \frac{25 + 62}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{62 - 25}{2\pi} \right)^2} \right] = 1671,8 \text{ мм.}$$

Оскільки передача краще працює при невеликому провисанні веденої гілки, зменшуємо міжосьову відстань на $\Delta a = 0,003a = 0,003 \cdot 1671,8 \approx 5$ мм. Остаточну призначаємо $a = 1667$ мм.

Ділильні діаметри зірочок, мм,

$$D = \frac{p_l}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}.$$

$$D_1 = \frac{38,1}{\sin\left(\frac{180}{25}\right)} = 304 \text{ мм.}$$

$$D_2 = \frac{38,1}{\sin\left(\frac{180}{62}\right)} = 752,2 \text{ мм.}$$

Діаметри виступів зірочок, мм,

$$D_e = p_l \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_1} + 0,5 \right).$$

$$D_{e1} = 38,1 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{25} + 0,5 \right) = 320,6 \text{ мм.}$$

$$D_{e2} = 38,1 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{62} + 0,5 \right) = 770,3 \text{ мм.}$$

Діаметри западин зірочок, мм,

$$D_i = D - 2(0,5025d_1 + 0,02),$$

де d_1 – діаметр ролика ланцюга, $d_1 = 22,23$ мм (табл. 4.7).

$$D_{i1} = 304 - 2(0,5025 \cdot 22,23 + 0,02) = 281,6 \text{ мм.}$$

$$D_{i2} = 752,2 - 2(0,5025 \cdot 22,23 + 0,02) = 729,85 \text{ мм.}$$

Визначення сил у ланцюговій передачі

Колова сила, Н,

$$F_t = \frac{P_1}{V}.$$

$$F_t = \frac{6,5 \cdot 10^3}{1,16} = 5603 \text{ Н.}$$

Натяг від відцентрових сил, Н,

$$F_v = q \cdot V^2,$$

де q – маса одиниці довжини ланцюга, $q = 5,5$ кг/м (табл. 4.7).

$$F_v = 5,5 \cdot 1,16^2 = 7,4 \text{ Н.}$$

Сила попереднього натягу від маси ланцюга, мм.

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q \cdot g,$$

де K_f – коефіцієнт провисання, при куті нахилу 30° приймаємо $K_f = 3$ (табл. 4.8);

a – довжина веденої гілки ланцюга, яка приблизно дорівнює міжосьовій відстані.

$$F_0 = 3 \cdot 1,667 \cdot 5,5 \cdot 9,8 = 269,5 \text{ Н.}$$

Сила тиску ланцюга на опори, Н,

$$F_{on} = K_d F_t + 2F_0.$$

$$F_{on} = 1 \cdot 5603 + 2 \cdot 269,5 = 6142 \text{ Н.}$$

Перевірка відсутності резонансу

Критична частота обертання

$$n_{1k} = \frac{30}{z_1 \cdot a} \sqrt{\frac{F_1}{q}},$$

де F_1 – натяг ведучої гілки, приймаємо $F_1 \approx F_t = 5603$ Н.

$$n_{1k} = \frac{30}{25 \cdot 1,667} \sqrt{\frac{5603}{5,5}} = 22,98 \text{ хв}^{-1}.$$

Оскільки $n_{1k} = 22,98 \text{ хв}^{-1} < n_1 = 73,25 \text{ хв}^{-1}$, резонанс відсутній.

Визначення кількості ударів ланцюга

Кількість ударів ланцюга, с^{-1} ,

$$W = \frac{z_1 \cdot n_1}{15L_p}.$$

$$W = \frac{25 \cdot 73,25}{15 \cdot 132} = 0,925 \text{ с}^{-1}.$$

Оскільки $W = 0,925 \text{ с}^{-1} \leq [W] = 20 \text{ с}^{-1}$ (табл. 4.8), працездатність ланцюгової передачі забезпечена.

Перевірка зносостійкості ланцюга

Перевірка тиску шарнірів ланцюга:

$$p = \frac{K_d F_t + F_0 + F_v}{A} \leq [p],$$

де A – площа опорної поверхні, $A = 395 \text{ мм}^2$ (табл. 4.7);

$[p]$ – допустимий тиск у шарнірах ланцюга,

$$[p] \leq \frac{[p_0]}{K_e},$$

де $[p_0] = 34,3$ МПа (табл. 4.10).

$$[p] \leq \frac{34,3}{2,25} = 15,24.$$

$$p = \frac{1 \cdot 5603 + 269,5 + 7,4}{395} = 14,9 \text{ МПа} < [p] = 15,24 \text{ МПа}.$$

Перевірка статичної міцності ланцюга

Умова статичної міцності ланцюга

$$n = \frac{Q}{K_d F_t + F_v + F_0} \geq [n],$$

де n – коефіцієнт запасу міцності;

Q – руйнівне навантаження, для ланцюга ПР–38,1–127000
 $Q = 127000 \text{ Н}$ (табл. 4.5);

$[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності, $[n] = 7$
(табл. 4.11).

$$n = \frac{127 \cdot 10^3}{1 \cdot 5603 + 7,4 + 269,5} = 21,6 > [n] = 7.$$

Умова статичної міцності виконується.

5. ЕСКІЗНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДА

5.1. Загальні відомості

При ескізному проектуванні привода виконується проектування валів, зубчастих коліс і корпусу редуктора, вибір підшипників і муфт, якщо вони є в конструкції привода. Слід зазначити, що призначенні розміри мають бути округлені за стандартним рядом, наведеним у дод. 3.

5.2. Попередній розрахунок валів редуктора

Оскільки на даному етапі розрахунку відстані між опорами валів невідомі, орієнтовно діаметр вала в небезпечному перерізі визначається з умов міцності при крученні при знижених допустимих напруженнях.

Приблизне значення діаметра вихідного кінця вала, мм,

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} , \quad (5.1)$$

де T – крутний момент, Н·мм;

$[\tau]$ – допустимі напруження при крученні, для редукторних валів $[\tau]=15\dots20$ МПа. Менші значення для швидкохідних валів, більші – для тихохідних.

Якщо вхідний вал редуктора зв'язаний з двигуном, для цього вала з урахуванням результатів розрахунків приймають, мм,

$$d_1 = (0,8\dots1,2)d_e , \quad (5.2)$$

де d_e – діаметр вала електродвигуна, мм.

Раціонально на цьому етапі проектування обрати муфту і, якщо можливо, прийняти $d = d_e$, що полегшує монтаж муфти.

Діаметр вала під підшипник, мм,

$$d_n = d_1 + 2t , \quad (5.3)$$

де t – висота буртика (табл. 5.1).

При цьому треба враховувати значення діаметра внутрішнього кільця підшипника, для розмірів більших 20 мм це значення кратне 5 мм.

Таблиця 5.1

Рекомендовані розміри буртика та фасок										
<i>d</i>	17-22	24-30	32-38	40-44	45-50	52-58	60-65	67-75	80-85	90-95
<i>t*</i>	3 (1,5)	3,5 (1,8)	3,5 (2)	3,5 (2,3)	4 (2,3)	4,5 (2,5)	4,6 (2,7)	5,1 (2,7)	5,6 (2,7)	5,6 (2,9)
<i>r</i>	1,5	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4
<i>f</i>	1	1	1,2	1,2	1,6	2	2	2,5	2,5	3

Примітка. * У дужках розміри для конічних редукторів.

При визначенні діаметрів вхідного вала в черв'ячному редукторі треба водночас обирати підшипники, щоб виконувалась умова, мм,

$$D_{n\text{ідш}} > d_{a1},$$

де $D_{n\text{ідш}}$ – діаметр зовнішнього кільця підшипника, мм;

d_{a1} – діаметр вершин черв'яка, мм.

Діаметр вала під ущільнення $d_{уц}$ можна призначати такий самий, як і під підшипник або на 2...5 мм менший з урахуванням розмірів стандартних ущільнень.

На рис. 5.1 показані основні розміри валів редукторів.

Діаметр буртика для упору підшипника, мм,

$$d_{\text{бн}} = d_n + 3r, \quad (5.4)$$

де r – координата фаски підшипника, мм (табл. 5.1).

Для проміжного та вихідного валів двоступінчастого редуктора діаметр вала під колесо приймають

$$d_k = d_n + 3r. \quad (5.5).$$

Діаметр буртика під колесо

$$d_{\text{бк}} \geq d_k + 3f, \quad (5.6)$$

де f – розмір фаски (табл. 5.1).

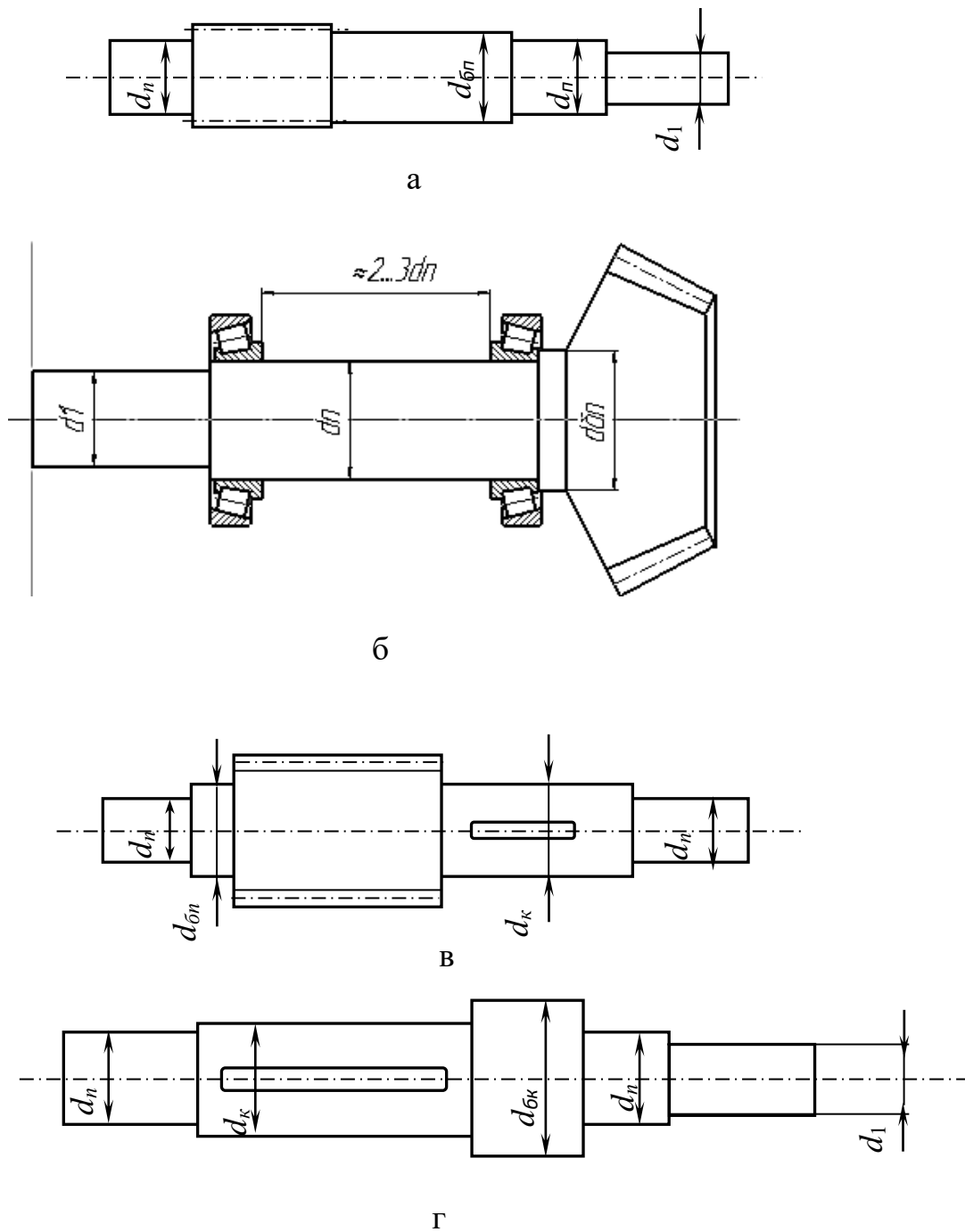


Рис. 5.1. Основні розміри валів редуктора:
 а) вхідний вал циліндричного редуктора; б) вхідний вал конічного редуктора; в) проміжний вал; г) вихідний вал

Довжини ділянок валів призначаються конструктивно з урахуванням конструкції редуктора, розміри радіусів скруглення та ширина фаски для циліндричних кінців валів наведені в табл. 5.2.

Таблиця 5.2

d , мм	20, 22, 25, 28	32, 36, 40, 45	50, 55, 60, 70	80, 90, 100
r , мм	1,6	2,0	2,5	3,0
f , мм	1,0	1,6	2,0	2,5

Усі розміри мають бути округлені за стандартним рядом (дод. 3). При виконанні компоувального креслення розміри можуть бути уточнені.

5.3. Вибір підшипників

У редукторах як опори валів застосовують підшипники кочення, основні види яких показані на рис. 5.2.

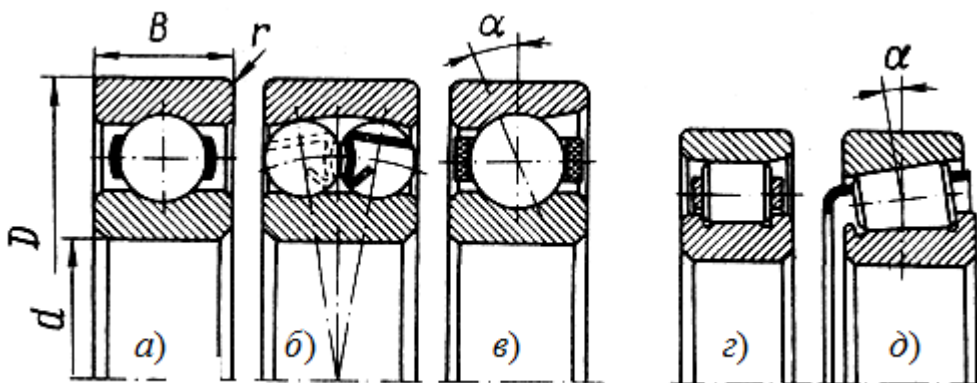


Рис. 5.2

Для опор валів прямозубих і косозубих циліндричних коліс з невеликим кутом нахилу ($\beta \leq 15^\circ$) найчастіше застосовують кулькові радіальні однорядні підшипники легкої чи середньої серії (рис. 5.2, а). У разі косозубих коліс з кутом нахилу $\beta > 15^\circ$ доцільно застосовувати кулькові радіально-упорні підшипники (рис. 5.2, в).

У конічних і конічно-циліндричних редукторах найбільш поширена схема встановлення конічної шестірні – на консолі вала, змонтованого на двох радіально-упорних підшипниках. При помірних швидкостях застосовують роликові конічні підшипники (рис. 5.2, д), а у швидкохідних редукторах – кулькові радіально-

упорні (рис. 5.2, в). Проміжний вал конічно-циліндричного редуктора, на якому розташоване конічне колесо, встановлюють на роликівих конічних підшипниках.

У черв'ячних і черв'ячно-циліндричних редукторах вал черв'яка встановлюється на кулькових радіально-упорних чи конічних підшипниках, при цьому при виборі підшипника повинно дотримуватись умови

$$D_{ni\partial u} > d_{a1},$$

де $D_{ni\partial u}$ – діаметр зовнішнього кільця підшипника, мм;

d_{a1} – діаметр вершин черв'яка, мм.

Вал черв'ячного колеса також доцільно встановлювати на кулькових радіально-упорних чи конічних підшипниках.

Таблиці підшипників наведені в дод. 4. При виборі підшипників треба зазначити їхні основні параметри:

діаметр внутрішнього кільця підшипника d , мм;

діаметр зовнішнього кільця підшипника D , мм;

ширина підшипника B , мм;

динамічна вантажопідйомність C , Н;

статична вантажопідйомність C_0 , Н;

для конічних підшипників при можливості зазначити коефіцієнти e та Y , для кулькових радіально-упорних – кут α .

5.4. Конструювання коліс редукторів

Конструювання циліндричних коліс

Форма зубчастого колеса може бути плоскою, втопленою чи з виступною маточиною.

Розміри, визначені при розрахунку коліс зубчастої передачі:

ширина колеса b_2 , мм;

для кращої припрацювання ширина шестірні

$$b_1 = b_2 + (3 \dots 8);$$

ділильні діаметри, мм,
шестірні d_1 ,

колеса	d_2 ;
діаметри кіл вершин, мм,	
шестірні	d_{a1} ,
колеса	d_{a2} ;
діаметри кіл западин,	
шестірні	d_{f1} ,
колеса	d_{f2} .

Основні конструктивні розміри циліндричних коліс показані на рис. 5.3.

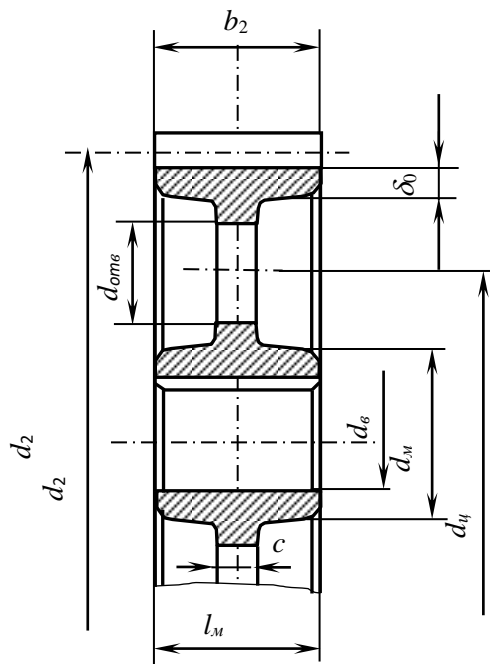


Рис. 5.3. Конструювання циліндричних зубчастих коліс

Довжина маточини, мм,

$$l_M = (0,8 \dots 1,2) \cdot b_2, \quad (5.7)$$

де b_2 – ширина зубчастого вінця.

Діаметр отвору колеса d_g дорівнює діаметру вала під колесом.

Діаметр маточини колеса, мм.

$$d_M = 1,6d_g. \quad (5.8)$$

Товщина торців колеса δ_0 , мм,

$$\delta_0 = (2 \dots 4)m, \quad (5.9)$$

де m – модуль зачеплення, мм.

Товщина диска колеса c , мм,

$$c = (0,35 \dots 0,4)b_2. \quad (5.10)$$

На торцях зубчастого вінця виконують фаски.

Розмір фаски f , мм,

$$f \approx (0,6 \dots 0,7)m. \quad (5.11)$$

Отримане значення округлити до стандартного значення за табл. 5.3.

Таблиця 5.3

d , мм	20...30	30...40	40...50	50...80	80...120	120...150	150...250	250...500
f , мм	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

Для зменшення маси зубчастих коліс великих розмірів у дисках виконують отвори діаметром, мм,

$$d_{отв} = \frac{d_{f2} - 2\delta_0 - d_m}{4}. \quad (5.12)$$

Діаметр кола, на якому виконуються отвори, мм,

$$d_{ц} = \frac{d_{f2} - 2\delta_0 + d_m}{2}. \quad (5.13)$$

Усі розміри мають бути округлені за стандартним рядом (дод. 2) або до цілого числа.

Конструювання зубчастих шестірень

Можливі два конструктивні виконання шестірень зубчастих передач: як одне ціле з валом (вал-шестірня) та окремо від нього (насадна шестірня). Більш раціональною конструкцією є вал-

шестірня. Якість (жорсткість, точність, надійність) вала-шестірні (рис. 5.1, а, б, в) вище, оскільки нема з'єднання вала з шестірнею і, як наслідок, менше можливих похибок і відмов. Також вартість виготовлення валів-шестірень нижча, ніж у разі насадної шестірні.

При виготовленні вала-шестірні зубці зубчастої передачі нарізаються на валу. Якщо зовнішній діаметр циліндричної шестірні мало відрізняється від діаметра вала, вали-шестірні виконують так, як показано на рис. 5.4. Вихід фрези $l_{вих}$ визначається графічно за діаметром фрези D_e , який визначається залежно від модуля m за табл. 5.4.

