

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

В.Д. ГОЛОВНЯ
Г.М. ВИГОВСЬКИЙ
Н.О. БАЛИЦЬКА

ДЕТАЛІ МАШИН.

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ

Навчально-методичний посібник

Рекомендовано Вченою радою
Державного університету «Житомирська політехніка»

Житомир
2019

УДК 621.1
ББК 34.42
Г61

**Гриф надано Вченою радою Державного університету «Житомирська політехніка»,
протокол засідання вченої ради № 6 від 31 травня 2019 р.**

Укладачі:

- В.Д. Головня** – кандидат педагогічних наук, доцент кафедри прикладної механіки і комп'ютерно-інтегрованих технологій Житомирського державного технологічного університету;
- Г.М. Виговський** – кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри прикладної механіки і комп'ютерно-інтегрованих технологій Житомирського державного технологічного університету;
- Н.О. Балицька** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри прикладної механіки і комп'ютерно-інтегрованих технологій Житомирського державного технологічного університету.

Рецензенти:

- Г.О. Райковська** – доктор педагогічних наук, професор, професор кафедри галузевого машинобудування Житомирського державного технологічного університету;
- О.В. Шевченко** – доктор технічних наук, професор, в.о. завідувача кафедри конструювання верстатів та машин Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»;
- Я.Д. Ярош** – кандидат технічних наук, доцент, декан факультету інженерії та енергетики Житомирського національного агроекологічного університету.

Г61 **Головня В.Д.**

Деталі машин. Курсове проектування : навч.-метод. посібник / В.Д. Головня, Г.М. Виговський, Н.О. Балицька. – Житомир : Державний університет «Житомирська політехніка», 2019. – 120 с.

ISBN 978-966-683-523-2

УДК 621.1
ББК 34.42

Розглянуто методику курсового проектування деталей машин. Наведені завдання і приклади проектування приводів загального призначення з одноступінчастим зубчастим редуктором (циліндричним, конічним і черв'ячним) та відкритою передачею.

Навчальний посібник призначений для студентів вищих технічних навчальних закладів напрямів підготовки 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» денної та заочної форм навчання.

ISBN 978-966-683-523-2

© Державний університет «Житомирська політехніка», 2019

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ЗМІСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	6
2. ТЕХНІЧНІ ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ	12
3. ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДУ З ОДНОСТУПІНЧАТИМ ЗУБЧАТИМ ЦИЛІНДРИЧНИМ РЕДУКТОРОМ.....	13
3.1. Вибір електродвигуна. Кінематичний та силовий розрахунок приводу	13
3.2. Розрахунок зубчастої передачі редуктора	14
3.3. Розрахунок відкритих передач	20
3.3.1. Розрахунок ланцюгової передачі.....	20
3.3.2. Розрахунок пасової передачі.....	23
3.3.3. Розрахунок зубчастої циліндричної передачі	25
3.4. Навантаження валів редуктора	30
3.5. Проектний розрахунок валів. Ескізна компоновка редуктора	31
3.6. Визначення реакцій опор. Побудова епюр моментів. Перевірочний розрахунок підшипників	34
3.7. Конструктивна компоновка приводу	38
3.8. Змащення редуктора	46
3.9. Вибір муфти.....	46
3.10. Розрахунок шпонкових з'єднань	47
3.11. Уточнений розрахунок валів на міцність	47
3.12. Складання редуктора	49
3.13. Розробка складального кресленика редуктора.....	49
3.14. Розробка кресленика загального виду приводу	50
3.15. Розробка робочих креслеників деталей	50
3.16. Специфікації.....	50
4. ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДУ З ОДНОСТУПІНЧАТИМ КОНІЧНИМ РЕДУКТОРОМ.....	51
4.1. Вибір електродвигуна. Кінематичний і силовий розрахунок приводу.....	51
4.2. Розрахунок зубчастої передачі редуктора	51
4.3. Розрахунок відкритої передачі	57
4.4. Навантаження валів редуктора	57
4.5. Проектний розрахунок валів. Ескізна компоновка редуктора	58
4.6. Визначення реакцій опор. Побудова епюр моментів. Перевірочний розрахунок підшипників	61
4.7. Конструктивна компоновка редуктора	64
4.8. Змащення редуктора	66
4.9. Вибір муфти.....	67
4.10. Розрахунок шпонкових з'єднань	67

4.11. Уточнений розрахунок валів на міцність.....	67
4.12. Складання редуктора	67
4.13. Розробка складального кресленника редуктора, кресленника загального виду приводу, робочих креслеників деталей і специфікацій.....	67
5. ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДУ З ОДНОСТУПІНЧАТИМ ЧЕРВ'ЯЧНИМ РЕДУКТОРОМ	68
5.1. Вибір електродвигуна. Кінематичний і силовий розрахунок приводу	68
5.2. Розрахунок зубчастої передачі редуктора	68
5.3. Розрахунок відкритої передачі.....	72
5.4. Навантаження валів редуктора	72
5.5. Проектний розрахунок валів. Ескізна компоновка редуктора.....	73
5.6. Визначення реакцій опор. Побудова епюр моментів. Перевірочний розрахунок підшипників.....	74
5.7. Конструктивна компоновка редуктора	77
5.8. Тепловий розрахунок редуктора.....	78
5.9. Змащення редуктора	79
5.10. Вибір муфти	80
5.11. Розрахунок шпонкових з'єднань	80
5.12. Уточнений розрахунок валів на міцність.....	80
5.13. Складання редуктора	80
5.14. Розробка складального кресленника редуктора, кресленника загального виду приводу, робочих креслеників деталей і специфікацій.....	81
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	82
ДОДАТКИ	83

ВСТУП

Курсовий проект з дисципліни «Деталі машин» є самостійною інженерною роботою студентів.

У цьому навчальному посібнику розглядаються приклади проектування приводів загального призначення з одноступінчастим зубчастим редуктором (циліндричним, конічним і черв'ячним). Знайомство на цих прикладах з принципами, правилами і прийомами проектування полегшує студентам придбання практичної навички в проектуванні і сприяє успішному виконанню курсового проекту.

У навчальному посібнику наведені завдання до курсового проекту з дисципліни «Деталі машин», що призначені для студентів напрямів підготовки 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» денної та заочної форм навчання, і всі необхідні матеріали для їх виконання.

У той же час даний посібник передбачає опрацювання студентами розділів теоретичного курсу за підручниками і використання інших навчальних посібників для відповідей на окремі питання, які можуть виникнути в процесі проектування.

Значна частина часу, відведеного на виконання курсового проекту, витрачається на оформлення конструкторської документації. Застосування CAD систем дозволяє зберегти терміни і підвищити якість оформлення конструкторської документації.

1. ЗМІСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Курсовий проект з дисципліни «Деталі машин» складається з графічної частини, яка оформлюється на трьох аркушах формату **A1 (594×840)** та розрахунково-пояснювальної записки.

Перший аркуш – складальний кресленик редуктора (СК) виконується у двох проєкціях. Складальний кресленик потрібно виконувати у відповідності з ДСТУ 2.109-73 ЄСКД, він повинен містити необхідні види, розрізи і перетини, що дають повне уявлення про пристрій, взаємодію складових частин редуктора, складання та регулювання.

Другий аркуш – два-три робочих кресленики форматом **A2 (594×420), A3 (420×297)** деталей редуктора (вал, зубчасте або черв'ячне колесо, кришка підшипника тощо).

Усі кресленики, що входять до складу курсового проекту, оформляються згідно з діючими стандартами:

- формат кресленика повинен відповідати ГОСТ 2.301-68;
- масштаби ГОСТ 2.302-68;
- лінії ГОСТ 2.303-68;
- написи ГОСТ 2.304-68;
- основний напис – ГОСТ 2.104-68.

Основний напис для конструкторських креслеників наведено на рис. 1.1.

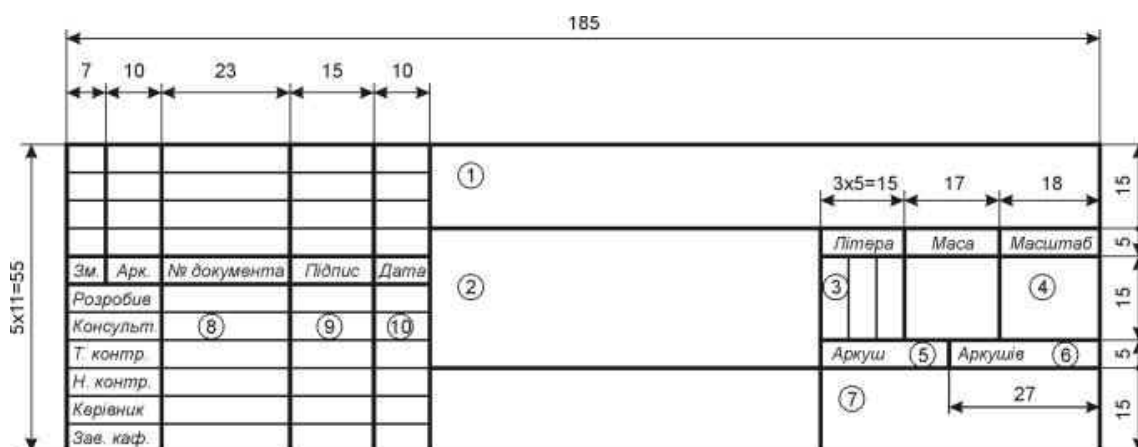


Рис.1.1. Основной напис для конструкторських креслень

В його графах вказують:

- графа 1 – позначення документа;
- графа 2 – назва кресленика;
- графа 3 – проставляється літера «І».
- графа 4 – масштаб основного зображення на кресленику;
- графи 5, 6 – відповідно порядковий номер аркуша і загальну кількість аркушів в графічній частині. Якщо графічна частина складається тільки з одного аркуша, то порядковий номер не вказується, а в графі 6 проставляється цифра 1;
- графа 7 – назва вищого навчального закладу та шифр академічної групи студента;
- графи 8, 9 та 10 – відповідно прізвища, підписи та дати підписання документа.

Кожна складальна одиниця, деталь та їх кресленики повинні мати позначення:

Приклад позначення складального кресленника:

КП.131.КІТМР.08.05-100 СК

де: **КП** – тип роботи (курсовий проект);

131 – напрям підготовки (**131** «Прикладна механіка», **133** «Галузеве машинобудування»);

КІТМР – факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки і робототехніки;

08 – номер завдання;

05 – номер варіанта в завданні;

100 – реєстраційний порядковий номер: де перша цифра зліва відповідає порядковому номеру складального чи іншого кресленника, друга і третя цифри – номеру позиції складальної одиниці або деталі.

Приклад позначення розрахунково-пояснювальної записки:

КП.131.КІТМР.08.05-000 ПЗ

Розрахунково-пояснювальна записка оформлюється на листах формату **A4 (210×297)** з використанням основних записів згідно ГОСТ 2.104-68.

У графах **основного напису для текстових документів** (рис. 1.2) (**форма 2 – перша сторінка**) вказують:

- графа 1 – позначення документа (співпадає з позначенням на титульному аркуші);
- графа 2 – тема роботи (дипломного, курсового проекту тощо);
- графи 3, 4 – відповідно номер аркуша та загальне число аркушів документа;
- графа 5 – проставляється літера «І».
- графа 6 – аббревіатура (скорочена назва) вищого навчального закладу та шифр академічної групи;
- графи 7, 8 та 9 – відповідно прізвища, підписи та дати підписання документа.

8					①			
	Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			
	Розробив					5	Літера	Аркуш
	Консульт	⑦		⑧	⑨	5	⑤	③
	Керівник					5		④
	Н. контр.							
	Зав. каф.							
5x8=40	17	23	15	10	70		15	17
							18	

Рис.1.2. Основний напис для текстових документів (форма 2 – перша сторінка)

У графах **основного напису для текстових документів** (рис 1.3) (**форма 2а – наступні сторінки**) вказують:

- графа 1 – позначення документа (співпадає з позначенням на титульному аркуші текстового документа);
- графа 2 – порядковий номер аркуша.

5x3=15					1	110	7	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				8
8	9	23	15	10			10	

Рис.1.3. Основний напис для текстових документів (форма 2а – наступні сторінки)

Кожен розділ розрахунково-пояснювальної записки повинен розпочинатись на листі з основним написом по **формі 2**, наступні – **форма 2а**.

Структура розрахунково-пояснювальної записки курсового проекту з дисципліни «Деталі машин»:

1. **Титульний аркуш** (рис. 1.4).

2. **Рецензія** (рис. 1.5).

3. **Технічне завдання** (завірене підписом керівника курсового проекту).

4. **Зміст**.

5. **Вступ**.

6. **Розділ 1. Ескізний проект.**

1.1. Вибір електродвигуна. Кінематичний та силовий розрахунок приводу.

1.2. Розрахунок зубчастої передачі редуктора (циліндричної, конічної, черв'ячної).

1.3. Розрахунок відкритої передачі (пасової, ланцюгової, зубчастої).

1.4. Навантаження валів редуктора.

1.5. Проектний розрахунок валів.

1.6. Визначення опорних реакцій. Побудова епюр моментів. Перевірочний розрахунок підшипників.

7. **Розділ 2. Технічний проект.**

2.1. Конструктивна компоновка приводу.

2.2. Тепловий розрахунок редуктора (для черв'ячного редуктора).

2.3. Змащування.

2.4. Вибір муфти.

2.5. Розрахунок шпонкових з'єднань.

2.6. Уточнений розрахунок валів.

2.7. Складання редуктора.

8. **Список використаної літератури.**

9. **Специфікації.**

Виконаний курсовий проект повинен містити наступні документи:

1. Пояснювальна записка.

2. Складальний кресленик редуктора.

3. Робочі кресленики деталей.

Перераховані документи складаються у папку, яка оформляється титульним аркушем (рис. 1.6).

Міністерство освіти і науки України
Державний університет "Житомирська політехніка"

Кафедра
ПМ і КІТ

РОЗРАХУНКОВО-ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

курсowego проекту з дисципліни
"Деталі машин" на тему:
"Привод загального призначення"
(назва теми курсового проекту)

КП.XXX.KITMP.OX.XX-000 ПЗ

Студента(ки) _____ курсу _____ групи
напряму підготовки _____
спеціальності _____

Керівник: _____
(прізвище та ініціали)
(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала _____
Кількість балів _____ Оцінка: ECTS _____

Члени комісії:

_____	_____
(підпис)	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	(прізвище та ініціали)

Житомир
201_

Рис. 1.4. Зразок титульного аркуша розрахунково-пояснювальної записки

РЕЦЕНЗІЯ
на курсовий проект (роботу)
з дисципліни «Деталі машин»

Студента _____ групи _____
Тема курсового проекту (роботи) _____

Якісний рівень курсового проекту (роботи)

	низький рівень					високий рівень				
1. Ритмічність виконання проекту	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2. Правильність виконання розрахунків	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3. Правильність і якість виконання графічної частини	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4. Повнота і якість оформлення пояснювальної записки	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
5. Ступінь самостійності при проектуванні	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Питання та зауваження _____

Загальна оцінка роботи _____

Керівник
курсного проекту (роботи) _____
(підпис, дата, П.І.Б.)

Рис. 1.5. Рецензія

Міністерство освіти і науки України
Державний університет "Житомирська політехніка"

Кафедра
ПМ і КІТ

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ
з дисципліни "Деталі машин" на тему:
"Привод загального призначення"
(назва теми курсового проекту)

КП.ХХХ.КІТМР.ОХ.ХХ–000

Студента(ки) _____ курсу _____ групи
напряму підготовки _____
спеціальності _____

Керівник: _____
(прізвище та ініціали)
(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала _____
Кількість балів _____ Оцінка: ECTS _____

Члени комісії:

_____	_____
(підпис)	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	(прізвище та ініціали)

Житомир
201_

Рис. 1.6. Зразок титульного аркуша папки курсового проекту

2. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

Технічне завдання на курсовий проект з дисципліни «Деталі машин» – документ, у якому відображені всі необхідні вихідні дані для виконання курсового проекту.

Технічні завдання затверджуються на засіданні кафедри, та під час видачі завіряються підписом викладача.

В технічних завданнях пропонується спроектувати привод загального призначення. Рекомендовані схеми приводу проведено на рис. 2.1.

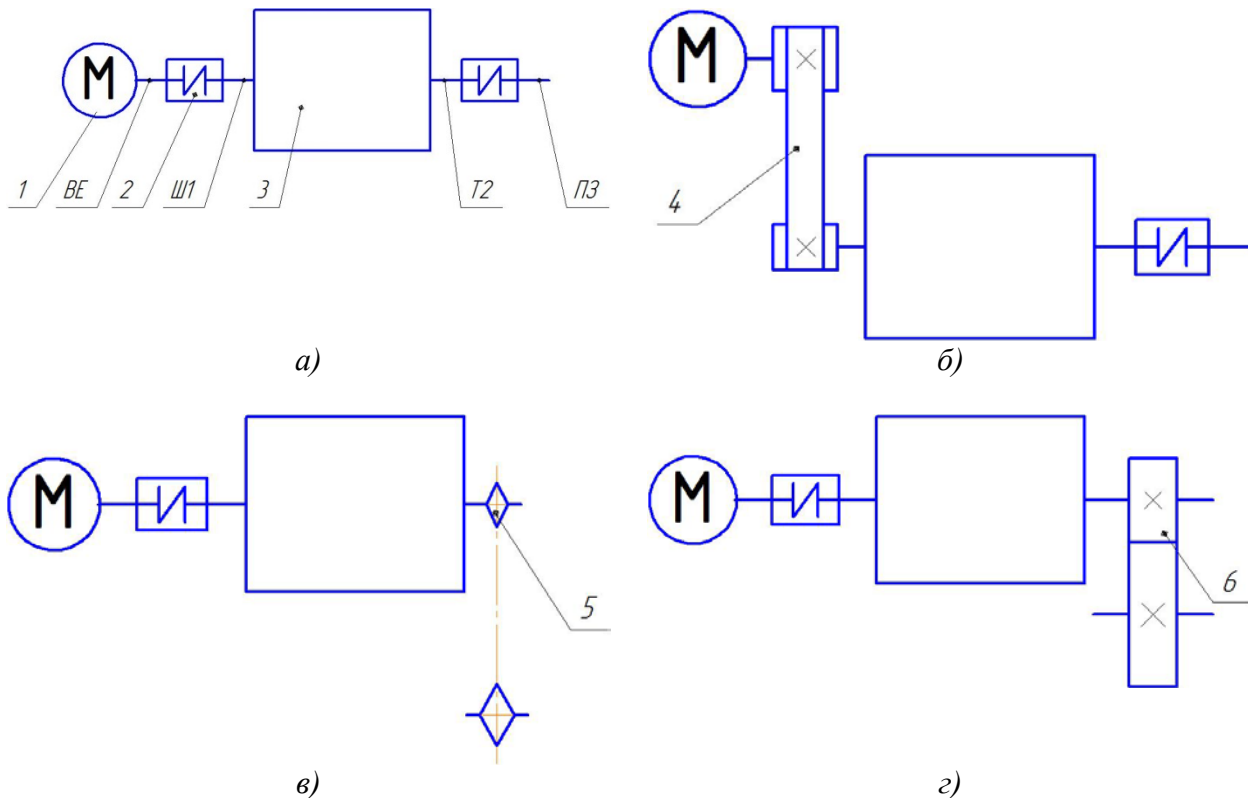


Рис. 2.1. Схеми приводу:

1 – електродвигун; 2 – пружна муфта; 3 – одноступінчастий зубчатий редуктор;
4 – пасова передача; 5 – ланцюгова передача; 6 – циліндрична відкрита зубчата передача;
BE – вал електродвигуна; ШП – швидкохідний вал редуктора; Т2 – тихохідний вал редуктора; ПЗ – привідний вал робочої машини

Вихідними даними для проектування приводу можуть бути:

$P_{\text{вих}}$ – потужність на тихохідному валу редуктора (привідному валу робочої машини), кВт;

$\omega_{\text{вих}}$ – кутова швидкість на тихохідному валу редуктора (привідному валу робочої машини), с^{-1} ;

$[a_w]$ – необхідна міжосьова відстань, мм;

$[d_{e2}]$ – необхідний зовнішній дільний діаметр конічного колеса, мм;

n_c – синхронна частота обертання електродвигуна, хв^{-1} ;

Редуктор нереверсивний, призначений для тривалої експлуатації, навантаження постійне, тип виробництва редуктора – крупносерійне, рами – одиничне.

Для опрацювання розділів теоретичного курсу та отримання відповідей на окремі запитання, що можуть виникнути у процесі проектування, слід користуватися рекомендованою літературою [1–19].

3. ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДУ З ОДНОСТУПІНЧАТИМ ЗУБЧАТИМ ЦИЛІНДРИЧНИМ РЕДУКТОРОМ

3.1. Вибір електродвигуна. Кінематичний та силовий розрахунок приводу

Визначаємо загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) приводу згідно заданої схеми (див. рис. 2.1, стор. 12):

Схема а)	Схема б)	Схема в)	Схема г)
$\eta = \eta_m \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_m$	$\eta = \eta_{\text{пас}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_m$	$\eta = \eta_m \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{лан}}$	$\eta = \eta_m \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{зп}}$

де $\eta_m = 0,98$ – ККД муфти; $\eta_{\text{ред}} = 0,97$ – ККД редуктора (табл. Д1); $\eta_{\text{пас}} = 0,96$ – ККД пасової передачі (табл. Д1); $\eta_{\text{лан}} = 0,96$ – ККД ланцюгової передачі (табл. Д1); $\eta_{\text{зп}} = 0,97$ – ККД відкритої зубчастої передачі (табл. Д1).

Потрібна потужність електродвигуна, кВт:

$$P_{\text{потр}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\eta}.$$

Обираємо асинхронний електродвигун серії 4А з номінальною потужністю $P_{\text{дв}} \geq P_{\text{потр}}$ та заданою синхронною частотою обертання n_c (табл. Д2). Номінальна частота обертання валу двигуна, хв^{-1} :

$$n_{\text{дв}} = n_c \left(1 - \frac{s}{100} \right).$$

де s – відносне ковзання, %.

Записуємо умовне позначення вибраного двигуна.

Визначаємо розрахункове передаточне число привода:

$$u_{\text{пр.роз}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вих}}}$$

де $n_{\text{вих}} = \frac{30\omega_{\text{вих}}}{\pi}$ – частота обертання приводного валу робочої машини, хв^{-1} .

Окремі передаточні числа передач, що входять в привод:

Схема а)	Схема б), в), г)
Номінальне передаточне число редуктора $u_{\text{ред}}$ дорівнює $u_{\text{пр.роз}}$ заокругленому до найближчого стандартного значення (табл. Д4).	Номінальне передаточне число відкритої передачі (зубчастої, пасової, ланцюгової) $u_{\text{від.п}} = \frac{u_{\text{пр.роз}}}{u_{\text{ред}}}$, де $u_{\text{ред}}$ вибирається з числа можливих стандартних значень окремих передаточних чисел для зубчатого редуктора (див. табл. Д1 та Д4). Передаточне число $u_{\text{від.п}}$ повинно знаходитись в межах можливих значень (див. табл. Д1).

Частоти обертання та кутові швидкості валів:

	Схема а)	Схема б)	Схема в)	Схема г)
на валу електродвигуна	$n_0 = n_{\text{дв}}; \omega_0 = \frac{\pi n_0}{30}$			
швидкохідний вал редуктора	$n_1 = n_0; \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}$	$n_1 = \frac{n_0}{u_{\text{від.п}}}; \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}$	$n_1 = n_0; \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}$	
тихохідний вал редуктора	$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{ред}}}; \omega_2 = \frac{\pi n_2}{30}$			
привідний вал робочої машини	$n_3 = n_2; \omega_3 = \frac{\pi n_3}{30}$		$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{від.п}}}; \omega_3 = \frac{\pi n_3}{30}$	

Потужності P , Вт та обертові моменти T , Н·м:

	Схема а)	Схема б)	Схема в)	Схема г)
на валу електродвигуна	$P_0 = P_{\text{дв}}; T_0 = \frac{P_0}{\omega_0}$			
швидкохідний вал редуктора	$P_1 = P_0 \cdot \eta_{\text{м}};$ $T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$	$P_1 = P_0 \cdot \eta_{\text{пас}};$ $T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$	$P_1 = P_0 \cdot \eta_{\text{м}};$ $T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$	
тихохідний вал редуктора	$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{ред}};$ $T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}$			
привідний вал робочої машини	$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{м}};$ $T_3 = \frac{P_3}{\omega_3}$		$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{лан}};$ $T_3 = \frac{P_3}{\omega_3}$	$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{зп}};$ $T_3 = \frac{P_3}{\omega_3}$

Результати кінематичного та силового розрахунків приводу заносяться до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Значення кінематичних та силових параметрів на валу

Номер валу	$n, \text{хв}^{-1}$	$\omega, \text{с}^{-1}$	$P, \text{Вт}$	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$
0				
1				
2				
3				

3.2. Розрахунок зубчастої передачі редуктора

На підставі вимог технічного завдання і результатів кінематичного та силового розрахунку приводу визначаємо вихідні дані для розрахунку редуктора (табл. 3.2).

Попередньо обираємо матеріал з середніми механічними характеристиками (табл. Д5): для шестерні – сталь **40X**, термічна обробка – поліпшення, твердість **HB 269...302**; для колеса – сталь **40X**, термічна обробка – поліпшення, твердість **HB 235...262**.

Визначаємо середню твердість:

– шестерні:

$$HB_{1\text{cp}} = \frac{(269+302)}{2};$$

– колеса:

$$HB_{2\text{cp}} = \frac{(235+262)}{2}.$$

Допустиме контактне напруження, МПа:

– шестерні:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H01}}{S_{H1}} \cdot K_{HL1};$$

– колеса:

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H02}}{S_{H2}} \cdot K_{HL2},$$

де:

σ_{H0} – межа контактної витривалості при базовому числі циклів навантаження $N_{H0} \approx 30HRC_{\text{cp}}^{2,4}$, визначається по табл. Д6;

S_H – коефіцієнт безпеки по табл. Д6;

Вихідні дані для розрахунку редуктора

Назва	Розмірність	Позначення	Величина
Крутний момент на колесі	Н·м	T_2	
Частота обертання колеса	хв ⁻¹	n_2	
Передаточне число		$u_{ред}$	
Тип передачі (реверсивна/нереверсивна, відкрита/закрита, прямозуба/косозуба)			
Строк служби передачі	год	L_p	
Коефіцієнт використання передачі протягом року		K_p	
Коефіцієнт використання передачі протягом доби		K_d	

$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}}$ – коефіцієнт довговічності. При постійному навантаженні $N = 60n \cdot t$ – дійсне число циклів навантаження, де n – частота обертання колеса, для якого визначається допустиме напруження об/хв;

$t_c = 365 \cdot L_p \cdot K_d \cdot K_p \cdot 24$ – сумарний час роботи передачі під навантаженням. При змінному навантаженні $N = 60n \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right) t_i$ – еквівалентне число циклів навантаження, де T_i , T_{max} , t_i – момент, час роботи при режимі i , максимально тривало діючий момент, що визначається за графіком навантаження.