Таблиця 5.4

Діаметри фрез для нарізання зовнішніх зубців

Ступінь точності передачі	Діаметр фрези D_e при модулі m					
	2...2,25	2,5...2,75	3...3,75	4...4,5	5...5,5	6...7
7	90	100	112	125	140	160
8...10	70	80	90	100	112	125

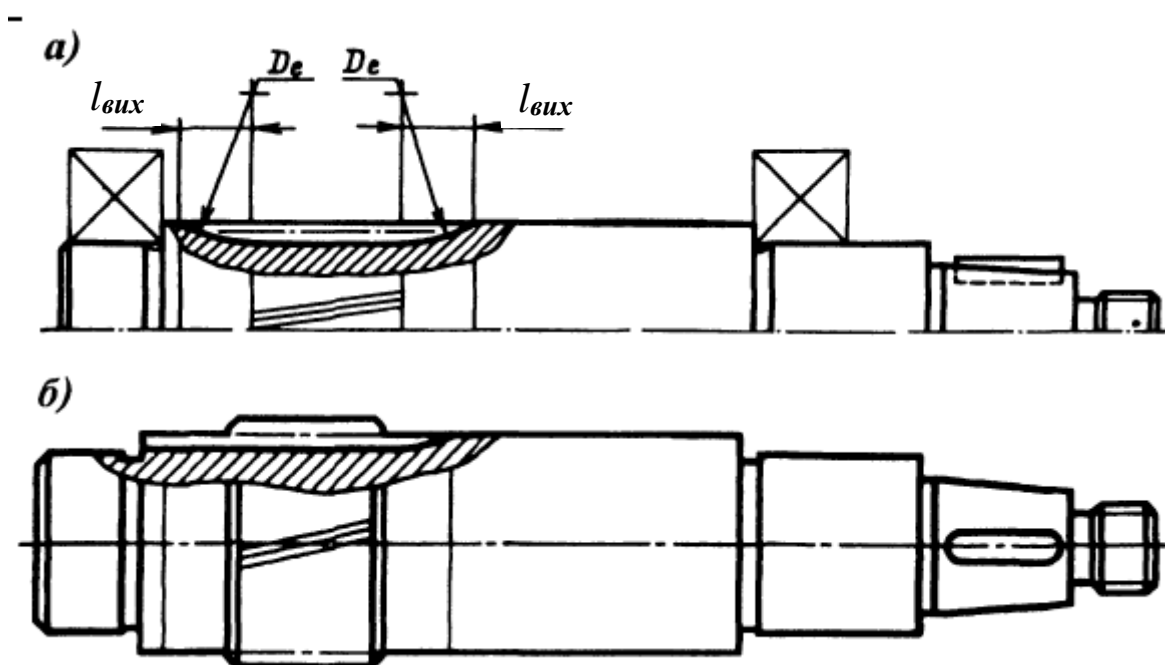


Рис. 5.4

Конструювання конічних коліс

Розміри, визначені при розрахунку зубчастої передачі:
ширина зубчастого вінця b_2 ;

ділильні діаметри в зовнішньому торцевому перерізі, мм,
шестірні d_{e1} ,
колеса d_{e2} ;

діаметри вершин у зовнішньому торцевому перерізі, мм,
шестірні d_{ae1} ,
колеса d_{ae2} ;

діаметри западин у зовнішньому торцевому перерізі, мм,
шестірні d_{fe1} ,
колеса d_{fe2} ;

зовнішня конусна відстань R_e .

Основні конструктивні розміри конічних коліс показані на рис. 5.5.

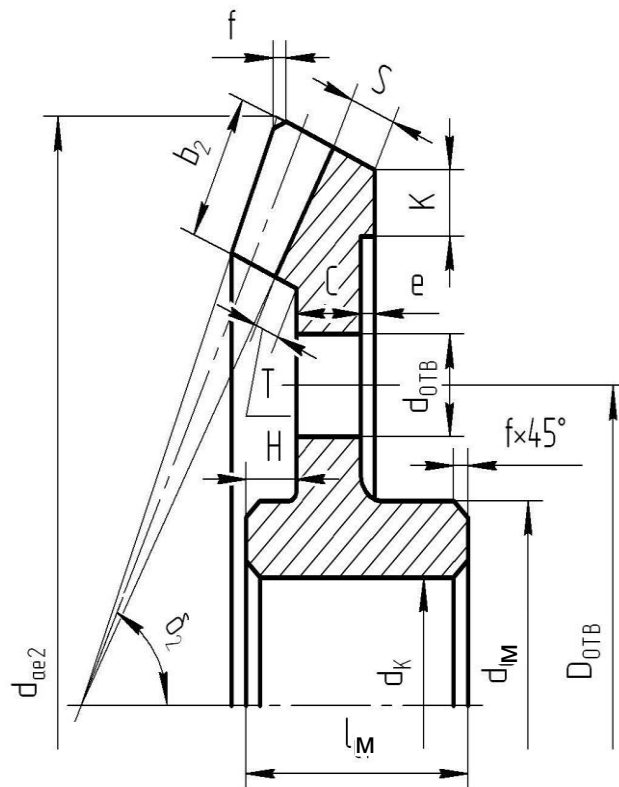


Рис. 5.5. Конструювання конічних зубчастих коліс

Довжина та діаметр маточини визначають так само, як і для циліндричних коліс.

Товщина торців колеса, мм,

$$S = 2,5m_{te} + 2, \quad (5.14)$$

де m_{te} – торцевий модуль колеса в зовнішньому торцевому перерізі, мм.

Товщина диска колеса c , мм,

$$C = (0,1 \div 0,17)R_e. \quad (5.15)$$

Розміри диска, мм,

$$T = 1,2m_{te},$$

$$K = 0,6b_2,$$

$$e = 1 \dots 2 \text{ мм.}$$

Розмір фаски f , мм,

$$f \approx 0,5m_{te}. \quad (5.16)$$

Отримане значення округлити до стандартного значення за табл. 5.4. Крім того, усі розміри мають бути округлені за стандартним рядом (дод. 2) або до цілого числа.

Конструювання черв'ячних коліс

Розміри, визначені при розрахунку черв'ячної передачі:

ділильний діаметр черв'яка, мм,	d_1 ;
діаметр вершин витків черв'яка, мм,	d_{a1} ;
діаметр западин витків черв'яка, мм,	d_{f1} ;
ділильний діаметр колеса, мм,	d_2 ;
діаметр вершин зубців колеса, мм,	d_{a2} ;
діаметр западин зубців колеса, мм,	d_{f2} .
найбільший діаметр черв'ячного колеса, мм,	d_{aM2} ;
ширина черв'ячного вінця, мм,	b_2 ;
довжині нарізаної частини черв'яка, мм,	b_1 .

Черв'ячні колеса найчастіше виконують складними: центр колеса виготовляють зі стали чи сірого чавуну, а черв'ячний вінець – з бронзи. З'єднання вінця з центром має забезпечувати передачу великого крутного моменту і порівно невеликої осьової

сили. При одиничному та дрібносерійному випуску та невеликих розмірах ($d_{aM2} < 300\text{мм}$) черв'ячний вінець доцільно з'єднувати з центром посадкою з натягом (рис. 5.6, а). При постійному напрямку обертання іноді передбачають бортик (рис. 5.6, б), який сприймає осьову силу, але ускладнює виготовлення колеса. При великих розмірах колеса ($d_{aM2} > 300\text{мм}$) кріплення черв'ячного вінця здійснюють за допомогою гвинтів, поставлених без зазора.

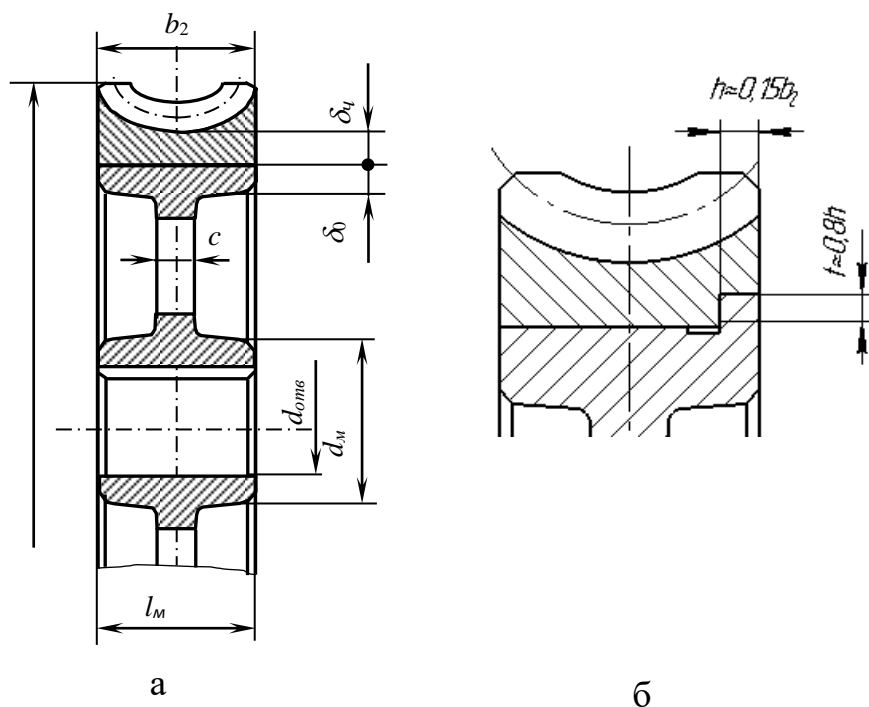


Рис. 5.6. Конструювання черв'ячного колеса

Діаметр отвору $d_{омв}$, діаметр маточини d_M , товщину диска колеса c можна приймати як і для зубчастих коліс.

Товщина бандажа центра колеса δ_0 , мм,

$$\delta_0 = (2 \dots 4)t. \quad (5.17)$$

Товщина вінця черв'ячного колеса δ_χ , мм, приймається за табл. 5.5 залежно від модуля t .

Таблиця 5.5

t	1,5	2	2,5	3	4	5	> 6
δ_χ	$3,5t$	$3,2t$	$3t$	$2,8t$	$2,5t$	$2,4t$	$2,1t$

Розмір фаски f , мм,

$$f \approx 0,5m. \quad (5.18)$$

Отримане значення округлити до стандартного значення за табл. 5.3.

Для зменшення маси черв'ячних коліс великих розмірів виконують отвори, розміри яких можна визначати так само, як і для циліндричних коліс.

5.5. Конструювання корпусу редуктора

Корпуси редукторів мають складну форму, тому їх отримують литими чи зварними. Для виготовлення литих корпусів використовують чавун, наприклад СЧ15, або за необхідності зменшення маси алюмінієві чи магнієві сплави. Корпус складається зі стінок, ребер, бобишек, фланців та інших елементів, з'єднаних в одне ціле. При конструюванні литого корпусу по можливості треба виконувати стінки однієї товщини. Конструктивні елементи корпусу і кришки циліндричного редуктора показані на рис. 5.7. Рекомендовані розміри корпусів литих редукторів наведені в табл. 5.6. Товщина стінки корпусу залежить від міжосьової відстані тихохідного ступеня a .

Таблиця 5.6

Основні розміри корпусів редукторів, мм

Товщина стінки корпусу двоступінчастого редуктора	δ	У всіх випадках $\delta \geq 8$ мм $0,025a + 3$
Товщина стінки кришки двоступінчастого редуктора	δ_1	$0,02a + 3$
Товщина верхнього фланця корпусу	s	$(1,5 \dots 1,75) \delta$
Товщина нижнього фланця корпусу	s_2	$2,35\delta$
Товщина фланця кришки редуктора	s_1	$(1,5 \dots 1,75) \delta_1$
Діаметр фундаментних болтів	d_1	$(0,03 \dots 0,036) a + 12$ $0,072R_e + 12$

Продовження табл. 5.6

Кількість фундаментних болтів	z	$z=0,005(L_0 + B_0)$, де L_0 і B_0 – довжина та ширина основи корпусу, мм. У всіх випадках $z \geq 4$					
Діаметр болтів, що стягують корпус і кришку біля бобишок	d_2	$(0,7...0,75) d_1$					
Діаметр болтів, що стягують фланці корпусу і кришки	d_3	$(0,5...0,6) d_1$					
Діаметр штифта	d_4	$(0,5...0,6) d_2$					
Ширина фланця	k	$k = 2,5d_1$					
Ширина опорної поверхні нижнього фланця корпусу	m	$k + 1,5\delta$					
Товщина ребер корпусу	c_1	$(0,8...1) d_1$					
Мінімальний зазор між колесом і корпусом	b	$1,2\delta$					
Координата стяжного болта d_2 у бобишки	c_2	$c_2 \approx (1,0...1,2 d_2)$					
Розміри елементів сполучень литих корпусів							
δ		x		y		R	
10...15		3		15		5	
d_2	k	c	$d_{омс}$	D	r		
М6	22	12	7	14	2		
М8	24	13	9	17	3		
М10	28	15	11	20	3		
М12	33	18	13	26	3		
М14	35	18	15	28	3		
М16	40	21	17	32	5		
М18	46	25	20	34	5		
М20	48	25	22	38	5		
М22	52	27	24	40	5		
М24	54	27	26	45	8		
М27	60	30	29	50	8		
М30	66	33	32	60	8		

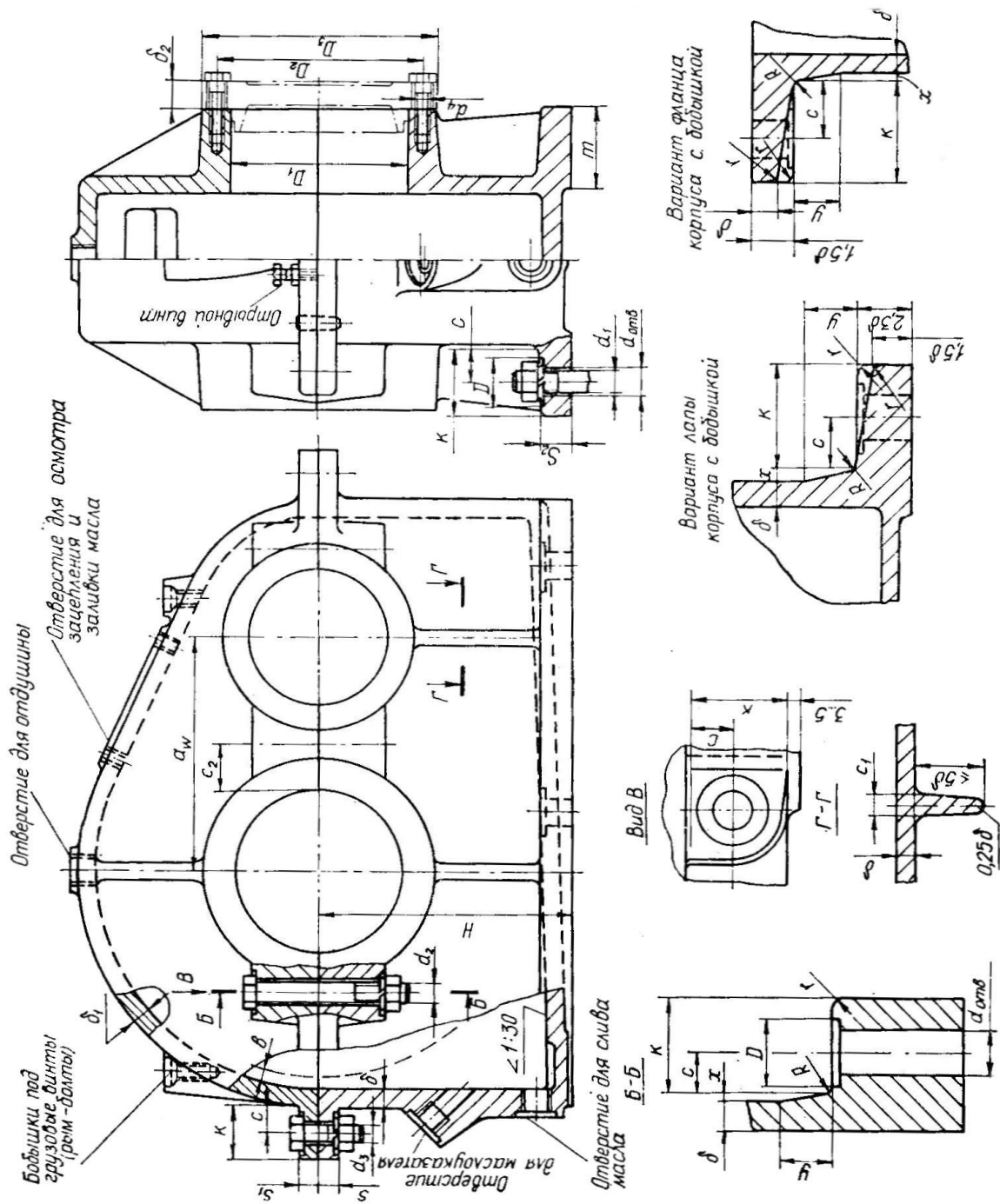


Рис. 5.7. Конструктивні елементи корпусу і кришки циліндричного редуктора

Усі розміри мають бути округлені за стандартним рядом (дод. 2) або до цілого числа.

5.6. Виконання ескізного креслення

За результатами розрахунків передач редуктора, визначених розмірів валів та елементів редуктора виконується компоувальне креслення редуктора. Доцільно виконувати компоувальне креслення на міліметровці, у цьому разі допускається умовне позначення підшипників. При виконанні креслень в електронному вигляді компоувальне креслення може бути початковим етапом виконання складального креслення редуктора (дод. 6).

Основні розміри, необхідні для виконання компоувальних креслень редукторів, наведені в табл. 5.7 і на рис. 5.8–5.12.

Таблиця 5.7

Розміри для компоувальних креслень редукторів

Параметр	Позначення	Величина
1	2	3
Розмір циліндричної, конічної і черв'ячної передач	-	Визначаються за розрахунком
Відстань від внутрішньої стінки редуктора до торця деталі обертання	e_1	$e_1 = (1,0 \dots 1,2)\delta$, де δ – товщина стінки корпусу (табл. 5.6)
Відстань від торця підшипника до внутрішньої стінки корпусу редуктора: циліндричного	e	$e \approx \delta$ – при $V < 3$ м/с; $e \approx 3 \dots 5$ мм – при $V \geq 5$ м/с $e = 0$ – при $V = 3 \dots 5$ м/с, де V – колова швидкість передачі
конічного		приймають залежно від конструкції мастилотримуючого кільця і схеми установлення підшипників
черв'ячного і черв'ячно-циліндричного		$e = 8 \dots 12$ мм – залежно від конструкції мастилотримуючого кільця; $e = 0$ – якщо кільце не передбачено

Продовження табл. 5.7

1	2	3
Найменший зазор між внутрішньою стінкою кришки редуктора і колесом	b	$b \approx 1,2\delta$
Відстань між колесами суміжних ступенів	e_2	$e_2 = (0,5...1,0)\delta$
Відстань між колесом і валом	e_3	$e_3 \approx (1,5...2,0)\delta$
Відстань від кола вершин найбільшого зубчастого колеса до днища	b_0	$b_0 = (5...10)m$, або $b_0 = (5...10)m_{te}$
Відстань між підшипниками консольного вала конічно-циліндричного редуктора	l	$l = (2,5...3)d$, де d – внутрішній діаметр підшипників
Відстань між підшипниками вала черв'яка	l	$l = (0,8...1,0)d_2$, де d_2 – діаметр діляльного кола черв'ячного колеса
Відстань між широкими торцями радіально-упорних підшипників вала черв'яка	K_1	$K_1 = 0...5$ мм
Відстань між корпусом внутрішньої опори черв'яка і торцем колеса другого ступеня	K_2	$K_2 \geq (0,8...1,0)\delta$
Відстань від бічної стінки редуктора до отвору під опору черв'яка з боку вихідного кінця вала, що забезпечує вільний вихід різця при розточуванні	K_3	$K_3 \geq 5...10$ мм
Відстань від осі черв'яка до внутрішньої поверхні днища	H_1	$H_1 \approx (2,0...2,5)d$, де d – внутрішній діаметр підшипника вала черв'яка

Відстань між підшипниками валів зубчастих передач і вала черв'ячного колеса, довжина консольної ділянки вала під маточиною деталі обертання та інші розміри визначаються конструктивно.

Усі розміри мають бути округлені за стандартним рядом (дод. 2) або до цілого числа.

Товщина кришки підшипника, діаметр і кількість гвинтів, що кріплять кришку, визначається залежно від діаметра зовнішнього кільця підшипника за табл. 5.8.

Таблиця 5.8

Діаметр зовнішнього кільця підшипника D , мм	50...62	63...95	100...145	150...220
Товщина кришки підшипника δ_k , мм	5	6	7	8
Діаметр гвинтів d_k	M6	M8	M10	M12
Кількість гвинтів	4	4	6	6

Конструкції кришки підшипника на гвинтах мають перевагу перед конструкціями з врізаними кришками.

Довжина вихідної ділянки вхідних і вихідних валів залежить від їхньої конструкції.

Конструкція валів і правильність вибору підшипників уточнюється після їх перевірних розрахунків.

5.6.1. Порядок виконання компоновання двоступінчастого циліндричного редуктора

Приклад компоувального креслення показаний на рис. 5.8. Розміри для компоувальних креслень редукторів наведено в табл. 5.6 і 5.7. Достатню інформацію про конструкцію редуктора дають два вигляди (спереду та зверху). Починають виконувати креслення з вигляду зверху, він виконується в розрізі по лінії рознімання корпусу та кришки редуктора.

Порядок виконання компоувального креслення двоступінчастого циліндричного редуктора за розгорнутою схемою:

1. Провести вісь вхідного вала та відкласти міжосьову відстань швидкохідного ступеня a_w , провести вісь проміжного вала.

2. Відкласти ділильні діаметри шестірні d_1 та колеса d_2 швидкохідного ступеня.

3. Відкласти діаметри вершин і западин шестірні та колеса швидкохідного ступеня d_{a1} , d_{f1} , d_{a2} , d_{f2} .

4. Накреслити шестірню та колесо шириною b_1 та b_2 відповідно.

5. У напрямку тихохідної шестірні від торця колеса тихохідного ступеня по осі проміжного вала відкласти розмір e_2 (табл. 5.7). На відстані, яка дорівнює половині ширини шестірні тихохідного ступеня, відкласти повздовжню вісь тихохідної передачі. З точки перетину цієї осі з віссю проміжного вала відкласти міжосьову відстань тихохідного ступеня a_w . Через отриману точку провести вісь вихідного вала.

6. Повторити пункти 2, 3, 4 для тихохідного ступеня.

7. На відстані e_1 (табл. 5.7) від зубчастих коліс провести внутрішню стінку корпусу редуктора.

8. Відкласти значення діаметрів валів під колесами d_k , вільних ділянок $d_{\delta n}$ та $d_{\delta k}$ і під підшипниками d_n .

9. На відстані e (табл. 5.7) від внутрішньої стінки корпусу накреслити обрані підшипники.

10. Накреслити кришки підшипників, передбачивши на вихідних кінцях вхідного та вихідного вала ущільнення, зовнішню стінку редуктора, фланці корпусу (рис. 5.8).

11. Накреслити вигляд спереду (рис. 5.8).

Примітка. Якщо компоувальне креслення виконується в електронному вигляді в САПР, підшипники, ущільнення, кріпильні та інші стандартні деталі можна вставляти з бібліотек, передбачених у САПР.

Порядок виконання компоувального креслення двоступінчастого циліндричного співвісного редуктора:

1. Провести вісь швидкохідної шестірні та відкласти міжосьову відстань швидкохідного ступеня a_w , провести вісь проміжного вала.

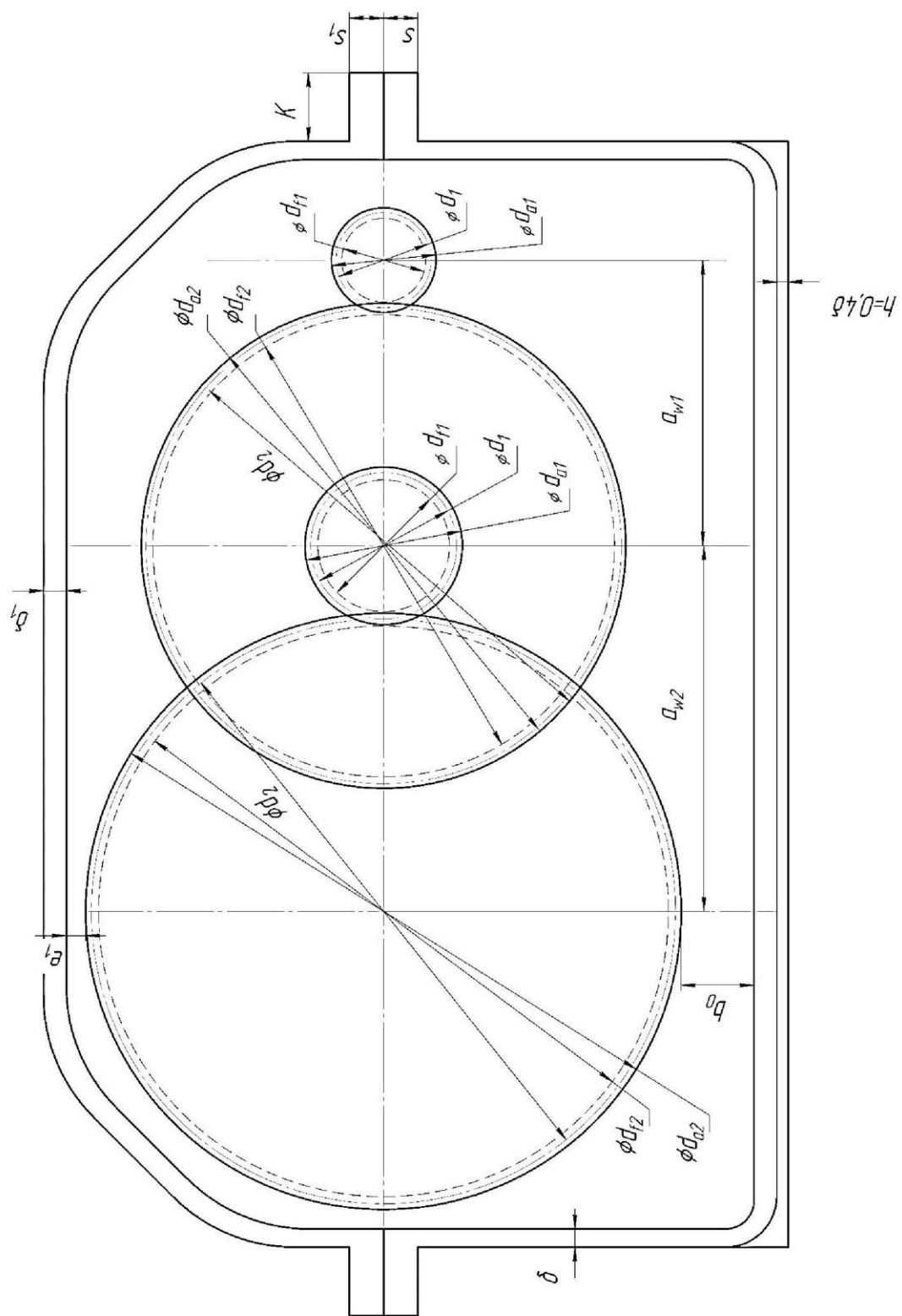


Рис. 5.8. Компонувальне креслення двоступінчастого циліндричного редуктора (початок)

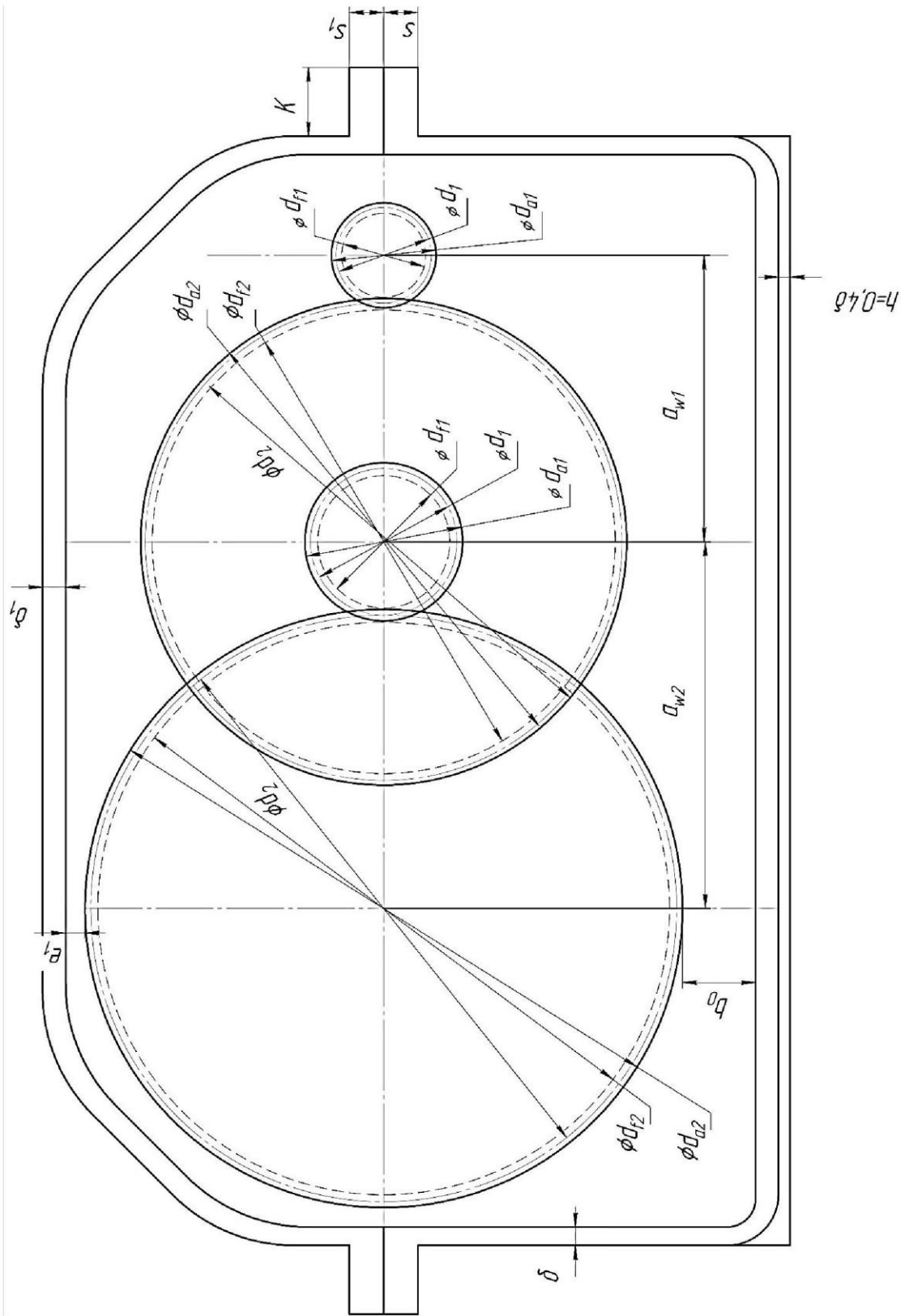


Рис. 5.8. Компонувальне креслення двоступінчастого циліндричного редуктора (закінчення)

2. Відкласти ділильні діаметри шестірні d_1 та колеса d_2 швидкохідного ступеня.

3. Відкласти діаметри вершин і западин шестірні та колеса швидкохідного ступеня d_{a1} , d_{f1} , d_{a2} , d_{f2} .

4. Накреслити шестірню та колесо шириною b_1 та b_2 відповідно.

5. Відкласти значення діаметра упору під підшипник $d_{\delta n}$ вхідного валу.

6. На відстані e_1 відкласти відстань від швидкохідної шестірні до опори та на відстані $n \leq 0,3\delta$ встановити підшипник вхідного валу. Накреслити ділянку валу під підшипник діаметром d_n , довжину ділянки прийняти за таблицею дод. 2.

7. Відкласти значення діаметра під підшипник d_n вихідного валу. Відстань між вхідним і вихідним валами в межах 1...8 мм залежно від габаритів редуктора.

8. Встановити підшипник вихідного валу редуктора, відстань від підшипника до кінця опори.

9. Накреслити кришку підшипника вхідного валу, ширина торця кришки підшипника $g = (0,7...1)\delta$, та опору (рис. 5.9).

10. У напрямку тихохідного колеса відкласти розмір e_1 (табл. 5.9) і на відстані, яка дорівнює половині ширини колеса тихохідного ступеня, відкласти повздовжню вісь тихохідної передачі.

11. Відкласти ділильні діаметри колеса d_2 та шестірні d_1 тихохідного ступеня, діаметри вершин і западин колеса та шестірні тихохідного ступеня d_{a1} , d_{f1} , d_{a2} , d_{f2} . Накреслити колесо та шестірню шириною b_2 та b_1 .

12. Відкласти значення діаметрів валів під колесами d_k , вільних ділянок $d_{\delta n}$ та $d_{\delta k}$ і під підшипниками d_n (рис. 5.9).

13. На відстані e від внутрішньої стінки корпусу накреслити обрані підшипники.

14. Накреслити кришки підшипників, передбачивши на вихідних кінцях вхідного та вихідного валу ущільнення, зовнішню стінку редуктора, фланці корпусу (рис. 5.9).

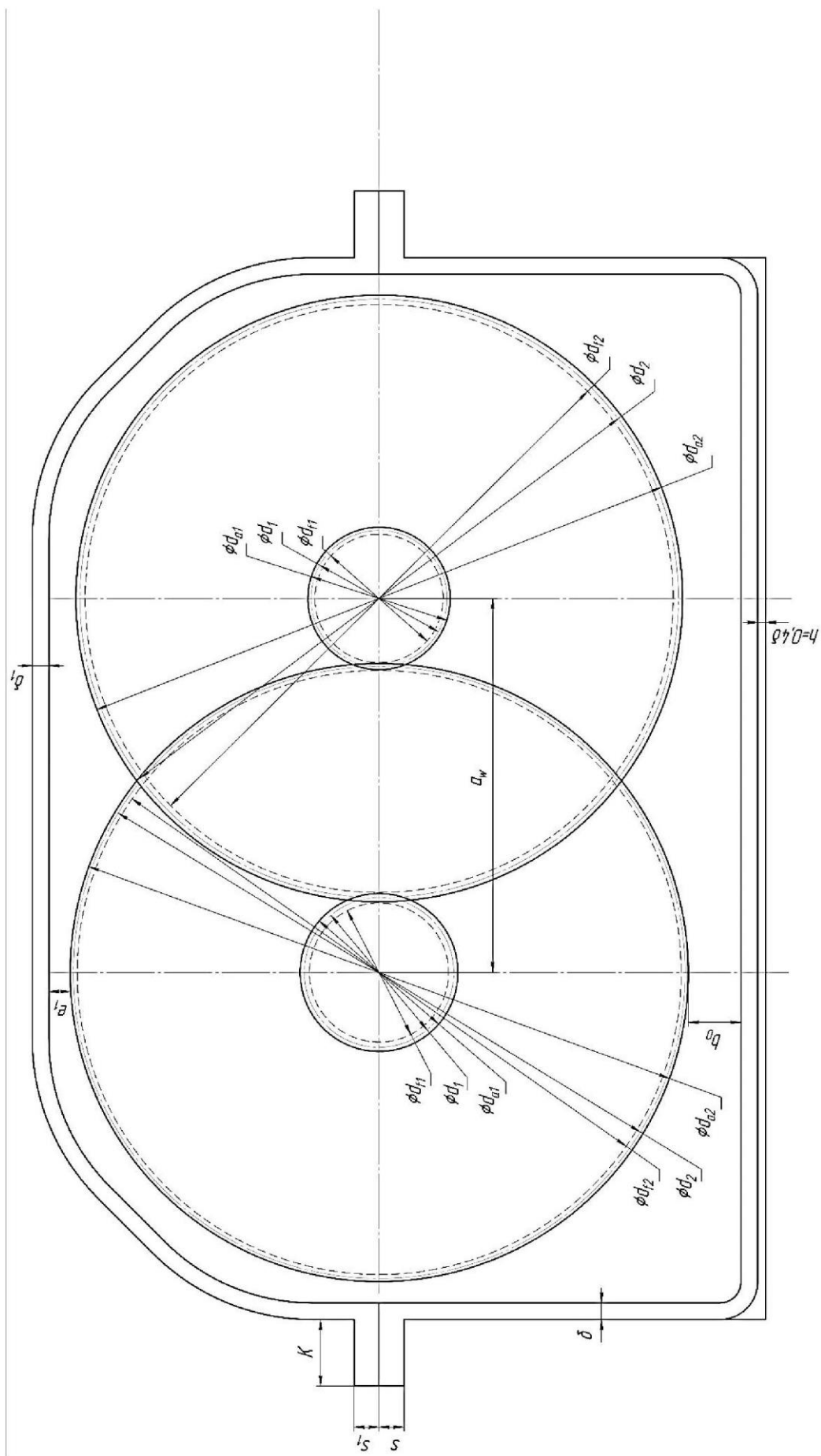


Рис. 5.9. Компонувальне креслення співвісного циліндричного редуктора (початок)

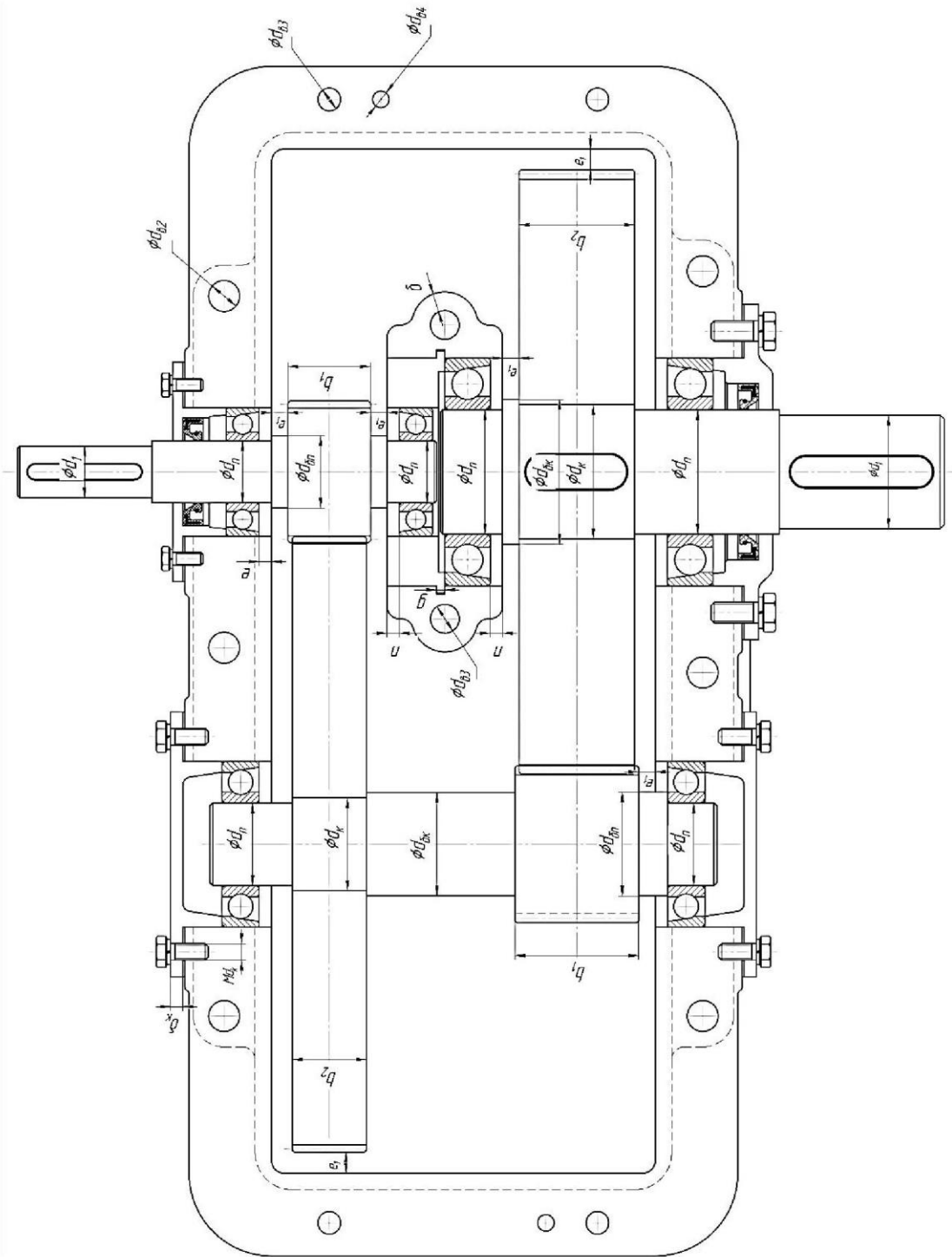


Рис. 5.9. Компонувальне креслення співвісного циліндричного редуктора (закінчення)

5.6.2. Порядок виконання компоновання конічно-циліндричного редуктора

Приклад компоновального креслення показаний на рис. 5.10. Розміри для компоновальних креслень редукторів наведено в табл. 5.6 і 5.7. Достатню інформацію про конструкцію редуктора дають два вигляди (спереду та зверху). Починають виконувати креслення з вигляду зверху, він виконується в розрізі. У конічно-циліндричному редукторі вісь конічної шестірні розташовують у площині симетрії корпусу. Найбільш поширена схема встановлення конічної шестірні – на консолі вала, змонтованого на двох радіально-упорних підшипниках.

Порядок виконання компоновального креслення:

1. Провести осі вхідного і проміжного валів, їх перетинання в точці O (рис. 5.10). Відкласти кути при вершині ділительних конусів δ_1 та δ_2 .

2. Від осі вхідного вала відкласти зовнішній ділительний діаметр шестірні d_{e1} та через точку перетину з лінією кутів при вершині ділительного конусу δ_1 O_1 провести лінію перпендикулярно до OO_1 .

3. Від осі вхідного вала відкласти зовнішній діаметр вершин шестірні d_{ae1} . Точку перетину зовнішнього діаметра з перпендикуляром A з'єднати з вершиною конусів O і на лінії AO відкласти ширину зубчастого вінця $AB = b_w$. Через точку B провести лінію, паралельну O_1A .

4. Від осі вхідного вала відкласти зовнішній діаметр западин шестірні d_{fe1} . Точку перетину C з'єднати з вершиною конусів O . $ABDC$ визначає зубець конічної шестірні (рис. 5.10). Побудову зубця доцільно виконувати симетрично осі вхідного вала.

5. Аналогічно відносно осі проміжного вала виконується побудова зубця конічного колеса та за результатами п. 5.3.3 викреслюється конічне колесо.

6. За результатами, наведеними в табл. 5.6, 5.7, на рис. 5.10, і рекомендаціями, наведеними в п. 5.5.1, виконується компоновальне креслення конічно-циліндричного редуктора.