Для однорідної структури матеріалу $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$, при поверхневому зміцненні $1 \leq K_{HL} \leq 1,8$, якщо $N > N_0$ то $K_{HL} = 1$.

За розрахункове значення допустимого контактного напруження $[\sigma_H]$ приймається менше з $[\sigma_H]_1$ та $[\sigma_H]_2$ – для передач з $HB_{1cp} - HB_{2cp} = 20 \dots 50$.

При $HB_{1cp} - HB_{2cp} \geq 70$:

$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \leq 1,23[\sigma_H]_2$ – для циліндричних передач з непрямыми зубами;

$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \leq 1,15[\sigma_H]_2$ – для конічних передач з непрямыми зубами.

Допустиме напруження на згин, МПа:

– шестерні:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F01}}{S_{F1}} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL1};$$

– колеса:

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F02}}{S_{F2}} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL2},$$

де:

σ_{F0} – межа витривалості на згин при базовому числі циклів навантаження $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ визначається по табл. Д6;

S_F – коефіцієнт безпеки по табл. Д6;

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує реверсивність передачі ($K_{FC} = 1$ – для нереверсивних передач, $K_{FC} = 0,7$ – для реверсивних передач при $HB \leq 350$, $K_{FC} = 0,8$ – для реверсивних передач при $HB > 350$);

$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N}}$ – коефіцієнт довговічності ($m = 6, 1 \leq K_{FL} \leq 2,08$ при $HB \leq 350$, а також для коліс загартованих ТВЧ з обривом загартованого шару біля перехідної поверхні та загартованих коліс із шліфованою перехідною поверхнею; $m = 9, 1 \leq K_{FL} \leq 1,63$ при $HB > 350$);

Якщо $N > 4 \cdot 10^6$ то $K_{FL} = 1$.

При змінному навантаженні $N = 60n \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^m t_i$.

Граничне допустиме контактне напруження σ_{Hmax} , МПа – визначається по табл. Д6.

Граничне допустиме напруження на згин σ_{Fmax} , МПа – визначається по табл. Д6.

Розрахунок на контактну міцність

Коефіцієнт ширини колеса відносно міжосьової відстані Ψ_a – обирається з таблиці Д7 зі стандартних чисел: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0.

Міжосьова відстань, мм:

$$a_w = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\Psi_a ([\sigma_H] u)^2}},$$

де:

$K_a = 495$ – для прямозубої передачі;

$K_a = 430$ – для косозубої та шевронної передачі;

«+» – для зовнішнього зачеплення;

«-» – для внутрішнього зачеплення;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження визначається по таблиці Д11 для коефіцієнта ширини колеса відносного діаметру $\Psi_d = 0,5 \Psi_a (u \pm 1)$.

Міжосьову відстань заокруглюють до стандартного значення, мм: 63; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500.

Модуль, мм:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w \text{ – при } HB \leq 350;$$

$$m = (0,016 \dots 0,0315) a_w \text{ – при } HB > 350.$$

Для силових передач рекомендується $m > 1,5$.

Модуль заокруглюють до стандартних значень, мм:

1-й ряд: 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12;

2-й ряд: 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9.

Загальне число зубів:

$$z_c = \frac{2a_w \cos \beta'}{m},$$

де:

β' – кут нахилу зубів: $\beta' = 0$ – для прямозубої передачі; $\beta' = \arcsin \left(\frac{3,5m}{a_w \Psi_a} \right)$ – для косозубої передачі; для шевронної передачі попередньо приймають $\beta' = 25 \dots 40^\circ$.

z_c заокруглюють до найближчого меншого цілого числа.

Число зубів шестерні:

$$z_1 = \frac{z_c}{u \pm 1},$$

де: «+» – для зовнішнього зачеплення; «-» – для внутрішнього зачеплення.

Число z_1 заокруглюють до найближчого цілого числа.

Рекомендується: $z_1 \geq 22 \dots 35$ – для швидкохідної ступені; $z_1 \geq 18 \dots 26$ – для тихохідної ступені.

Число зубів колеса:

$$z_2 = z_c \pm z_1,$$

де: «-» – для зовнішнього зачеплення; «+» – для внутрішнього зачеплення.

Фактичне передаточне число:

$$u_{\Phi} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Відхилення від заданого: $\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\%$.

Кінцевий кут нахилу зубів, град:

$$\beta = \arccos \frac{z_c m}{2a_w}.$$

Точність вираховування β до п'ятого знаку після коми.

Коефіцієнт сприйманого зсуву для прямозубої передачі:

$$\gamma = \frac{a_w - a}{m},$$

де: $a = \frac{(z_1 \pm z_2)m}{2}$ – ділительна міжосьова відстань.

Коефіцієнт вирівнювального зміщення визначається по номограмі табл. Д8. При $\gamma = 0, \Delta\gamma = 0$.

Сумарний коефіцієнт зміщення вихідного контуру:

$$x_c = \gamma + \Delta\gamma.$$

Коефіцієнт зміщення вихідного контуру для шестерні:

$$x_1 = 0,5 \left[x_c - \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1} (x_c - \Delta\gamma) \right] - \text{для зовнішнього зачеплення};$$

$$x_1 = \frac{(z_2 + z_1)(x_c - \Delta\gamma)}{2(z_2 - z_1)} - \frac{x_c}{2} + \Delta\gamma - \text{для внутрішнього зачеплення}.$$

Коефіцієнт зміщення вихідного контуру для колеса:

$$x_2 = x_c \pm x_1.$$

де: «+» – для зовнішнього зачеплення; «-» – для внутрішнього зачеплення.

Виконуємо розрахунок основних геометричних параметрів передачі

Міжосьова відстань, мм:

– без зміщення вихідного контуру:

$$a_w = a = \frac{m(z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta};$$

– зі зміщенням вихідного контуру:

$$a_w = m \left[\frac{(z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta} + y \right].$$

Ділительний діаметр шестерні, мм:

$$d_1 = \frac{m z_1}{\cos \beta}.$$

Ділительний діаметр колеса, мм:

$$d_2 = \frac{m z_2}{\cos \beta}.$$

Початковий діаметр шестерні, мм:

– без зміщення вихідного контуру:

$$d_{w2} = d_2;$$

– зі зміщенням вихідного контуру:

$$d_{w2} = \frac{d_{w1}}{u_\phi}.$$

Діаметр вершин зубів шестерні, мм:

– без зміщення вихідного контуру:

$$d_{a1} = d_1 + 2m;$$

– зі зміщенням вихідного контуру:

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1 - \Delta y)m - \text{зовнішнє зачеплення};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1)m - \text{внутрішнє зачеплення}.$$

Діаметр вершин зубів колеса, мм:

– без зміщення вихідного контуру:

$$d_{a2} = d_2 + 2m - \text{зовнішнє зачеплення};$$

$$d_{a2} = d_2 - 2m - \text{внутрішнє зачеплення};$$

– зі зміщенням вихідного контуру:

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - \Delta y)m - \text{зовнішнє зачеплення};$$

$$d_{a2} = d_2 - 2(0,75 - 0,875x_2 + \Delta y)m \text{ при } x_2 < 2 - \text{внутрішнє зачеплення}.$$

Діаметр впадин зубів шестерні, мм:

– без зміщення вихідного контуру:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m;$$

– зі зміщенням вихідного контуру:

$$d_{f1} = d_1 - (2,5 - 2x_1)m.$$

Діаметр впадин зубів колеса, мм:

– без зміщення вихідного контуру:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m - \text{зовнішнє зачеплення};$$

$$d_{f2} = 2a_w + d_{a1} + 0,5m - \text{внутрішнє зачеплення};$$

– зі зміщенням вихідного контуру:

$$d_{f2} = d_2 - (2,5 - 2x_2)m - \text{зовнішнє зачеплення};$$

$$d_{f2} = 2a_w + d_{a1} + 0,5m - \text{внутрішнє зачеплення}.$$

Ширина колеса, мм:

$$b_2 = \Psi_a \cdot a_w.$$

Ширина шестерні, мм:

$$b_1 = b_2 + 5.$$

Значення ширини коліс округлюють до цілого числа по ряду **Ra 40**: 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280...

Приймаємо кут профілю вихідного контуру $\alpha = 20^\circ$.

Кут зачеплення, град:

– без зміщення вихідного контуру:

$$\tan \alpha_{tw} = \tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha}{\cos \beta};$$

– зі зміщенням вихідного контуру:

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t.$$

Перевіряємо придатність заготовок коліс

Діаметр заготовки шестерні, мм:

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 \leq D_{\text{гран}}.$$

Товщина заготовки колеса, мм:

– обід:

$$S_{\text{заг}} = 8t \leq S_{\text{гран}};$$

– диск:

$$C_{\text{заг}} = 0,5b_2 \leq S_{\text{гран}}.$$

Значення $D_{\text{гран}}$ та $S_{\text{гран}}$ обираються з таблиці [Д5](#).

Перевірочний розрахунок на контактну міцність

Колова швидкість, м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot d_{w2}}{60000}.$$

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{HV} обирається з таблиці [Д10](#). Ступінь точності передачі вибирається з таблиці [Д9](#).

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta}$ обирається з таблиці [Д11](#).

Коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta}.$$

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубами $K_{H\alpha}$ обирається з таблиці [Д15](#).

Для прямозубих коліс $K_{H\alpha} = 1$.

Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\left[\sqrt{d_{a1}^2 - (d_1 \cdot \cos \alpha_t)^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - (d_2 \cdot \cos \alpha_t)^2} \mp 2a_w \sin \alpha_{tw} \right] \cos \beta}{2\pi m \cdot \cos \alpha_t},$$

де «+» – для зовнішнього зачеплення, «-» – для внутрішнього зачеплення.

Коефіцієнт підвищення міцності косозубої передачі по контактній напруженості:

$$K_{\text{пн}} = \frac{\varepsilon_{\alpha}}{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}.$$

Для прямозубих коліс $K_{\text{пн}} = 1$.

Контактне напруження, МПа:

$$\sigma_H = \frac{340}{u_{\phi}} \cdot \sqrt{\frac{T_2 K_H (u_{\phi} \pm 1)^3}{a_w^3 \Psi_{\alpha} K_{\text{пн}}}}.$$

$\sigma_H \leq [\sigma_H]$. Дозволяється недовантаження не більше 10 % і перевантаження до 5 %.

Перевірочний розрахунок міцності зубів коліс на згин

Еквівалентне число зубів:

– шестерні:

$$z_{E1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta};$$

– колеса:

$$z_{E2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}.$$

Коефіцієнт форми зуба:

– шестерні:

$$Y_1 = 3,47 + \frac{13,2}{z_{E1}} - \frac{27,9x_1}{z_{E1}} + 0,092x_1^2;$$

– колеса:

$$Y_2 = 3,47 + \frac{13,2}{z_{E2}} - \frac{27,9x_2}{z_{E2}} + 0,092x_2^2.$$

Для прямозубих коліс $z_E = z$.

Для коліс з внутрішніми зубами Y_2 обирається з таблиці [Д12](#).

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{FV} обирається з таблиці [Д13](#).

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{F\beta}$ Обирається з таблиці [Д14](#).

Коефіцієнт навантаження:

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta}.$$

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубами $K_{F\alpha}$ обирається з таблиці [Д15](#).

Для прямозубих коліс $K_{F\alpha} = 1$.

Коефіцієнт підвищення міцності косозубої передачі при напруженнях згину:

$$K_{\Pi F} = \frac{K_{F\alpha} \left(1 - \frac{\beta}{140^\circ}\right)}{\varepsilon_\alpha}.$$

Для прямозубих коліс $K_{\Pi F} = 1$.

Напруження при згині, МПа:

$$\sigma_F = \frac{2T \cdot K_F \cdot K_{\Pi F} \cdot Y}{d \cdot m \cdot b}.$$

$\sigma_F \leq [\sigma_F]$. Розрахунок проводиться для того з коліс у якого відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y}$ менше.

Перевірка на короточасне перенавантаження (пікове навантаження)

Максимальний (піковий) момент на валу колеса T_{2max} , Н·м визначається з графіка навантаження.

Максимальне контактне напруження, МПа:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2max}}{T_2}}; \sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{Hmax}].$$

Максимальне напруження при згині, МПа:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{T_{2max}}{T_2}; \sigma_{Fmax} \leq [\sigma_{Fmax}].$$

3.3. Розрахунок відкритих передач

3.3.1. Розрахунок ланцюгової передачі

Для розрахунку ланцюгової передачі (див. рис. 2.1) рекомендується вибрати роликівий однорядний ланцюг. Основні дані для розрахунку ланцюга:

- обертаючий момент на ведучій зірочці T_2 ;
- частота обертання валу ведучої зірочки n_2 ;
- передаточне число ланцюгової передачі $u_{\text{від.п}}$;
- умови роботи передачі.

Число зубів ведучої зірочки:

$$z_1 = 31 - 2u_{\text{від.п}} \geq 9.$$

Число зубів веденої зірочки:

$$z_2 = z_1 \cdot u_{\text{від.п}} \leq 120.$$

Бажано числа зубів округляти до найближчого непарного числа.

Фактичне передаточне число передачі:

$$u_{\text{ф.пер}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Відхилення від номінального передаточного числа не повинно перевищувати 5%.

Розрахунковий коефіцієнт навантаження:

$$k_E = k_D \cdot k_a \cdot k_\theta \cdot k_{\text{рег}} \cdot k_{\text{зм}} \cdot k_{\text{реж}},$$

де: k_D – коефіцієнт динамічного навантаження: при постійному (спокійному) навантаженні – $k_D = 1$; при змінному навантаженні – $k_D = 1,2 \dots 1,5$; при сильних ударах – $k_D = 1,8$;

k_a – коефіцієнт, що враховує вплив міжосьової відстані: при оптимальній міжосьовій відстані ($a = (30 \dots 50) t$) – $k_a = 1$; при $a \leq 25t$ – $k_a = 1,25$;

k_θ – коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу ланцюга: при $\theta \leq 60^\circ$ – $k_\theta = 1$; при $\theta > 60^\circ$ – $k_\theta = 1,25$, але при автоматичному регулюванні натягу ланцюга – $k_\theta = 1$;

$k_{\text{рег}}$ – коефіцієнт, що враховує спосіб регулювання натягу ланцюга: при автоматичному – $k_{\text{рег}} = 1$; при періодичному – $k_{\text{рег}} = 1,25$;

$k_{\text{зм}}$ – коефіцієнт, що враховує спосіб змазування: при безперервному змазуванні – $k_{\text{зм}} = 0,8$; при регулярному, краплинному змазуванні – $k_{\text{зм}} = 1$; при періодичному змазуванні – $k_{\text{зм}} = 1,5$;

$k_{\text{реж}}$ – коефіцієнт змінності роботи: при однозмінній роботі – $k_{\text{реж}} = 1$; при двозмінній роботі – $k_{\text{реж}} = 1,25$.

Середнє значення допустимого тиску в шарнірах ланцюга в типових умовах $[p]_T$ приймаємо орієнтовно по табл. [Д17](#).

Допустимий тиск в шарнірах ланцюга в реальних умовах, МПа:

$$[p] = \frac{[p]_T}{k_E}.$$

Крок ланцюга, мм:

$$t \geq 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{z_1 \cdot [p]}}.$$

Вибираємо ланцюг з найближчим більшим стандартним значенням кроку по табл. [Д18](#) і записуємо позначення ланцюга.

Швидкість ланцюга, м/с:

$$V_L = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_2}{60000}.$$

Колова сила ланцюга, Н:

$$F_{tл} = \frac{P_2}{V_L}.$$

Перевіряємо частоту обертання ведучої зірочки n_2 , хв^{-1} :

$$n_2 \leq [n],$$

де $[n]$ – допустима частота обертання (табл. [Д19](#)).

Перевіряємо тиск в шарнірах ланцюга p , МПа:

$$p = \frac{F_{tл}}{A_{\text{оп}}} \leq [p],$$

де $A_{\text{оп}}$ – площа опорної поверхні шарніра, мм^2 (табл. [Д18](#)).

Підсилення в ланцюзі від його провисання, Н:

$$F_f = 9,81 k_f \cdot q \cdot a,$$

де k_f – коефіцієнт провисання: $k_f = 6$ – для горизонтальної передачі; $k_f = 4$ – при куті нахилу до горизонту $\theta \leq 40^\circ$; $k_f = 2$ – при $\theta > 40^\circ$; $k_f = 1$ – для вертикальної передачі;

q – маса одного метра ланцюга (табл. [Д18](#));

$a = (30 \dots 50)t$ – попереднє значення міжосьової відстані.

Підсилення в ланцюзі від відцентрових сил, Н:

$$F_v = q \cdot V_L^2.$$

Сила тиску ланцюга на вал, Н:

$$F_B = F_{tл} + 2F_f.$$

Перевіряємо коефіцієнт запасу міцності ланцюга s :

$$s = \frac{Q}{k_d \cdot F_{tл} + F_f + F_v} \geq [s],$$

де $[s]$ – нормативний коефіцієнт запасу міцності (табл. Д20).

Число ланок ланцюга:

$$L = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{[(z_2 - z_1)/2\pi]^2 \cdot t}{a}.$$

Отримане значення L округляється до цілого парного числа.

Уточнена міжосьова відстань ланцюгової передачі, мм:

$$a_{л} = 0,25t \left\{ L - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{[L - 0,5(z_1 + z_2)]^2 - 8 \left[\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right]^2} \right\}.$$

Для вільного провисання ланцюга передбачаємо можливість зменшення міжосьової відстані на 0,4 %.

Розміри ведучої і веденої зірочок (рис. 3.1) визначаємо за наступними формулами:

– ділительний діаметр, мм:

$$d_d = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)},$$

де z – число зубів відповідної зірочки;

– діаметр кола виступів, мм:

$$D_e = t \left[\operatorname{ctan} \left(\frac{180^\circ}{z} \right) + 0,7 \right] - 0,31d_p,$$

де d_p – діаметр ролика ланцюга (табл. Д18);

– діаметр кола западин, мм:

$$D_i = d_d - (d_p - 0,175\sqrt{d_d});$$

– діаметр проточки, мм:

$$d_c = t \cdot \operatorname{ctan} \left(\frac{180^\circ}{z} \right) - 1,3h,$$

де h – ширина пластини ланцюга (табл. Д18);

– ширина зуба зірочки, мм:

$$b = 0,93B_{BH} - 0,15,$$

де B_{BH} – відстань між внутрішніми пластинами ланцюга (табл. Д18);

– товщина диска, мм:

$$C = 0,93B_{BH} + 2R;$$

– діаметр маточини, мм:

$$d_{CT} = 1,6d_B,$$

де d_B – діаметр валу в місці установки відповідної зірочки;

– довжина маточини, мм:

$$L_{CT} = (1,2 \dots 1,6)d_B.$$

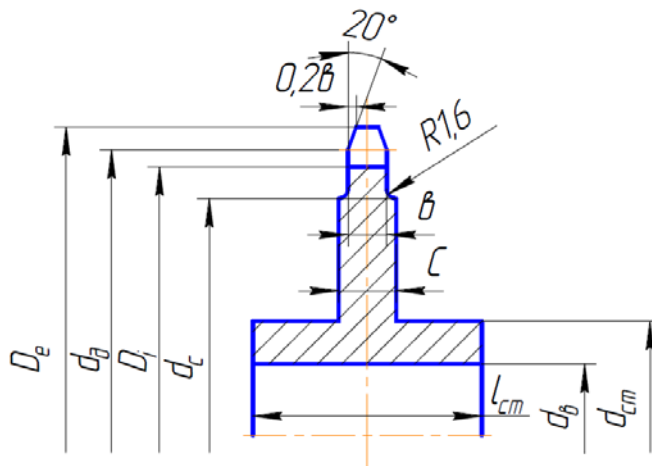


Рис. 3.1. Конструкція зірочки

3.3.2. Розрахунок пасової передачі

Для розрахунку пасової передачі (див. рис. 2.1) рекомендується вибрати клинопасову передачу. Основні дані:

- обертаючий момент на валу ведучого шківa T_0 ;
- частота обертання валу ведучого шківa n_0 ;
- передаточне число пасової передачі $u_{\text{від.п}}$;
- умови роботи передачі.

Вибираємо тип перерізу пасу і мінімальний діаметр шківa $D_{\min}$ залежно від обертаючого моменту T_0 (табл. Д21).

Приймаємо діаметр ведучого шківa D_1 на два порядки вищим $D_{\min}$ зі стандартного ряду (табл. Д22).

Діаметр веденого шківa, мм:

$$D_2 = D_1 u_{\text{від.п}} (1 - \xi),$$

де $\xi = 0,015$ – коефіцієнт відносного ковзання. Отримане значення D_2 округляємо до найближчого стандартного значення.

Фактичне передаточне число:

$$u_{\text{від.п}} = \frac{D_2}{D_1(1-\xi)}.$$

Відхилення від номінального передаточного числа не повинно перевищувати 3 %.

Приймаємо орієнтовне значення міжосьової відстані a в інтервалі:

$$0,55(D_1 + D_2) + h \leq a \leq 2(D_1 + D_2),$$

де h – висота перерізу пасу (табл. Д21).

Розрахункова довжина пасу, мм:

$$L = 2a + 0,5\pi(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}.$$

Отримане значення округляємо до найближчого стандартного значення (табл. Д23).

Фактична міжосьова відстань, мм:

$$a = \frac{2L - (D_1 + D_2) + \sqrt{[2L - (D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}.$$

При монтажі передачі необхідно забезпечити можливість зменшення a на $0,01L$ для полегшення одягання пасу на шківa і можливість збільшення a на $0,025L$ для збільшення натягу пасу.

Кут обхвату меншого шківa, град:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D_2 - D_1}{a}.$$

Швидкість пасу, м/с:

$$V_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_0}{60000}.$$

Визначаємо допустиму потужність $[P]_T$, що передається одним ременем в типових умовах (табл. Д24).

Допустима потужність, що передається одним ременем в реальних умовах, кВт:

$$[P] = [P]_T \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_p \cdot C_z,$$

де $C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1)$ – коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату;

C_L – коефіцієнт, що враховує вплив довжини пасу (табл. Д25);

C_p – коефіцієнт режиму роботи: при спокійному (постійному) навантаженні $C_p = 1$; при помірних коливаннях навантаження $C_p = 0,9$; при значних коливаннях навантаження $C_p = 0,8$;

C_z – коефіцієнт, що враховує число пасів: при $z = 1 - C_z = 1$; $z = 2 \dots 3 - C_z = 0,95$; $z = 4 \dots 6 - C_z = 0,9$; $z > 6 - C_z = 0,85$.

Число пасів в передачі:

$$z = \frac{P_0}{[P]}.$$

Рекомендується $z \leq 8$.

Колова сила, що передається пасом, Н:

$$F_{tp} = \frac{P_0}{V_{\text{п}}}.$$

Натяг вітки паса, Н:

$$F_0 = \frac{0,85F_{tp} \cdot C_L}{z \cdot C_\alpha \cdot C_p} + C_V \cdot V_{п}^2,$$

де C_V – коефіцієнт, що враховує відцентрову силу, $\frac{H \cdot c^2}{m^2}$: для перетину типу О – $C_V = 0,06$; для перетину типу А – $C_V = 0,1$; для перетину типу Б – $C_V = 0,18$; для перетину типу В – $C_V = 0,3$; для перетину Г – $C_V = 0,6$; для перетину типу Д – $C_V = 0,9$.

Робочий натяг ведучої гілки паса, Н:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_{tp}}{2z}.$$

Робоче натяг веденої гілки паса, Н:

$$F_2 = F_0 - \frac{F_{tp}}{2z}.$$

Сила тиску на вал, Н:

$$F_B = 2F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}.$$

Шків для клинопасової передачі (рис. 3.2) рекомендується виготовляти литими з чавуну СЧ15 або СЧ18, але при швидкості $V_{п} > 30$ м/с рекомендується сталь 25Л або алюмінієві сплави.

Конструкцію обода шківа і розміри канавок ($f, e, h, h_0, l_p, \alpha$) вибираємо по таблиці [Д26](#).

Ширина обода шківа, мм:

$$B = (z - 1)e + 2f.$$

Товщина обода біля краю δ , мм:

– для шківа з чавуну: $\delta = (1,1 \dots 1,3)h$;

– для шківа зі сталі $\delta = (0,88 \dots 1,04)h$.

Товщина диска, мм:

$$C_d = (1,2 \dots 1,3)\delta.$$

Діаметр маточини шківа, мм:

$$d_{ст} = (1,8 \dots 2)d_B.$$

де d_B – діаметр валу в місці установки шківа.

Довжина маточини шківа, мм:

$$l_{ст} = (1,5 \dots 2)d_B,$$

але рекомендується не більше ширини обода B .

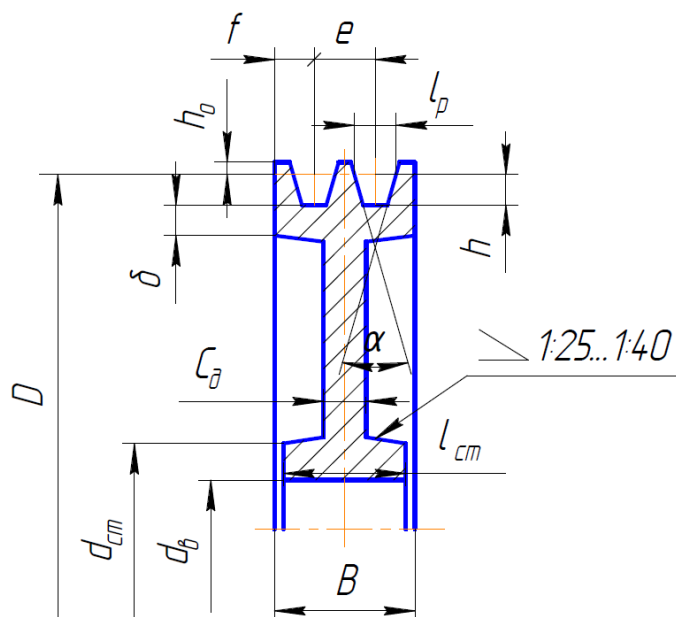


Рис. 3.2. Конструкція шківа

3.3.3. Розрахунок зубчастої циліндричної передачі

Для розрахунку зубчастої циліндричної передачі (див. рис. 2.1) рекомендується вибрати прямозубу передачу. На підставі вимог технічного завдання і результатів кінематичного і силового розрахунків приводу визначаємо вихідні дані для розрахунку передачі (табл. 3.3).

Таблиця 3.3

Вихідні дані для розрахунку

Назва	Розмірність	Позначення	Величина
Крутний момент на колесі	Н·м	$T_2 = T_3$	
Частота обертання колеса	хв ⁻¹	$n_2 = n_3$	
Передаточне число		$u = u_{\text{від.п}}$	
Тип передачі (реверсивна/нереверсивна, відкрита/закрита, прямозуба/косозуба)			
Строк служби передачі	год	L_p	
Коефіцієнт використання передачі протягом року		K_p	
Коефіцієнт використання передачі протягом доби		K_d	

Попередньо обираємо матеріал з середніми механічними характеристиками (табл. Д5): для шестерні – сталь **40Х**, термічна обробка – поліпшення, твердість **HB 269...302**; для колеса – сталь **40Х**, термічна обробка – поліпшення, твердість **HB 235...262**.

Визначаємо середню твердість:

– шестерні:

$$HB_{1\text{cp}} = \frac{(269+302)}{2};$$

– колеса:

$$HB_{2\text{cp}} = \frac{(235+262)}{2}.$$

Допустиме контактне напруження, МПа:

– шестерні:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H01}}{S_{H1}} \cdot K_{HL1};$$

– колеса:

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H02}}{S_{H2}} \cdot K_{HL2},$$

де:

σ_{H0} – межа контактної витривалості при базовому числі циклів навантаження $N_{H0} \approx 30HRC_{\text{cp}}^{2,4}$, визначається по табл. Д6;

S_H – коефіцієнт безпеки по табл. Д6;

$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N}}$ – коефіцієнт довговічності. При постійному навантаженні $N = 60n \cdot t$ – дійсне число циклів навантаження, де n – частота обертання колеса, для якого визначається допустиме напруження об/хв;

$t_c = 365 \cdot L_p \cdot K_d \cdot K_p \cdot 24$ – сумарний час роботи передачі під навантаженням. При змінному навантаженні $N = 60n \sum \left(\frac{T_i}{T_{\text{max}}} \right) t_i$ – еквівалентне число циклів навантаження, де T_i , T_{max} , t_i – момент, час роботи при режимі i , максимально тривало діючий момент, що визначається за графіком навантаження.

Для однорідної структури матеріалу $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$, при поверхневому зміцненні $1 \leq K_{HL} \leq 1,8$, якщо $N > N_0$ то $K_{HL} = 1$.

За розрахункове значення допустимого контактного напруження $[\sigma_H]$ приймається менше з $[\sigma_H]_1$ та $[\sigma_H]_2$ – для передач з $HB_{1cp} - HB_{2cp} = 20 \dots 50$.

При $HB_{1cp} - HB_{2cp} \geq 70$:

$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \leq 1,23[\sigma_H]_2$ – для циліндричних передач з непрямыми зубами;

$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \leq 1,15[\sigma_H]_2$ – для конічних передач з непрямыми зубами.

Допустиме напруження на згин, МПа:

– шестерні:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F01}}{S_{F1}} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL1};$$

– колеса:

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F02}}{S_{F2}} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL2},$$

де:

σ_{F0} – межа витривалості на згин при базовому числі циклів навантаження $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ визначається по табл. Д6;

S_F – коефіцієнт безпеки по табл. Д6;

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує реверсивність передач ($K_{FC} = 1$ – для нереверсивних передач, $K_{FC} = 0,7$ – для реверсивних передач при $HB \leq 350$, $K_{FC} = 0,8$ – для реверсивних передач при $HB > 350$);

$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N}}$ – коефіцієнт довговічності ($m = 6$, $1 \leq K_{FL} \leq 2,08$ при $HB \leq 350$, а також для коліс загартованих ТВЧ з обривом загартованого шару біля перехідної поверхні та загартованих коліс із шліфованою перехідною поверхнею; $m = 9$, $1 \leq K_{FL} \leq 1,63$ при $HB > 350$);

Якщо $N > 4 \cdot 10^6$ то $K_{FL} = 1$.

При змінному навантаженні $N = 60n \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^m t_i$.

Граничне допустиме контактне напруження σ_{Hmax} , МПа – визначається по табл. Д6.

Граничне допустиме напруження на згин σ_{Fmax} , МПа – визначається по табл. Д6.

Розрахунок зубів коліс на міцність при згині

Число зубів:

– шестерня:

z_1 обирається з таблиці Д16;

– колесо:

$$z_2 = u \cdot z_1.$$

Кут нахилу зубів β , град обирається з таблиці Д16. Для прямозубої передачі $\beta = 0$.

Еквівалентне число зубів:

– шестерні:

$$z_{E1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta};$$

– колеса:

$$z_{E2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}.$$

Коефіцієнт форми зуба:

– шестерні:

$$Y_1 = 3,47 + \frac{13,2}{z_{E1}} - \frac{27,9x_1}{z_{E1}} + 0,092x_1^2;$$

– колеса:

$$Y_2 = 3,47 + \frac{13,2}{z_{E2}} - \frac{27,9x_2}{z_{E2}} + 0,092x_2^2.$$

Для прямозубих коліс $z_E = z$.

Для коліс з внутрішніми зубами Y_2 обирається з таблиці [Д12](#).

Коефіцієнт ширини колеса відносно міжосьової відстані Ψ_a – обирається з таблиці [Д7](#) зі стандартних чисел: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0.

Коефіцієнт ширини колеса відносно діаметру:

$$\Psi_d = 0,5\Psi_a(u \pm 1).$$

Модуль, мм:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{TK_{F\beta}Y}{\Psi_d[\sigma_F]z^2}}.$$

де: $K_m = 14$ – для прямозубої передачі; $K_m = 11,2$ – для косозубої передачі.

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{F\beta}$ визначається по таблиці [Д14](#).

Розрахунок проводиться для того з коліс у якого відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y}$ менше.

Модуль заокруглюється до найближчого стандартного значення.

Виконуємо розрахунок основних геометричних параметрів передачі

Міжосьова відстань, мм:

– без зміщення вихідного контуру:

$$a_w = a = \frac{m(z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta};$$

– зі зміщенням вихідного контуру:

$$a_w = m \left[\frac{(z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta} + y \right].$$

Ділильний діаметр шестерні, мм:

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta}.$$

Ділильний діаметр колеса, мм:

$$d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta}.$$

Початковий діаметр шестерні, мм:

– без зміщення вихідного контуру:

$$d_{w2} = d_2;$$

– зі зміщенням вихідного контуру:

$$d_{w2} = \frac{d_{w1}}{u_\phi}.$$

Діаметр вершин зубів шестерні, мм:

– без зміщення вихідного контуру:

$$d_{a1} = d_1 + 2m;$$

– зі зміщенням вихідного контуру:

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1 - \Delta y)m - \text{зовнішнє зачеплення};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1)m - \text{внутрішнє зачеплення}.$$

Діаметр вершин зубів колеса, мм:

– без зміщення вихідного контуру:

$$d_{a2} = d_2 + 2m - \text{зовнішнє зачеплення};$$

$$d_{a2} = d_2 - 2m - \text{внутрішнє зачеплення};$$

– зі зміщенням вихідного контуру:

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - \Delta y)m - \text{зовнішнє зачеплення};$$

$$d_{a2} = d_2 - 2(0,75 - 0,875x_2 + \Delta y)m \text{ при } x_2 < 2 - \text{внутрішнє зачеплення}.$$

Діаметр впадин зубів шестерні, мм:

– без зміщення вихідного контуру:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m;$$

– зі зміщенням вихідного контуру:

$$d_{f1} = d_1 - (2,5 - 2x_1)m.$$

Діаметр впадин зубів колеса, мм:

– без зміщення вихідного контуру:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m - \text{зовнішнє зачеплення};$$

$$d_{f2} = 2a_w + d_{a1} + 0,5m - \text{внутрішнє зачеплення};$$

– зі зміщенням вихідного контуру:

$$d_{f2} = d_2 - (2,5 - 2x_2)m - \text{зовнішнє зачеплення};$$

$$d_{f2} = 2a_w + d_{a1} + 0,5m - \text{внутрішнє зачеплення}.$$

Ширина колеса, мм:

$$b_2 = \Psi_a \cdot a_w.$$

Ширина шестерні, мм:

$$b_1 = b_2 + 5.$$

Значення ширини коліс округлюють до цілого числа по ряду **Ra 40**: 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280...

Приймаємо кут профілю вихідного контуру $\alpha = 20^\circ$.

Кут зачеплення, град:

– без зміщення вихідного контуру:

$$\tan \alpha_{tw} = \tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha}{\cos \beta};$$

– зі зміщенням вихідного контуру:

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t.$$

Перевіряємо придатність заготовок коліс

Діаметр заготовки шестерні, мм:

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 \leq D_{\text{гран}}.$$

Товщина заготовки колеса, мм:

– обід:

$$S_{\text{заг}} = 8m \leq S_{\text{гран}};$$

– диск:

$$C_{\text{заг}} = 0,5b_2 \leq S_{\text{гран}}.$$

Значення $D_{\text{гран}}$ та $S_{\text{гран}}$ обираються з таблиці [Д5](#).

Перевірочний розрахунок на контактну міцність

Колова швидкість, м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot d_{w2}}{60000}.$$

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{HV} обирається з таблиці [Д10](#). Ступінь точності передачі вибирається з таблиці [Д9](#).

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta}$ обирається з таблиці [Д11](#).

Коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta}.$$

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубами $K_{H\alpha}$ обирається з таблиці [Д15](#).

Для прямозубих коліс $K_{H\alpha} = 1$.

Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\left[\sqrt{d_{a1}^2 - (d_1 \cdot \cos \alpha_t)^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - (d_2 \cdot \cos \alpha_t)^2} \mp 2a_w \sin \alpha_{tw} \right] \cos \beta}{2\pi m \cos \alpha_t},$$

де «+» – для зовнішнього зачеплення, «-» – для внутрішнього зачеплення.

Коефіцієнт підвищення міцності косозубої передачі по контактній напруженості:

$$K_{\text{пн}} = \frac{\varepsilon_{\alpha}}{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}.$$

Для прямозубих коліс $K_{\text{пн}} = 1$.

Контактне напруження, МПа:

$$\sigma_H = \frac{340}{u_{\phi}} \cdot \sqrt{\frac{T_2 K_H (u_{\phi} \pm 1)^3}{a_w^3 \Psi_{\alpha} K_{\text{пн}}}}.$$

$\sigma_H \leq [\sigma_H]$. Дозволяється недовантаження не більше 10 % і перевантаження до 5 %.

Перевірочний розрахунок міцності зубів коліс на згин

Еквівалентне число зубів:

– шестерні:

$$z_{E1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta};$$

– колеса:

$$z_{E2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}.$$

Коефіцієнт форми зуба:

– шестерні:

$$Y_1 = 3,47 + \frac{13,2}{z_{E1}} - \frac{27,9x_1}{z_{E1}} + 0,092x_1^2;$$

– колеса:

$$Y_2 = 3,47 + \frac{13,2}{z_{E2}} - \frac{27,9x_2}{z_{E2}} + 0,092x_2^2.$$

Для прямозубих коліс $z_E = z$.

Для коліс з внутрішніми зубами Y_2 обирається з таблиці [Д12](#).

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{FV} обирається з таблиці Д13.

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{F\beta}$ Обирається з таблиці Д14.

Коефіцієнт навантаження:

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta}.$$

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубами $K_{F\alpha}$ обирається з таблиці Д15.

Для прямозубих коліс $K_{F\alpha} = 1$.

Коефіцієнт підвищення міцності косозубої передачі при напруженнях згину:

$$K_{\Pi F} = \frac{K_{F\alpha} \left(1 - \frac{\beta}{140^\circ}\right)}{\varepsilon_\alpha}.$$

Для прямозубих коліс $K_{\Pi F} = 1$.

Напруження при згині, МПа:

$$\sigma_F = \frac{2T \cdot K_F \cdot K_{\Pi F} \cdot Y}{d \cdot m \cdot b}.$$

$\sigma_F \leq [\sigma_F]$. Розрахунок проводиться для того з коліс у якого відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y}$ менше.

Перевірка на короткочасне перенавантаження (пікове навантаження)

Максимальний (піковий) момент на валу колеса T_{2max} , Н·м визначається з графіка навантаження.

Максимальне контактне напруження, МПа:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2max}}{T_2}}; \sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{Hmax}].$$

Максимальне напруження при згині, МПа:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{T_{2max}}{T_2}; \sigma_{Fmax} \leq [\sigma_{Fmax}].$$

3.4. Навантаження валів редуктора

На підставі вимог технічного завдання складаємо схему сил в зачепленні редуктора (рис. 3.3).

Сили в зачепленні:

– колова сила на шестерні і колесі, Н:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2};$$

– радіальна сила на шестерні і колесі, Н:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta};$$

– осьова сила на шестерні і колесі, Н:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \beta,$$

де d_2 – дільний діаметр колеса;

β – кут нахилу зуба;

$\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення.

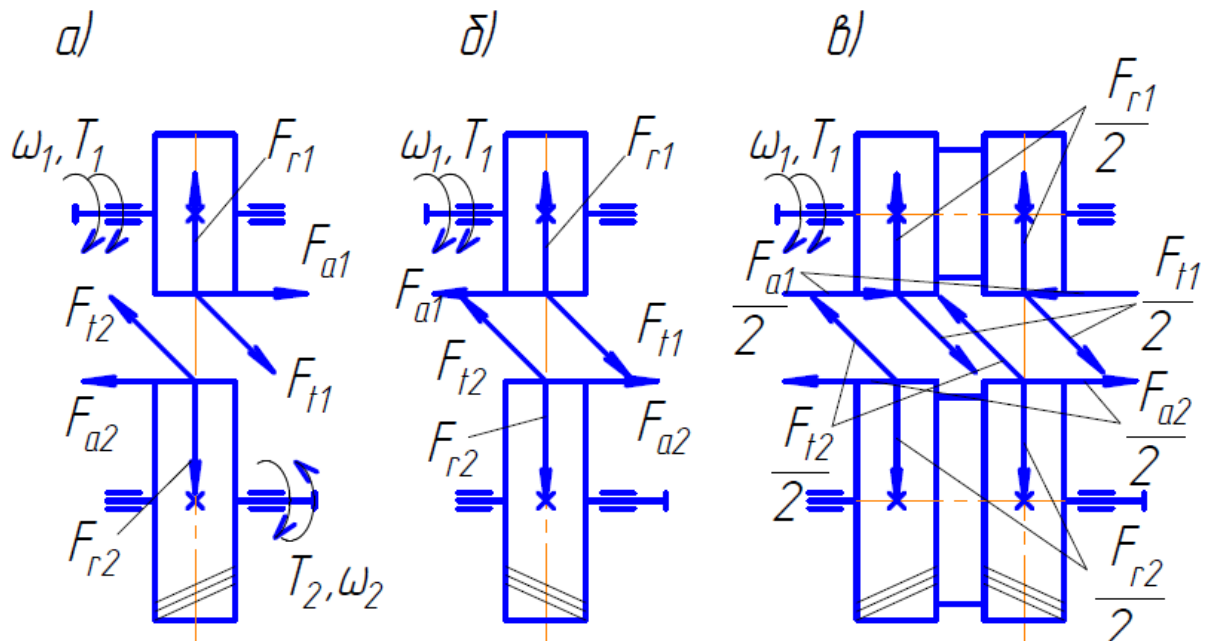


Рис. 3.3. Схема сил в зачепленні циліндричної передачі:

- а) – косозубий редуктор (напрям лінії зуба колеса – лівий, шестерні – правий);
 б) – косозубий редуктор (напрям лінії зуба колеса – правий, шестерні – лівий);
 в) – шевронний редуктор

Крім цього на вихідні кінці валів редуктора діє консольне навантаження (див. рис. 2.1):

- F_B – від ланцюгової і пасової передачі;
- $F_{t\text{від.п}} = \frac{2T_3}{d_{2\text{від.п}}}$; $F_{r\text{від.п}} = \frac{2T_3}{d_{2\text{від.п}}}$ від відкритої прямозубої циліндричної передачі, де $d_{2\text{від.п}}$ – ділильний діаметр колеса;
- $F_{M1} = (50 \dots 125)\sqrt{T_1}$ – від муфти на швидкохідному валу;
- $F_{M2} = 125\sqrt{T_2}$ – від муфти на тихохідному валу.

Сила F_B перпендикулярна осі вала і направлена відповідно до положення ланцюгової (пасової) передачі (горизонтально або під кутом). Силу F_{M1} рекомендується направляти протилежно F_t .

3.5. Проектний розрахунок валів.

Ескізна компоновка редуктора

Вибираємо матеріал для валів редуктора – сталь **40X**, термообробка – поліпшення. Твердість **HB 269 ... 302** (табл. [Д5](#)).

Визначаємо діаметри ступенів швидкохідного валу (вал-шестерня) (рис. 3.4).

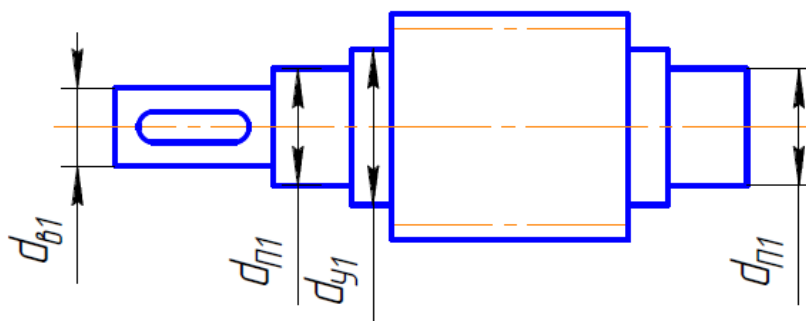


Рис. 3.4. Типова конструкція швидкохідного валу редуктора

Діаметр вихідного кінця, мм:

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]_k}},$$

де $[\tau]_k = 20 \dots 50$ МПа – допустиме напруження при крученні.

Для з'єднання швидкохідного валу з валом електродвигуна стандартною пружною втулково-пальцевою муфтою (МПВП) забезпечуємо умову $d_{B1} \geq (0,75 \dots 0,8)d_{дв}$, де $d_{дв}$ – діаметр валу електродвигуна (табл. Д3). Приймаємо найближче більше значення з стандартного ряду (табл. Д27).

Діаметр валу під підшипник, мм:

$$d_{п1} = d_{B1} + 2t_1,$$

де t_1, t_2 – висота буртика вала (див. рис. 3.16). Приймаємо ціле число, кратне 5.

Діаметр упорної ступені вала, мм:

$$d_{y1} = d_{п1} + 2t_1.$$

Визначаємо діаметри ступенів тихохідного валу редуктора (рис. 3.5).

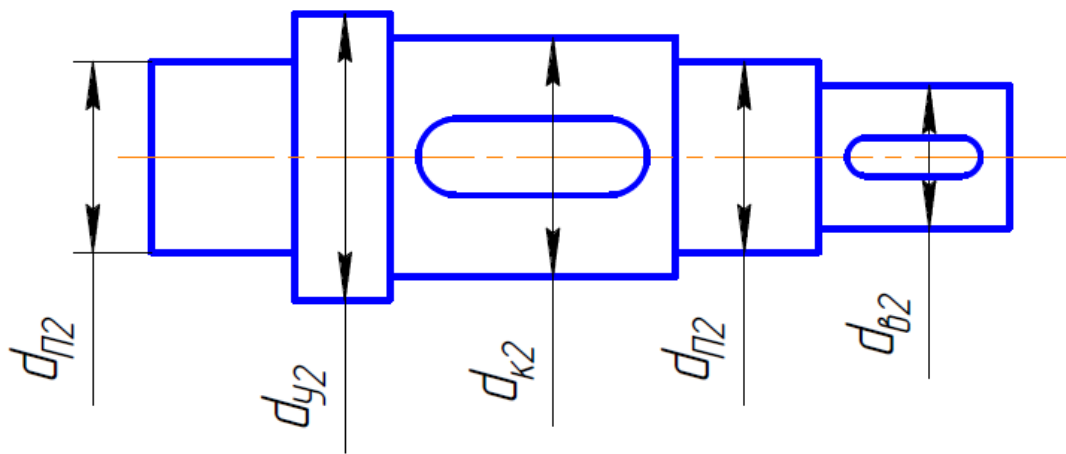


Рис 3.5. Типова конструкція тихохідного валу редуктора

Діаметр вихідного кінця, мм:

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]_k}}.$$

Приймаємо найближче більше значення із стандартного ряду.

Діаметр валу під підшипник, мм:

$$d_{п2} = d_{B2} + 2t_2.$$

Приймаємо ціле число, кратне 5.

Діаметр вала під колесо, мм:

$$d_{к2} = d_{п2} + 2t_2.$$

Діаметр упорної ступені вала, мм:

$$d_{y2} = d_{к2} + 2t_2.$$

Мета ескізної компоновки – визначення положення елементів передач щодо опор (підшипників). ескізна компоновання (рис. 3.6) виконується відповідно до вимог ЕСКД на міліметровому папері формату А2 олівцем у тонких лініях, бажано в масштабі 1: 1, і повинна містити одну проекцію – розріз по осях валів. Шестерня і колесо викреслюються у вигляді прямокутників. Довжина маточини колеса приймається рівною ширині вінця і не виступає за межі прямокутника. Зазор між торцем шестерні і внутрішньою стінкою корпусу $\Delta_1 = 2\delta$, де $\delta = 0,025a_w + 1$ – товщина стінки корпусу редуктора, $\delta \geq 8$. Зазор від колеса вершин зубів колеса (шестерні) до внутрішньої стінки корпусу $\Delta_2 = \delta$. Якщо діаметр колеса вершин зубів шестерні менший зовнішнього діаметра підшипника, то Δ_2 треба відкладати від зовнішнього кільця підшипника. Зазор між днищем корпусу і поверхнею колеса $\Delta_0 \geq 4\delta$.

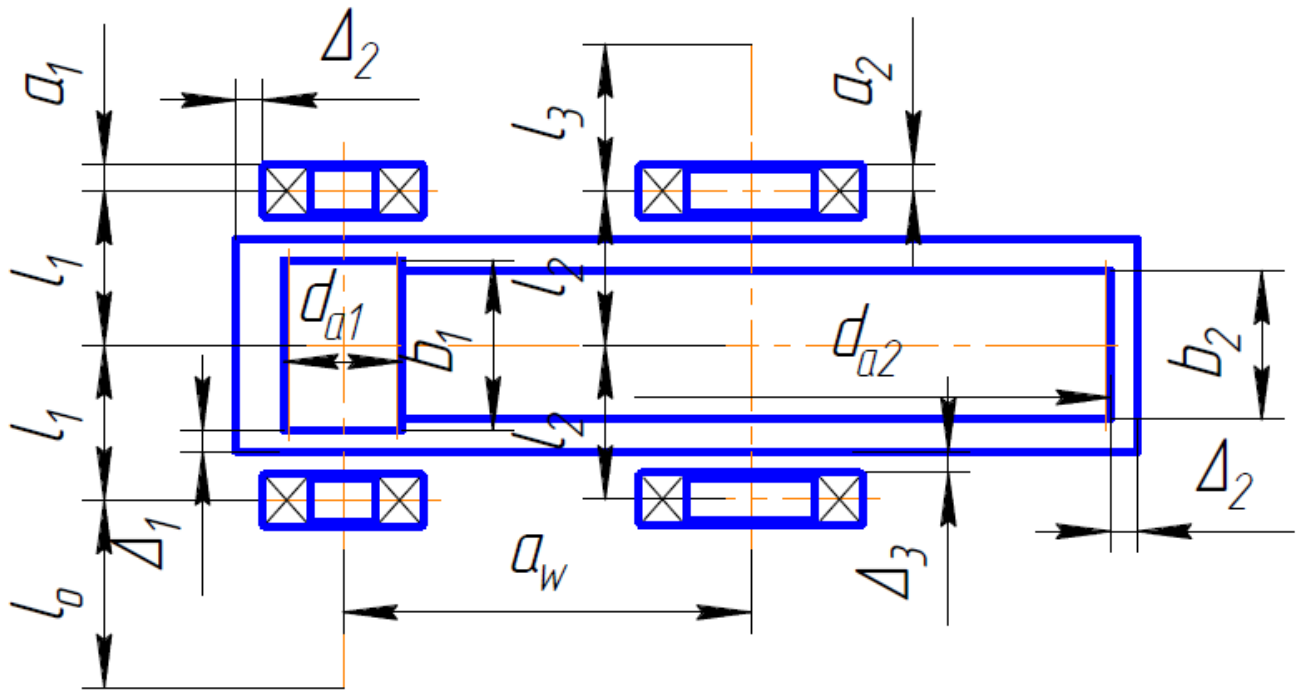


Рис. 3.6. Приклад ескізної компоновки циліндричного редуктора

Попередньо вибираємо радіальні шарикопідшипники (табл. Д28) і схему установки «в розпір» (табл. Д29). Параметри підшипників середньої (легкої) серії вибираємо за діаметрами $d_{п1}$ і $d_{п2}$ (табл. Д30) і заносимо їх до таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Параметри підшипників

Вал	Підшипники					
	Позначення	$d \times D \times B(T)$, мм	C_r , кН	C_0 , кН	α , град	e
Швидкохідний Ш1						
Тихохідний Т2						

Відстань від внутрішньої стінки корпусу до торця підшипника $\Delta_3 = 8 \dots 12$ мм при змащуванні підшипників пластичним мастильним матеріалом (окружна швидкість колеса $V < 2$ м/с, у важкодоступних місцях, а також для опор вертикального вала) і $\Delta_3 = 5$ мм при змащуванні підшипників розбризкуванням масла, що заливе в картер, зубчастим колесом, що обертається.

Відстані $a_1(a_2)$ від торця підшипника швидкохідного вала до точки докладання його радіальної реакції визначаються за формулами:

– для радіальних шарикопідшипників:

$$a = \frac{B}{2};$$

– для радіально-упорних шарикопідшипників:

$$a = \frac{B}{2} + \frac{(D+d) \tan \alpha}{4};$$

– для конічних роликових підшипників:

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(D+d)e}{6}.$$

Величини B, T, d, D, α і e вибираємо з таблиці 3.4.

Відстань від точки докладання радіальної реакції підшипника до точки прикладання сили тиску ланцюгової передачі (сил в зачепленні відкритої зубчастої передачі) (див. рис. 2.1):

$$l_3 = 1,25d_{п2} + 0,625d_{в2} - B_2(T_2) + a_2.$$

Відстань від точки докладання радіальної реакції підшипника до точки прикладання сили тиску пасової передачі:

$$l_0 = 1,25d_{п1} + 0,625d_{в1} - B_1(T_1) + a_1.$$

Вимірюванням знаходимо відстань між реакціями в опорах швидкохідного валу $2l_1$ і тихохідного валу $2l_2$.

3.6. Визначення реакцій опор. Побудова епюр моментів. Перевірочний розрахунок підшипників

Приклад розрахункової схеми швидкохідного валу наведено на рис. 3.7.

Реакції в опорах A і B , Н:

– в площині XZ :

$$R_{XA} = R_{XB} = \frac{F_{t1}}{2},$$

– в площині YZ :

$$R_{YA} = \frac{F_{r1} \cdot l_1 + 0,5F_{a1} \cdot d_1}{2l_1},$$

$$R_{YB} = \frac{F_{r1} \cdot l_1 - 0,5F_{a1} \cdot d_1}{2l_1},$$

Перевіряємо:

$$R_{YA} + R_{YB} = F_R.$$

Сумарні реакції в опорах, Н:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{XA}^2 + R_{YA}^2},$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{XB}^2 + R_{YB}^2}.$$

Осьове навантаження, Н:

$$F_{aA} = F_{a1};$$

$$F_{aB} = 0.$$

Підшипники (табл. 3.4) перевіряємо по найбільш навантаженій опорі A .