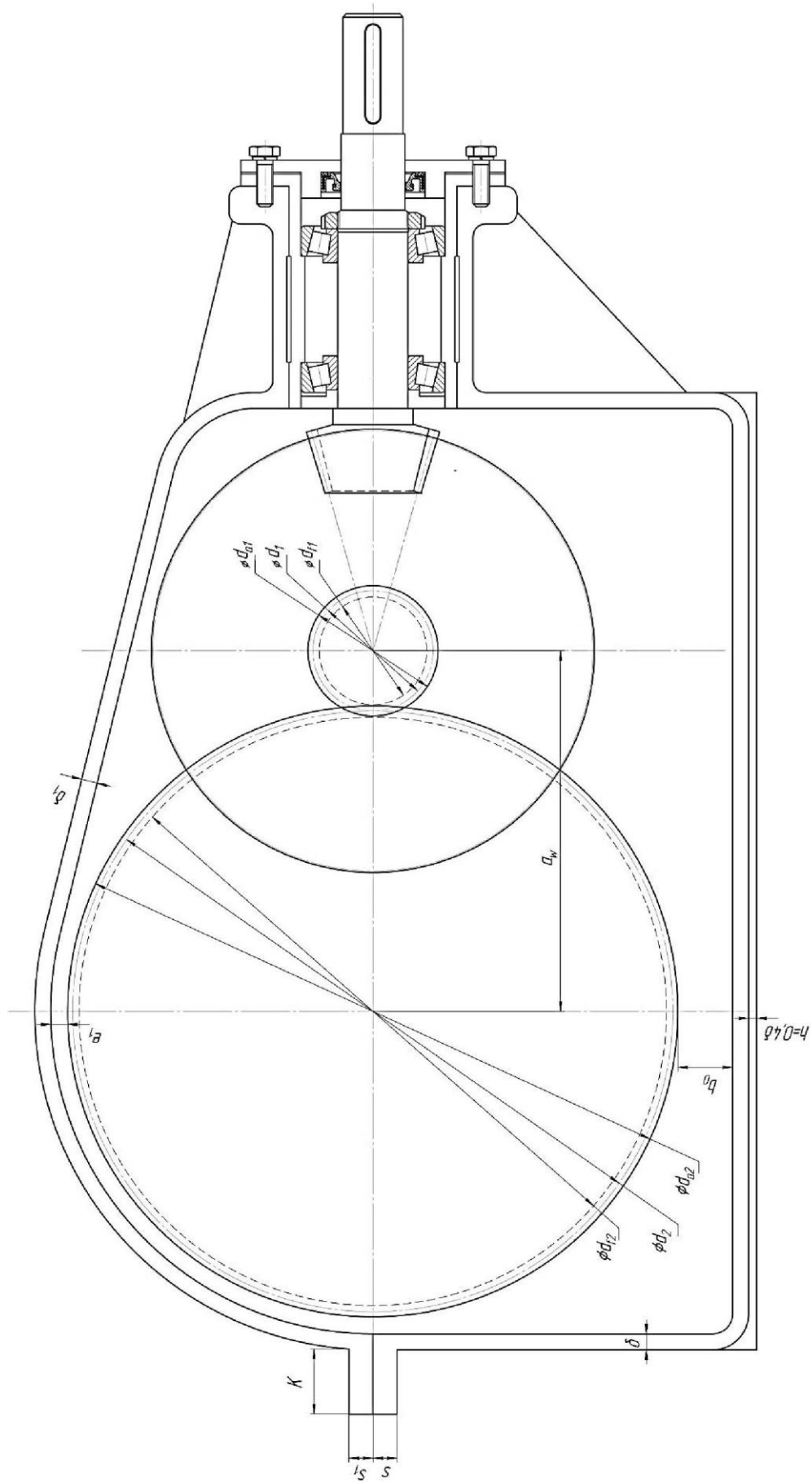


Рис. 5.10. Компонувальне креслення конічно-циліндричного редуктора (початок)

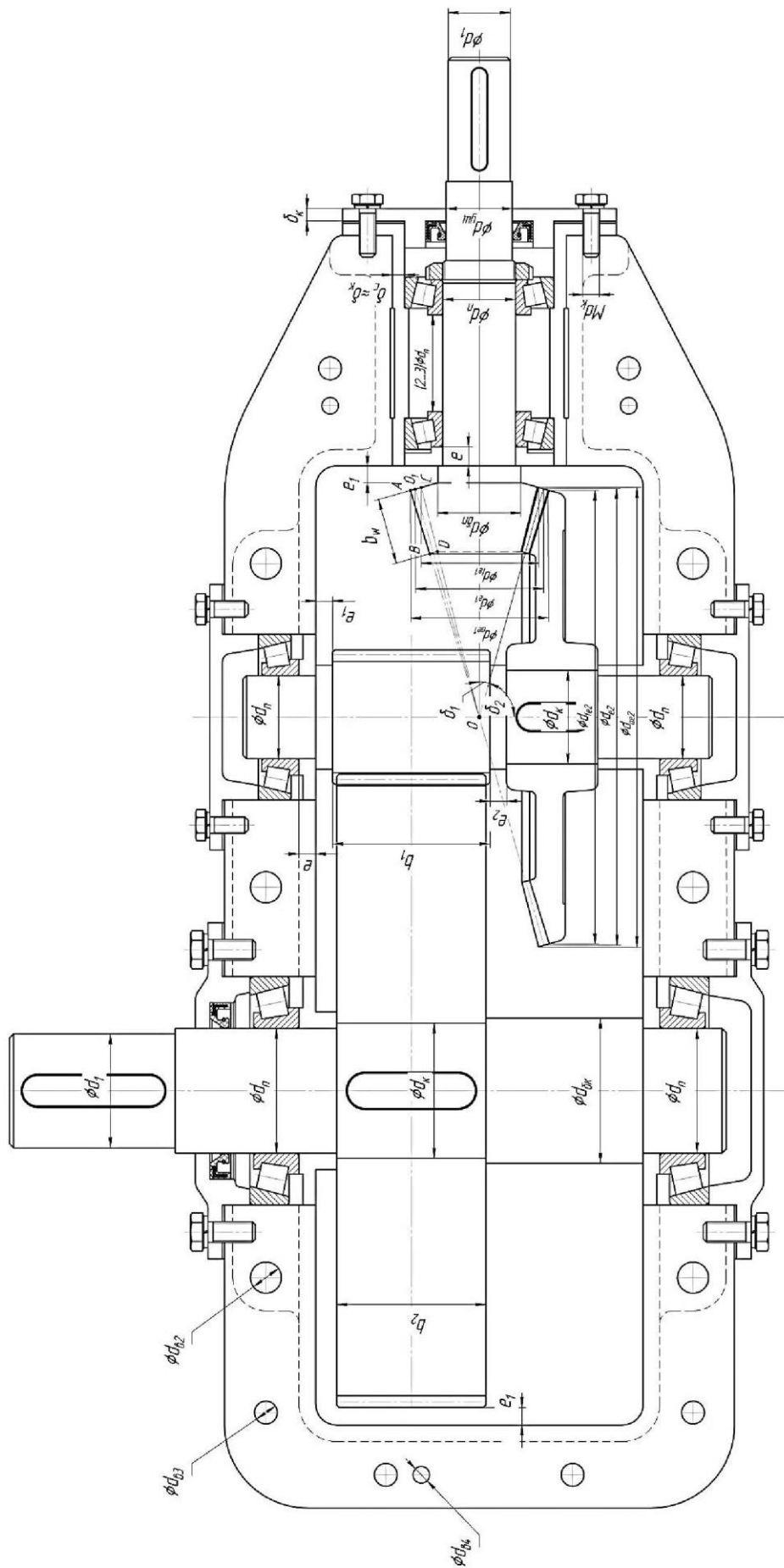


Рис. 5.10. Компонувальне креслення конічно-циліндричного редуктора (закінчення)

5.6.3. Порядок виконання компоновання черв'ячного та черв'ячно-циліндричного редуктора

Приклад компоновального креслення черв'ячного редуктора показаний на рис. 5.11. Розміри для компоновальних креслень редукторів наведено в табл. 5.6 і 5.7. Достатню інформацію для компоновального креслення редуктора дають два вигляди (спереду та збоку). Починають креслення з вигляду спереду.

Порядок виконання компоновального креслення черв'ячного редуктора:

1. На вигляді спереду провести вісь вхідного вала (черв'яка) і відкласти міжосьову відстань a_w , провести осі симетрії черв'ячного колеса.

2. Від осі симетрії вхідного вала відкласти ділильні діаметри черв'яка d_1 та колеса d_2 .

3. Відкласти діаметри вершин і западин черв'яка та колеса d_{a1} , d_{f1} , d_{a2} , d_{f2} , d_{aM2} .

4. Накреслити черв'як шириною b_1 .

5. На відстані, яка дорівнює приблизно $d_2/2$, встановити підшипники вхідного вала, відстань від підшипника до стінки корпусу e (табл. 5.11). У разі великої швидкості вхідного вала треба встановлювати маслозахисні кільця.

6. На відстані e_1 (табл. 5.7) від черв'ячного колеса провести внутрішню стінку корпусу редуктора.

8. Накреслити кришки підшипників, передбачивши на вихідному кінці вхідного вала ущільнення, зовнішню стінку редуктора, фланці корпусу (рис. 5.11).

9. На вигляді збоку накресли переріз черв'яка.

10. Оскільки вінець черв'ячного колеса охоплює черв'як, треба провести додаткові лінії, які відповідають діаметрам колеса d_{a2} , d_{f2} , d_{aM2} , і з центра черв'яка провести дуги, які відповідають цим діаметрам (рис. 5.11).

11. Накреслити черв'ячне колесо за розмірами, визначеними в п. 5.3.4.

12. Відкласти значення діаметра вала під колесом d_k , вільних ділянок $d_{\delta n}$ та $d_{\delta k}$, під підшипниками d_n , і вихідного кінця d_1 .

13. Відстань від черв'ячного колеса до внутрішньої стінки корпусу редуктора залежить від діаметра приливка корпусу навколо підшипників вхідного вала. Тому зручніше провести додаткові лінії, які відповідають цим діаметрам на вигляді спереду та приблизно на відстані e_1 провести внутрішню стінку корпусу редуктора (табл. 5.11).

14. На відстані e (табл. 5.7) від внутрішньої стінки корпусу накреслити обрані для вихідного вала підшипники.

15. Накреслити кришки підшипників, передбачивши на вихідному кінці вихідного вала ущільнення, зовнішню стінку редуктора, фланці корпусу (рис. 5.11).

Приклад компоувального креслення черв'ячно-циліндричного редуктора показаний на рис. 5.12. Розміри для компоувальних креслень редукторів наведено в табл. 5.6 і 5.7. Достатню інформацію для компоувального креслення редуктора дають два вигляди (спереду та зверху). Починають креслення з вигляду спереду.

Порядок виконання компоувального креслення черв'ячно-циліндричного редуктора:

1. На вигляді спереду провести вісь вхідного вала (черв'яка) і відкласти міжосьову відстань черв'ячної передачі a_w , провести осі симетрії черв'ячного колеса.

2. Від осі симетрії вхідного вала відкласти ділильні діаметри черв'яка d_1 та колеса d_2 .

3. Відкласти діаметри вершин і западин черв'яка та колеса d_{a1} , d_{f1} , d_{a2} , d_{f2} , d_{aM2} .

4. Накреслити черв'як шириною b_1 .

5. На відстані, яка дорівнює приблизно $d_2/2$, встановити підшипники вхідного вала, відстань від підшипника до стінки корпусу e (табл. 5.12). У разі великої швидкості вхідного вала треба встановлювати маслозахисні кільця. Накреслити кришки підшипників, передбачив на вихідному кінці вхідного вала ущільнення, зовнішню стінку редуктора, опору підшипника, фланці корпусу (рис. 5.12).

6. Перейти до побудови вигляду зверху. На підставі рекомендацій для побудови черв'ячного редуктора накреслити черв'ячне колесо.

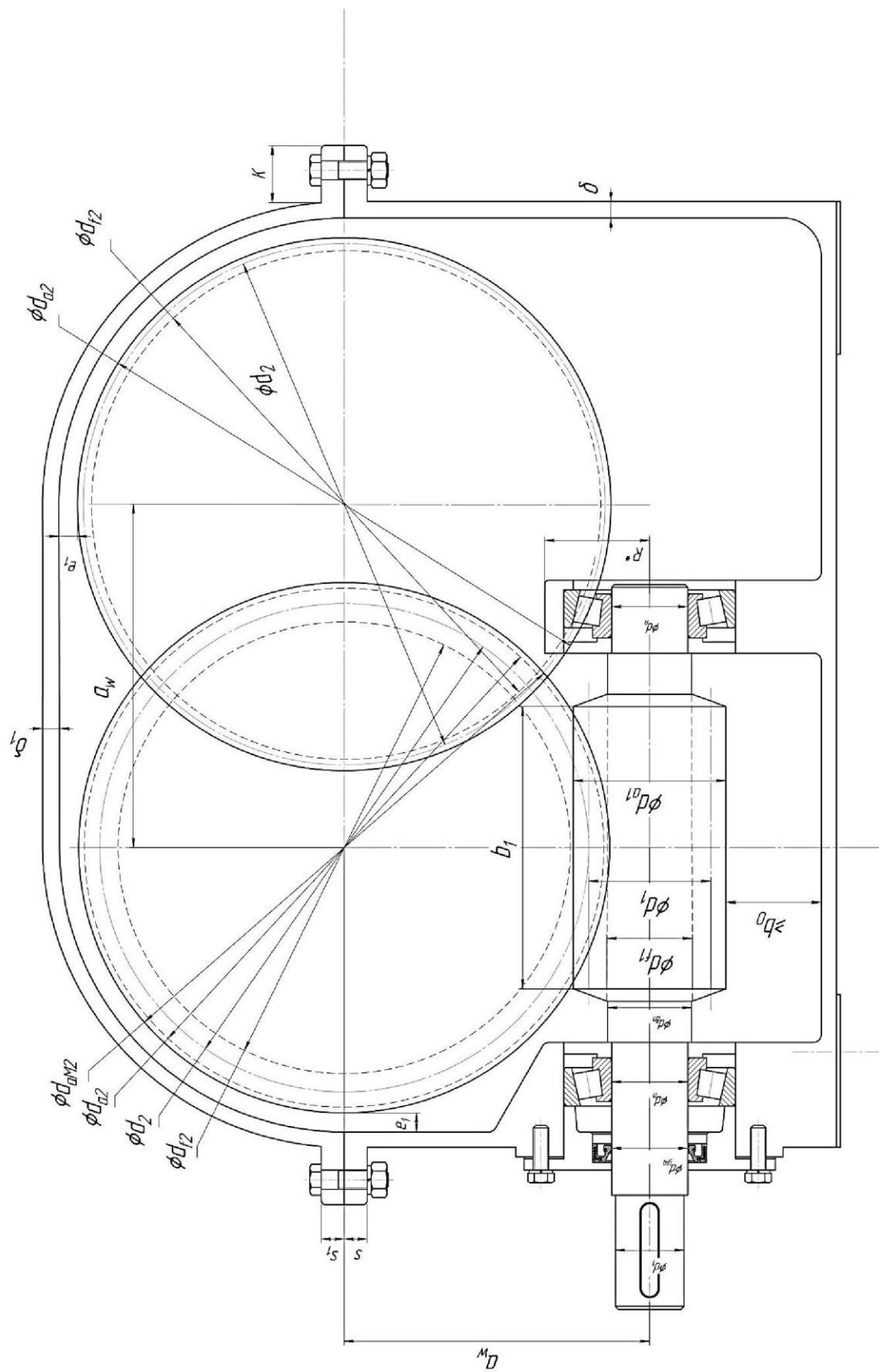


Рис. 5.12. Компонувальне креслення черв'ячно-циліндричного редуктора (початок)

7. Відстань від черв'ячного колеса до стінки корпусу та шестірні циліндричної передачі залежить від діаметра опори підшипника вхідного вала $2R^*$ (рис. 5.12).

8. Побудову коліс тихохідного ступеня, валів, корпусу, підшипників проводити так само, як для редукторів інших типів.

5.7. Приклад виконання ескізного проектування редуктора

Виконати ескізне проектування редуктора на підставі вихідних даних, наведених у табл. 1.7.

Попередній розрахунок валів редуктора

Попередньо діаметр вала визначаємо з умови міцності при крученні при знижених допустимих напруженнях:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2[\tau_k]}}$$

де T_k – крутний момент на валу;

$[\tau_k] = 15 \dots 20$ МПа – допустимі напруження на кручення матеріалу вала.

Вхідний вал редуктора

Діаметр вхідного вала редуктора, мм,

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{108,4}{0,2 \cdot 20}} = 30,04 \text{ мм.}$$

Враховуючи, що діаметр вала електродвигуна $d_{дв} = 38$ мм (п. 1.4.1) діаметр западин шестірні $d_{f1} = 50,42$ мм (підрозд. 2.3), приймаємо діаметр вхідного кінця вала $d_g = 30$ мм.

Діаметр вала під ущільнення, мм,

$$d_{унл} = d_1 + 2t,$$

де t – висота буртика, приймаємо $t = 3,5$ мм (табл. 5.1).

$$d_{уш} = 35 \text{ мм.}$$

Діаметр вала під підшипник $d_n = 35$ мм.

Діаметр буртика для упору підшипника, мм,

$$d_{б.н} = d_n + 3r \approx 50 \text{ мм},$$

де r – координата фаски підшипника, $r = 2$ мм (табл. 5.1).

Довжина вихідного кінця вала $l = 45$ мм, радіус скруглення $r = 2$ мм, ширина фаски 1,6 мм (табл. 5.2).

Проміжний вал редуктора

Середній діаметр вала, мм,

$$d_{с III} = \sqrt[3]{\frac{525,8}{0,2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 50,85 \text{ мм}.$$

Виходячи з того, що вал виконаний у вигляді вала-шестірні, а діаметр западин шестірні $d_{f1} = 102$ мм (підрозд. 2.2), призначаємо:

діаметр вала в місці встановлення підшипника $d_n = 50$ мм;

діаметр вала під косозубе циліндричне колесо $d_k = 55$ мм;

діаметр упору під колесо 60 мм;

радіус скруглення $r = 2,5$ мм, ширина фаски 2 мм (табл. 5.2).

Вихідний вал редуктора

Діаметр вала, мм,

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2040,7}{0,2 \cdot 20}} = 79,9 \text{ мм}.$$

Приймаємо діаметр вихідного кінця вала $d_e = 80$ мм ;

діаметр вала в місці встановлення підшипника $d_n = 85$ мм;

діаметр вала під прямозубе циліндричне колесо $d_k = 90$ мм;

діаметр упору під колесо 95 мм;

довжина вихідного кінця вала $l = 130$ мм, радіус скруглення $r = 3$ мм, ширина фаски 2,5 мм (табл. 5.2).

Вибір підшипників

Вхідний вал редуктора встановлюємо в кулькових радіально-упорних підшипниках 46207:

діаметр внутрішнього кільця підшипника $d = 35$ мм;

діаметр зовнішнього кільця підшипника $D = 72$ мм;
ширина підшипника $B = 17$ мм;
динамічна вантажопідйомність $C = 29$ Н;
статична вантажопідйомність $C_0 = 16,4$ Н;
 $\alpha = 26^\circ$.

Проміжний вал редуктора встановлюємо в кулькових радіально-упорних підшипниках 46210:

діаметр внутрішнього кільця підшипника $d = 50$ мм;
діаметр зовнішнього кільця підшипника $D = 90$ мм;
ширина підшипника $B = 20$ мм;
динамічна вантажопідйомність $C = 40,6$ Н;
статична вантажопідйомність $C_0 = 24,9$ Н;
 $\alpha = 26^\circ$.

Вихідний вал редуктора встановлюємо в кулькових радіальних підшипниках 217:

діаметр внутрішнього кільця підшипника $d = 85$ мм;
діаметр зовнішнього кільця підшипника $D = 150$ мм;
ширина підшипника $B = 28$ мм;
динамічна вантажопідйомність $C = 83,2$ Н;
статична вантажопідйомність $C_0 = 53$ Н.

Конструювання циліндричних коліс

Шестірні виконуємо у вигляді вала-шестірні.

Колеса насаджені на вал, закріплюється за допомогою шпонки та розпірного кільця.

Конструювання косозубого циліндричного колеса швидкохідного ступеня

Вихідні дані (підрозд. 2.3):

ширина колеса 68 мм;

ширина шестірні $b_1 = b_2 + (3 \dots 8) = 72$ мм.

Ділильні діаметри:

шестірні $d_1 = 56,67$ мм;

колеса $d_2 = 283,25$ мм.

Діаметр вершин:

шестірні $d_{a1} = 61,67$ мм;
колеса $d_{a2} = 288,35$ мм.

Діаметр западин:

шестірні $d_{f1} = 50,42$ мм;
колеса $d_{f2} = 277,1$ мм

Конструктивні розміри колеса (п. 5.3.2):

довжина маточини колеса $l_m = (0,8 \dots 1,2) \cdot b \approx 68$ мм;
посадковий діаметр $d_g = 55$ мм;
діаметр маточини $d_m = 1,6d_g = 88$ мм;
ширина торців центра колеса $\delta_0 = (2 \dots 4)m = 10$ мм;
фаска $f \approx 0,5m = 1,2$ мм;
товщина диска $c \approx 0,3b = 20$ мм;
діаметр центрального кола $d_{ц} = \frac{d_{f2} - 2\delta_0 + d_{cm}}{2} \approx 72$ мм;
діаметр отвору $d_{отв} = \frac{d_{f2} - 2\delta_0 - d_{cm}}{4} \approx 40$ мм.

Конструювання прямозубого циліндричного колеса тихохідного ступеня

Вихідні дані (підрозд. 2.2):

ширина колеса 112 мм.
ширина шестірні $b_1 = b_2 + (3 \dots 8) = 118$ мм.

Ділильні діаметри:

шестірні $d_1 = 112$ мм;
колеса $d_2 = 448$ мм.

Діаметр вершин:

шестірні $d_{a1} = 120$ мм;
колеса $d_{a2} = 456$ мм.

Діаметр западин:

шестірні $d_{f1} = 102$ мм;
колеса $d_{f2} = 438$ мм.

Конструктивні розміри колеса (п. 5.3.2):

довжина маточини колеса	$l_m = (0,8 \dots 1,2) \cdot b \approx 112 \text{ мм};$
посадковий діаметр	$d_g = 90 \text{ мм};$
діаметр маточини	$d_m = 1,6d_g = 144 \text{ мм};$
ширина торців центра колеса	$\delta_0 = (2 \dots 4)m = 16 \text{ мм};$
фаска	$f \approx 0,5m = 2 \text{ мм};$
товщина диска	$c \approx 0,3b = 34 \text{ мм};$
діаметр центрального кола	$d_u = \frac{d_{f2} - 2\delta_0 + d_{cm}}{2} = 275 \text{ мм};$
діаметр отвору	$d_{отв} = \frac{d_{f2} - 2\delta_0 - d_{cm}}{4} \approx 65 \text{ мм}.$

Конструктивні розміри корпусу редуктора розраховуються за формулами табл. 5.9.

Розміри можуть бути уточнені при виконанні компоувального креслення.