Еквівалентне навантаження підшипника, Н:

$$P_{EA} = (X \cdot V \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA})k_T \cdot k_\phi,$$

де коефіцієнт обертання $V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця підшипника;

коефіцієнти X і Y визначаються з таблиці Д33;

коефіцієнт безпеки $k_\phi = 1$ при спокійному навантаженні (без поштовхів); $k_\phi = 1 \dots 1,2$ – при легких поштовхах; $k_\phi = 1,3 \dots 1,8$ – при помірних поштовхах;

температурний коефіцієнт $k_T = 1$ – при робочій температурі підшипника 100°C .

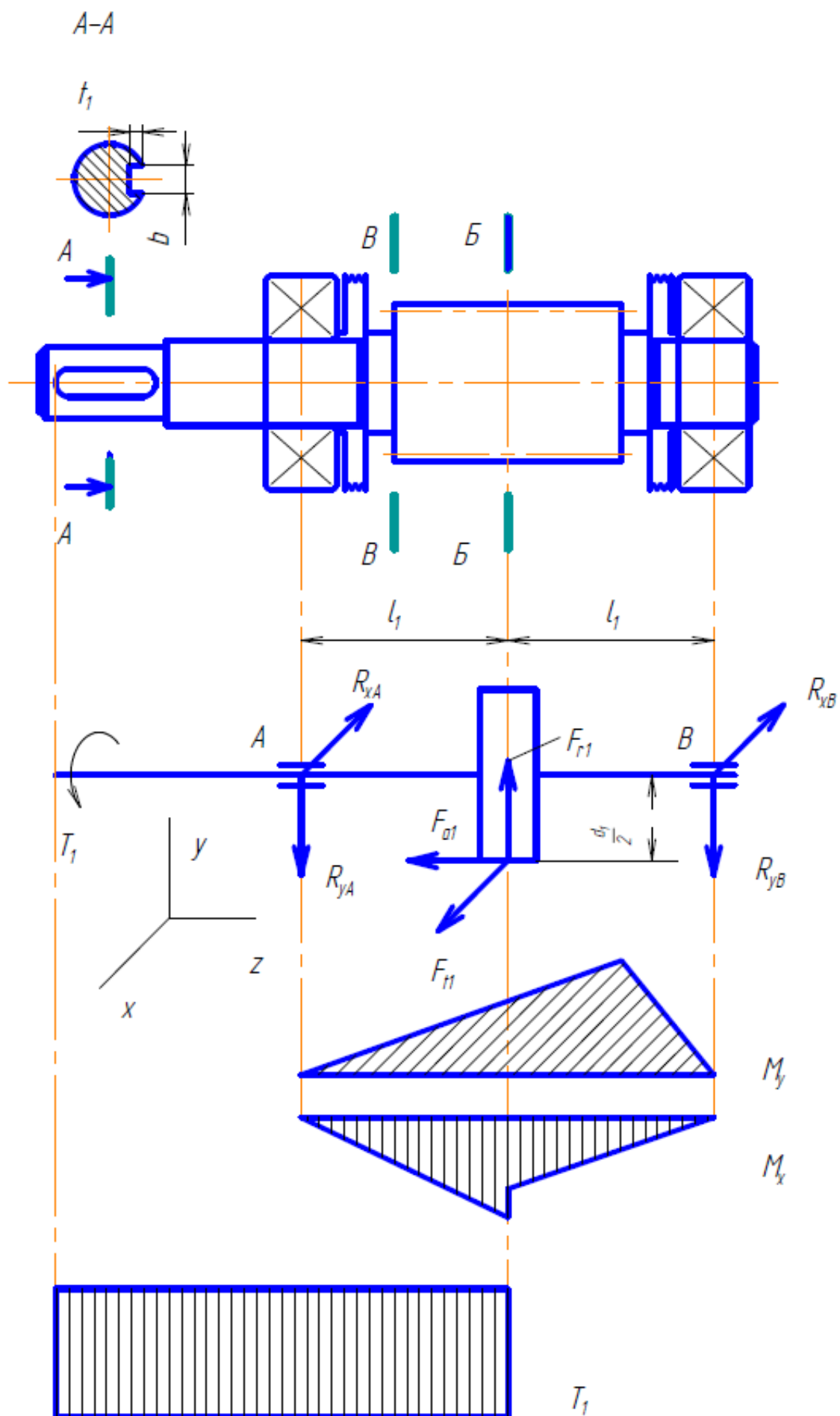


Рис. 3.7. Розрахункова схема швидкохідного валу

Розрахункова довговічність підшипника, год:

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P_{EA}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60n_1} \geq L_{h\text{Потр}},$$

де $L_{h\text{Потр}} = 3600L_p \cdot K_p \cdot 24K_d$ – необхідна довговічність; строк служби приводу L_p ; коефіцієнти K_p і K_d задано в технічному завданні.

Приклад розрахункової схеми тихохідного валу наведено на рис. 3.8.

Складові консольного навантаження від ланцюгової передачі, Н:

$$F_{BY} = F_B \cdot \sin \theta;$$

$$F_{BX} = F_B \cdot \cos \theta,$$

де θ – кут нахилу в ланцюговій передачі.

Реакції в опорах C і D , Н:

– в площині XZ :

$$R_{XC} = \frac{F_{t2} \cdot l_2 - F_{BX} \cdot l_3}{2l_2};$$

$$R_{XD} = \frac{F_{t2} \cdot l_2 + F_{BX} \cdot (2l_2 + l_3)}{2l_2};$$

– перевіряємо:

$$R_{XC} + R_{XD} - (F_{t2} + F_{BX}) = 0;$$

– в площині YZ :

$$R_{YC} = \frac{F_{r2} \cdot l_2 - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{BY} \cdot l_3}{2l_2};$$

$$R_{YD} = \frac{F_{r2} \cdot l_2 - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{BY} \cdot (2l_2 + l_3)}{2l_2};$$

– перевіряємо:

$$R_{YC} + F_{BY} - (F_{r2} + R_{YD}) = 0;$$

Сумарні реакції в опорах, Н:

$$F_{aC} = 0;$$

$$F_{aD} = F_{a2}.$$

Перевіряємо підшипники (табл. 3.4) по найбільш навантаженій опорі (де еквівалентне навантаження P_E більше).

Еквівалентні навантаження підшипників, Н:

$$P_{EC} = (X \cdot V \cdot F_{rC} + Y \cdot F_{aC}) k_T \cdot k_\phi;$$

$$P_{ED} = (X \cdot V \cdot F_{rD} + Y \cdot F_{aD}) k_T \cdot k_\phi,$$

де $V = 1$;

X і Y визначаються з таблиці [Д33](#);

$k_\phi = 1, 3$;

$k_T = 1$.

Розрахункова довговічність підшипника, год:

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P_{ED}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60n_2} \geq L_{h\text{Потр}}.$$

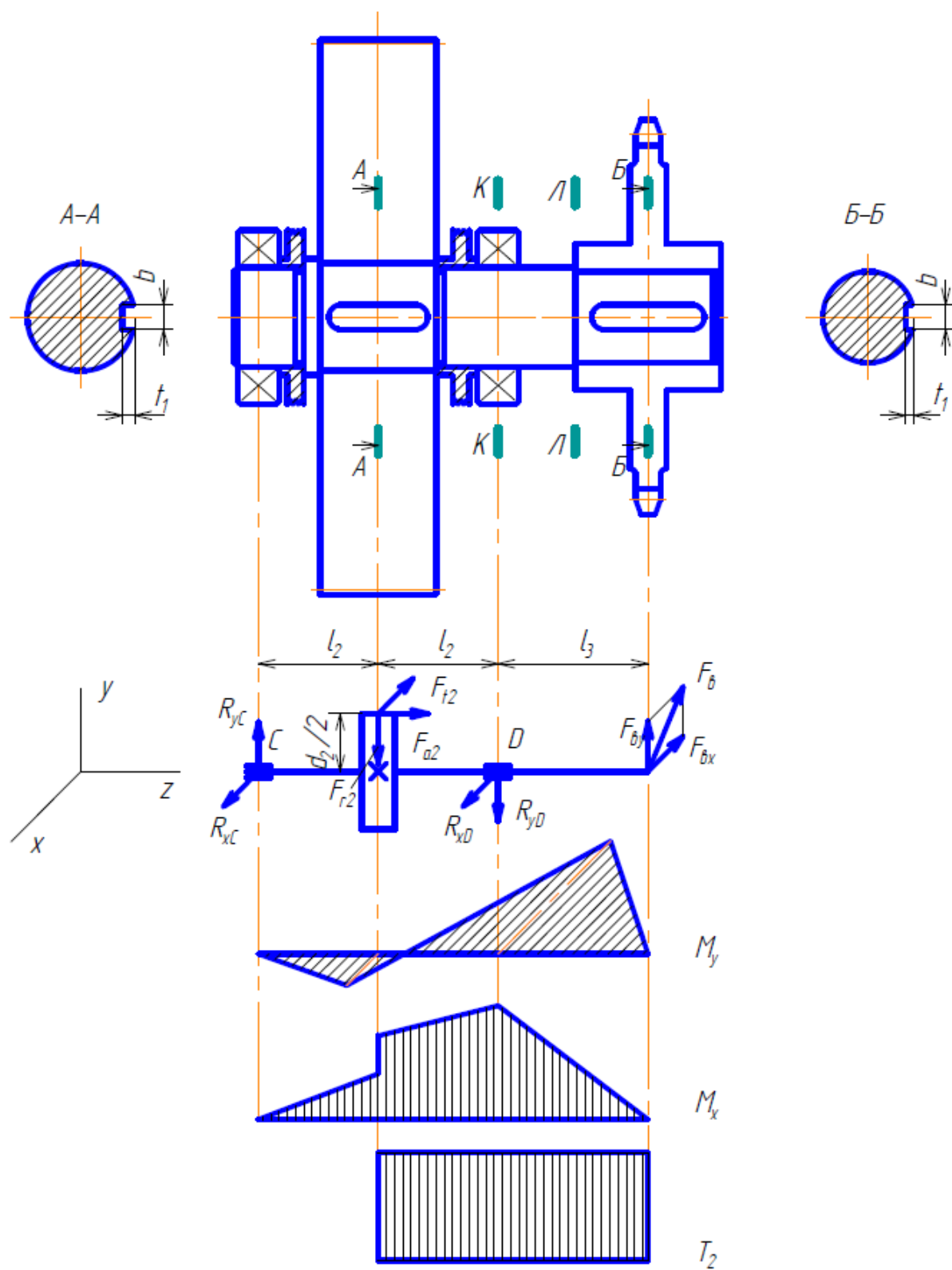


Рис. 3.8. Розрахункова схема тихохідного вала

3.7. Конструктивна компоновка приводу

Мета конструктивної компоновки – конструктивне оформлення деталей і вузлів редуктора, відкритої передачі і рами.

Конструктивна компоновка редуктора (рис. 3.9) виконується на міліметровому папері формату **A2** олівцем у контурних лініях, бажано в масштабі **1: 1**.

Шестерню найчастіше виконують заодно з валом (вал-шестерня).

Конструктивні розміри колеса (рис. 3.10) наведено в табл. 3.5. Колеса невеликих розмірів ($d_a < 160$ мм) виготовляють зазвичай з штампованих заготовок без поглиблень і отворів. Шевронні колеса (рис. 3.11) відрізняються від інших циліндричних коліс збільшеною шириною. Для виходу зуборізної фрези служить канавка шириною a (табл. 3.7). Товщина диска $C = (0,3 \dots 0,35) \cdot (b + a)$; довжина маточини $l_{\text{ст}} = b + a$.

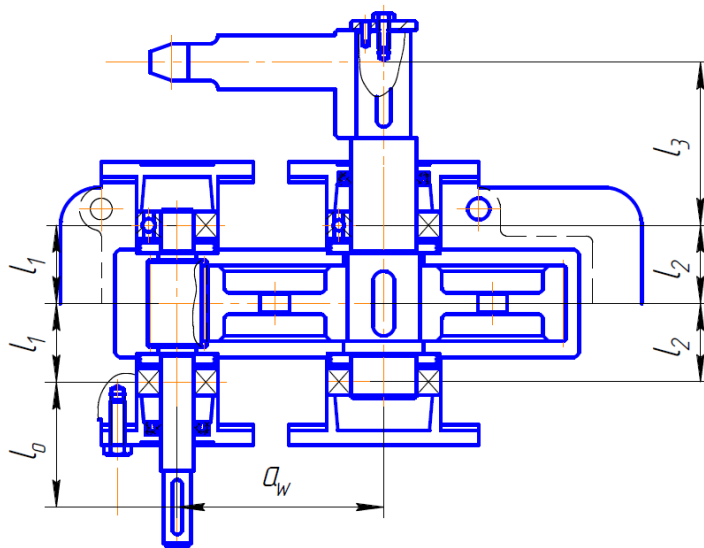


Рис. 3.9. Приклад конструктивної компоновки циліндричного редуктора

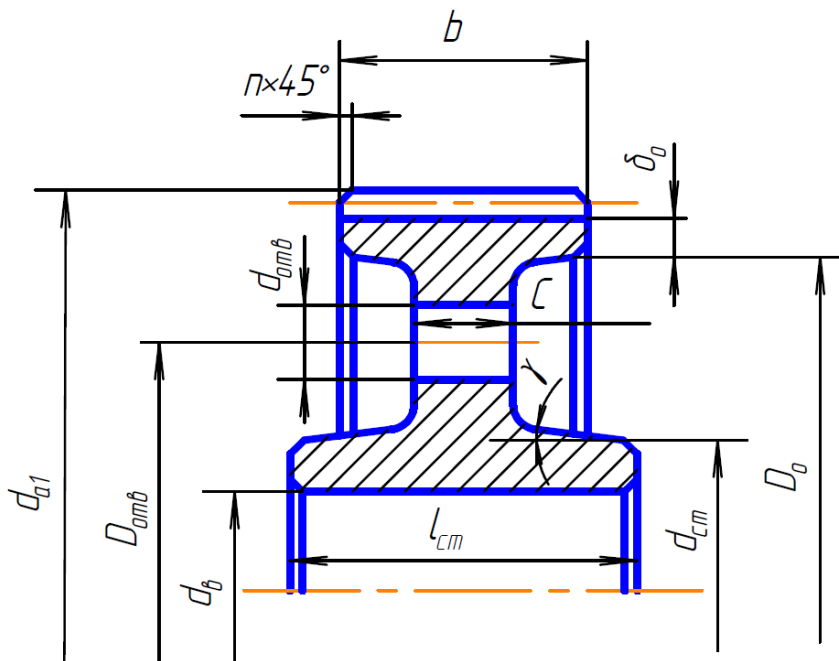


Рис. 3.10. Конструкція циліндричного зубчастого колеса

Конструктивні розміри колеса

Параметр	Формули		Величина, мм
	Штампована заготовка	Лиття	
Діаметр вершин зубів	$d_a \leq 500$ мм	$d_a \geq 500$ мм	
Діаметр маточини сталевих коліс	$d_{\text{ст}} \approx 1,6 d_{\text{в}}$ мм		
Довжина маточини	$l_{\text{ст}} \approx (1 \dots 1,5) d_{\text{в}}$		
Товщина обода	$\delta_0 = (2,5 \dots 4)m,$ $\delta_0 \geq 8$ мм		
Товщина диска	$C = (0,2 \dots 0,3)b$	$C = 0,2b$	
Діаметр центрального кола	$D_{\text{отв}} = 0,5(D_0 + d_{\text{ст}})$		
Діаметр отворів	$d_{\text{отв}} \approx \frac{D_0 - d_{\text{ст}}}{4}$		
Фаска	$n = 0,5m,$ заокруглюється до стандартного значення (табл. 3.6)		
Радіуси заокруглень і уклони	$R \geq 6$ мм, $\gamma \geq 7^\circ$	$R \geq 10$ мм, $\gamma \geq 7^\circ$	

Таблиця 3.6

Розміри фаски залежно від діаметра маточини і обода

Діаметр маточини або обода, мм	Більше 20 до 30	Більше 30 до 40	Більше 40 до 50	Більше 50 до 80	Більше 80 до 120	Більше 120 до 150	Більше 150 до 250	Більше 250 до 500
Стандартний розмір фаски n , мм	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5

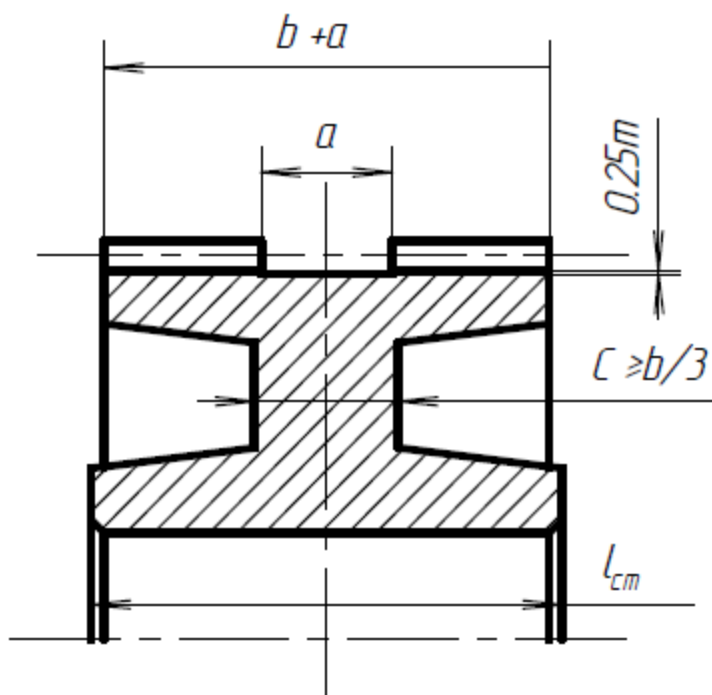


Рис. 3.11. Конструкція шевронного колеса

Розміри канавки для виходу зуборізної фрези залежно від модуля

m , мм	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10
a , мм	32	37	42	47	52	58	67	75	82	100

Конструктивні розміри корпусу редуктора (рис. 3.12) наведено в таблиці 3.8. При конструюванні корпусу редуктора дотримуються встановлених ливарних ухилів (табл. 3.9), розмірів елементів спряжень (табл. 3.10) і фланців (табл. 3.11). Для заливки масла та огляду в кришці корпусу роблять вікно, що закривається кришкою (табл. 3.12).

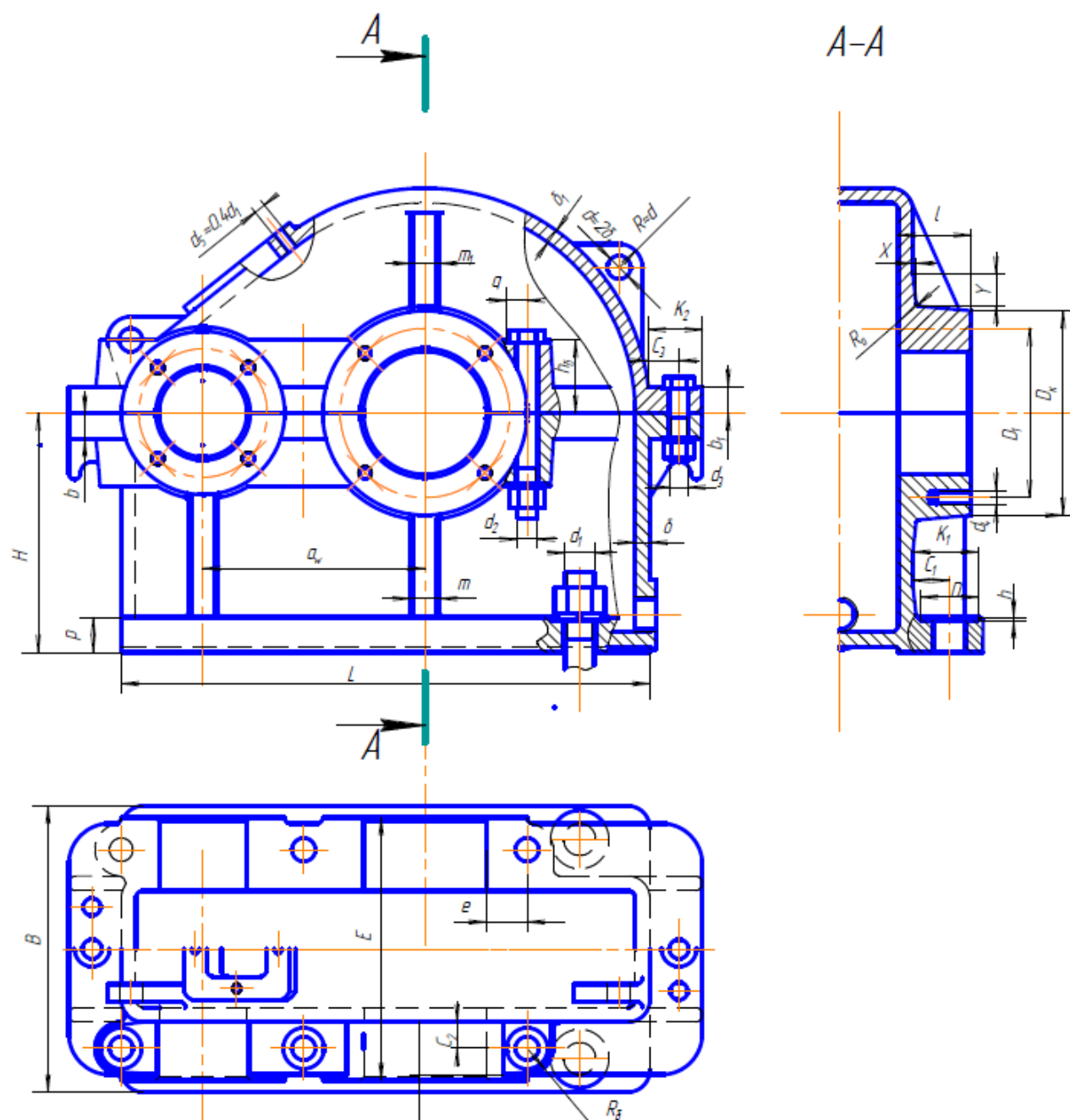


Рис. 3.12. Конструктивні елементи корпусу з чавуну (СЧ15, СЧ18)

У основі корпусу робляться отвори під обраний вказівник рівня масла (рис. 3.13) і зливну пробку (табл. 3.13).

Підшипники закриваються чавунними (СЧ15) глухими (табл. 3.14) і наскрізними кришками, що пригвинчуються. У наскрізних кришках робляться отвори під манжетні

ущільнення (табл. Д35) і для проходу вихідного кінця вала ($d_b + 1 \dots 2$ мм). Для регулювання зазорів в підшипниках під фланець кришок встановлюється набір сталевих прокладок (товщиною ≈ 1 мм).

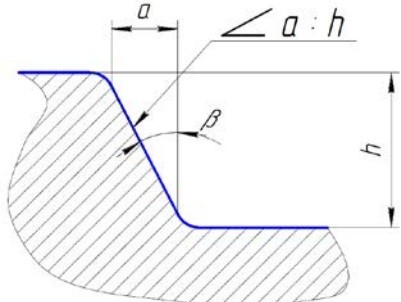
Таблиця 3.8

Конструктивні розміри корпусу редуктора

Параметри	Формули	Величина, мм
Товщина стінки корпусу і кришки редуктора: – одноступінчатого циліндричного – одноступінчатого конічного – одноступінчатого черв'ячного – двоступеневого	У всіх випадках $\delta \geq 8$ мм і $\delta_1 \geq 8$ мм $\delta = 0,025a_w + 1$; $\delta_1 = 0,02a_w + 1$ $\delta = 0,05R_E + 1$; $\delta_1 = 0,04R_E + 1$ $\delta = 0,04a_w + 2$; $\delta_1 = 0,032a_w + 2$ $\delta = 0,025a_{w_T} + 3$; $\delta_1 = 0,02a_{w_T} + 3$	
Товщина верхнього пояса (фланця) корпусу	$b = 1,5\delta$	
Товщина нижнього пояса (фланця) кришки корпусу	$b_1 = 1,5\delta_1$	
Товщина нижнього пояса корпусу: – без бобишки – при наявності бобишки	$p = 2,35\delta$ $p_1 = 1,5\delta$; $p_2 = (2,25 \dots 2,75)\delta$	
Товщина ребер основи корпусу	$m = (0,85 \dots 1)\delta$	
Товщина ребер кришки	$m_1 = (0,85 \dots 1)\delta_1$	
Діаметр фундаментних болтів (їх число ≥ 4)	$d_1 = (0,03 \dots 0,036)a_{w_T} + 12$ $d_1 = 0,072R_E + 12$	
Діаметр болтів: у підшипників, що з'єднують основу корпусу з кришкою	$d_2 = (0,7 \dots 0,75)d_1$; $d_3 = (0,5 \dots 0,6)d_1$	
Розміри, що визначають положення болтів d_2	$e \approx (1 \dots 1,2)d_2$; $q \geq 0,5d_2 + d_4$, d_4 – кріплення кришки підшипника	
Висота бобишки h_6 під болт d_2	h_6 вибирають конструктивно так, щоб утворилася опорна поверхня під головку болта і гайку. Бажано у всіх бобишок мати однакову висоту h_6	
Діаметр отвору гнізда підшипника	D_{Π} – по зовнішньому діаметру підшипника або стакана	
Діаметр фланця гнізда підшипника	$D_K = D_2 + 2 \dots 5$, D_2 – діаметр фланця кришки	
Довжина гнізда підшипника	$l = \delta + C_2 + R_{62} + 3 \dots 5$; $R_{62} \geq 1,1d_2$	
Діаметр штифта	$d_{ш} \approx d_3$; (розміри по табл. Д35)	
Довжина штифта	$l_{ш} = b_1 + b + 5$	

Таблиця 3.9

Ливарні уклони

	Уклон a/h	Величина кута β	Висота h , мм
	1/10	6	≤ 25
	1/12	5	≤ 50
	1/15	4	≤ 100
	1/20	3	≤ 200
	1/30	2	≤ 500
	1/50	1	> 500

Таблиця 3.10

Розміри елементів спряжень корпусу

δ	X	Y	R_0
10...15	3	15	5
15...20	4	20	5
20...25	5	25	5
25...30	6	30	8

Таблиця 3.11

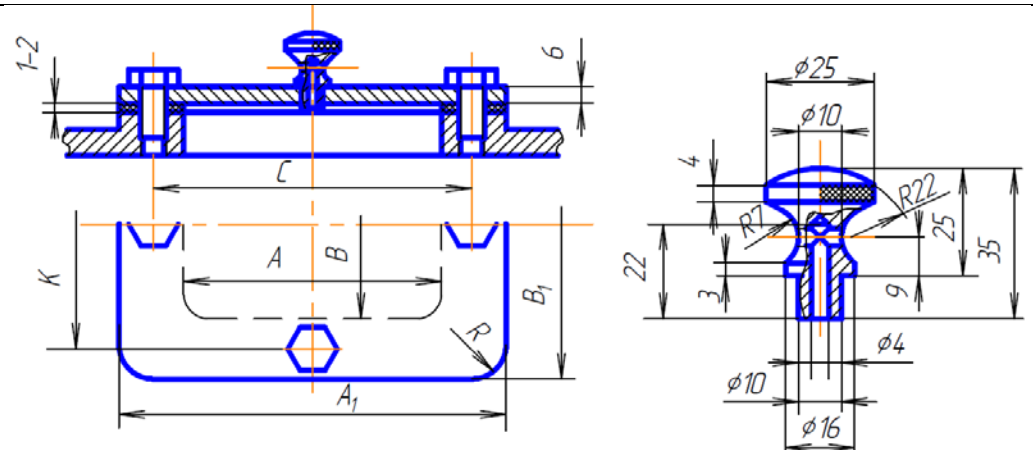
Розміри фланців корпусу

$d_{\text{болт}}$	K	C	$d_{\text{отв}}$	D	r
M6	22	12	7	14	2
M8	24	13	9	17	3
M10	28	15	11	20	3
M12	33	18	13	26	3
M14	35	18	15	28	3
M16	40	21	17	32	5
M18	46	25	20	34	5
M20	48	25	22	38	5
M22	52	27	24	40	5
M24	54	27	26	45	8
M27	60	30	29	50	8
M30	66	33	32	60	8

Між торцями підшипників і упорними буртиками валів (розпірною втулкою) встановлюються маслоутримуючі кільця (рис. 3.14). Зазор між кільцем і корпусом редуктора – **0, 1...0, 3** мм; вихід за торець корпусу – **1...2** мм.

Таблиця 3.12

Розміри оглядового вікна корпусу

								
Розміри кришки оглядового отвору, мм								
A	B	A_1	B_1	C	K	R	Розмір гвинта	Число гвинтів
100	75	150	120	125	100	12	M8 × 22	4
150	100	190	140	175	120	12	M8 × 22	4
200	150	250	200	230	180	15	M10 × 22	6

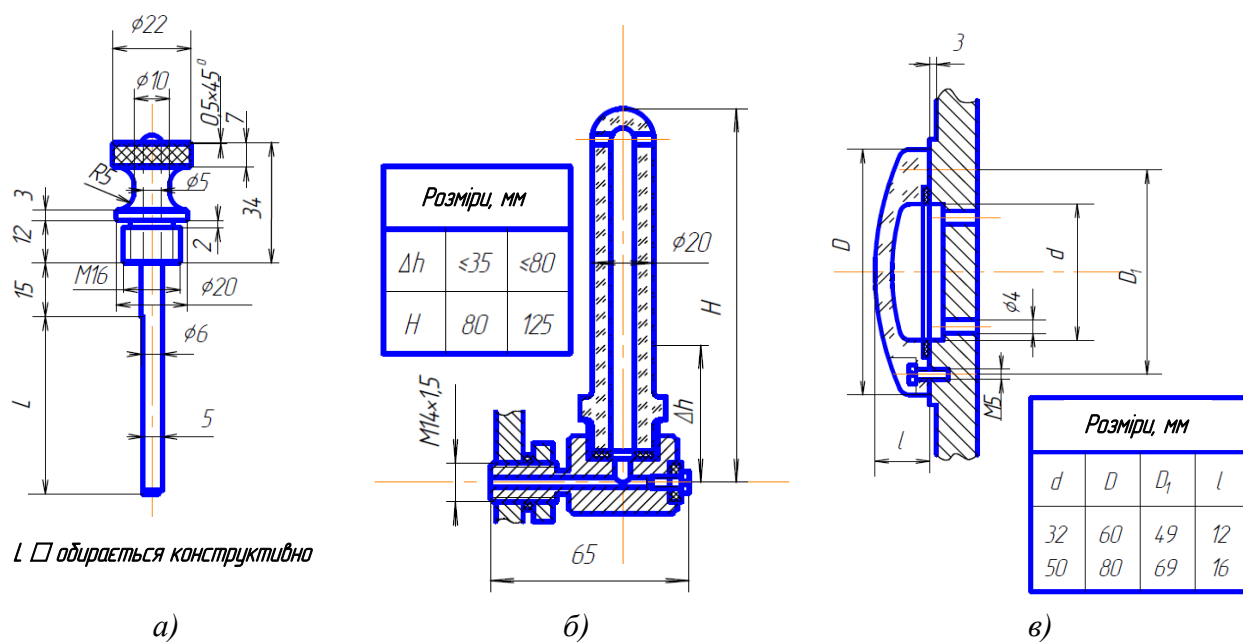


Рис. 3.13. Вказівники рівня масла:
а) – жезловий; б) – трубчастий; в) – ліхтарний

Довжина вихідних кінців валів визначається довжиною напівмуфти (довжиною маточини деталі відкритої передачі). Конструктивно оформлюються вали в місцях установки маточин, підшипників, маслоутримуючих і розпірних кілець: вибираються фаски (рис. 3.15), радіуси заокруглень (галтелі) (рис. 3.16), канавки для виходу шліфувального круга (рис. 3.17) і різьбонарізного інструменту (рис. 3.18). Зірочка на тихохідному валу фіксується кінцевою шайбою (табл. Д36).

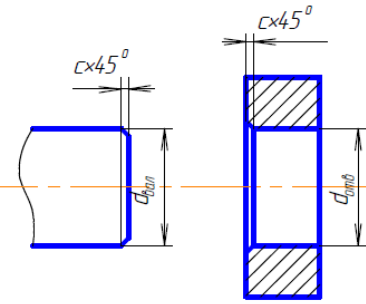
Таблиця 3.13

Розміри зливної пробки

The image shows a technical drawing of a drain plug. The left view is a side profile showing a cylindrical body with a hexagonal base. Dimensions labeled include: L (total length), m (thread length), a (hexagonal base length), b (cylindrical body length), D (outer diameter), and 30° (taper angle). The right view is a top-down view showing the hexagonal base with a central hole. Dimensions labeled include: s (hexagonal base width) and l (hexagonal base height). A 45° chamfer is indicated on the side view.

Розміри, мм

d	b	m	a	L	D	s	l
M16 x 1,5	12	8	3	23	26	17	19.6
M20 x 2	15	9	4	28	30	22	25.4
M22 x 2		10		29	32		
M27 x 2	18	12		34	38	27	31.2
M30 x 2		14		36	45	32	36.9
M33 x 2	20			38	48		



$d_{\text{вал}}$, мм	c , мм
10...20	1,0
20...30	1,6
30...45	2,0
45...70	2,5
70...100	3,0
100...150	4,0

Рис. 3.15. Розміри фасок

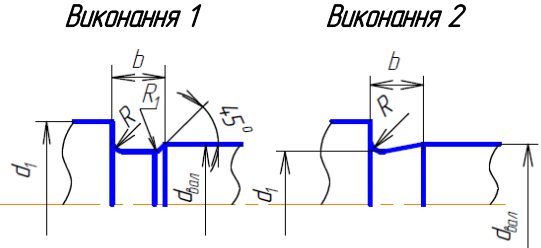
$$d_1 = d_{\text{вал}} + 2t;$$

$$t = (1,5 \dots 1,7)c_1$$

$d_{\text{вал}}$		≤ 20	≤ 30	≤ 45	≤ 70	≤ 100	≤ 150
$R_{-0,4}^0$	мм	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0
$c_1^{+0,4}_0$		1,2	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

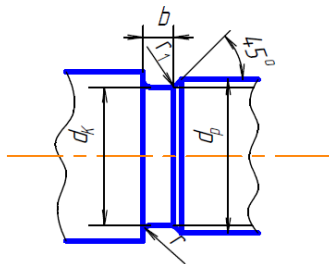
Рис. 3.16. Установка маточины до уступу вала

Для забезпечення точного відносного положення електродвигун і редуктор встановлюємо на рамі, яку виготовляємо зварюванням з прокату – швелерів, кутників, листів. Для визначення конфігурації і розмірів рами викреслюємо на аркуші паперу в масштабі контури муфти. Одну напівмуфту з'єднуємо з валом електродвигуна, а іншу – з валом редуктора. Викреслюємо контури електродвигуна і редуктора. Після цього викреслюємо контури рами і визначаємо її довжину L і ширину B , а також різницю висот h опорних поверхонь електродвигуна і редуктора. Розміри L і B округляємо до стандартних значень. Визначаємо висоту основного швелера $H \geq 0,1L$, по якій підбираємо найближчий більший розмір швелера (табл. Д38). Ширину полки швелера перевіряємо на можливість розміщення і монтажу кріпильних деталей.



Розміри, мм					
$d_{\text{вал}}$	b	d_1	h	R	R_1
10...50	3,0	$d_{\text{вал}} - 0,5$	0,3	10	0,5
50...100	5,0	$d_{\text{вал}} - 1,0$	0,5	16	
>100	8,0			2,0	1,0
	10			3,0	

Рис. 3.17. Канавки для виходу шліфувального круга при шліфуванні по циліндру



Розміри канавки, мм	Крок нарізі, мм				
	1	1,25	1,5	1,75	2
b	3	4			5
r	1				1,5
r_1	0,5				
d_k	$d_p-1,5$	$d_p-1,8$	$d_p-2,2$	$d_p-2,5$	d_p-3

Рис. 3.18. Канавки для виходу різьбонарізного інструменту

При невеликому розмірі h на раму наварюють листи необхідної товщини або опорні платики (висота платика – 5... 6 мм). При великому значенні h раму нарощують швелерами.

Для кріплення рами застосовуємо фундаментні болти (при довжині рами L до 700 мм встановлюють 4 болта діаметром $d_p = 16 \dots 18$ мм; при L понад 700 до 1000 мм – 6 болтів діаметром $d_p = 20 \dots 22$ мм; при L понад 1000 до 1500 мм – 8 болтів діаметром $d_p = 24$). На внутрішній поверхні полок швелерів у місці встановлення болтів приварюють косі шайби для забезпечення перпендикулярності опорних торців головок болтів і гайок відносно осей болтів.

У приводі з пасовою передачею (див. рис. 2.1) для регулювання натягу пасів електродвигун встановлюють на салазках, які закріплюють на рамі болтами.

3.8. Змащення редуктора

У редукторах загального призначення для змащення зубчастого зачеплення застосовується картерне змащення (зануренням колеса в масло, що залите всередину корпусу) при колій швидкості колеса $V \leq 12$ м/с. Зубчасте колесо слід занурювати в масло на висоту зуба (гранично допустима глибина занурення $h_m = m \dots 0,25d_2$, де m – модуль зачеплення; d_2 – діаметр ділильної окружності колеса).

Об'єм масляної ванни редуктора визначається з розрахунку 0,5... 0,8 л масла на 1 кВт переданої потужності. Сорт масла вибираємо з таблиці Д45.

Підшипники змащуються пластичним мастильним матеріалом (консталин УТ-1, солідол УС-1) при колій швидкості колеса $V \leq 2$ м/с (при $V > 2$ м/с підшипники змазують розбризкуванням масла з картера колесом). Мастильний матеріал набивається в підшипниковий вузол при збиранні на кілька років.

3.9. Вибір муфти

У приводах загального призначення рекомендується застосовувати пружну втулково-пальцеву муфту. Типорозмір муфти вибираємо з таблиці Д39 по діаметру кінців валів, що з'єднуються та розрахунковому обертаючому моменту:

$$T_{\text{роз}} = k \cdot T_1(T_2) \leq [T],$$

де $T_1(T_2)$ – обертаючий момент на відповідному валу редуктора, Н·м;

k – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації: при постійному навантаженні $k = 1,15 \dots 1,2$; при змінному навантаженні з коливаннями $k = 1,3 \dots 1,5$; при навантаженні зі значними коливаннями $k = 1,7 \dots 2$;

$[T]$ – допустимий крутний момент муфти.

Допускається діаметр однієї з напівмуфт зменшувати до будь-якого значення, встановленого стандартом.

При виборі муфти приймається матеріал напівмуфт – чавун СЧ20 або сталь 30Л.

3.10. Розрахунок шпонкових з'єднань

Для шпонкових з'єднань швидкохідного валу з напівмуфтою або шківом і тихохідного валу з зубчастим колесом або напівмуфтою (див. рис. 2.1) приймаємо призматичні шпонки з округленими кінцями. Розміри поперечних перерізів шпонок і пазів для них вибериємо за ГОСТ 23360-78 (табл. Д40). Довжини шпонок визначаємо за формулою:

$$l = l_{\text{ст}} - (5 \dots 10 \text{ мм}),$$

погоджуючи зі стандартним рядом. Тут $l_{\text{ст}}$ – довжина маточини деталі, що з'єднується з валом, мм.

Перевіряємо міцність шпонок на зминання за формулою:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2T}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma]_{\text{зм}},$$

де d – діаметр валу, мм;

h і b – розміри поперечного перерізу шпонки, мм;

t_1 – глибина паза вала, мм;

T – обертаючий момент на валу, Н·м;

$[\sigma]_{\text{зм}}$ – допустиме напруження зминання, МПа. Для сталевих маточини – $[\sigma]_{\text{зм}} = 150 \dots 190$ МПа; для чавунної маточини – $[\sigma]_{\text{зм}} = 80 \dots 100$ МПа (великі значення приймають при постійному навантаженні, а менші значення – при змінному і ударному навантаженні).

Матеріал шпонок – сталь 45, термічна обробка – нормалізація.

3.11. Уточнений розрахунок валів на міцність

Мета уточненого розрахунку валів – визначення коефіцієнтів запасу міцності в небезпечних перерізах кожного вала і порівняння їх з допустимим значенням $[s] = 1,3 \dots 3$.

Для обраного матеріалу валів по таблиці Д5 визначаємо межу міцності σ_B .

Межа витривалості при симетричному циклі вигину, МПа:

– для легованих сталей:

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \dots 120);$$

– для вуглецевих сталей:

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B.$$

Межа витривалості при симетричному циклі дотичних напружень кручення, МПа:

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}.$$

Розрахункова схема швидкохідного валу наведена на рис. 3.7. В перерізі А-А концентрацію напружень викликає наявність шпонкової канавки.

Коефіцієнт запасу міцності по дотичним напруженням, МПа:

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \varepsilon_\Pi} \tau_a + \Psi_\tau \tau_m},$$

де амплітуда і середнє напруження циклу, МПа:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\text{max}}}{2} = \frac{T_1}{2W_{\text{кнетто}}};$$

момент опору крученню перерізу вала, мм:

$$W_{\text{кнетто}} = \frac{\pi d_{\text{в1}}^3}{16} - \frac{bl_1(d_{\text{в1}} - t_1)^2}{2d_{\text{в1}}};$$

k_τ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень (табл. Д43);

ε_τ – масштабний фактор (табл. Д46);

ε_Π – коефіцієнт впливу шорсткості поверхні ($\varepsilon_\Pi = 0,98 \dots 0,9$ при $Ra = 0,32 \dots 2,5$ мкм);

Ψ_τ – коефіцієнт чутливості матеріалу до асиметрії циклу ($\Psi_\tau = 0,1$ для легованої сталі; $\Psi_\tau = 0,05$ для вуглецевої сталі).

Величина моменту згину від консольної навантаження $F_B (F_{M1})$, Н·м:

$$M_{A-A} = \frac{F_B (F_{M1}) l}{2},$$

де l – довжина напівмуфти або довжина маточини шківів відкритої передачі.

Коефіцієнт запасу міцності по нормальним напруженням згину, МПа:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \varepsilon_{\Pi}} \sigma_a + \Psi_{\sigma} \sigma_m},$$

де амплітуда циклу нормальних напружень згину:

$$\sigma_a = \frac{M_{A-A}}{W_{\text{нетто}}};$$

момент опору згину:

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d_{B1}^3}{32} - \frac{b t_1 (d_{B1} - t_1)^2}{2 d_{B1}};$$

середнє напруження циклу нормальних напружень, МПа:

$$\sigma_m = \frac{4 F_{a1}}{\pi d_{B1}^2},$$

при $F_{a1} = 0$ або малій її величині приймається $\sigma_m = 0$;

k_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень (табл. Д43);

ε_{σ} – масштабний фактор (табл. Д46);

Ψ_{σ} – коефіцієнт чутливості матеріалу до асиметрії циклу ($\Psi_{\sigma} = 0, 2$ для легованої сталі; $\Psi_{\sigma} = 0, 1$ для вуглецевої сталі).

Загальний коефіцієнт запасу міцності, МПа:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \leq [s].$$

При необхідності аналогічні розрахунки проводяться для інших перерізів швидкохідного валу.

Розрахункова схема тихохідного валу наведена на рис. 3.8. У перерізі А-А концентрація напружень зумовлена наявністю шпонкової канавки.

Коефіцієнт запасу міцності по дотичним напруженням, МПа:

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \varepsilon_{\Pi}} \tau_a + \Psi_{\tau} \tau_m},$$

де амплітуда і середнє напруження циклу, МПа:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_2}{2 W_{\text{кнетто}}};$$

момент опору згину:

$$W_{\text{кнетто}} = \frac{\pi d_{K2}^3}{16} - \frac{b l_1 (d_{K2} - l_1)^2}{2 d_{K2}},$$

коефіцієнти k_{τ} , ε_{τ} визначаємо по таблицям Д43, Д46;

коефіцієнти ε_{Π} , Ψ_{τ} визначаємо згідно з рекомендаціями, наведеними в розрахунку швидкохідного валу.

Сумарний момент згину в перерізі А-А, Н·м:

$$M_{A-A} = \sqrt{M_{A-Ay}^2 + M_{A-Ax}^2},$$

де $M_{A-Ay} = R_{\chi C} \cdot l_2$;

$$M_{A-Ax} = R_{\gamma C} \cdot l_2 + \frac{F_{a2} d_2}{2}.$$

Коефіцієнт запасу міцності за номінальними напруженнями згину, МПа:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \varepsilon_{\Pi}} \sigma_a + \Psi_{\sigma} \sigma_m},$$

де амплітуда циклу нормальних напружень згину:

$$\sigma_a = \frac{M_{A-A}}{W_{\text{нетто}}};$$

момент опору згину:

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d_{K2}^3}{32} - \frac{b t_1 (d_{K2} - t_1)^2}{2 d_{K2}};$$

середнє напруження циклу, МПа:

$$\sigma_m = \frac{4 F_{a2}}{\pi d_{K2}^2},$$

коефіцієнти k_{σ} , ε_{σ} визначаємо по таблицям Д43, Д46;

коефіцієнти ε_{Π} , Ψ_{σ} визначаємо згідно з рекомендаціями, наведеними в розрахунку швидкохідного валу.

Загальний коефіцієнт запасу міцності, МПа:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \leq [s].$$

Аналогічні розрахунки проводяться для інших перетинів тихохідного валу. У перетині **К-К** концентрація напружень обумовлена посадкою підшипника з гарантованим натягом (табл. [Д45](#)). У перерізі **Л-Л** концентрація напружень обумовлена переходом від діаметра $d_{п2}$ до діаметру $d_{в2}$ (табл. [Д41](#)).

3.12. Складання редуктора

Складання виконується у відповідності зі складальним креслеником редуктора (див. рис. 3.9) у такій послідовності. Перед складанням внутрішню порожнину корпусу редуктора очищають і покривають маслостійкою фарбою. На привідний вал надягають маслоутримуючі кільця і кулькові підшипники, які попередньо нагріто в маслі до **80...100°C**. На ведений вал закладають шпонку і напресовують зубчасте колесо до упору в буртик вала, надягають розпірну втулку, маслоутримуючі кільця і встановлюють кулькові підшипники. Зібрані вали встановлюють в основу корпусу редуктора і надівають кришку корпусу. Стикові поверхні кришки і основи корпусу потрібно покрити спиртовим лаком. Кришку центрують за допомогою двох кінцевих штифтів і затягують болтами. У підшипникові камери закладають пластичне мастило і встановлюють кришки підшипників з металевими прокладками для регулювання. У наскрізні кришки перед встановленням закладають манжетні ущільнення. Зібрані вали перевіряють на плавне прокручування від руки і закріплюють кришки гвинтами. Потім загвинчують пробку маслосливного отвору з прокладкою і жезловий вказівник рівня масла. Заливають в корпус масло і закріплюють кришку оглядового люка болтами.

Зібраний редуктор обкатують і піддають випробуванню на стенді у відповідності з технічними умовами.

3.13. Розробка складального креслення редуктора

Складальне креслення редуктора виконується у двох проекціях на підставі розробленої конструкторської компоновки.

На складальному кресленні вказуються такі розміри:

- габаритні (по граничним зовнішнім контурам);
- приєднувальні (діаметр і довжина кінцевої ділянки швидкохідного і тихохідного валів);
- установчі (відстані між центрами фундаментних болтів, висота центрів валів);
- посадочні (розміри спряжених поверхонь із зазначенням посадок, табл. [Д47](#));
- головний параметр редуктора (міжосьова відстань a_w зубчатих і черв'ячних передач, зовнішній ділильний діаметр d_{e2} кінчного колеса).

Відповідно до специфікації вказуються номери позицій всіх складальних одиниць і деталей редуктора. Номери розташовують на полках-виносках, паралельних основному напису, на одній горизонтальній або вертикальній лінії та одній відстані від контуру зображення (не менше **30** мм). Під полкою-виноскою деталей зубчастих передач вказують число зубів (***z***) і модуль (***m***).

Над основним написом креслення вказують:

- технічні характеристики редуктора, *наприклад*:
 1. Передаточне число ***u* = 5**.
 2. Частота обертання швидкохідного валу **$n_1 = 1500$ хв⁻¹**.
 3. Частота обертання тихохідного валу **$n_2 = 300$ хв⁻¹**.
 4. Обертаючий момент на тихохідному валу **$T_2 = 300$ Н·м**;
- технічні вимоги, *наприклад*:
 1. Вали зібраного редуктора повинні провертатися без поштовхів і заїдань.
 2. Легкість обертання забезпечити прокладками поз. 15 і 17 під кришки поз. 14 і 16.
 3. Осьовий зазор радіальних підшипників швидкохідного і тихохідного валів поз. 3 і 5 забезпечити в межах **0,3...0,5** мм.

4. Змащення картерне, масло індустриальне **И-50А ГОСТ 20799-75**. Об'єм масла, що заливається ≈ 5 л.

3.14. Розробка кресленика загального виду приводу

Кресленик загального виду приводу містить фронтальну проекцію приводу і проекції рами, що дають повне уявлення про її конструкцію. Масштаб зображення рами може відрізнятися від масштабу зображення приводу. Елементи приводу (електродвигун, редуктор тощо) викреслюються без дрібних подробиць, але так, щоб їх зображення було ясним і чітким, з необхідними розмірами.

На кресленні загального виду приводу вказують наступні дані:

- позиції вузлів, деталей та виробів;
- габаритні, приєднувальні і установочні розміри;
- технічні вимоги, що стосуються регулювання розташування осей валів редуктора і

двигуна, *наприклад*:

1. Осьове зміщення валів не більше **3** мм.
2. Перекоси осей валів не більше **1°**.
3. Радіальне зміщення валів не більше **0,3** мм забезпечити за рахунок прокладок поз. 6.

3.15. Розробка робочих креслеників деталей

Робочі кресленики деталей повинні містити мінімальну кількість проекцій, видів, розрізів і перетинів, достатніх для розуміння форми деталі і простановки розмірів.

Всі деталі типу тіл обертання (вали, колеса тощо) слід розташовувати на кресленні так, щоб їх вісь була паралельна основному напису кресленика, незалежно від їх робочого положення.

На робочому кресленнику деталі потрібно вказати вказані вичерпні дані, необхідні для її виготовлення і контролю:

- розміри;
- граничні відхилення (допуски) на посадочні і ланцюгові розміри;
- граничні відхилення форми і взаємного розташування поверхонь (табл. [Д48](#), [Д49](#), [Д50](#), [Д51](#));
- допустимі величини шорсткості поверхні (табл. [Д52](#), [Д53](#));
- марку матеріалу;
- технічні вимоги (твердість матеріалу, формувальні і штампувальні уклони, радіуси, розміри для довідки, незазначені граничні відхилення розмірів: отворів $+t$, валів $-t$, інших $\frac{\pm t}{2}$ середнього (грубого, точного) класу точності тощо);
- таблицю основних геометричних параметрів для деталей зубчатих передач.

3.16. Специфікації

Специфікації складального кресленика редуктора і кресленика загального виду приводу виконуються за стандартною формою. Розділи специфікації розташовуються в наступному порядку:

- 1) документація;
- 2) складальні одиниці;
- 3) деталі;
- 4) стандартні вироби.

4. ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДУ З ОДНОСТУПІНЧАТИМ КОНІЧНИМ РЕДУКТОРОМ

4.1. Вибір електродвигуна. Кінематичний і силовий розрахунок приводу

Виконання цього параграфу проводиться аналогічно тому, як це зроблено в §3.1. Результати кінематичного і силового розрахунку заносяться в таблицю 4.1.

Таблиця 4.1

Значення кінематичних та силових параметрів на валу

Номер валу	$n, \text{хв}^{-1}$	$\omega, \text{с}^{-1}$	$P, \text{Вт}$	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$
0				
1				
2				
3				

4.2. Розрахунок зубчастієї передачі редуктора

На підставі вимог технічного завдання і результатів кінематичного та силового розрахунку приводу визначаємо вихідні дані для розрахунку редуктора (табл. 4.2).

Таблиця 4.2

Вихідні дані для розрахунку редуктора

Назва	Розмірність	Позначення	Величина
Крутний момент на колесі	$\text{Н}\cdot\text{м}$	T_2	
Частота обертання колеса	хв^{-1}	n_2	
Передаточне число		$u_{\text{ред}}$	
Тип передачі (реверсивна/нереверсивна, відкрита/закрита, прямозуба/косозуба)			
Строк служби передачі	год	L_p	
Коефіцієнт використання передачі протягом року		K_p	
Коефіцієнт використання передачі протягом доби		K_d	

Попередньо обираємо матеріал з середніми механічними характеристиками (табл. Д5): для шестерні – сталь **40Х**, термічна обробка – поліпшення, твердість **HB 269...302**; для колеса – сталь **40Х**, термічна обробка – поліпшення, твердість **HB 235...262**.

Визначаємо середню твердість:

– шестерні:

$$HB_{1cp} = \frac{(269+302)}{2};$$

– колеса:

$$HB_{2cp} = \frac{(235+262)}{2}.$$

Допустиме контактне напруження, МПа:

– шестерні:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H01}}{S_{H1}} \cdot K_{HL1};$$

– колеса:

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H02}}{S_{H2}} \cdot K_{HL2},$$

де:

σ_{H0} – межа контактної витривалості при базовому числі циклів навантаження $N_{H0} \approx 30HRC_{cp}^{2,4}$, визначається по табл. Д6;

S_H – коефіцієнт безпеки по табл. Д6;

$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N}}$ – коефіцієнт довговічності. При постійному навантаженні $N = 60n \cdot t$ – дійсне число циклів навантаження, де n – частота обертання колеса, для якого визначається допустиме напруження об/хв;

$t_c = 365 \cdot L_p \cdot K_D \cdot K_P \cdot 24$ – сумарний час роботи передачі під навантаженням. При змінному навантаженні $N = 60n \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right) t_i$ – еквівалентне число циклів навантаження, де T_i, T_{max}, t_i – момент, час роботи при режимі i , максимально тривало діючий момент, що визначається за графіком навантаження.