Таблиця 5.9

Конструктивні розміри корпусу редуктора
(на підставі табл. 5.6, 5.7, 5.8)

Товщина стінки корпусу редуктора	$\delta = 0,025a_w + 3 \geq 6$ мм	10 мм
Товщина стінки кришки редуктора	$\delta_1 = 0,02 a_w + 3 \geq 6$ мм	10 мм
Товщина верхнього фланця корпусу	$s = (1,5 \dots 1,75) \delta$	16 мм
Товщина нижнього фланця корпусу	$s_2 = 2,35 \delta$	24 мм
Товщина фланця кришки редуктора	$s_1 = (1,5 \dots 1,75) \delta_1$	16 мм
Діаметр фундаментних болтів	$d_1 = 0,03a_w + 12$	20 мм
Діаметр болтів, що стягують корпус і кришку біля бобишек	$d_2 = 0,75d_1$	14 мм

Продовження табл. 5.9

Діаметр болтів, що стягують фланці корпусу та кришки	$d_3=(0,5...0,6) d_1$	10 мм
Товщина ребер корпусу	$c_1=(0,8...1) d_1$	18 мм
Відстань від внутрішньої стінки редуктора до коліс	$e_1=(1,0...1,2)\delta$	10 мм
Відстань між колесами суміжних ступенів	$e_2=(0,5...1,0)\delta$	10 мм
Відстань від торця підшипника до внутрішньої стінки корпусу редуктора	$e \approx \delta$ при $V < 3$ м/с;	10 мм
Відстань від кола вершин найбільшого колеса до днища	$b_0 > 6t,$	30 мм
Товщина кришки підшипника	залежно від діаметра зовнішнього кільця підшипника	6/8/10 мм
Діаметр гвинтів		M8/M10/M12
Кількість гвинтів		4/4/6

6. РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ ПРИВОДА

Загальні відомості

Шпонкові з'єднання служать для закріплення деталей на осях і валах. Такими деталями є шків, зубчасті колеса, муфти, маховики, кулачки і т. д. З'єднання навантажуються в основному крутним моментом T .

Шпонкове з'єднання (рис. 6.1) здійснюється за допомогою спеціальної деталі – шпонки, яка закладається у відповідні пази, виконані на сполучених поверхнях деталей, що з'єднуються. Воно забезпечує нерухоме скріплення деталей для передачі крутного моменту.

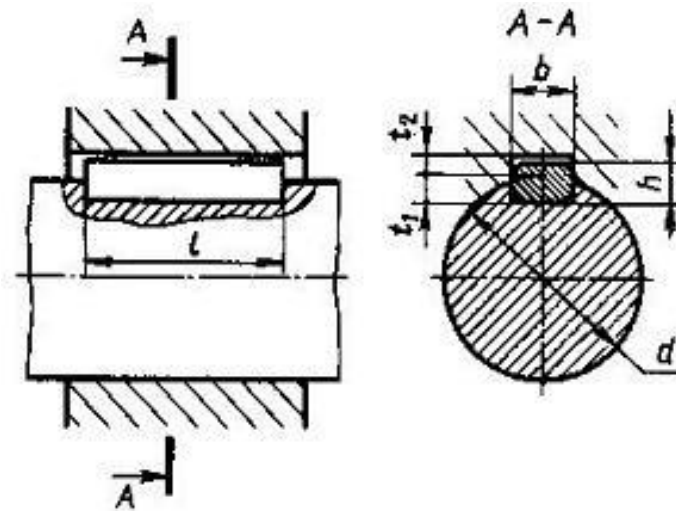


Рис. 6.1

Призматичні шпонки широко застосовують у всіх галузях машинобудування.

До переваг шпонкових з'єднань слід віднести простоту і надійність конструкції, зручність складання і розбирання, невисоку вартість.

Недоліками з'єднання є ослаблення суцільних перерізів сполучених деталей; наявність концентраторів напружень; при перехідних посадках або посадках із зазором міцність з'єднання нижче міцності вала і маточини; труднощі забезпечення їхньої взаємозамінності, яка полягає в необхідності припасування або підбору шпонки за пазом, що обмежує їх застосування у крупносерійному і масовому виробництві.

Для кріплення зубчастих коліс, шківів пасових передач, зірочок ланцюгових передач і муфт на валах привода найчастіше застосовуються призматичні шпонки з округленими кінцями.

З'єднання призматичними шпонками ненапружене. Воно вимагає виготовлення вала та отвору з великою точністю. У багатьох випадках посадка маточини на вал здійснюється з натягом.

Момент передається з вала на маточину бічними вузькими гранями шпонки. При цьому на них виникають напруження зминання $\sigma_{зм}$, а в повздовжньому перерізі шпонки – напруження зрізу $\tau_{зр}$.

Для спрощення розрахунку припускають, що шпонка врізана у вал на половину своєї висоти, напруження $\sigma_{зм}$ розподіляються рівномірно по висоті та довжині шпонки, плече рівнодійної цих напружень дорівнює половині діаметра вала $\frac{d}{2}$. Розглядаючи рівновагу вала або маточини при цих допущеннях, одержуємо умови міцності.

Умова міцності на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{зм}], \quad (6.1)$$

де T – крутний момент на валу, Н·мм;

h – висота шпонки, мм;

l_p – робоча довжина шпонки, мм;

d – діаметр вала, мм;

$[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження на зминання, Н·мм.

Умова міцності на зрізання

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau_{зр}]. \quad (6.2)$$

де b – ширина шпонки, мм;

$[\tau_{зр}]$ – допустимі напруження зминання і зрізання, Н·мм.

Вибір шпонок

Шпонку вибирають залежно від діаметра вала за табл. 6.1 визначають розміри поперечного перерізу шпонки b і h . Довжину

шпонки обирають зі стандартного ряду (табл. 6.1) і конструктивних міркувань, враховуючи посадкову довжину деталі. При цьому з обох боків шпонка має бути втоплена на відстань від торця колеса, яка приблизно дорівнює половині ширини шпонки.

Розмір шпонки позначають $b \times h \times l$.

Перевірний розрахунок шпонкового з'єднання

У стандартних шпонок розміри b і h підібрані таким чином, що навантаження з'єднання обмежують не напруження зрізання, а напруження зминання. Тому при розрахунках зазвичай використовують тільки умову міцності на зминання.

Обрана шпонка перевіряється за умовою міцності на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_{зм}], \quad (6.3)$$

де h – висота шпонки, мм;

b – ширина шпонки, мм;

l – довжина шпонки, мм;

t_1 – глибина посадки шпонки у вал, мм;

d – діаметр вала, мм;

$[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження на зминання,

$[\sigma_{зм}] = 100 \dots 300$ МПа.

Таблиця 6.1

Діаметр вала d , мм	Переріз шпонки, мм $b \times h$	Глибина паза, мм	
		вала t_1	втулки t_2
1	2	3	4
6...8	2×2	1,2	1,0
8...10	3×3	1,8	1,4
10...12	4×4	2,5	1,8
12...17	5×5	3,0	2,3
17...22	6×6	3,5	2,8
22...30	8×7	4,0	3,3
30...38	10×8	5,0	3,3

Продовження табл. 6.1

1	2	3	4
38...44	12×8	5,0	3,3
44...50	14×9	5,5	3,8
50...58	16×10	6,0	4,3
58...65	18×11	7,0	4,4
65...75	20×12	7,5	4,9
75...85	22×14	9,0	5,4
85...95	25×14	9,0	5,4
95...110	28×16	10,0	6,4
110...130	32×18	11,0	7,4
130...150	36×20	12,0	8,4
150...170	40×22	13,0	9,4
170...200	45×25	15,0	10,4
Стандартні довжини шпонок l , мм			
6, 8, 10, 12, 14, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500			

Приклад розрахунку шпонкового з'єднання

Для шпонкового з'єднання вхідного вала редуктора зі шківом пасової передачі, довжина хвостовика якого $l = 45$ мм і діаметр $d = 30$ мм, за табл. 6.1 приймаємо призматичну шпонку $8 \times 7 \times 36$, $t_1 = 4$ мм. Крутний момент на валу $T = 108,4$ Н·м (табл. 1.7).

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 108400}{30(7-4)(36-8)} = 86 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}].$$

Міцність достатня.

Для з'єднання косозубого зубчастого колеса, довжина маточини якого $l = 68$ мм, і вала діаметром $d = 55$ мм обрана призматична шпонка $16 \times 10 \times 56$, глибина паза $t_1 = 6$ мм (табл. 6.1). Крутний момент на валу $T = 525,8$ Н·м (табл. 1.7).

Напруження зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 525800}{55(10-6)(56-16)} = 119,5 \text{ МПа}.$$

Оскільки $\sigma_{зм} = 119,5 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}]$, міцність шпонкового з'єднання достатня.

Для з'єднання прямозубого зубчастого колеса, довжина маточини якого $l = 112$ мм, і вала діаметром $d = 90$ мм обрана призматична шпонка $25 \times 14 \times 100$, глибина паза $t_1 = 9$ мм (табл. 6.1). Крутний момент на валу $T = 2040,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (табл. 1.7).

Напруження зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 2040700}{90(14 - 9)(100 - 25)} = 120,9 \text{ МПа} .$$

Оскільки $\sigma_{зм} = 120,9 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}]$, міцність шпонкового з'єднання достатня.

7. ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛІВ

Порядок проведення перевірального розрахунку валів.

1. Обирають матеріал вала.
2. Обирають розрахункову схему і визначають розрахункові навантаження.
3. Знаходять небезпечні перерізи, обумовлені найбільшим згинальним та крутним моментами, ослаблені концентраторами напружень: галтель, виточка, шпонковий паз, нарізь тощо.
4. Проводять розрахунок на статичну міцність.
5. Проводять розрахунок на витривалість за запасом опору втоми.

Вибір матеріалу вала

Основними матеріалами для валів є вуглецеві та леговані сталі (табл. 7.1). Для більшості валів використовують термічно оброблені середньовуглецеві та леговані сталі марок 45, 40Х, для високонавантажених валів відповідальних машин – леговані сталі марок 40ХН, 20Х, 12ХН3А.

Таблиця 7.1

Механічні характеристики сталей

Марка сталі	Діаметр заготовлі	Твердість (не менше)	Механічні властивості, МПа					Коефіцієнт ψ_τ
			σ_b	σ_τ	$\tau_{пл}$	σ_{-1}	τ_{-1}	
Ст5		190	520	280	150	220	130	0,06
45	≤ 120	240	780	540	290	360	200	0,09
	≤ 80	270	900	650	390	410	230	0,1
40Х	≤ 200	240	790	640	380	370	210	0,09
	≤ 120	270	900	750	450	410	240	0,1
40ХН	≤ 200	270	920	750	450	420	230	0,1
20Х	≤ 120	197	650	400	240	310	170	0,07
12ХН3А	≤ 120	260	950	700	490	430	240	0,1

Вибір розрахункової схеми та розрахункових навантажень

При обиранні типу опори необхідно враховувати, що деформації переміщення валів достатньо малі, і якщо конструкція допускає невеликий поворот чи переміщення, опору треба

вважати шарнірно рухомою. Як правило, вал розглядають як балку на двох опорах, одна з якої шарнірно рухома, друга – шарнірно нерухома (рис. 7.1).

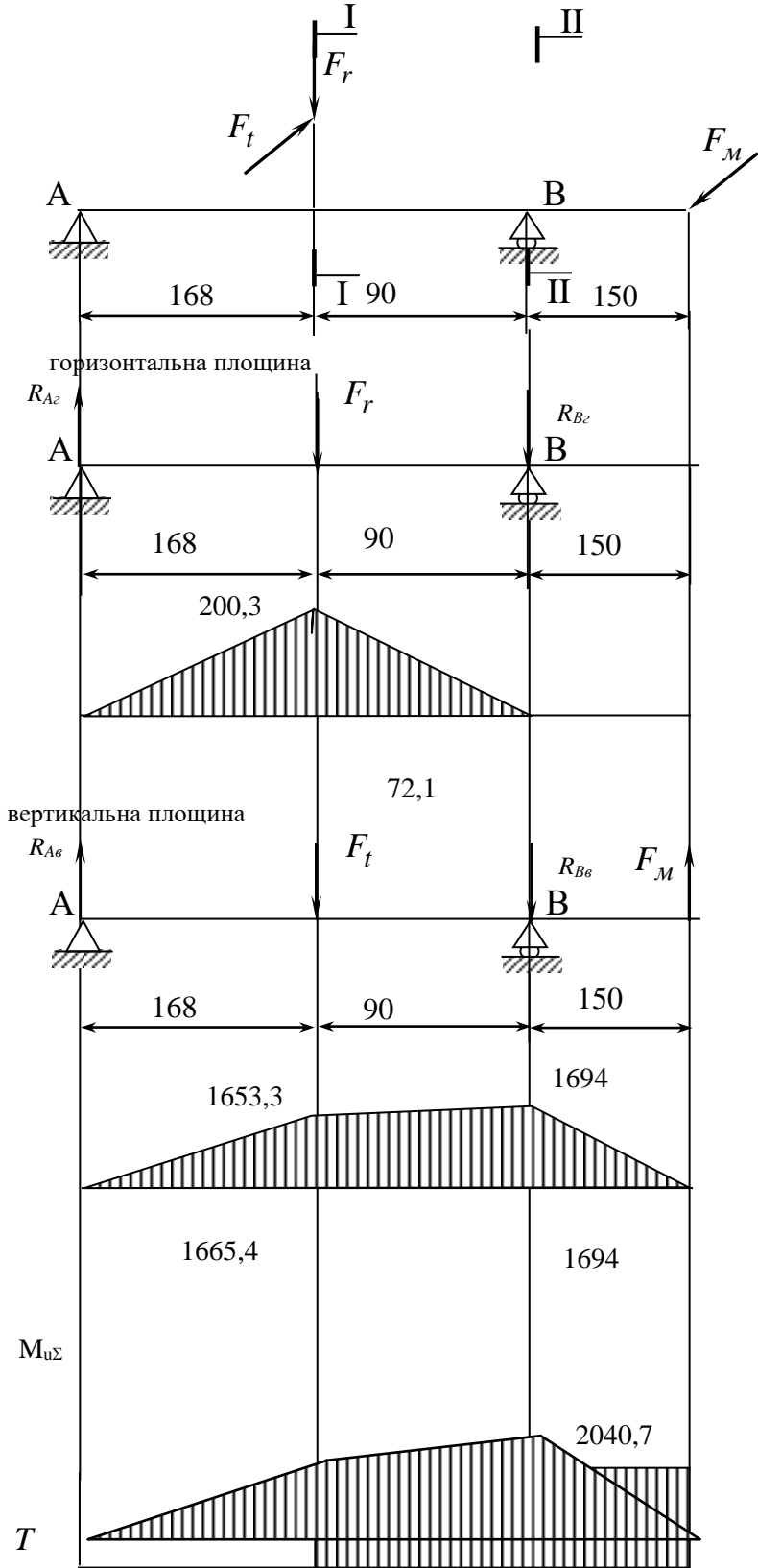


Рис. 7.1. Побудова епюр

Навантаження, що виникають у зачепленні зубчастих і черв'ячних передач, від пасових, ланцюгових передач і муфт, розглядають як зосереджені навантаження. Значення навантажень, які виникають у передачах, визначаються в розрахунках передач. Силу, що діє на вал з боку муфти, визначають за формулами:

- для вхідних і вихідних валів одноступінчастих редукторів

$$F_M = 125\sqrt{T}; \quad (7.1)$$

- вихідних валів багатоступінчастих редукторів

$$F_M = 250\sqrt{T}. \quad (7.2)$$

Відстані між прикладеними навантаженнями можна визначити з урахуванням конструкції вала та деталей, які кріпляться на ньому, чи заміряти на компоновальному кресленні.

Вал навантажений силами F_t, F_a, F_r , які діють у полюсі зачеплення, силою F_l від дії ланцюгової передачі чи F_M від дії муфти і крутним моментом T . Оскільки вал зазнає деформації згину в горизонтальній і вертикальній площинах, доцільно окремо розглядати дію сил у цих двох площинах.

Реакції в опорах визначаються з умов рівноваги для плоскої системи паралельних сил

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0, \\ \sum M_B &= 0. \end{aligned} \quad (7.3)$$

Перевірка: $\sum Y = 0$

Побудова епюр і визначення небезпечних перерізів

Вали передають обертальний момент і працюють на згин і кручення, при цьому згин відбувається у двох площинах. Тому будуються епюри крутних моментів, згинальних моментів у вертикальній і горизонтальній площинах та епюра сумарних моментів, які визначаються за формулою

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_g^2 + M_z^2}. \quad (7.4)$$

На підставі побудованих епюр визначаються небезпечні перерізи. Зазвичай це переріз під колесом, послаблений

шпонковим пазом, і переріз під підшипником, послаблений посадкою з натягом і галтеллю.

Перевірка на статичну міцність

Перевірку на статичну міцність виконують для попередження пластичних деформацій при дії короткочасних навантажень.

Від дії згинального моменту виникають нормальні напруження, які визначаються за формулою

$$\sigma_z = \frac{M}{W_z}, \quad (7.5)$$

де M – сумарний згинальний момент у перерізі;

W_z – осьовий момент опору в перерізі при згині (табл. 7.2).

Від дії крутного моменту виникають дотичні напруження, які визначаються за формулою

$$\tau = \frac{T}{W_\rho}, \quad (7.6)$$

де T – крутний момент у перерізі;

W_ρ – полярний момент опору в перерізі (табл. 7.2).

Таблиця 7.2

Моменти опору перерізів

Форма перерізу	Осьовий момент опору W_z	Полярний момент опору W_ρ
Суцільний круглий	$\frac{\pi \cdot d^3}{32} \approx 0,1 \cdot d^3$	$\frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^3$
З шпонковим пазом, де b – ширина шпонки, t_1 – глибина шпонкового паза	$\frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d}$	$\frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d}$

Для перевірки статичної міцності використовуються третя теорія міцності найбільших дотичних напружень чи четверта теорія енергетичної міцності.

За теорією енергетичної міцності, еквівалентні напруження визначаються за формулою

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{\max}, \quad (7.7)$$

де допустимі напруження

$$[\sigma]_{\max} = 0,6 \dots 0,8 \sigma_T. \quad (7.8)$$

Перевірка на витривалість

При розрахунку на опір втоми враховується вплив циклів напружень, характеристика матеріалу, розміри, форма і стан поверхні. Відомо, що шпонкові пази, нарізи, отвори, посадки з натягом, канавки та будь-які різки зміни перерізу утворюють концентрацію напружень і зменшують його втомну міцність.

В основі розрахунку на опір втоми лежить визначення коефіцієнта запасу опору втоми

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] \approx 1,5, \quad (7.9)$$

де s_σ – запас опору втоми при згині,

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K \sigma_D + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (7.10)$$

s_τ – запас опору втоми при крученні,

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K \tau_D + \psi_\tau \tau_m}, \quad (7.11)$$

де σ_{-1} – границя витривалості при згині, МПа (табл. 7.1);

τ_{-1} – границя витривалості при крученні, МПа (табл. 7.1);

σ_a – амплітуда циклів напружень при згині (внаслідок обертання вала напруження згину в різних точках його поперечного перерізу змінюються за симетричним циклом), $\sigma_a = \sigma_u$ МПа;

σ_m – середнє напруження циклу, $\sigma_m = 0$, МПа;

τ_a – амплітуда циклів напружень при крученні (напруження кручення змінюються за віднульовим циклом), $\tau_a = \frac{\tau}{2}$, МПа;

τ_m – середнє напруження циклу (постійна складова циклу),
 $\tau_m = \frac{\tau}{2}$, МПа;

ψ_σ , ψ_τ – коефіцієнти, що коректують вплив постійної складового циклу напружень за опором в томи (табл. 7.1)];

$K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ – коефіцієнти концентрації напружень

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_V}, \quad K_{\tau D} = \frac{\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1}{K_V}, \quad (7.12)$$

де K_σ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині, що залежить від концентратора напружень;

K_τ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень при крученні, що залежить від концентратора напружень (табл. 7.3);

$K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$ – коефіцієнти, які враховують розміри вала (табл. 7.4);

K_V – коефіцієнт поверхневого зміцнення (табл. 7.5).

$K_{F\sigma}$, $K_{F\tau}$ – коефіцієнти, які враховують якість поверхні (табл. 7.6).

Таблиця 7.3

Значення коефіцієнтів K_σ та K_τ

Для перерізу зі шпонковим пазом					
σ_b , МПа	K_σ при виконанні паза фрезою		K_τ		
	кінцевою	дисковою			
500	1,8	1,5	1,4		
700	2,0	1,55	1,7		
900	2,2	1,7	2,05		
1200	2,6	1,9	2,4		
Для шліцьових і нарізних ділянок валів					
σ_b , МПа	K_σ		K_τ		
	шліца	нарізь	прямобічні шліці	евольвентні шліці	нарізь
500	1,45	1,8	2,25	1,45	1,35
700	1,6	2,2	2,45	1,5	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Для посадок з натягом								
Діаметр вала d , мм	$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$ при σ_b , МПа				$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$ при σ_b , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,6	3,3	4,0	5,1	1,5	2,0	2,4	3,05
40	2,75	3,5	4,3	5,4	1,65	2,1	2,6	3,25
50	2,9	3,7	4,5	5,7	1,75	2,2	2,7	3,4
60	3,0	3,85	4,7	5,95	1,8	2,3	2,8	3,55
70	3,1	4,0	4,85	6,15	1,85	2,4	2,9	3,7
80	3,2	4,1	4,95	6,3	1,9	2,45	3,0	3,8
90	3,3	4,2	5,1	6,45	1,95	2,5	3,05	3,9
100	3,35	4,3	5,2	6,6	2,0	2,55	3,1	3,95

Таблиця 7.4

Значення коефіцієнтів $K_{d\sigma}$ та $K_{d\tau}$

Напружений стан і матеріал	Діаметр вала d , мм					
	20	30	40	50	60	70
Згин для вуглецевої сталі						
Згин для легованої сталі	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Кручення для всіх видів сталі	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59

Таблиця 7.5

Значення коефіцієнтів K_V

Спосіб зміцнення поверхні	K_σ		
	1	1,1...1,5	$\geq 1,8$
Необроблена поверхня	1	1	1
Загартування ТВЧ	1,3...1,6	1,6...1,7	2,4...2,8
Азотування	1,15...1,25	1,3...1,9	2,0...3,0
Обкочування роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дробоструминний наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5

Значення коефіцієнтів K_F

Вид механічної обробки	Параметр Ra , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_B в МПа		$K_{F\tau}$ при σ_B в МПа	
		≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Тонке шліфування	До 0,2	1	1	1	1
Тонка обточка	0,2...0,8	0,99–0,93	0,99–0,91	0,99–0,96	0,99–0,95
Чистове шліфування	0,8...1,6	0,93–0,89	0,91–0,86	0,96–0,94	0,95–0,92
Чистова обточка	1,6...3,2	0,89–0,86	0,86–0,82	0,94–0,92	0,92–0,89

Приклад розрахунку вихідного вала редуктора

Вибір матеріалу та розрахункової схеми:

Матеріал вала – сталь 40Х, термічна обробка поліпшення, границя міцності $\sigma_B = 900$ МПа, границя плинності $\sigma_T = 750$ МПа, границя витривалості $\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа (табл. 7.1).