Для однорідної структури матеріалу $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$, при поверхневому зміцненні $1 \leq K_{HL} \leq 1,8$, якщо $N > N_0$ то $K_{HL} = 1$.

За розрахункове значення допустимого контактного напруження $[\sigma_H]$ приймається менше з $[\sigma_H]_1$ та $[\sigma_H]_2$ – для передач з $HV_{1cp} - HV_{2cp} = 20 \dots 50$.

При $HV_{1cp} - HV_{2cp} \geq 70$:

$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \leq 1,23[\sigma_H]_2$ – для циліндричних передач з непрямыми зубами;

$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \leq 1,15[\sigma_H]_2$ – для конічних передач з непрямыми зубами.

Допустиме напруження на згин, МПа:

– шестерні:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F01}}{S_{F1}} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL1};$$

– колеса:

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F02}}{S_{F2}} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL2},$$

де:

σ_{F0} – межа витривалості на згин при базовому числі циклів навантаження $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ визначається по табл. Д6;

S_F – коефіцієнт безпеки по табл. Д6;

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує реверсивність передач ($K_{FC} = 1$ – для нереверсивних передач, $K_{FC} = 0,7$ – для реверсивних передач при $HV \leq 350$, $K_{FC} = 0,8$ – для реверсивних передач при $HV > 350$);

$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N}}$ – коефіцієнт довговічності ($m = 6, 1 \leq K_{FL} \leq 2,08$ при $HV \leq 350$, а також для коліс загартованих ТВЧ з обривом загартованого шару біля перехідної поверхні та загартованих коліс із шліфованою перехідною поверхнею; $m = 9, 1 \leq K_{FL} \leq 1,63$ при $HV > 350$);

Якщо $N > 4 \cdot 10^6$ то $K_{FL} = 1$.

При змінному навантаженні $N = 60n \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^m t_i$.

Граничне допустиме контактне напруження σ_{Hmax} , МПа – визначається по табл. Д6.

Граничне допустиме напруження на згин σ_{Fmax} , МПа – визначається по табл. Д6.

Розрахунок на контактну міцність

Зовнішній дільний діаметр колеса, мм:

$$d_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H \cdot 10^3}{[\sigma_H]^2 v_H}},$$

де:

ν_H – визначається по таблиці Д54;

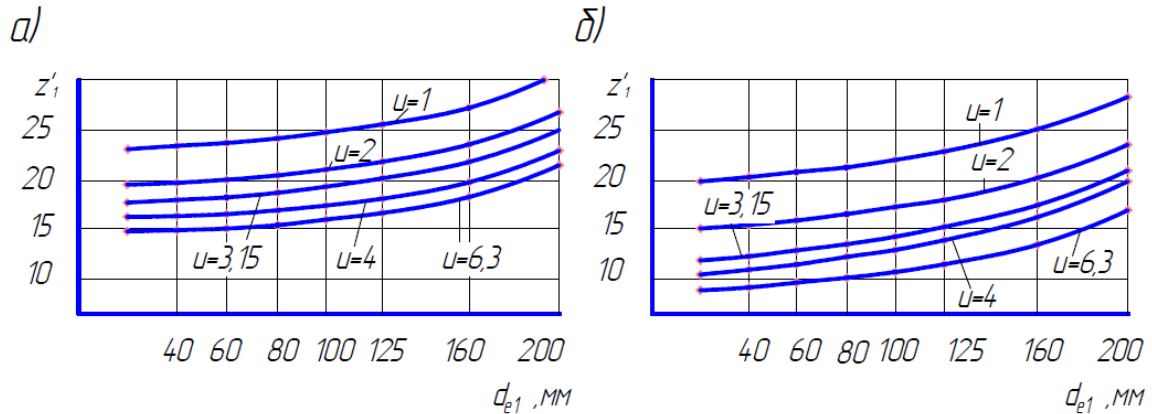
$K_H = 1, 2 \dots 1, 5$.

Зовнішній ділительний діаметр колеса округлюють до стандартного значення, мм: 50; 56; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355

Число зубів шестерні:

$$\begin{aligned} z_1 &= 1,6z_1^1 \text{ при } HB_1 \text{ та } HB_2 \leq 350; \\ z_1 &= 1,3z_1^1 \text{ при } HRC_1 \geq 45 \text{ та } HB_2 \leq 350; \\ z_1 &= z_1^1 \text{ при } HRC_1 \text{ та } HRC_2 \leq 45. \end{aligned}$$

Значення z_1^1 визначається по графікам, де зовнішній діаметр шестерні $d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u}$:



Отримане значення z_1 округлюють до найближчого цілого числа.

Число зубів колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u.$$

Отримане значення округлюють до найближчого цілого числа.

Середній нормальний модуль колеса з круговими зубами, мм:

$$m_n = \frac{d_{e2}(1-0,5\Psi_{Re}) \cos \beta_n}{z_2},$$

де:

$\Psi_{Re} = 0,285$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця;

$\beta_n = 35^\circ$ – середній кут нахилу зуба, що є переважним до застосування.

Модуль заокруглюють до стандартного значення, мм:

1-й ряд – 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12;

2-й ряд – 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9.

Середній коловий модуль, мм:

– прямозубого колеса:

$$m = \frac{d_{e2}(1-0,5\Psi_{Re})}{z_2};$$

– колеса з круговими зубами:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta_n}.$$

Значення модуля отримують з точністю до двох знаків після коми.

Зовнішній коловий модуль, мм:

$$m_e(m_{te}) = \frac{m(m_n)}{(1-0,5\Psi_{Re}) \cos \beta_n}.$$

Для силових передач $m_e(m_{te}) \geq 1,5$ мм.

Модуль m_e округлюють до стандартного значення.

Фактичне передаточне число:

$$u_{\Phi} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Відхилення від заданого: $\Delta u = \frac{|u_{\Phi} - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\%$.

Розрахунок основних геометричних параметрів

Кут ділильного конуса, град:

– колесо:

$$\delta_2 = \arctan u_{\Phi}. \text{ Визначається з точністю до } 10'';$$

– шестерня:

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Зовнішня конусна відстань, мм:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}.$$

Ширина зубчатого вінця, мм:

$$b = 0,25R_e.$$

Значення ширини коліс округлюються до цілого числа по ряду **Ra 40**: 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75... .

Середній ділильний діаметр, мм:

– шестерня:

$$d_1 = mz_1 - \text{прямозуба передача};$$

$$d_1 = m_t z_1 - \text{передача з круговими зубами};$$

– колесо:

$$d_2 = mz_2 - \text{прямозуба передача};$$

$$d_2 = m_t z_2 - \text{передача з круговими зубами}.$$

Зовнішня висота головки зуба, мм:

– шестерня:

$$h_{ae1} = (1 + x_1)m_e - \text{прямозуба передача};$$

$$h_{ae1} = \left[1 + x_{n1} + \frac{b(1,25 + x_{n1})}{2R_e - b} \right] m_n - \text{передача з круговими зубами};$$

– колесо:

$$h_{ae2} = (1 - x_2)m_e - \text{прямозуба передача};$$

$$h_{ae2} = \left[1 + x_{n2} + \frac{b(1,25 + x_{n2})}{2R_e - b} \right] m_n - \text{передача з круговими зубами}.$$

Коефіцієнт зміщення інструменту для шестерні $x_1(x_{n1})$ обирається з таблиці [Д55](#).

Зовнішня висота ніжки зуба, мм:

– шестерня:

$$h_{fe1} = (1,2 - x_1)m_e - \text{прямозуба передача};$$

$$h_{fe1} = \left(1 + \frac{b}{2R_e - b} \right) (1,25 - x_{n1})m_n - \text{передача з круговими зубами};$$

– колесо:

$$h_{fe2} = (1,2 + x_2)m_e - \text{прямозуба передача};$$

$$h_{fe2} = \left(1 + \frac{b}{2R_e - b} \right) (1,25 + x_{n2})m_n - \text{передача з круговими зубами}.$$

Зовнішня висота зуба, мм:

$$h_e = 2,2m_e - \text{прямозуба передача};$$
$$h_e = h_{ae}h_{fe} - \text{передача з круговими зубами}.$$

Кут ніжки зуба, град:

– шестерня:

$$\theta_{f1} = \arctan \frac{h_{fe1}}{R_e};$$

– колесо:

$$\theta_{f2} = \arctan \frac{h_{fe2}}{R_e}.$$

Кут головки зуба, град:

– шестерня:

$$\theta_{a1} = \theta_{f2};$$

– колесо:

$$\theta_{a2} = \theta_{f1}.$$

Зовнішній діаметр вершин зубів, мм:

– шестерня:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1;$$

– колесо:

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2.$$

Перевіряємо придатність заготовок коліс

Діаметр заготовки шестерні, мм:

$$D_{\text{заг}} = d_{ae1} + 6 \leq D_{\text{гран}}.$$

Товщина заготовки колеса, мм:

– обід:

$$S_{\text{заг}} = 8m \leq S_{\text{гран}};$$

– диск:

$$C_{\text{заг}} = 0,5b \leq S_{\text{гран}}.$$

Значення $D_{\text{гран}}$ та $S_{\text{гран}}$ обираються з таблиці [Д5](#).

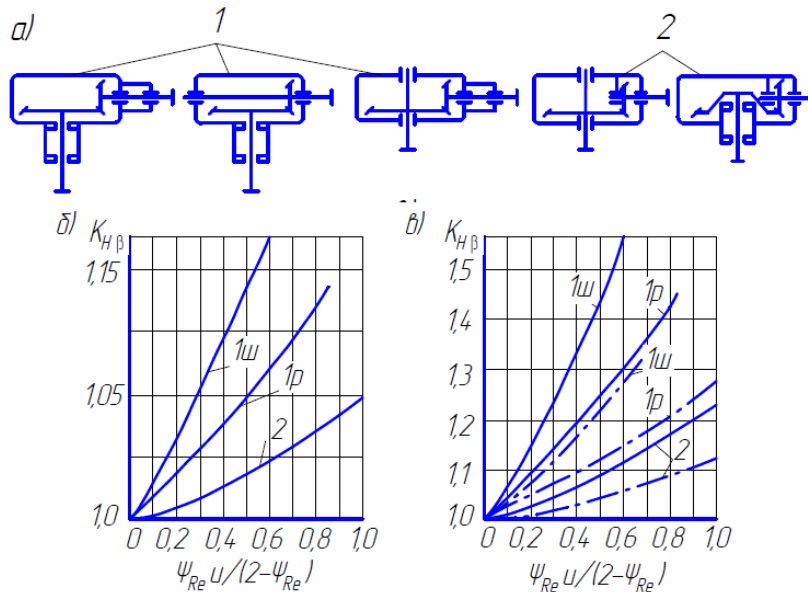
Перевірочний розрахунок на контактну міцність

Колова швидкість, м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot d_2}{60000}.$$

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{HV} обирається з таблиці [Д57](#). Ступінь точності передачі вибирається з таблиці [Д56](#).

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta}$ обирається з графіку:



а) – схеми передач; б) - графіки при твердості робочих поверхонь зубів HB_1 і $HB_2 \leq 350$ або $HB_2 \leq 350$; в) – при твердості HB_1 і $HB_2 > 350$; суцільні лінії для прямозубих передач, штрих пунктирні для передач з круговими зубами (при $HB_2 \leq 350$ приймаємо $K_{H\beta} = 1$); ш – кулькові підшипники; р – роликові підшипники

Коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_{H\nu} \cdot K_{H\beta}.$$

Контактне напруження, МПа:

$$\sigma_H = \frac{340}{Re-0,5b} \cdot \sqrt{\frac{T_2 K_H (u_\phi^2 + 1)^{\frac{3}{2}}}{b \nu_H u_\phi^2}}.$$

$\sigma_H \leq [\sigma_H]$. ν_H – визначається з таблиці Д54.

Дозволяється недовантаження не більше 10 % і перевантаження до 5 %.

Перевірочний розрахунок міцності зубів коліс на згин

Еквівалентне число зубів:

– шестерня:

$$z_{E1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} - \text{прямозуба передача};$$

$$z_{E1} = \frac{z_1}{(\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta)} - \text{передача з круговими зубами};$$

– колесо:

$$z_{E2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} - \text{прямозуба передача};$$

$$z_{E2} = \frac{z_2}{(\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta)} - \text{передача з круговими зубами}.$$

Коефіцієнт форми зуба:

– шестерня:

$$Y_1 = 3,47 + \frac{13,2}{z_{E1}} - \frac{27,9x_1}{z_{E1}} + 0,092x_1^2;$$

– колесо:

$$Y_2 = 3,47 + \frac{13,2}{z_{E2}} - \frac{27,9x_2}{z_{E2}} + 0,092x_2^2.$$

Для коліс з круговими зубами $x_1 = x_{n1}$, $x_2 = x_{n2}$.

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{FV} обирається з таблиці [Д58](#).

Коефіцієнт концентрації навантаження:

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

Коефіцієнт навантаження:

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta}.$$

Напруження при згині, МПа:

$$\sigma_F = \frac{2T \cdot K_F \cdot Y}{d \cdot b \cdot v_F \cdot m(m_n)}.$$

$\sigma_F \leq [\sigma_F]$. v_F – визначається з таблиці [Д54](#).

Розрахунок проводиться для того з коліс у якого відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y}$ менше.

Перевірка на короточасне перенавантаження (пікове навантаження)

Максимальний (піковий) момент на валу колеса T_{2max} , Н·м визначається з графіка навантаження.

Максимальне контактне напруження, МПа:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2max}}{T_2}}; \sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{Hmax}].$$

Максимальне напруження при згині, МПа:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{T_{2max}}{T_2}; \sigma_{Fmax} \leq [\sigma_{Fmax}].$$

4.3. Розрахунок відкритої передачі

Виконання цього параграфу проводиться аналогічно тому, як це зроблено в §3.3.

4.4. Навантаження валів редуктора

На підставі вимог технічного завдання складаємо схему сил в зачепленні редуктора (рис. 4.1).

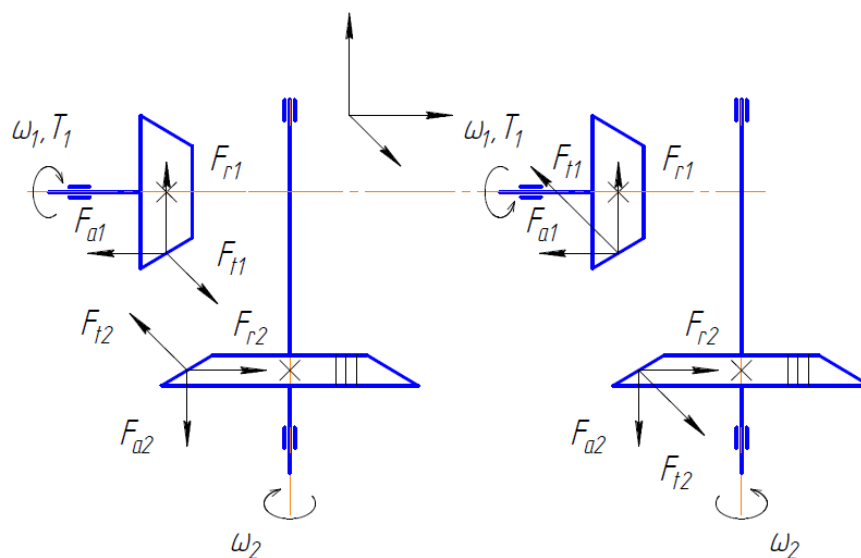


Рис. 4.1. Схема сил в зачепленні конічної прямозубої передачі при різних напрямках обертання двигуна

— колова сила на шестерні і колесі, Н:

– радіальна сила на шестерні і осьова сила на колесах, Н:

– осьова сила на шестерні і радіальна сила на колесах, Н:

де d_1 – середній дільний діаметр шестерні;

δ_1 – кут ділильного конуса;

$\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення.

У конічній передачі з круговими зубами:

де $\beta_n = 35^\circ$ – середній кут нахилу лінії зуба;

нижній знак у першому рівнянні і верхній знак у другому рівнянні ставляться в тому випадку, коли напрям обертання ведучого колеса (шестерні) і напрям лінії зуба збігаються (напрямок обертання за годинниковою стрілкою – правий).

Консольне навантаження на вихідні кінці валів редуктора визначається так само, як у §3.4.

Ескізна компоновка редуктора

Визначаємо діаметри ступенів швидкохідного валу (вала-шестерні) (рис. 4.2).

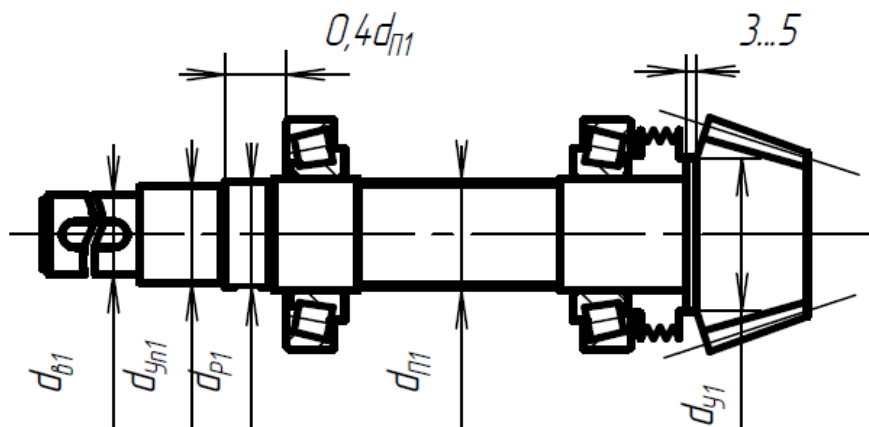


Рис. 4.2. Типова конструкція швидкохідного валу конічного редуктора

Діаметр $d_{R1}, d_{R2}, d_{П2}, d_{K2}$ визначаємо так само, як і в §3.5.

Діаметр вала під ущільнення, мм:

Діаметр вала під різьбу d_{p1} визначається з таблиці 4.3.

Діаметр валу під підшипники, мм:

приймаємо ціле число, кратне 5.

Діаметр упорної ступені вала, мм:

Діаметри ступенів тихохідного валу (рис. 4.3) визначаємо так само, як і в §3.5.

Для тихохідного валу вибираємо матеріал – сталь **40Х**, термообробка – поліпшення. Твердість **HB 232...264** (табл. [Д5](#)).

Ескізна компоновка (рис. 4.4) виконується на міліметровому папері формату **A2** олівцем у тонких лініях, бажано в масштабі **1:1**, і повинна містити одну проекцію – розріз по осях валів.

Попередньо вибираємо роликові конічні радіально-упорні підшипники (табл. [Д28](#)). Параметри підшипників середньої (легкої) серії вибираємо по діаметру $d_{п1}$ і $d_{п2}$ (табл. [Д32](#)) і заносимо їх у таблицю 4.4.

Відстані Δ_3 , a_1 , a_2 , l_3 визначаємо так само, як і в §3.5. Обираємо змащення підшипників пластичним мастильним матеріалом, так як один з підшипників швидкохідного валу видалено. Приймаємо відстань від торця підшипників до внутрішньої стінки корпусу редуктора $\Delta_3 = 10$ мм для встановлення маслосатримуючих кілець.

Відстань від точки прикладання радіальної реакції підшипника до точки прикладання сили тиску пасової передачі, мм:

$$l_0 = d_{п1} + 0,65d_{в1} + a_1.$$

Діаметри маточини колеса, мм:

$$d_{ст2} = 1,6d_{к2}.$$

Довжина маточини колеса, мм:

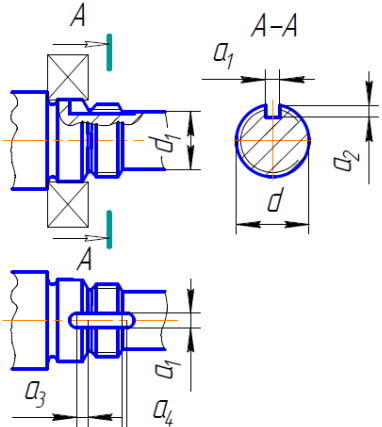
$$l_{ст2} = (1,2 \dots 1,5)d_{к2}.$$

Товщина обода колеса, мм:

$$\delta_0 = (3 \dots 4)m.$$

Таблиця 4.3

Діаметр вала під різьбу

					
Розміри, мм					
Нарізь d	a_1	a_2	a_3	a_4	d_1
M20×1,5	6	2	3,5	1,0	16,5
M22×1,5	6	2	3,5	1,0	18,5
M24×1,5	6	2	3,5	1,0	20,5
M27×1,5	6	3	4,0	1,5	23,5
M30×1,5	6	3	4,0	1,5	26,5
M33×1,5	6	3	4,0	1,5	29,5
M36×1,5	6	3	4,0	1,5	32,5
M39×1,5	6	3	4,0	1,5	35,5
M42×1,5	8	3	5,0	1,5	38,5
M45×1,5	8	3	5,0	1,5	41,5
M48×1,5	8	3	5,0	1,5	44,5
M52×1,5	8	3	5,0	1,5	48,0
M56×2,0	8	3	5,0	1,5	52,0
M60×2,0	8	3	6,0	1,5	56,0

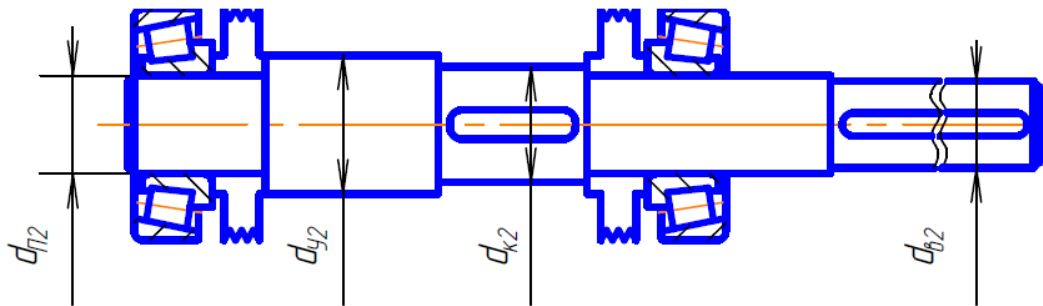


Рис. 4.3. Типова конструкція тихохідного валу кінцевого редуктора

Таблиця 4.4

Параметри підшипників

Вал	Підшипники					
	Позначення	$d \times D \times B(T)$, мм	C_r , кН	C_0 , кН	α , град	e
Швидкохідний Ш1						
Тихохідний Т2						

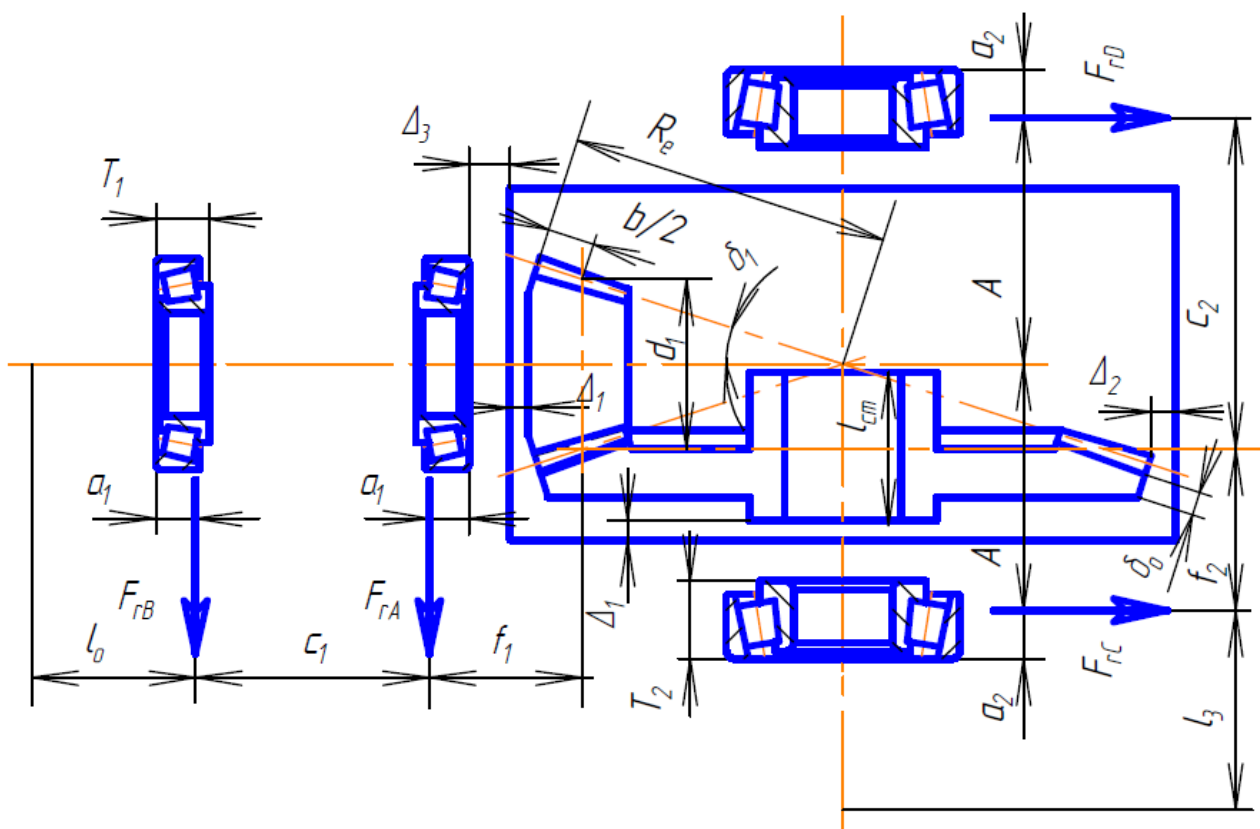


Рис. 4.4. Приклад ескізної компоновки кінцевого редуктора

Діаметр і довжину маточини, товщину обода округлити до найближчого стандартного значення з ряду **Ra40**.

Зазор між торцем маточини і внутрішньою стінкою корпусу, мм:

$$\Delta_1 = 1,2\delta,$$

де $\delta = 0,05R_e + 1$ – товщина стінки корпусу редуктора ($\delta \geq 8$ мм).

Зазор між колесом і внутрішньою стінкою корпусу, мм:

$$\Delta_2 = \delta.$$

Зазор між колесом і дном корпусу, мм:

$$\Delta_0 \geq 4\delta.$$

Приймаємо відстань між реакціями підшипників швидкохідного вала, мм:

$$c_1 = (1,4 \dots 2,3)f_1,$$

де f_1 – відстань від середнього дільного діаметра шестірні (d_1) до реакції підшипника, що визначається вимірюванням.

Вимірюванням знаходимо відстань A від лінії реакції підшипника до осі швидкохідного валу та відстані c_2 і f_2 .

4.6. Визначення реакцій опор. Побудова епюр моментів. Перевірочний розрахунок підшипників

Приклад розрахункової схеми вал-шестерні наведено на рис. 4.5.

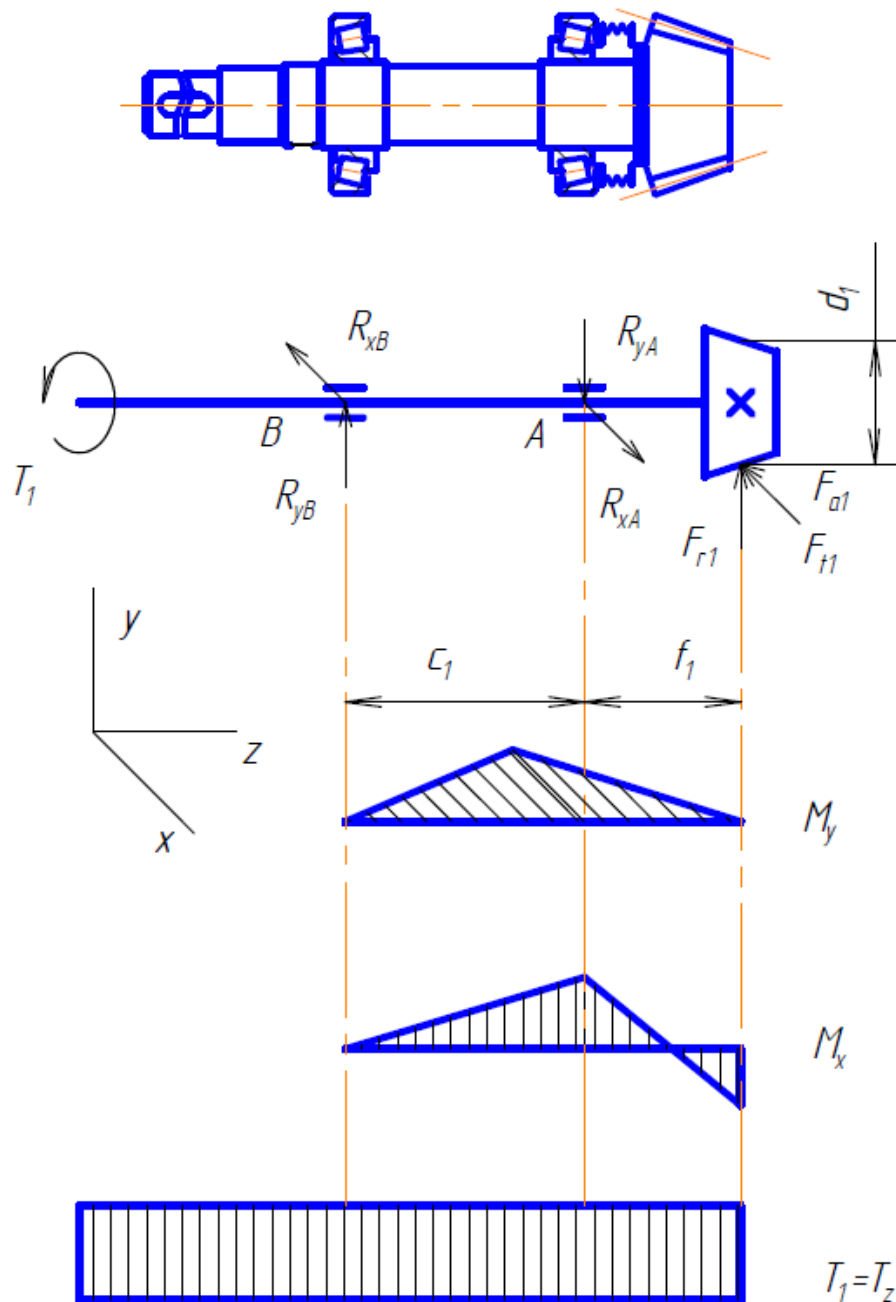


Рис. 4.5. Розрахункова схема вал-шестерні

Реакції в опорах A і B , Н:

– в площині XZ :

$$R_{XB} = \frac{F_{t1} \cdot f_1}{c_1};$$

$$R_{XA} = \frac{F_{t1} \cdot (f_1 + c_1)}{c_1};$$

перевіряємо:

$$R_{XB} + F_{t1} - R_{XA} = 0;$$

– в площині YZ :

$$R_{YB} = \frac{F_{r1} \cdot f_1 - 0,5 F_{a1} \cdot d_1}{c_1};$$

$$R_{YA} = \frac{F_{r1} \cdot (f_1 + c_1) - 0,5 F_{a1} \cdot d_1}{c_1};$$

перевіряємо:

$$R_{YB} + F_{r1} - R_{YA} = 0.$$

Сумарні реакції в опорах, Н:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{XA}^2 + R_{YA}^2};$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{XB}^2 + R_{YB}^2}.$$

Осьові складові радіальних реакцій підшипників, Н:

$$S_A = 0,83e \cdot F_{rA};$$

$$S_B = 0,83e \cdot F_{rB}.$$

Визначаємо осьові навантаження підшипників. Приймаємо $F_{aA} = S_A$, тоді $F_{aB} = F_{a1} + S_A$; якщо $F_{aB} < S_B$, то приймаємо $F_{aB} = S_B$, тоді $F_{aA} = S_B - F_{a1}$.

Еквівалентні навантаження підшипників, Н:

$$P_{EA} = (X \cdot V \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA}) k_T \cdot k_6;$$

$$P_{EB} = (X \cdot V \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB}) k_T \cdot k_6;$$

де коефіцієнт обертання $V = 1$;

коефіцієнти X і Y визначаються з таблиці [Д34](#);

коефіцієнт безпеки $k_6 = 1$ при спокійному навантаженні (без поштовхів); $k_6 = 1 \dots 1,2$ – при легких поштовхах; $k_6 = 1,3 \dots 1,8$ – при помірних поштовхах;

температурний коефіцієнт $k_T = 1$.

Розрахункову довговічність визначаємо за найбільш навантаженому підшипнику, год:

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P_E} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60n_1} \geq L_{h\text{Потр}},$$

де $L_{h\text{Потр}}$ – необхідна довговічність (див. §3.6).

Приклад розрахункової схеми тихохідного валу наведено на рис. 4.6.

Подальший розрахунок аналогічний розрахунку швидкохідного вал-шестерні.

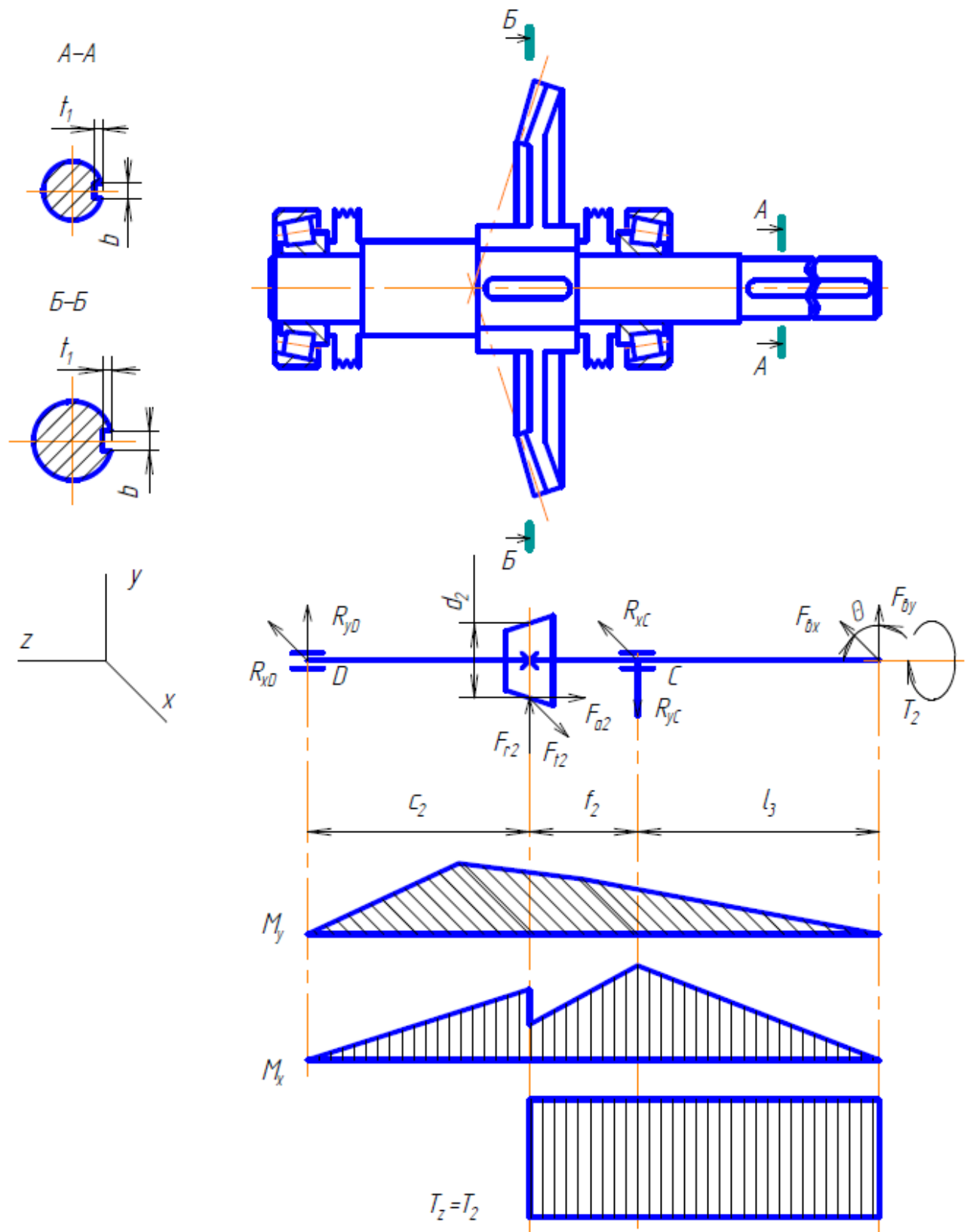


Рис. 4.6. Розрахункова схема тихохідного валу

4.7. Конструктивна компоновка редуктора

Конструктивна компоновка редуктора (рис. 4.7) виконується на базі ескізної компоновки (див. рис. 4.4).

Конічну шестерню виконуємо заодно з валом (вал-шестерня). Конструктивні розміри конічного колеса (рис. 4.8) наведено в таблиці 4.5. Конструктивні розміри корпусу редуктора наведені в §3.7 (див. рис. 3.12, табл. 3.8). Для заливки масла і огляду передачі в кришці корпусу робимо вікно, що закривається кришкою (див. табл. 3.12). Під кришку люка ставимо прокладки з картону або гуми. В основі корпусу робимо отвори під вказівник рівня масла (див. рис. 3.13) і зливну пробку (див. табл. 3.13). Вказівник рівня масла і зливну пробку встановлюємо з прокладками з маслостійкої гуми.

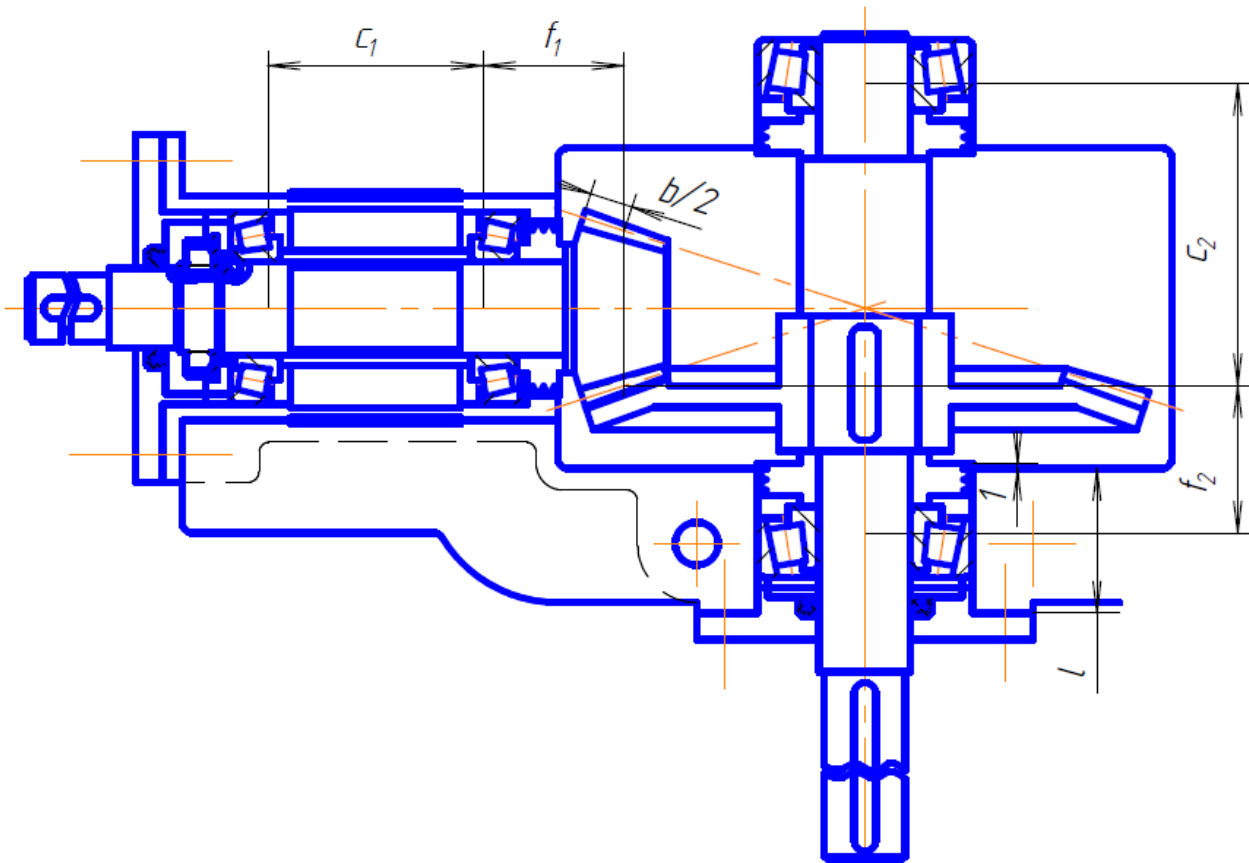
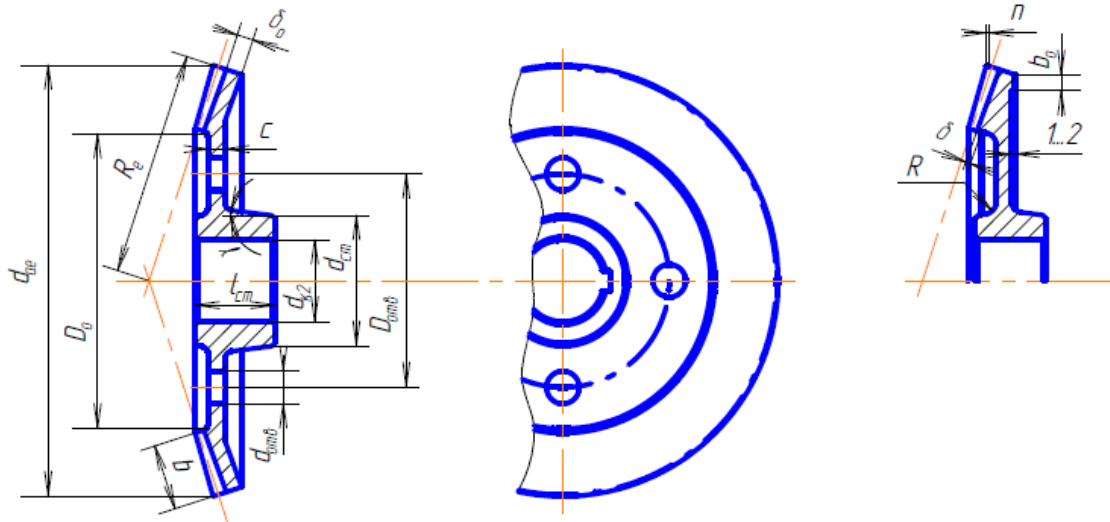


Рис. 4.7. Приклад конструктивної компоновки конічного редуктора

Між торцями підшипників і упорними буртиками валів (матчиною колеса) встановлюємо маслоутримуючі кільця (див. рис. 3.14). Підшипники швидкохідного валу розміщуємо в стакані (рис. 4.9, табл. 4.6). Взаємне розташування підшипників фіксуємо розпірною втулкою, кільцем і шліцьовою гайкою зі стопорною шайбою (табл. Д59, Д60).

Встановлюємо глухі кришки підшипників (див. табл. 3.14) і наскрізні з ущільненням валу (табл. Д35). Зовнішні кільця підшипників фіксуємо торцевими виступами кришок через розпірні кільця. Під кришки підшипників і стакан встановлюємо металеві прокладки для регулювання.

a)



б)

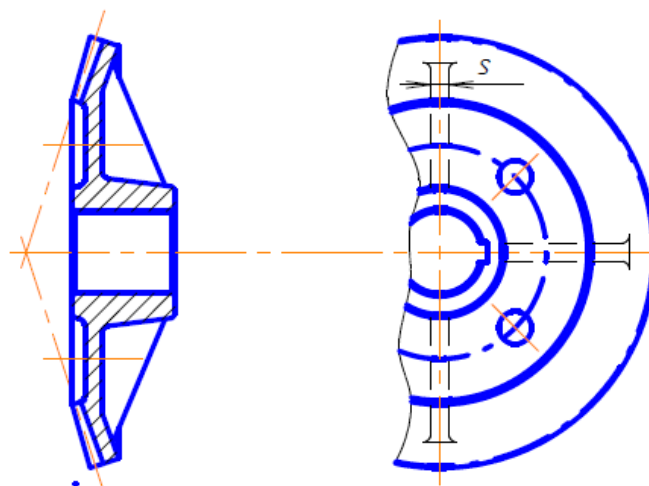


Рис. 4.8. Конструкція конічного колеса:

а) – штаповані колеса при $d_{\text{ае}} \leq 500$ мм; б) – лите колесо при $d_{\text{ае}} > 500$ мм

Конструктивне оформлення валів і конструювання рами приводу виконується так само, як у §3.7.

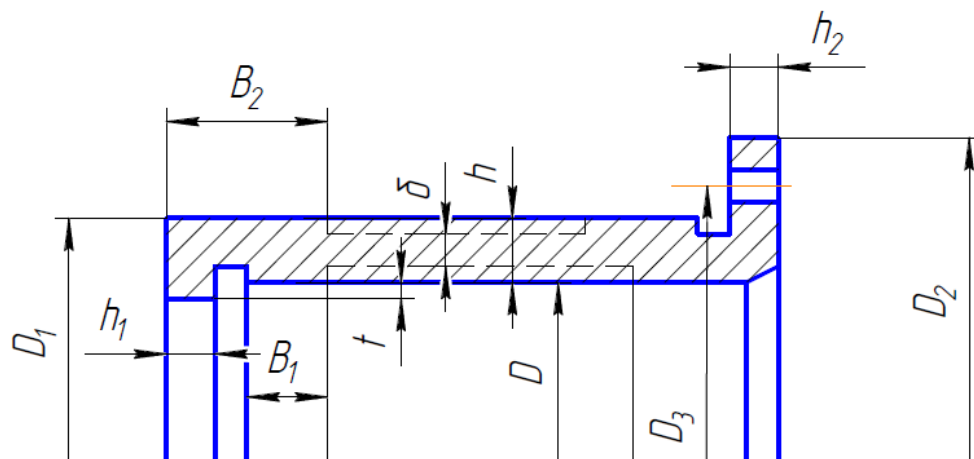


Рис. 4.9. Конструкція стакана

Таблиця 4.5

Конструктивні розміри конічного колеса

Параметр	Формули	Величина, мм
Діаметр маточини сталевих коліс	$d_{\text{ст}} \approx 1,6d_{\text{к2}}$ мм	
Діаметр маточини чавунних коліс	$d_{\text{ст}} \approx 1,8d_{\text{к2}}$ мм	
Довжина маточини	$l_{\text{ст}} \approx (1,2 \dots 1,5)d_{\text{к2}}$	
Товщина обода	$\delta_0 = 2,5m_{te}(m_e), \delta_0 \geq 8$ мм; $\delta = \frac{\delta_0}{2}$	
Ширина обода	$b_0 = \delta$	
Товщина диска	$C = (0,2 \dots 0,3)b$	
Діаметр центрального кола	$D_{\text{отв}} = 0,5(D_0 + d_{\text{ст}})$	
Діаметр отворів	$d_{\text{отв}} \approx \frac{D_0 - d_{\text{ст}}}{4}$	
Товщина ребер	$s = 0,8C$	
Фаска	$n = 0,5m_n$	
Радіуси заокруглень і уклони	$R \geq 10$ мм, $\gamma \geq 7^\circ$	

Таблиця 4.6

Конструктивні розміри стакану

Параметр	Формули	Величина, мм
Товщина стінки	$h = 4 \dots 5$ при $D \leq 50$ $h = 6 \dots 8$ при $50 < D \leq 80$ $h = 8 \dots 10$ при $80 < D \leq 120$ $h = 10 \dots 12,5$ при $120 < D \leq 170$, D – зовнішній діаметр підшипника, $\delta = h - (1 \dots 1,5)$	
Товщина упорного буртика	$h_1 = h$	
Товщина фланця	$h_2 = 1,2h$	
Висота упорного буртика	$t = (1,2 \dots 1,5)r$, r – радіус заокруглення кільця підшипника	
Ширина опорної поверхні	$B_1 \approx 1,2B$, $B_2 \approx (1,3 \dots 1,5)B$, B – ширина підшипника	

4.8. Змащення редуктора

Для зубчастого зачеплення застосовується картерне змащення при колівій швидкості $V \leq 12$ м/с. Необхідно щоб зуби конічного колеса або шестерні були повністю занурені в масляну ванну. Об'єм масляної ванни визначається з розрахунку **0,4...0,8** л масла на **1** кВт потужності, що передається. Сорт масла вибираємо з табл. [Д38](#).

Підшипники змащуються пластичним (консистентним) мастилом, що закладається в підшипниковий вузол при складанні і повинно займати $\frac{2}{3}$ вільного об'єму при $n \leq 1500 \text{ хв}^{-1}$ та до $\frac{1}{3} \dots \frac{1}{2}$ вільного об'єму при $n > 1500 \text{ хв}^{-1}$. Сорт мастила – солідол жировий УС-1.

4.9. Вибір муфти

Вибір муфти проводиться аналогічно тому, як це зроблено в §3.9.

4.10. Розрахунок шпонкових з'єднань

Розрахунок шпонкових з'єднань проводиться так само, як в §3.10.

4.11. Уточнений розрахунок валів на міцність

Визначення коефіцієнтів запасу міцності в небезпечних перерізах швидкохідної вал-шестерні і тихохідного валу слід проводити аналогічно тому, як це зроблено в §3.11.

4.12. Складання редуктора

Складання конічного редуктора виконується аналогічно складанню циліндричного редуктора (див §3.12). Регулювання роликів конічних підшипників (створення в підшипниках зазору оптимальної величини) проводиться набором тонких металевих прокладок, які встановлюють під фланці кришок підшипників.

Регулювання конічного зубчастого зацеплення (забезпечення співпадіння вершин конусів) здійснюється набором металевих прокладок, які встановлюються під фланець стакана і фланці кришок підшипників тихохідного валу.

4.13. Розробка складального кресленника редуктора, кресленника загального виду приводу, робочих креслеників деталей і специфікацій

Розробка складальних креслеників конічного редуктора, креслеників загального виду приводу, робочих креслеників деталей і специфікацій виконується аналогічно тому, як це зроблено в §3.13, §3.14, §3.15 і §3.16.

5. ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДУ З ОДНОСТУПІНЧАТИМ ЧЕРВ'ЯЧНИМ РЕДУКТОРОМ

5.1. Вибір електродвигуна. Кінематичний і силовий розрахунок приводу

Виконання цього параграфу проводиться аналогічно тому, як це зроблено в §3.1. Рекомендується взяти ККД редуктора $\eta_{\text{ред}} = 0,8$ (табл. Д11).

Результати кінематичного і силового розрахунку приводу заносимо до таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Значення кінематичних та силових параметрів на валу

Номер валу	$n, \text{хв}^{-1}$	$\omega, \text{с}^{-1}$	$P, \text{Вт}$	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$
0				
1				
2				
3				

5.2. Розрахунок зубчастої передачі редуктора

На підставі вимог технічного завдання і результатів кінематичного і силового розрахунку приводу визначаємо вихідні дані для розрахунку передачі (табл. 5.2).

Попередньо розраховуємо швидкість ковзання за емпіричною формулою:

$$V_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}.$$

Вибираємо матеріал черв'яка (табл. Д61) і матеріал зубчастого вінця колеса (табл. Д62).

Таблиця 5.2

Вихідні дані для розрахунку редуктора

Назва	Розмірність	Позначення	Величина
Крутний момент на колесі	Н·м	T_2	
Частота обертання колеса	хв^{-1}	n_2	
Передаточне число		$u_{\text{ред}}$	
Тип передачі (реверсивна/нереверсивна)			
Строк служби передачі	год	L_p	
Коефіцієнт використання передачі протягом року		K_p	
Коефіцієнт використання передачі протягом доби		K_d	

Визначення допустимих напружень для колеса

Допустиме контактне напруження, МПа:

– безолов'яниста бронза:

$$[\sigma_H] = 275 \dots 300 - 25V_s.$$

Рекомендується приймати більше значення для загартованого черв'яка;

– чавун:

$$[\sigma_H] = 175 \dots 200 - 35V_s.$$

Рекомендується приймати більше значення для загартованого черв'яка, менше – для покращеного.

– олов'яниста бронза:

$$[\sigma_H] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}}.$$

При постійному навантаженні $N = 60 n_2 t_C$ – дійсне число циклів навантаження. $t_C = 365 \cdot L_P \cdot K_P \cdot 24 K_D$ – сумарний час роботи передачі під навантаженням. При змінному навантаженні $N = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^4 t_i n_i$ – еквівалентне число циклів навантаження. $10^7 \leq N \leq 25 \cdot 10^7$.

T_i, n_i, t_i, T_{max} – момент, частота обертання колеса, час роботи в режимі i , максимальний найбільш діючий у часі момент, що визначається з графіку навантаження

Допустиме напруження на згин, МПа:

– бронза:

$$[\sigma_F] = (0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}} - \text{нереверсивне навантаження};$$

$$[\sigma_F] = 0,16 \sigma_B \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}} - \text{реверсивне навантаження};$$

– чавун:

$$[\sigma_F] = 0,22 \sigma_{BI} - \text{нереверсивне навантаження}$$

$$[\sigma_F] = 0,18 \sigma_{BI} - \text{реверсивне навантаження}$$

$N = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 t_i n_i$ – еквівалентне число циклів навантаження. $10^6 \leq N \leq 25 \cdot 10^7$.