На валу кріпиться прямозубе циліндричне зубчасте колесо, у зачепленні якого діють колова та радіальна сили, які вважаємо зосередженими навантаженнями. Наприкінці вала кріпиться муфта, навантаження від муфти також вважаємо зосередженим навантаженням.

Крутний момент на валу $T = 2040,7$ Н·м.

На вал діють сили:

колова сила на колесі $F_t = 9389$ Н.

радіальна сила на колесі $F_r = 3417$ Н.

Навантаження від муфти $F_m = 250\sqrt{T} = 250\sqrt{2040,7} = 11293,5$ Н.

Вал розглядаємо як балку на двох опорах, одна з якої нерухома А, друга рухома В. Розрахункова схема показана на рис. 7.4.

Відстані

$$a = \frac{b_{2II}}{2} + e_2 + e + e_1 + b_2 + \frac{B}{2} = a = \frac{112}{2} + 10 + 10 + 10 + 68 + \frac{28}{2} = 168 \text{ мм};$$

$$b = \frac{112}{2} + 10 + 10 + \frac{28}{2} = 90 \text{ мм};$$

$c = 150 \text{ мм}$ (розміри уточнені за кресленням).

Визначення реакцій опор

Вал зазнає деформації згину в горизонтальній і вертикальній площинах, тому окремо розглядаємо дію сил у цих двох площинах.

Реакції в опорах визначаються у вертикальній і горизонтальній площинах з умов рівноваги для плоскої системи паралельних сил за формулою (7.3).

Горизонтальна площина

Реакції в опорах

$$\Sigma M_A = -0,168F_r + 0,258R_{Bz} = 0.$$

$$R_{Bz} = \frac{0,168F_r}{0,258} = -\frac{0,168 \cdot 3417}{0,258} = 2225 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_B = 0,09F - 0,258R_{Az} = 0.$$

$$R_{Az} = \frac{0,09F_r}{0,258} = \frac{0,09 \cdot 3417}{0,258} = 1192 \text{ Н.}$$

Перевірка:

$$R_{Az} - F_r + R_{Bz} = 1192 - 3417 + 2225 = 0.$$

Вертикальна площина

$$\Sigma M_A = -0,168F_t - 0,258R_{B\theta} + 0,408F_M = 0.$$

$$R_{B\theta} = -\frac{0,168F_t - 0,408F_M}{0,258} = -\frac{0,168 \cdot 9389 - 0,408 \cdot 11293,5}{0,258} = 11745,7 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_B = 0,09F_t - 0,258R_{A\theta} + 0,15F_M = 0.$$

$$R_{A\theta} = \frac{0,09F_t + 0,15F_M}{0,258} = \frac{0,095 \cdot 9389 + 0,15 \cdot 11293,5}{0,258} = 9841,2 \text{ Н.}$$

Перевірка:

$$R_{A\theta} - F_t - R_{B\theta} + F_M = 9841,2 - 9389 - 11745,7 + 11293,5 = 0.$$

Сумарні реакції, Н,

$$R = \sqrt{R_{\theta}^2 + R_z^2}.$$

На опорі А

$$R_A = \sqrt{1192^2 + 9841,2^2} = 9913,1 \text{ Н.}$$

На опорі В

$$R_B = \sqrt{2225^2 + 11745,7^2} = 11954,6 \text{ Н.}$$

Побудова епюр

Визначаємо величини та будуємо епюри згинальних моментів.

Згинальні моменти в горизонтальній площині:
моменти на опорах дорівнюють нулю;
максимальний згинальний момент у перерізі I-I на колесі, Н·м

$$M_{zI-I} = R_{Az} \cdot 0,168 = 1192 \cdot 0,168 = 200,3 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Згинальні моменти у вертикальній площині:
згинальний момент у перетині I-I на колесі, Н·м,

$$M_{eI-I} = R_{Ae} \cdot 0,168 = 9841,2 \cdot 0,168 = 1653,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

згинальний момент на опорі В, Н·м,

$$M_{zII-II} = F_M \cdot 0,15 = 11293,5 \cdot 0,15 = 1694 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Сумарний згинальний момент, Н·м,

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_e^2 + M_z^2}.$$

$$M_{\Sigma I-I} = \sqrt{200,3^2 + 1653,3^2} = 1665,4 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\Sigma II-II} = 1694 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Крім згинальних моментів, на вал діє крутний момент $T = 2040,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Перевірка на статичну міцність

Найнебезпечнішими є перерізи I-I під колесом, послаблене шпонковим пазом, і II-II, послаблений підшипником. Діаметр вала в місці встановлення підшипника $d_n = 85 \text{ мм}$; діаметр вала під прямозубе циліндричне колесо $d_k = 90 \text{ мм}$ (п. 5.6.1). Вал під

колесом послаблений шпонковим пазом під шпонку $25 \times 14 \times 100$, глибина паза $t_1 = 9$ мм (підрозд. 6.4).

Нормальні напруження згину, МПа,

$$\sigma_u = \frac{M}{W_3}.$$

$$\sigma_{ul} = \frac{M_{I-I}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32} \cdot \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d}} = \frac{1665,4}{\frac{\pi \cdot 0,09^3}{32} \cdot \frac{0,025 \cdot 0,009 (0,09 - 0,009)^2}{2 \cdot 0,09}} = 26,3 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{uII} = \frac{M_{II-II}}{0,1 \cdot d_{3III}^3} = \frac{1694}{0,1 \cdot 0,085^3} = 27,6 \text{ МПа.}$$

Дотичні напруження, МПа,

$$\tau = \frac{T}{W_\rho}.$$

$$\tau_I = \frac{T_{I-I}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16} \cdot \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d}} = \frac{2040,7}{\frac{\pi \cdot 0,09^3}{16} \cdot \frac{0,025 \cdot 0,009 (0,09 - 0,009)^2}{2 \cdot 0,09}} = 15,1 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{II} = \frac{T_{II-II}}{0,2 \cdot d_{3III}^3} = \frac{2040,7}{0,2 \cdot 0,085^3} = 16,6 \text{ МПа.}$$

Умова статичної міцності

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

де σ_ϱ – еквівалентні напруження, МПа;

σ_{\max} – максимальні напруження згину, МПа;

τ_{\max} – максимальні напруження кручення, МПа;

$[\sigma]$ – допустимі напруження, МПа,

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

де $[S] = 1,2 \dots 1,8$ – коефіцієнт запасу за границею плинності;

$$[\sigma] = \frac{750}{1,8} = 416,7 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{экв}I-I} = \sqrt{26,3^2 + 3 \cdot 15,1^2} = 37,1 \text{ МПа} < [\sigma],$$

$$\sigma_{\text{экв}I-I} = \sqrt{27,6^2 + 3 \cdot 16,6^2} = 39,65 \text{ МПа} < [\sigma].$$

Статична міцність вхідного вала редуктора достатня.

Перевірка на витривалість

Границю витривалості при згині приймаємо $\sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}$ (табл. 7.1).

Границю витривалості при крученні приймаємо $\tau_{-1} = 240 \text{ МПа}$ (табл. 7.1).

Амплітуда циклів напружень при згині (змінна складова циклу) $\sigma_a = \sigma_u$, $\sigma_{aI} = 26,3 \text{ МПа}$, $\sigma_{aII} = 27,6 \text{ МПа}$.

Середнє напруження циклу (постійна складова циклу) $\sigma_m = 0$.

Амплітуда циклів напружень при крученні (змінна складова циклу) $\tau_a = \frac{\tau}{2}$, $\tau_{aI} = 7,55 \text{ МПа}$, $\tau_{aII} = 8,3 \text{ МПа}$.

Середнє напруження циклу (постійна складова циклу) $\tau_m = \frac{\tau}{2}$, $\tau_{mI} = 7,55 \text{ МПа}$, $\tau_{mII} = 8,3 \text{ МПа}$.

Коефіцієнт, що коректують вплив постійної складової циклу напружень за опором втоми при крученні, $\psi_\tau = 0,1$.

Концентратором напружень у небезпечному перерізі *I-I* є шпонковий паз, при цьому ефективні коефіцієнти концентрації $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 2,05$ (табл. 7.3), коефіцієнт, який враховують розміри вал,а $K_d = 0,58$, (табл. 7.4), коефіцієнт, який враховують якість поверхні, $K_F = 1$ (табл. 7.6), коефіцієнт поверхневого зміцнення $K_V = 1$ (табл. 7.5).

Коефіцієнти концентрації напружень

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_V}, \quad K_{\tau D} = \frac{\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1}{K_V},$$

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{1,7}{0,58} + \frac{1}{1} - 1}{1} = 2,93, \quad K_{\tau D} = \frac{\frac{2,05}{0,58} + \frac{1}{1} - 1}{1} = 3,53.$$

Коефіцієнт запасу опору втоми при згині

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma D} + \psi_{\sigma} \sigma_m}.$$

$$s_{\sigma} = \frac{410}{26,3 \cdot 2,93 + 0} = 5,32.$$

Коефіцієнт запасу опору втоми при крученні

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau D} + \psi_{\tau} \tau_m}.$$

$$s_{\tau} = \frac{240}{7,55 \cdot 3,53 + 0,1 \cdot 7,55} = 8,76.$$

Коефіцієнту запасу опори втоми

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}}.$$

$$s_I = \frac{5,32 \cdot 8,67}{\sqrt{5,32^2 + 8,67^2}} = 4,55 > [s].$$

Концентратором напружень у небезпечному перерізі II-II є посадка підшипника з гарантованим натягом, при цьому $\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} = 5$,

$\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} = 3,025$ (табл. 7.3), коефіцієнт, який враховують якість поверхні, $K_F = 1$ (табл. 7.6), коефіцієнт поверхневого зміцнення $K_V = 1$ (табл. 7.5).

Коефіцієнти концентрації напружень

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_V}, \quad K_{\tau D} = \frac{\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1}{K_V},$$

$$K_{\sigma D} = \frac{5 + \frac{1}{1} - 1}{1} = 5, \quad K_{\tau D} = \frac{3,025 + \frac{1}{1} - 1}{1} = 3,025.$$

Коефіцієнту запасу опору втоми при згині

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K \sigma_D + \psi_{\sigma} \sigma_m}.$$

$$s_{\sigma} = \frac{410}{27,6 \cdot 5 + 0} = 2,97.$$

Коефіцієнту запасу опору втоми при крученні

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K \tau_D + \psi_{\tau} \tau_m}.$$

$$s_{\tau} = \frac{240}{8,3 \cdot 3,025 + 0,1 \cdot 8,3} = 9,25.$$

Коефіцієнту запасу опори втоми

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}}.$$

$$s_I = \frac{2,97 \cdot 9,25}{\sqrt{2,97^2 + 9,25^2}} = 2,83 > [s].$$

Втомна міцність вихідного вала редуктора достатня.

8. ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ

Розрахунок підшипників кочення базується на двох критеріях:

1. Розрахунок на ресурс (довготривалість) за викришуванням від втоми.

2. Розрахунок на статичну вантажопідйомність за остаточними деформаціями.

При проектуванні підшипники підбирають зі стандартних. Розрізняють підбір підшипників за динамічною вантажопідйомністю C для запобігання руйнування від втоми (викришування) (при $n \geq 10 \text{ хв}^{-1}$) і за статичною вантажопідйомністю C_0 для запобігання остаточним деформаціям.

8.1. Розрахунок на ресурс

Умова підбора за динамічною вантажопідйомністю

$$C \leq C_{\text{паспорт}}, \quad (8.1)$$

де $C_{\text{паспорт}}$ – паспортна динамічна вантажопідйомність (дод. 4).

Динамічна вантажопідйомність, Н,

$$C = Pp \sqrt{\frac{L}{a_1 a_2}} \quad (8.2)$$

де p – показник ступеня, для кулькових $p=3$, для роликкових $p \approx 3,33$;

a_1 – коефіцієнт надійності, для підшипників більшості виробів приймають $S = 0,9$ (табл. 8.1);

a_2 – узагальнений коефіцієнт сумісного впливу якості металу та умов експлуатації (табл. 8.2);

Таблиця 8.1

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 8.2

Тип підшипника	a_2		
	Звичайні умови застосування	За наявності гідродинамічної плівки і знижених перекосів у вузлах	Матеріал кілець і тіл кочення підвищеної якості за наявності гідродинамічної плівки і знижених перекосів у вузлах
Для кулькових підшипників	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
Для роликів конічних підшипників	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3

L – ресурс підшипника, млн обертів,

$$L = \frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}, \quad (8.3)$$

де L_h – сумарний час роботи підшипника, год;

n – частота обертання підшипника, хв^{-1} ;

P – еквівалентне навантаження, Н, для радіальних та радіально-упорних підшипників є умовним постійним радіальним навантаженням P_r :

$$P_r = (XV F_r + Y F_a) K_\delta K_T, \quad (8.4)$$

де F_r, F_a – радіальне та осьове навантаження, Н;

X, Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження (табл. 8.3);

V – коефіцієнт обертання, залежить від того, яке кільце обертається (при обертанні внутрішнього кільця та для радіально-упорних підшипників $V = 1$, при обертанні зовнішнього кільця радіальних підшипників $V = 1,2$);

K_δ – коефіцієнт безпеки, який враховує характер навантажень: при спокійному навантаженні $K_\delta = 1$, при помірних поштовхах $K_\delta = 1,3...1,5$, при сильних ударах $K_\delta = 2,5...3$;

K_T – температурний коефіцієнт (при t до 100°C $K_T = 1$, при $t = 125...250^\circ\text{C}$ $K_T = 1,05...1,4$).

Таблиця 8.3

Тип підшипника	α	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e
			X	Y	X	Y	
Радіальний кульковий однорядний	0	0,014				2,3	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11	1	0	0,56	1,45	0,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,0	0,44
Радіально-упорний кульковий однорядний	12	0,014				1,81	0,3
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17	1	0	0,45	1,13	0,48
		0,29				1,14	0,52
		0,43				1,01	0,54
		0,57				1,0	0,54
	26	–	1	0	0,41	0,87	0,68
	36	–	1	0	0,37	0,66	0,95
Роликовий конічний однорядний	–	–	1	0	0,4	$0,4ctg\alpha$	$1,5ctg\alpha$

Значення X та Y залежать від відношення $\frac{F_a}{VF_r}$, що пояснюється тим, що в деяких межах ($\leq e$) додаткове осьове навантаження не погіршує умови роботи підшипника, воно зменшує радіальний зазор у підшипниках і вирівнює розподіл навантаження по тілах кочення.

При змінних навантаженнях враховують еквівалентну довговічність

$$L_{hE} = K_{HE} L_h, \quad (8.5)$$

де L_h – сумарний час роботи підшипника, год;

K_{HE} – коефіцієнт режиму навантаження (табл. 8.4).

Таблиця 8.4

Режим навантаження	0	I	II	III	IV	V
K_{HE}	1	0,8	0,63	0,56	0,5	0,4

За радіальне навантаження на підшипник приймається сумарна реакція на опору. При встановленні вала на двох радіальних кулькових підшипниках осьова сила, яка навантажує підшипник, дорівнює зовнішньому осьовому навантаженні F_a . При встановленні вала на двох радіально-упорних підшипниках осьові сили, які навантажують підшипник, визначають з урахуванням осьових складових S_1 та S_2 , які виникають від радіальних навантажень внаслідок нахилу контактних ліній.

Осьові складові для кулькових радіально-упорних, Н,

$$S_i = e \cdot F_{ri}. \quad (8.6)$$

Осьові складові для конічних підшипників, Н,

$$S_i = 0,83e \cdot F_{ri}. \quad (8.7)$$

У табл. 8.5 наведено формули для визначення осьових сил, які навантажують радіально-осьові підшипники.

Таблиця 8.5

Умова навантаження	Осьова сила
$S_1 \geq S_2; F_a \geq 0$	$F_{a1} = S_1; F_{a2} = F_{a1} + F_a$
$S_1 < S_2; F_a \geq S_2 - S_1$	
$S_1 < S_2; F_a < S_2 - S_1$	$F_{a2} = S_2; F_{a1} = F_{a2} - F_a$

8.2. Розрахунок на статичну вантажопідйомність

Умова перевірки чи підбору за статичною вантажопідйомністю

$$P_0 \leq C_0, \quad (8.9)$$

де C_0 – статична вантажопідйомність, Н (дод. 4);

P_0 – еквівалентне статичне навантаження, Н,

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (8.10)$$

де X_0, Y_0 – коефіцієнти радіального та осьового навантаження:

$X_0 = 0,6, Y_0 = 0,5$ – радіальні шарикопідшипники однорядні і дворядні;

$X_0 = 0,5, Y_0 = 0,47 \dots 0,28$ (при $\alpha = 12 \dots 36^\circ$ відповідно) – радіально-упорні кулькові підшипники;

$X_0 = 0,5, Y_0 = 0,22 \operatorname{ctg} \alpha$ – конічні та самоустановлювальні кулькові підшипники та роликотпідшипники.

8.3. Приклад розрахунку підшипників

Вихідний вал редуктора установлюємо в кулькових радіальних підшипниках 217 з динамічною вантажопідйомністю $C = 83,2$ Н, статичною вантажопідйомністю $C_0 = 53$ Н.

Радіальне навантаження на підшипник:

на опорі А $F_{rA} = 9913,1$ Н.

опорі В $F_{rB} = 11954,6$ Н;

$n = 28,65$ хв⁻¹.

Виконуємо розрахунки для опори В як більш навантаженої.

Коефіцієнт безпеки $K_\sigma = 1$.

Температурний коефіцієнт $K_T = 1$.

Коефіцієнт обертання при обертанні внутрішнього кільця та для радіально-упорних підшипників $V = 1$.

Еквівалентне навантаження, Н,

$$P_E = (XV F_r + Y F_a) K_\sigma K_T,$$

$$P_E = (1 \cdot 1 \cdot 11954,6 + 0) \cdot 1 \cdot 1 = 11954,6 \text{ Н.}$$

Ресурс підшипника, млн обертів,

$$L = \frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6},$$

де L_h – сумарний час роботи підшипника, приймаємо

$L_h = 20000$ год;

n – частота обертання підшипника, хв^{-1} .

$$L = \frac{20000 \cdot 60 \cdot 28,65}{10^6} = 3,438 \text{млн.об}$$

Динамічна вантажопідйомність, Н,

$$C = P_3 \sqrt[3]{\frac{L}{a_1 a_2}},$$

де a_1 – коефіцієнт надійності, для підшипників більшості виробів приймають $S = 0,9$, приймаємо $a_1 = 1$ (табл. 8.1);

a_2 – узагальнений коефіцієнт сумісного впливу якості металу та умов експлуатації, приймаємо $a_2 = 0,8$ (табл. 8.2);

L – сумарний час роботи підшипника, приймаємо $L = 20000$ год;

$$C = 11954,63 \sqrt[3]{\frac{3,438}{1 \cdot 0,8}} = 19436 \text{ Н.}$$

Оскільки $C = 19436 \text{ Н} < C_{\text{насн}} = 83,2 \text{ Н}$, довговічність підшипника достатня.

Еквівалентне статичне навантаження, Н,

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a,$$

де X_0, Y_0 – коефіцієнти радіального та осьового навантаження, приймаємо $X_0 = 0,6, Y_0 = 0,5$.

$$P_0 = 0,6 \cdot 11954,6 = 7172,76 \text{ Н.}$$

Оскільки $P_0 = 7172,76 \text{ Н} < C_0 = 53 \text{ Н}$, статична вантажопідйомність підшипника достатня.

9. ЗМАЩЕННЯ КОЛІС І ПІДШИПНИКІВ РЕДУКТОРІВ

Змащення зубчастих і черв'ячних зачеплень і підшипників зменшує втрати на тертя, запобігає підвищеному зношуванню та нагріву деталей, а також зберігає деталі від корозії. Зниження втрат на тертя забезпечує підвищення КПД редуктора.

За способом підведення мастильного матеріалу до зачеплення розрізняють картерне та циркуляційне змащення.

Картерне змащення здійснюється зануренням зубчастих і черв'ячних коліс (або черв'яків) у мастило, що заливається всередину корпусу. Такий спосіб змащення застосовують при колових швидкостях у зачепленні зубчастих передач $V = 0,3 \dots 12,5 \text{ м/с}$, у черв'ячних передачах при еоловій швидкості черв'яка до $V < 10 \text{ м/с}$. При більшій швидкості мастило скидається відцентровою силою. При картерному змащенні колеса захоплюють мастило, розбризкуючи його по стінках редуктора.

Для зменшення опору руху та аерації мастила глибина занурення колеса швидкохідного ступеня не повинна перевищувати висоти зубця h . Для коліс тихохідного ступеня занурення коліс не повинно перевищувати $\frac{1}{3}d$.

Глибина занурення, мм,

$$m \leq h_m \leq 0,25d_2, \quad (9.1)$$

де m – модуль зачеплення, мм;

d_2 – діаметр колеса, мм.

Для деталей черв'ячного редуктора

$$h_m = (0,1 \dots 0,5)d_1, \quad (9.2)$$

де d_1 – діаметр черв'яка, мм.

Занурювати колеса треба не вище центра нижнього тіла кочення підшипника. Якщо умови нормальної роботи підшипників не дозволяють занурювати черв'як у мастило, то застосовують бризковики, що закидають мастило на черв'ячне колесо; у реверсивних передачах встановлюють два бризковики.

Зубці конічних коліс занурюють у мастило на всю довжину. У багатоступінчастих редукторах часто не вдається занурювати зубці всіх коліс у мастило, тому що для цього необхідний дуже високий рівень мастила, що може спричинити занадто велике занурення колеса тихохідного ступеня і навіть підшипників. У цих випадках застосовують додаткові мастильні шестірні або інші пристрої.

При обиранні сорту мастила треба враховувати, що чим вище колова швидкість колеса, тим менша має бути в'язкість мастила, і чим вище контактні напруження в зачепленні, тим в'язкість мастила має бути більшою. Рекомендована в'язкість мастила наведена в табл. 9.1 і 9.2. Сорт мастила наведений у табл. 9.3.

Таблиця 9.1

Рекомендована в'язкість мастила для зубчастих коліс при 50 °С

Контактне напруження [σ_H], МПа	Колова швидкість, м/с		
	до 2	2...5	більше 5
До 600	34	28	22
Від 600 до 1000	60	50	40
Від 1000 до 1200	70	60	50

Таблиця 9.2

Рекомендована в'язкість мастила для черв'ячних коліс при 100 °С

Контактне напруження [σ_H], МПа	Швидкість ковзання, м/с		
	до 2	2...5	більше 5
До 200	25	20	15
Від 200 до 250	32	25	18
Від 250 до 300	40	30	23

Підшипники найчастіше змащують тим самим мастилом, що і колеса передач. При картерному змащенні підшипники змащуються бризками мастила. При колівій швидкості коліс $V > 1\text{м/с}$ бризками мастила покриті всі деталі передач і внутрішня поверхня редуктора, при цьому мастило, що стікає, потрапляє в підшипник. Іноді для надійного змащення зачеплення треба

підвищувати рівень мастила. У цьому разі для запобігання потрапляння в підшипник продуктів зношення передач, а також залишкового мастила підшипники захищують мастилозахисними кільцями.

Таблиця 9.3

Сорт мастила	В'язкість мастила
Для зубчастих коліс при 50 °С	
Індустріальне І-20 А	17...23
Індустріальне І-30 А	28...33
Індустріальне І-40 А	35...45
Індустріальне І-50 А	47...55
Індустріальне І-70 А	65...75
Для черв'ячних коліс при 100 °С	
Авіаційне МС-20	20,5
Циліндрове 52	52

При швидкостях коліс швидкохідного ступеня $V \geq 5$ м/с підшипники змащуються розбризкуванням і їх встановлюють так, щоб внутрішні торці знаходились в глибині посадкового отвору на відстані 3...5 мм від внутрішньої поверхні стінки редуктора, а при $3 \leq V \leq 5$ м/с для полегшення забризкування мастила всередину підшипника – на рівні зі стінкою. При $V < 3$ м/с підшипники змащують консистентним мастилом і встановлюють на відстані $e \approx \delta$, що необхідно для встановлення ущільненого кільця.

У разі, коли доступ мастила до підшипників ускладнений, їх змащують пластичним мастильним матеріалом ЦІАТІМ–201, Літол–24, ОКБ–122–7. При цьому з внутрішнього боку підшипник закривають мастилоскидальним кільцем.

Рівень мастила контролюється мастилопоказником. Для зливу забрудненого мастила має бути передбачений зливальний отвір, що закривається пробкою з нарізкою.

Для огляду коліс редуктора та заливання мастила в кришці корпусу має бути передбачено оглядове вікно.

10. ВИБІР МУФТ

Основне призначення муфт приводів – передавання крутного моменту від одного вала на інший. Муфти приводів одночасно виконують і ряд інших функцій: у визначених межах компенсують похибки монтажу валів, дозволяють з'єднувати або роз'єднувати вали, оберігають робочу машину від перевантаження, зменшують поштовхи та вібрації в процесі роботи.

При з'єднанні швидкохідних валів з метою зменшення динамічних навантажень муфта повинна мати малий момент інерції та пружні властивості. Тому при з'єднанні двигуна і редуктора доцільно використовувати муфти з гумовими пружними елементами: муфту пружню втулково-пальцеву, з гумовою зірочкою, з тороподібною оболонкою.

Як муфти, що з'єднують редуктор і барабан, встановлені на спільній рамі, можна застосовувати втулкову чи фланцеву муфту. У випадку розташування виконавчого механізму і привода не на спільній рамі застосовуються муфти кулачково-дискові і зубчасті.

Експлуатаційною характеристикою муфт є значення крутного моменту T_m , який передається, і діаметр вала d , на якому розташована муфта. Типорозмір муфти обирається залежно від умов експлуатації за таблицями (додаток 5) згідно з залежністю

$$T_m = k \cdot T \leq T_n, \quad (10.1)$$

де k – коефіцієнт динамічності навантаження, $k = 1,25 \dots 1,5$;

T – крутний момент на валу, Н·м;

T_n – паспортний крутний момент муфти, Н·м.

Приклад. Обрати муфту, яка входить до складу привода робочої машини (рис. 1.1) при крутному моменті на IV валу $T = 2040,7$ Н·м.

Крутний момент муфти визначається за формулою (10.1)

$$T_m = 1,3 \cdot 2040,7 = 2652,9 \text{ Н·м.}$$

Муфта з'єднує тихохідні вали: вихідний вал редуктора та вал барабана. Діаметр IV вала $d_g = 80$ мм. Доцільно обрати втулково-пальцеву муфту МУВП 4000.00-80-2-ГОСТ 21424-93, номінальний момент якої 4000 Н·м.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Заблонський К. І. Деталі машин: підручник. Одеса: Астропринт, 1999. 404 с.
2. Курмаз Л. В. Основи конструювання деталей машин: навч. посіб. Харків: Видавництво «Підручник НТУ «ХПІ», 2010. 532 с.
3. Мороз В. І., Братченко О. В., Ліньков В. В. Основи конструювання і САПР: навч. посіб. Харків: ПП видавництво «Нове слово», 2003. 194 с.
4. Мороз В. І., Захарченко В. В., Надтока О. В. Основи конструювання деталей машин: конспект лекцій з дисципліни «Деталі машин». Харків: УкрДАЗТ, 2013. 33 с.
5. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Деталі машин і основи конструювання» / В. В. Захарченко, О. В. Надтока, А. В. Павшенко, К. В. Астахова, С. В. Бобрицький. Харків: УкрДАЗТ, 2015. 72 с.
6. Надтока О. В., Захарченко В. В., Бобрицький С. В. Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічних та контрольних робіт з дисципліни «Деталі машин і основи конструювання». Харків: УкрДУЗТ, 2018. 87 с.

Технічні дані двигунів серії АІР

Таблиця Д.1.1

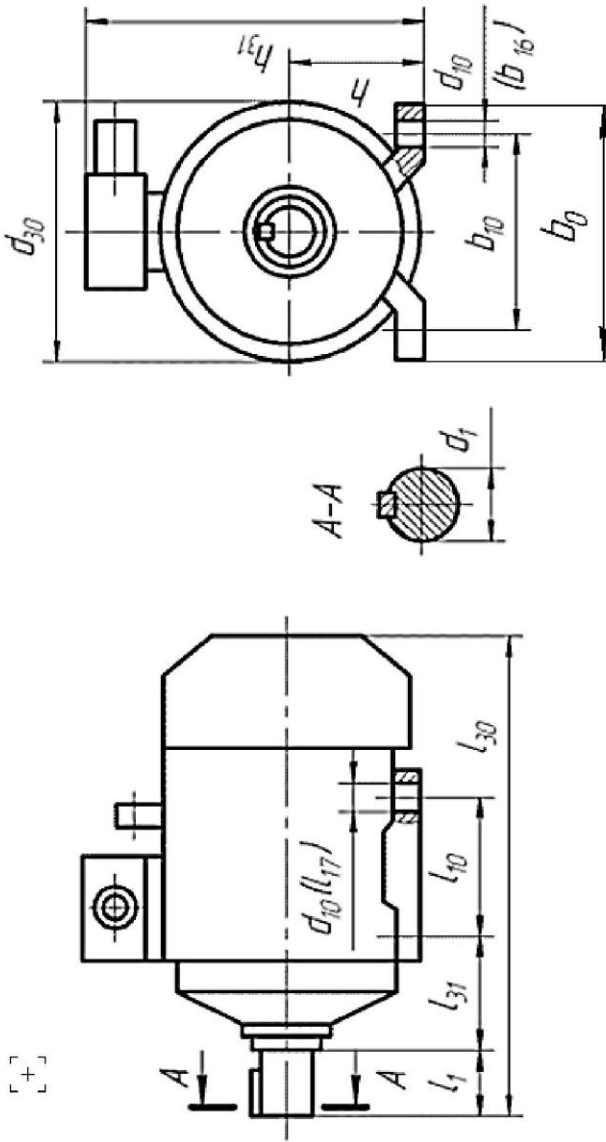
Синхронна частота обертання 3000 об/хв				
Типорозмір	Потужність, кВт	Асинхронна частота обертання, об/хв	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$
1	2	3	4	5
AIP63A2	0,37	2730	2,2	2,2
AIP63B2	0,55	2730	2,2	2,2
AIP71A2	0,75	2820	2,1	2,2
AIP71B2	1,1	2805	2,1	2,2
AIP80A2	1,5	2850	2,1	2,2
AIP80B2	2,2	2850	2	2,2
AIP90L2	3,0	2850	2	2,2
AIP100S2	4,0	2850	2	2,2
AIP100L2	5,5	2850	2	2,2
AIP112M2	7,5	2895	2	2,2
AIP132M2	11	2910	1,6	2,2
AIP160S2	15	2910	1,8	2,7
AIP160M2	18,5	2910	2	2,7
AIP180S2	22	2919	2	2,7
AIP180M2	30	2925	2,2	3,0
Синхронна частота обертання 1500 об/хв				
AIP63B4	0,37	1320	2,3	2,2
AIP71A4	0,55	1357,5	2,3	2,2
AIP71B4	0,75	1350	2,2	2,2
AIP80A4	1,1	1395	2,2	2,2
AIP80B4	1,5	1395	2,2	2,2
AIP90L4	2,2	1395	2,1	2,2
AIP100S4	3,0	1410	2	2,2
AIP100L4	4,0	1410	2	2,2
AIP112M4	5,5	1432,5	2	2,5
AIP132S4	7,5	1440	2	2,5
AIP132M4	11	1447,5	2	2,7
AIP160S4	15	1455	1,9	2,9

Продовження табл. Д.1.1

1	2	3	4	5
AIP160M4	18,5	1455	1,9	2,9
AIP180S4	22	1462,5	1,7	2,4
AIP180M4	30	1470	1,7	2,7
Синхронна частота обертання 1000 об/хв				
AIP71A6	0,37	915	2	2,2
AIP71B6	0,55	915	2	2,2
AIP80A6	0,75	920	2	2,2
AIP80B6	1,1	920	2	2,2
AIP90L6	1,5	925	2	2,2
AIP100S6	2,2	945	2	2,2
AIP100L6	3,0	950	2	2,2
AIP112MA6	4,0	950	2	2,2
AIP112MB6	5,5	960	2	2,2
AIP132S6	7,5	960	2	2,2
AIP132M6	11	970	2	2,7
AIP160S6	15	970	2	2,7
AIP160M6	18,5	980	1,8	2,4
AIP180S6	22	980	1,6	2,4
AIP180M6	30	975	1,6	2,4
Синхронна частота обертання 750 об/хв				
AIP80A8	0,37	701	1,8	1,9
AIP80B8	0,55	701	1,8	1,9
AIP90LA8	0,75	697,5	1,6	1,7
AIP90LB8	1,1	697,5	1,6	1,7
AIP100L8	1,5	705	1,6	1,7
AIP112MA8	2,2	708,75	1,8	2,2
AIP112MB8	3,0	708,75	1,8	2,2
AIP132S8	4,0	716,25	1,8	2,2
AIP132M8	5,5	712,5	1,8	2,2
AIP160S8	7,5	727,5	1,6	2,4
AIP160M8	11	727,5	1,6	2,4
AIP180M8	15	731,25	1,6	2,2
AIP200M8	18,5	731,25	1,6	2,3
AIP200L8	22	731,25	1,6	2,3
AIP225M8	30	731,25	1,4	2,3

Габаритні та приєднувальні розміри електродвигунів серії АІР

Типорозмір двигуна	Кількість полюсів	Габаритні розміри				Приєднувальні розміри								Маса, кг
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}	b_0	b_{10}	h		
АІР71А	2, 4, 6	272,5	188	170	40	90	46	19	7	147	112	71	8,6	
АІР71В														9,4
АІР80А	2, 4, 6	296,5	204,5	190	50	100	50	22	10	150	125	80	11,9	
АІР80В														13,8
АІР90L	2, 4	337	224,5	210	60	125	56	24	12	190	140	90	18,6	
АІР100S														23
АІР100L	2, 4	391	246,5	240	80	140	63	28	12	220	160	100	29	
АІР112M														49



Номінальні лінійні розміри

Таблиця Д.3.1

Ряди			Додаткові розміри
$R_a 10$	$R_a 20$	$R_a 40$	
1	2	3	4
8,0	8,0	8,0	8,2
		8,5	8,8
	9,0	9,0	9,2
		9,5	9,8
10	10,0	10,0	10,2
		10,5	10,8
	11,0	11,0	11,2
		11,5	11,8
12	12	12	12,5
		13	13,5
	14	14	14,5
		15	15,5
16	16	16	16,5
		17	17,5
	18	18	18,5
		19	19,5
20	20	20	20,5
		21	21,5
	22	22	23
		24	
25	25	25	27
		26	
	28	28	29
		30	
32	32	32	31
		34	33
	36	36	35
		38	37
			39

Продовження табл. Д.3.1

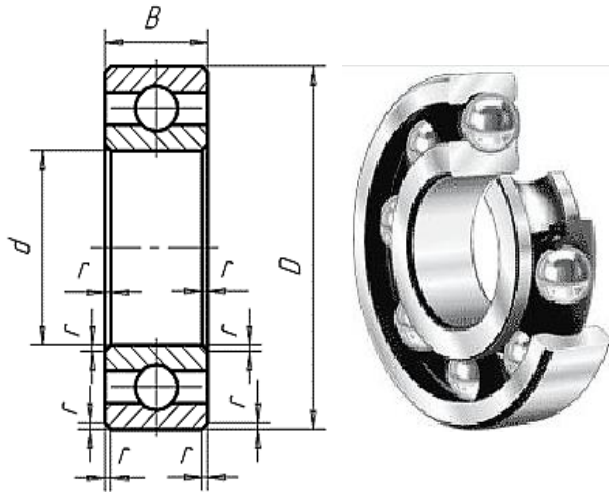
1	2	3	4
40	40	40	41
		42	44
	45	45	46
		48	49
50	50	50	52
		53	55
	56	56	58
		60	62
63	63	63	65
		67	70
	71	71	73
		75	78
80	80	80	82
		85	
	90	90	92
		95	98
100	100	100	102
		105	108
	110	110	112
		120	115 118
125	125	125	135
		130	
	140	140	145
		150	
160	160	160	155
		170	165
	180	180	175
		190	185 195
200	200	200	205
		210	
	220	220	230
		240	

Продовження табл. Д.3.1

1	2	3	4
250	250	250	270
		260	
	280	280	290
		300	310
320	320	320	330
		340	
	360	360	350
		380	370
400	400	400	410
		420	440
	450	450	460
		480	490
500	500	500	515
		530	
	560	560	545
		600	580
630	630	630	615
		670	650
	710	710	690
		750	730
800	800	800	775
		850	825
	900	900	875
		950	925
			975

Номінальні розміри та вантажопідйомність підшипників

Кулькові радіальні однорядні підшипники



d – номінальний діаметр отвору внутрішнього кільця;

D – номінальний діаметр зовнішньої циліндричної поверхні зовнішнього кільця;

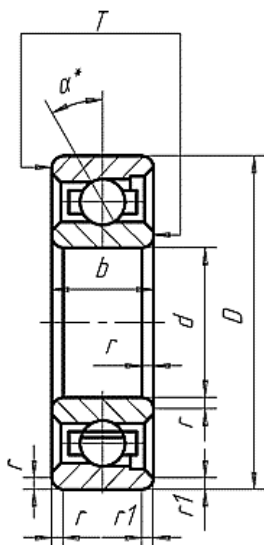
B – номінальна ширина підшипника;

r – номінальна координата монтажної фаски

Позначення	d	D	B	r	C, H	C_0, H
Особлива легка серія діаметрів 1, номінальна серія ширин 0						
200	10	30	9	1,0	5900	2650
201	12	32	10	1,0	6890	3100
202	15	35	11	1,0	7800	3550
203	17	40	12	1,0	9560	4500
204	20	47	14	1,5	12700	6200
205	25	52	15	1,5	14000	6950
206	30	62	16	1,5	19500	10000
207	35	72	17	2,0	25500	13700
208	40	80	18	2,0	32000	17800
209	45	85	19	2,0	33200	18600
210	50	90	20	2,0	35100	19800
211	55	100	21	2,5	43600	25000
212	60	110	22	2,5	52000	31000
213	65	120	23	2,5	56000	34000
214	70	125	24	2,5	61800	37500
215	75	130	25	2,5	66300	41000
216	80	140	26	3,0	70200	45000
217	85	150	28	3,0	83200	53000
218	90	160	30	3,0	95600	62000
220	100	180	34	3,0	124000	79000

Середня серія діаметрів 3, вузька серія ширин 0						
300	10	35	11	1,0	8060	3750
301	12	37	12	1,5	9750	4650
302	15	42	13	1,5	11400	5400
303	17	47	14	1,5	13500	6650
304	20	52	15	2,0	15900	7800
305	25	62	17	2,0	22500	11400
306	30	72	19	2,0	28100	14600
307	35	80	21	2,5	33200	18000
308	40	90	23	2,5	41000	22400
309	45	100	25	2,5	52700	30000
310	50	110	27	3,0	61800	36000
311	55	120	29	3,0	71500	41500
312	60	130	31	3,5	81900	48000
313	65	140	33	3,5	92300	56000
314	70	150	35	3,5	104000	63000
315	75	160	37	3,5	112000	72500
316	80	170	39	3,5	124000	80000
317	85	180	41	4,0	133000	90000
318	90	190	43	4,0	143000	99000
320	100	215	47	4,0	174000	132000
Важка серія діаметрів 3, вузька серія ширин 0						
403	17	62	17	2,0	22900	11800
405	25	80	21	2,5	36400	20400
406	30	90	23	2,5	47000	26700
407	35	100	25	2,5	55300	31000
408	40	110	27	2,5	63700	36500
409	45	120	29	3,0	76100	45500
410	50	130	31	3,5	87100	52000
411	55	140	33	3,5	100000	63000
412	60	150	35	3,5	108000	70000
413	65	160	37	3,5	119000	78000
414	70	180	42	4,0	143000	105000
416	80	200	48	4,0	163000	125000
417	85	210	52	5,0	174000	135000
418	90	225	54	5,0	186000	146000

Кулькові радіально-упорні однорядні підшипники



d – номінальний діаметр отвору внутрішнього кільця;

D – номінальний діаметр зовнішньої циліндричної поверхні зовнішнього кільця;

B – номінальна ширина підшипника;

r – номінальна координата монтажної фаски.

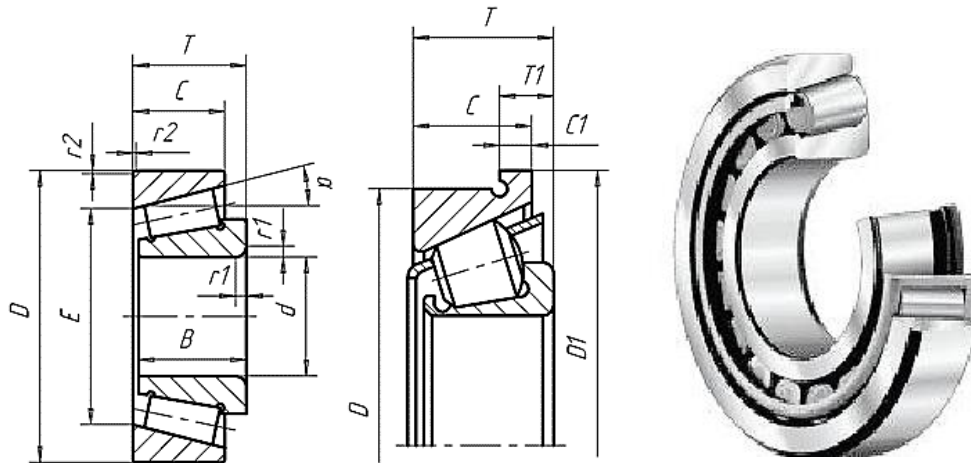
Для підшипників типу 36000 кут $\alpha = 15^\circ$;

типу 46000 – $\alpha = 26^\circ$; типу 66000 – $\alpha = 36^\circ$

Позначення	d	D	B	r	$C, H, \text{ для типу}$		$C_0, H, \text{ для типу}$	
					36000	46000	36000	46000
Серія діаметрів 2, серія ширин 0								
46202	15	35	11	1,0	6000	8520	3750	3650
46203	17	40	12	1,0	9200	–	5750	–
46204	20	47	14	1,5	11900	14800	7450	7640
46205	25	52	15	1,5	12400	15700	8000	8340
46206	30	62	16	1,5	16300	21900	12000	12000
46207	35	72	17	2,0	20000	29000	15300	16400
46208	40	80	18	2,0	27000	36800	20400	21400
46209	45	85	19	2,0	32000	38700	25500	23100
46210	50	90	20	2,0	35500	40600	28500	24900
46211	55	100	21	2,5	41500	50300	34500	31500
46212	60	110	22	2,5	50000	60800	42500	38800
46213	65	120	23	2,5	–	69400	–	–
46214	70	125	24	2,5	60000	–	52000	45900
46215	75	130	25	2,5	73500	78400	65500	53800
46216	80	140	26	3,0	73500	87900	65500	60000
46217	85	150	28	3,0	81500	94400	76500	65100
46218	90	160	30	3,0	90000	111000	85000	76200
46220	100	180	34	3,5	–	148000	–	1070000
Позначення	d	D	B	r	C, H		C_0, H	

Серія діаметрів 3, серія ширин 0						
46305	25	62	17	2,0	26900	14600
46306	30	72	19	2,	32600	18300
46307	35	80	21	2,5	42600	24700
46308	40	90	23	2,5	50000	30100
46309	45	100	25	2,5	61400	37000
46310	50	110	27	3,0	71800	44000
46312	60	130	31	3,5	100000	65300
46313	65	140	33	3,5	113000	75000
46314	70	150	35	3,5	127000	85300
46318	90	190	43	4,0	165000	122000
46320	100	215	47	4,0	213000	177000
Серія діаметрів 4, серія ширин 0						
66407	35	100	25	2,5	—	—
66408	40	110	27	3,0	72200	42300
66409	45	120	29	3,0	81600	47300
66410	50	130	31	3,5	98900	60100
66412	60	150	35	3,5	125000	79500
66414	70	180	42	4,0	152000	109000
66418	90	225	54	5,0	208800	162000

Роликові конічні однорядні підшипники

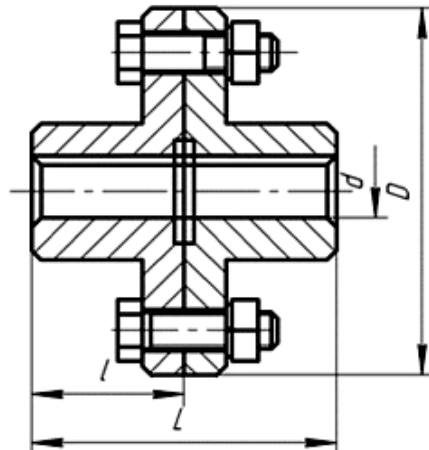


Позначення	d	D	B	T	C, H	C_0, H	Розрахункові параметри		
							e	γ	Y_0
Серія діаметрів 2, серія ширин 0									
7203A	17	40	12	13,25	17900	12000	0,31	1,91	1,05
7204A	20	47	14	15,25	26000	16600	0,36	1,67	0,92
7205A	25	52	15	16,25	29200	21000	0,36	1,67	0,92
7206A	30	62	16	17,25	38000	25500	0,36	1,65	0,91
7207A	35	72	17	18,25	48400	32500	0,37	1,62	0,85
7208A	40	80	18	19,75	58300	40000	0,38	1,56	0,86
7209A	45	85	19	20,75	62700	50000	0,41	1,45	0,80
7210A	50	90	20	21,75	70400	55000	0,37	1,60	0,88
7211A	55	100	21	22,75	84200	61000	0,41	1,46	0,80
7212A	60	110	22	23,75	91300	70000	0,35	1,71	0,94
7213A	65	120	23	24,75	108000	78000	—	—	—
7214A	70	125	24	26,25	119000	89000	0,37	1,62	0,89
7215A	75	130	25	27,25	130000	100000	0,39	1,55	0,85
7216A	80	140	26	28,25	140000	114000	0,42	1,43	0,78
7217A	85	150	28	30,50	165000	134000	0,43	1,38	0,76
7218A	90	160	30	32,50	183000	150000	0,38	1,56	0,86
7219A	95	170	32	34,50	205000	156000	0,41	1,48	0,81
7220A	100	180	34	37,00	233000	190000	0,40	1,49	0,82

Серія діаметрів 3, серія ширин 0									
7303A	17	47	14	15,25	26000	16000	–	–	–
7304A	20	52	15	16,25	31900	20000	0,30	2,03	1,11
7305A	25	62	17	18,25	41800	28000	0,36	1,66	0,92
7306A	30	72	19	20,75	52800	39000	0,34	1,78	0,98
7307A	35	80	21	22,75	68200	50000	0,32	1,88	1,03
7308A	40	90	23	25,25	80900	56000	0,28	2,16	1,19
7309A	45	100	25	27,25	101000	72000	0,29	2,09	1,15
7310A	50	110	27	29,25	117000	90000	0,31	1,94	1,06
7311A	55	120	29	31,50	134000	110000	0,33	1,80	0,99
7312A	60	130	31	33,50	161000	120000	0,30	1,97	1,08
7313A	65	140	33	36,00	183000	150000	0,30	1,97	1,08
7314A	70	150	35	38,00	209000	170000	0,31	1,94	1,06
7315A	75	160	37	40,00	229000	185000	0,33	1,83	1,01
7316A	80	170	39	42,50	255000	190000	–	–	–
7317A	85	180	41	44,50	286000	216000	0,31	1,91	1,05
7318A	90	190	43	46,50	308000	236000	0,32	1,88	1,03
7319A	95	200	45	49,50	341000	265000	–	–	–
7320A	100	215	47	51,50	380000	290000	0,31	1,88	1,03
Серія діаметрів 5, серія ширин 0									
7505A	25	52	18	19,25	34100	25000	–	–	–
7506A	30	62	20	21,25	47300	37000	0,37	1,65	0,90
7507A	35	72	23	24,25	61600	45000	0,35	1,73	0,95
7508A	40	80	23	24,75	70400	50000	0,38	1,58	0,87
7509A	45	85	23	24,75	74800	60000	0,42	1,44	0,80
7510A	50	90	23	24,75	76500	64000	0,42	1,43	0,78
7511A	55	100	25	26,75	99000	80000	0,36	1,67	0,92
7512A	60	110	28	29,75	120000	100000	0,39	1,53	0,84
7513A	65	120	31	32,75	142000	120000	0,37	1,62	0,89
7514A	70	125	31	33,25	147000	128000	0,39	1,55	0,85
7515A	75	130	31	33,25	157000	130000	0,41	1,48	0,81
7516A	80	140	33	35,25	176000	155000	0,40	1,49	0,82
7517A	85	150	36	38,50	201000	180000	0,39	1,55	0,85
7518A	90	160	40	42,50	238000	193000	0,39	1,55	0,85
7519A	95	170	43	45,50	264000	220000	0,38	1,56	0,86
7520A	100	180	46	49,00	297000	280000	0,40	1,49	0,82

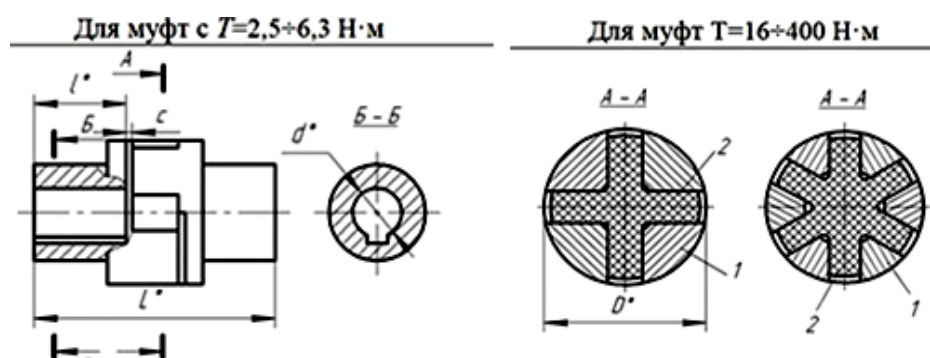
Механічні муфти

Муфти втулково-пальцеві



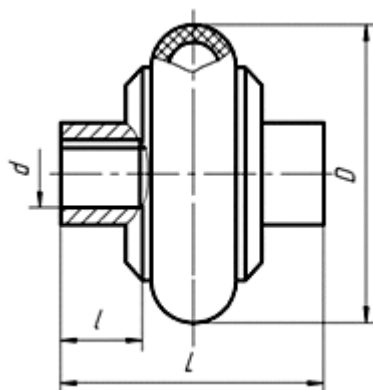
Номінальний крутний момент, T , Н·м	d , мм	D , мм, не більш	L , мм, не більш				l , мм			
			Виконання							
			1	2	3	4	1	2	3	4
6,3	9	71	43	-	43	-	20	-	13	-
	10 11		49	43	49	-	23	20	16	-
16	12 14	75	63	53	63	-	30	25	20	-
	16		83	59	83	59	40	28	30	18
31,5	16 18	90	84	60	84	60	40	28	30	18
	20 22		104	76	104	76	50	36	38	24
125	25 28	120	125	89	125	89	60	42	44	26
	30 (2-й ряд)		165	121	165	121	80	58	60	38
	32; 36 40; 45		140	165	121	165	121	80	58	60
250	40; 45	170	225	169	225	169	110	82	85	56
	40; 45		226	169	225	169	110	82	85	56
500	40; 45	170	226	169	225	169	110	82	85	56
710	45; 50; 56	190	226	170	226	170	110	82	85	56
1000	50; 56	220	226	170	226	170	110	82	85	56
	63		286	216	286	216	140	105	107	72
2000	63; 71 80; 90	250	288	218	288	218	140	105	107	72
			348	268	348	268	170	130	135	95
4000	80; 90	320	350	270	350	270	170	130	135	95
8000	100; 110; 125	400	432	342	432	342	210	165	170	125
			435	345	435	345				
16000	125	500	515	415	515	415	250	200	205	155
	140		615	495	615	495	300	240	245	185
	160									

Муфти пружні з зірочкою



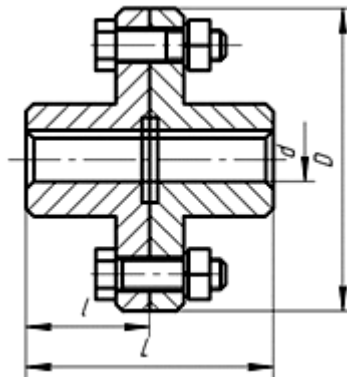
Номінальний крутний момент T , Н·м	d , мм	D , мм, не більш	L , мм, не більш		l , мм			
			Виконання					
			1	2	1	2		
2,5	6 7	32	45,5	-	16	-	1,5	92
6,3	10 11	45	59,5	53,5	23	20		83
	12 14		73,5	63,5	30	25		
16,0	12 14	53	81,0	71,0	30	25	3,0	63
	16 18		101,0	77,0	40	28		
25,0	14	63	81,0	71,0	30	25	3,0	58
	16 18		101,0	77,0	40	28		
	20		121,0	93,0	50	36		
31,5	16 18	71	101,0	77,0	40	28	3,0	50
	20		121,0	93,0	50	36		
63,0	20 22	85	128,0	100,0	50	36	3,0	37
	25 28		148,0	112,0	60	42		
	32		188,0	144,0	80	58		
125,0	25 28	105	148,0	112,0	60	42	3,0	33
	32 36		188,0	144,0	80	58		
50,0	32	135	191,0	147,0	80	58	3,0	30
	36		251,0	195,0	110	82		
	40 45		196,0	152,0	80	58		
400,0	38	166	196,0	152,0	80	58	3,0	25
	40		256,0	200,0	110	82		

Муфти пружні з тороподібною оболонкою



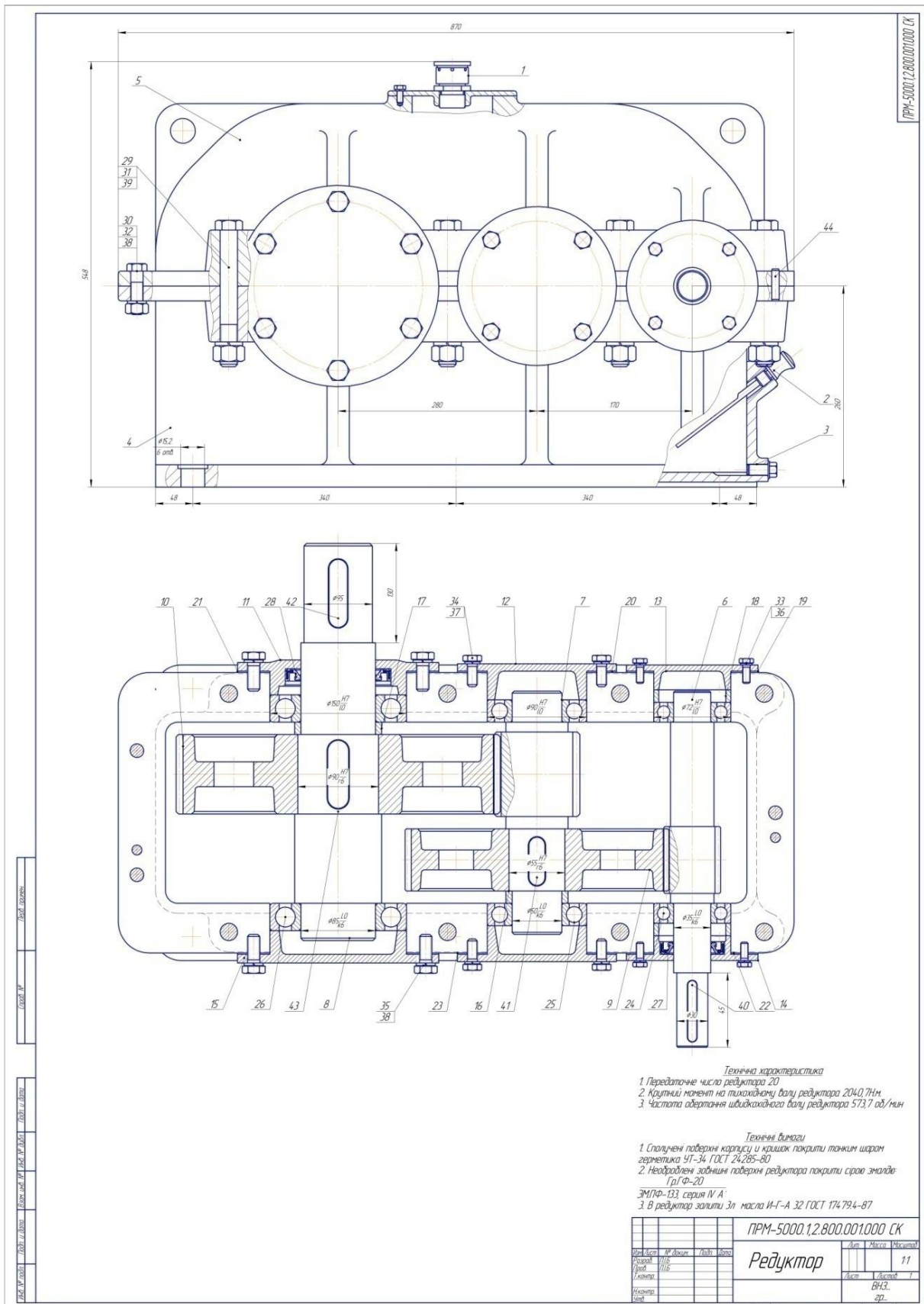
Номінальний крутний момент, T , Н·м	d , мм	D , мм, не більш	L , мм, не більш		l , мм		Номінальний крутний момент, T , Н·м	d , мм	D , мм, не більш	L , мм, не більш		l , мм	
			Виконання							Виконання			
			1	2	1	2				1	2	1	2
20	14 16; 18; 19	100	105	-	28	-	3150	75 80; 85; 90; 95 100	450	355	285	108	75
			110	95	30	20				405	325	132	96
40	18; 19 20; 22; 24 25	125	115	100	30	20	5000	90; 95; 100; 105 110	500	475	385	168	126
			130	120	38	26				415	335	132	96
80	22; 24 25; 28 30	160	140	130	38	26	8000	100; 105 110 120; 125	560	490	400	168	126
			150	140	44	28				495	400	168	126
125	25; 28 30; 32 35; 36	180	155	145	44	28	12500	110; 120 125 130; 140	630	525	420	168	126
			190	175	60	40				585	480	204	158
200	30; 32 35; 36; 38 40	200	200	185	60	40	16000	120; 125 130; 140	710	510	430	168	126
			250	235	84	60				590	490	204	158
250	32; 35 36; 38 40; 42; 45	220	205	185	60	40	20000	140; 150	800	600	500	204	158
			255	240	84	60				600	500	204	158
315	35; 36; 38 40; 42 45; 48	250	215	195	60	40	360	330	310	108	75	60	60
			270	250	84	60							
500	40; 42; 45; 48; 50; 53; 55; 56	280	270	250	84	60	360	280	230	84	60	60	60
			280	270	84	60							
800	48; 50 53; 55; 56 60; 63	320	280	270	84	60	360	330	310	108	75	60	60
			330	310	108	75							
1250	55; 56 60; 63; 65; 70; 71; 75	360	280	230	84	60	360	330	260	108	75	60	60
			330	260	108	75							

Муфти фланцеві



Номінальний крутний момент, T , Н·м	d , мм	D , мм, не більш	L , мм, не більш				l , мм			
			Виконання							
			1	2	3	4	1	2	3	4
6,3	9	71	43	-	43	-	20	-	13	-
	10		49	43	49	-	23	20	16	-
	11									
16	12	75	63	53	63	-	30	25	20	-
	14		83	59	83	59	40	28	30	18
	16									
31,5	16	90	84	60	84	60	40	28	30	18
	18									
63	20	100	104	76	104	76	50	36	38	24
	22									
125	25	120	125	89	125	89	60	42	44	26
	28		165	121	165	121	80	58	60	38
	30 (2-й ряд)									
250	32; 36	140	165	121	165	121	80	58	60	38
	40; 45		225	169	225	169	110	82	85	56
500	40; 45	170	226	169	225	169	110	82	85	56
710	45; 50; 56	190	226	170	226	170	110	82	85	56
1000	50; 56	220	226	170	226	170	110	82	85	56
	63		286	216	286	216	140	105	107	72
2000	63; 71 80; 90	250	288	218	288	218	140	105	107	72
			348	268	348	268	170	130	135	95
4000	80; 90	320	350	270	350	270	170	130	135	95
8000	100; 110; 125	400	432	342	432	342	210	165	170	125
16000	125	500	435	345	435	345				
	140		515	415	515	415	250	200	205	155
	160		615	495	615	495	300	240	245	185

Приклади креслень



Формат Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
			<i>Документація</i>		
		ПРМ-5000.1.2.800.001.000 СК	Складальне креслення		
		ПРМ-5000.1.2.800.001.000 ПЗ	Пояснювальна записка		
			<i>Складальні одиниці</i>		
	1	ПРМ-5000.1.2.800.001.001	Кришка люку	1	
	2	ПРМ-5000.1.2.800.001.002	Маслопоказник	1	
	3	ПРМ-5000.1.2.800.001.003	Пробка	1	
			<i>Деталі</i>		
	4	ПРМ-5000.1.2.800.001.004	Корпус	1	
	5	ПРМ-5000.1.2.800.001.005	Кришка корпусу	1	
	6	ПРМ-5000.1.2.800.001.006	Вал ведучий	1	
	7	ПРМ-5000.1.2.800.001.007	Вал проміжний	1	
	8	ПРМ-5000.1.2.800.001.008	Вал ведений	1	
	9	ПРМ-5000.1.2.800.001.009	Колесо зубчасте	1	
	10	ПРМ-5000.1.2.800.001.010	Колесо зубчасте	1	
	11	ПРМ-5000.1.2.800.001.011	Кришка прохідна	1	
	12	ПРМ-5000.1.2.800.001.012	Кришка глуха	1	
	13	ПРМ-5000.1.2.800.001.013	Кришка глуха	2	
	14	ПРМ-5000.1.2.800.001.014	Кришка прохідна	1	
	15	ПРМ-5000.1.2.800.001.015	Кришка глуха	1	
	16	ПРМ-5000.1.2.800.001.016	Маслоутримуюче кільце	2	
	17	ПРМ-5000.1.2.800.001.017	Маслоутримуюче кільце	1	
	18	ПРМ-5000.1.2.800.001.018	Маслоутримуюче кільце	1	
	19	ПРМ-5000.1.2.800.001.019	Втулка	1	
	20	ПРМ-5000.1.2.800.001.020	Втулка	1	
	21	ПРМ-5000.1.2.800.001.021	Прокладка	2	
	22	ПРМ-5000.1.2.800.001.022	Прокладка	2	
	23	ПРМ-5000.1.2.800.001.023	Прокладка	2	
ПРМ-5000.1.2.800.001.000					
Изм. Лист		№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.		П.І.Б			
Пров.		П.І.Б			
Н.контр.					
Утв.					
Редуктор				Лит.	Лист
					1
				Листов	2
				ВНЗ...	
				зр ...	

Копировав

Формат А4

Навчальний посібник

**Мороз Володимир Ілліч,
Захарченко В'ячеслав Вікторович,
Надтока Олена Володимирівна**
та ін.

**ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДІВ
ЗАГАЛЬНОМАШИНОБУДІВНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

Відповідальний за випуск Бобрицький С. В.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 24.06.20 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк. арк. 10,5. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.