Граничне допустиме контактне напруження, МПа:

– безолов'яниста бронза:

$$[\sigma_{Hmax}] = 2 \sigma_T;$$

– чавун:

$$[\sigma_{Hmax}] = 1,65 \sigma_{BI};$$

– олов'яниста бронза:

$$[\sigma_{Hmax}] = 4 \sigma_T.$$

Граничне допустиме напруження на згин, МПа:

– бронза:

$$[\sigma_{Fmax}] = 0,8 \sigma_T;$$

– чавун:

$$[\sigma_{Fmax}] = 0,6 \sigma_{BI}.$$

Розрахунок на контактну міцність

Число заходів черв'яка:

$$z_1 = 4 \text{ при } u = 8 \dots 15;$$

$$z_1 = 2 \text{ при } u = 15 \dots 30;$$

$$z_1 = 1 \text{ при } u > 30.$$

Число зубів колеса:

$$z_2 = u \cdot z_1.$$

Заокруглюють до найближчого цілого числа.

Коефіцієнт діаметра черв'яка q рекомендується задавати по таблиці [Д63](#).

Міжосьова відстань, мм:

$$a_W = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{T_2 K_H \left[\frac{170q}{z_2 \sigma_H} \right]^2 \cdot 10^3}.$$

Рекомендується приймати $K_H = 1,3 \dots 1,5$.

Міжосьову відстань заокруглюють до цілого числа або стандартного значення (табл. [Д64](#)).

Модуль, мм:

$$m = \frac{2a_w}{q+z_2}.$$

Модуль заокруглюють найближчого стандартного значення (таблиця [Д63](#)) і уточнюють значення q та a_w (таблиця [Д64](#)).

Розрахунок основних геометричних параметрів

Коефіцієнт зміщення черв'яка:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q).$$

$$-1 \leq x \leq 1.$$

Міжосьова відстань, мм:

$$a_w = 0,5(z_2 + q + 2x)m.$$

Ділильний діаметр черв'яка, мм:

$$d_1 = q \cdot m.$$

Ділильний діаметр черв'ячного колеса, мм:

$$d_2 = z_2 \cdot m.$$

Початковий діаметр черв'яка, мм:

$$d_{w1} = (q + 2x)m.$$

Ділильний кут підйому, град:

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{z_1}{q} \right).$$

Початковий кут підйому, град:

$$\gamma_w = \tan^{-1} \left(\frac{z_1 \cdot m}{d_{w1}} \right).$$

Висота витка черв'яка, мм:

$$h_1 = 2,2m.$$

Діаметр вершин витків черв'яка, мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2m.$$

Діаметр вершин зубів колеса, мм:

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m.$$

Найбільший діаметр черв'ячного колеса, мм:

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{(z_1 + 2)}.$$

Ширина зубчатого вінця колеса, мм:

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ при } z_1 \leq 3;$$

$$b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4.$$

Довжина нарізаної частини черв'яка, мм:

– при $z_1 \leq 2$:

$$\begin{aligned}
b_1 &\geq (10,5 + z_2)m, x = -1; \\
b_1 &\geq (8 + 0,06z_2)m, x = -0,5; \\
b_1 &\geq (11 + 0,06z_2)m, x = 0; \\
b_1 &\geq (11 + 0,1z_2)m, x = 0,5; \\
b_1 &\geq (12 + 0,1z_2)m, x = 1;
\end{aligned}$$

– при $z_1 = 4$:

$$\begin{aligned}
b_1 &\geq (10,5 + z_2)m, x = -1; \\
b_1 &\geq (9,5 + 0,09z_2)m, x = -0,5; \\
b_1 &\geq (12,5 + 0,09z_2)m, x = 0; \\
b_1 &\geq (12,5 + 0,1z_2)m, x = 0,5; \\
b_1 &\geq (13 + 0,1z_2)m, x = 1.
\end{aligned}$$

При проміжному значенні x довжину b_1 обчислюють по найближчій границі x , яка дає більше значення b_1 .

Для шліфованих і фрезерованих черв'яків отриману по таблиці довжину b_1 слід збільшити:

- на **25** мм при $m < 10$ мм;
- на **35...40** мм при $m = 10 \dots 16$ мм;
- на **50** мм при $m > 16$ мм.

Перевірочний розрахунок на контактну міцність

Колова швидкість черв'яка, м/с:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60000}.$$

Колова швидкість колеса, м/с:

$$V_2 = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot d_2}{60000}.$$

Швидкість ковзання, м/с:

$$V_s = \sqrt{V_1^2 + V_2^2}.$$

Коефіцієнт динамічного навантаження K_V обирається з таблиці [Д65](#).

Коефіцієнт концентрації навантаження:

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 \cdot \left(\frac{1}{x}\right).$$

Коефіцієнт деформації черв'яка θ обирається з таблиці [Д66](#).

Допоміжний коефіцієнт:

- $x = 1$ – при постійному навантаженні;
- $x \approx 0,6$ – при незначних коливаннях навантаження;
- $x \approx 0,3$ – при значних коливаннях навантаження.

Коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_V \cdot K_\beta.$$

Контактне напруження, МПа:

$$\sigma_H = \frac{170q}{z_2} \cdot \sqrt{\frac{T_2 K_H \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3}{a_W^3}}.$$

$\sigma_H \leq [\sigma_H]$. Дозволяється розрахункове напруження, що нижче допустимого до 15 %.

Перевірочний розрахунок зубів колеса на витривалість при згині

Еквівалентне число зубів колеса:

$$z_E = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}.$$

Коефіцієнт форми зуба колеса Y обирається з таблиці [Д67](#).

Напруження при згині, МПа:

$$\sigma_F = \frac{1,4T_2 \cdot K_H}{m \cdot Y \cdot d_2 \cdot b_2}.$$

$$\sigma_F \leq [\sigma_F].$$

Перевірка на короточасне перенавантаження (пікове навантаження)

Максимальний (піковий) момент на валу колеса T_{2max} , Н·м визначається з графіка навантаження.

Максимальне контактне напруження, МПа:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2max}}{T_2}}; \sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{Hmax}].$$

Максимальне напруження при згині, МПа:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \sqrt{\frac{T_{2max}}{T_2}}; \sigma_{Fmax} \leq [\sigma_{Fmax}].$$

5.3. Розрахунок відкритої передачі

Виконання цього параграфу проводиться аналогічно тому, як це зроблено в §3.3.

5.4. Навантаження валів редуктора

На підставі вимог технічного завдання складаємо схему сил в зачепленні редуктора (рис. 5.1).

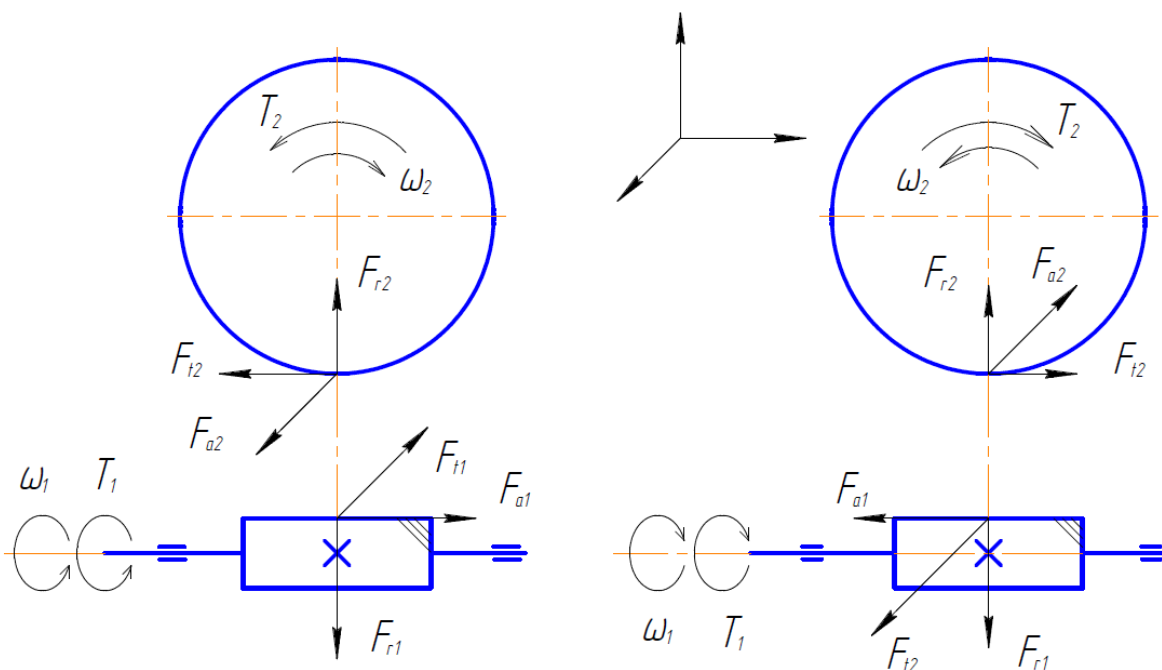


Рис. 5.1. Схеми сил в зачепленні черв'ячної передачі при різних напрямках обертання двигуна

Сили в зачепленні:

– колова сила на черв'яку і осьова сила на колесі, Н:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1};$$

– колова сила на колесі і осьова сила на черв'яку, Н:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2};$$

– радіальна сила на колесі і черв'яку, Н:

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \tan \alpha,$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення;

d_1 – дільний діаметр черв'яка;

d_2 – дільний діаметр колеса.

Консольне навантаження на вихідні кінці валів редуктора визначається так само, як у §3.4.

5.5. Проектний розрахунок валів. Ескізна компоновка редуктора

Діаметри ступенів швидкохідного валу (вал-черв'як) (рис. 5.2) та тихохідного валу (рис. 5.3) визначаємо так само, як у §3.5.

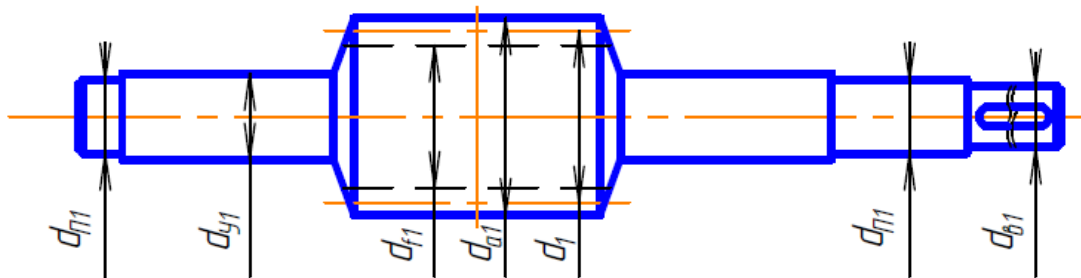


Рис. 5.2. Типова конструкція вал-черв'яка

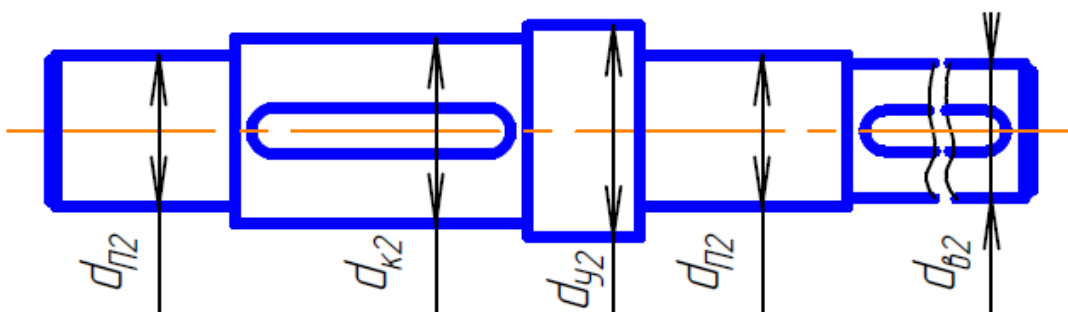


Рис. 5.3. Типова конструкція тихохідного вала

Для тихохідного валу обираємо матеріал – сталь **40Х**, термообробка – покращення, твердість **НВ 232...264** (табл. [Д5](#)).

Ескізну компоновку (рис. 5.4) виконуємо на міліметровому папері формату **A2** олівцем у тонких лініях, бажано в масштабі **1:1**, вона повинна містити дві проекції – розрізи по осі черв'яка і колеса.

Діаметр маточини черв'ячного колеса, мм:

$$d_{ст} = (1,6 \dots 1,8)d_{к2}.$$

Довжина маточини черв'ячного колеса, мм:

$$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,8)d_{\text{к2}}.$$

Діаметр і довжину маточини черв'ячного колеса необхідно округлити до найближчого стандартного значення з ряду **Ra40**.

Зазор між торцем маточини черв'ячного колеса і стінкою корпусу $\Delta_1 = 1,2\delta$, де $\delta = 0,04a_w + 2$ – товщина стінки корпусу редуктора ($\delta \geq 8$ мм).

Зазор між черв'ячним колесом і внутрішньою стінкою корпусу $\Delta_2 = \delta$.

Зазор між черв'яком і дном корпусу $\Delta_0 \geq 4\delta$.

Попередньо вибираємо радіально-упорні підшипники (табл. Д28), кулькові для вал-черв'яка і роликові конічні для вала черв'ячного колеса, а також схему установки підшипників «в розпір» (табл. Д29). Параметри підшипників середньої (легкої) серії вибираємо по діаметру $d_{\text{п1}}$, $d_{\text{п2}}$ (табл. Д31, Д32) та заносимо до таблиці 5.3.

Відстані Δ_3 , a_1 , a_2 , l_3 та l_0 визначаємо так само, як і в §3.5. Вимірюванням знаходимо відстань l_2 між реакціями в опорах тихохідного вала.

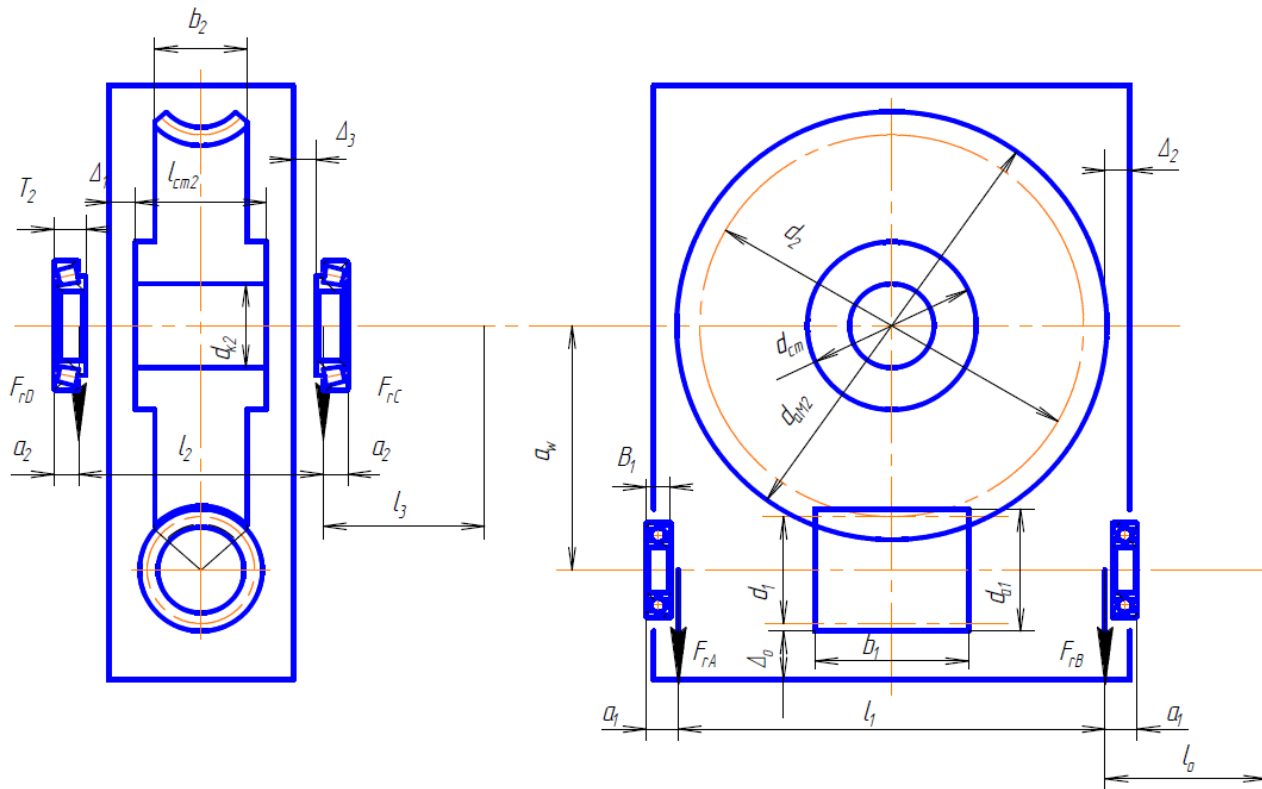


Рис. 5.4. Приклад ескізної компоновки черв'ячного редуктора

Таблиця 5.3

Параметри підшипників

Вал	Підшипники					
	Позначення	$d \times D \times B(T)$, мм	C_r , кН	C_0 , кН	α , град	e
Швидкохідний Ш1						
Тихохідний Т2						

5.6. Визначення реакцій опор. Побудова епюр моментів.

Перевірочний розрахунок підшипників

Приклад розрахункової схеми вал-черв'яка наведено на рис. 5.5.

Реакції в опорах **A** і **B**, Н:

– в площині **XZ**:

$$R_{XA} = R_{XB} = \frac{F_{t1}}{2};$$

– в площині YZ :

$$R_{YA} = \frac{0,5(F_{a1} \cdot d_1 - F_{r1} \cdot l_1)}{l_1};$$

$$R_{YB} = \frac{0,5(F_{a1} \cdot d_1 + F_{r1} \cdot l_1)}{l_1};$$

Перевіряємо:

$$-R_{YA} + R_{YB} = F_{r1}.$$

Сумарні реакції в опорах, Н:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{XA}^2 + R_{YA}^2};$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{XB}^2 + R_{YB}^2}.$$

Осьові складові радіальних реакцій підшипників, Н:

$$S_A = e \cdot F_{rA};$$

$$S_B = e \cdot F_{rB}.$$

Визначаємо осьові навантаження підшипників. Приймаємо $F_{aA} = S_A$, тоді $F_{aB} = F_{a1} + S_A$; якщо $F_{aB} < S_B$, то приймаємо $F_{aB} = S_B$, тоді $F_{aA} = S_B - F_{a1}$.

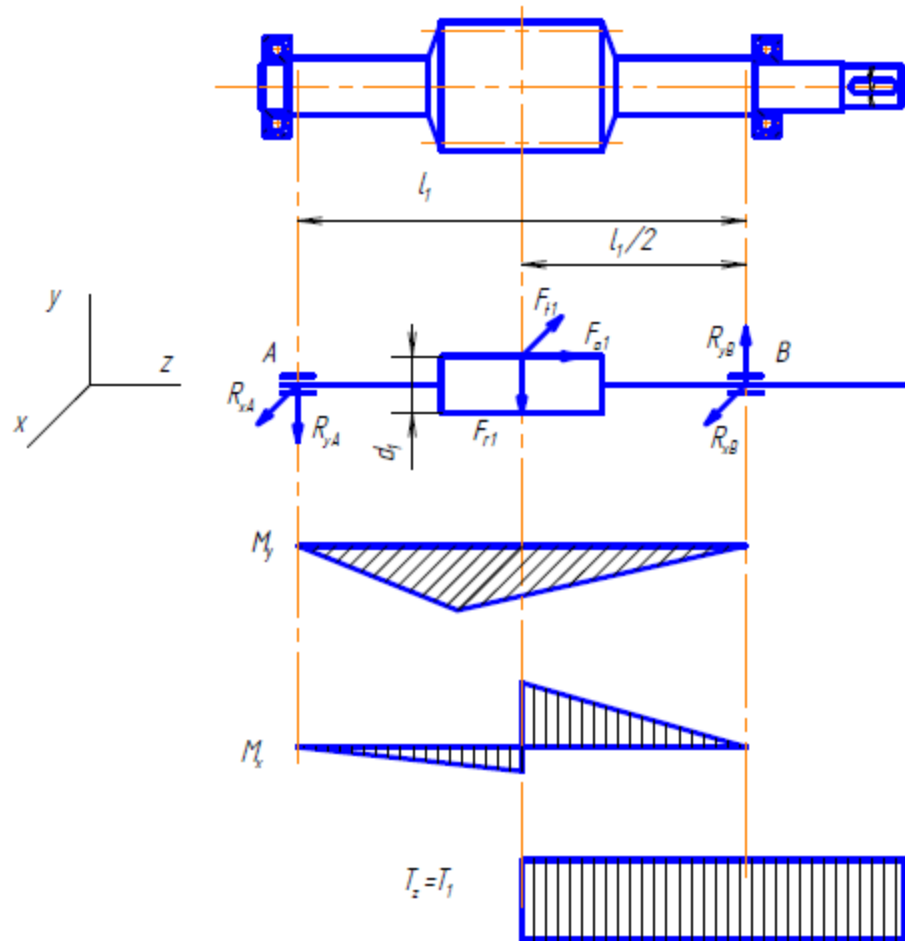


Рис. 5.5. Розрахункова схема вал-черв'яка

Еквівалентні навантаження підшипників, Н:

$$P_{EA} = (X \cdot V \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA}) k_T \cdot k_6;$$

$$P_{EB} = (X \cdot V \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB}) k_T \cdot k_6;$$

де коефіцієнт обертання $V = 1$;

коефіцієнти X і Y визначаються з таблиці Д33;

коефіцієнт безпеки $k_6 = 1$ при спокійному навантаженні (без поштовхів); $k_6 = 1 \dots 1,2$ – при легких поштовхах; $k_6 = 1,3 \dots 1,8$ – при помірних поштовхах;

температурний коефіцієнт $k_T = 1$.

Розрахункову довговічність визначаємо за найбільш навантаженому підшипнику, год:

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P_E} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60n_1} \geq L_{h\text{Потр}},$$

де $L_{h\text{Потр}}$ – необхідна довговічність (див. §3.6).

Приклад розрахункової схеми тихохідного вала наведено на рис. 5.6.

Реакції в опорах C і D , Н:

– в площині XZ :

$$R_{ZD} = R_{ZC} = \frac{F_{t2}}{2};$$

– в площині XY :

$$R_{YC} = \frac{0,5(F_{a2} \cdot d_2 - F_{r2} \cdot l_2)}{l_2};$$

$$R_{YD} = \frac{0,5(F_{a2} \cdot d_2 + F_{r2} \cdot l_2)}{l_2};$$

– перевіряємо:

$$R_{YC} + F_{r2} - R_{YD} = 0;$$

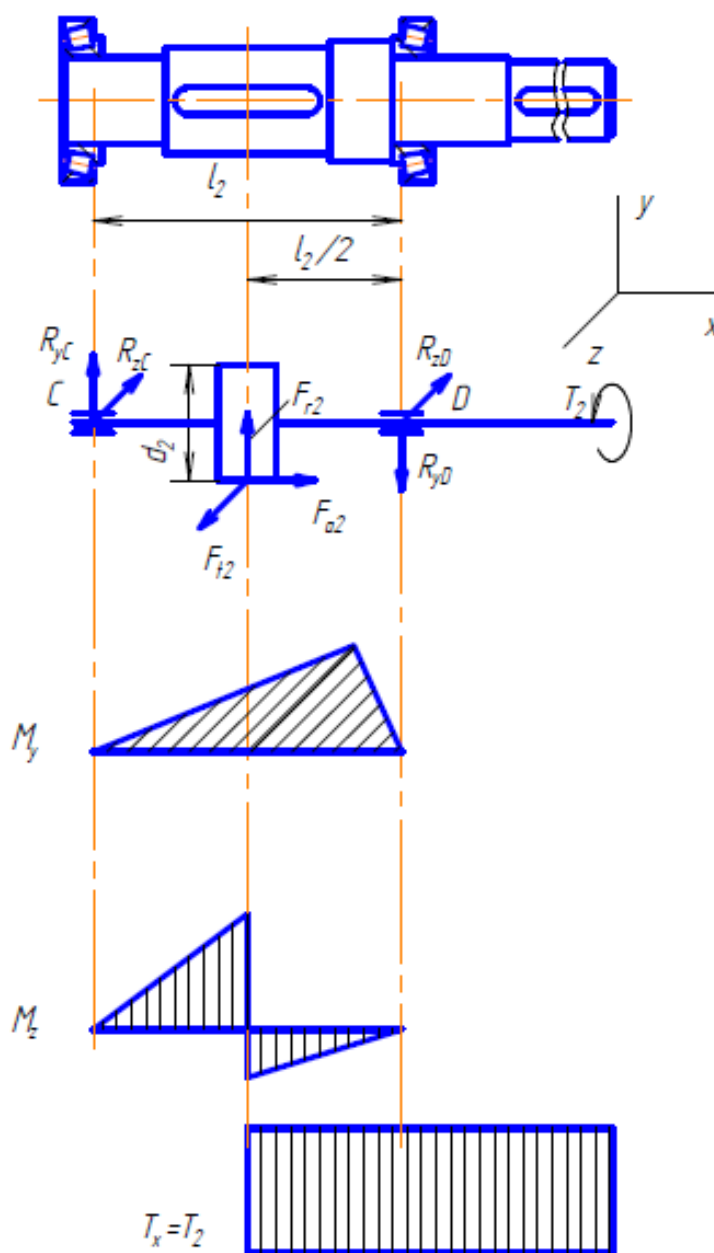


Рис. 5.6. Розрахункова схема тихохідного вала

Сумарні реакції в опорах, Н:

$$F_{rD} = \sqrt{R_{ZD}^2 + R_{YD}^2};$$

$$F_{rC} = \sqrt{R_{ZC}^2 + R_{YC}^2}.$$

Осьові складові радіальних реакцій підшипників, Н:

$$S_C = 0,83e \cdot F_{rC};$$

$$S_D = 0,83e \cdot F_{rD}.$$

Визначаємо осьові навантаження підшипників. Приймаємо $F_{aC} = S_C$, тоді $F_{aD} = F_{a2} + S_C$; якщо $F_{aD} < S_D$, то приймаємо $F_{aD} = S_D$, тоді $F_{aC} = S_D - F_{a2}$.

Еквівалентні навантаження підшипників, Н:

$$P_{EC} = (X \cdot V \cdot F_{rC} + Y \cdot F_{aC}) k_T \cdot k_\epsilon;$$

$$P_{ED} = (X \cdot V \cdot F_{rD} + Y \cdot F_{aD}) k_T \cdot k_\epsilon;$$

де коефіцієнти X і Y визначаються з таблиці Д33.

Розрахункову довговічність визначаємо за найбільш навантаженому підшипнику, год:

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P_E} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60n_2} \geq L_{h\text{Потр}},$$

де $L_{h\text{Потр}}$ – необхідна довговічність (див. §3.6).

5.7. Конструктивна компоновка редуктора

Конструктивна компоновка редуктора (рис. 5.7) виконується на основі ескізної компоновки (див. рис. 5.4).

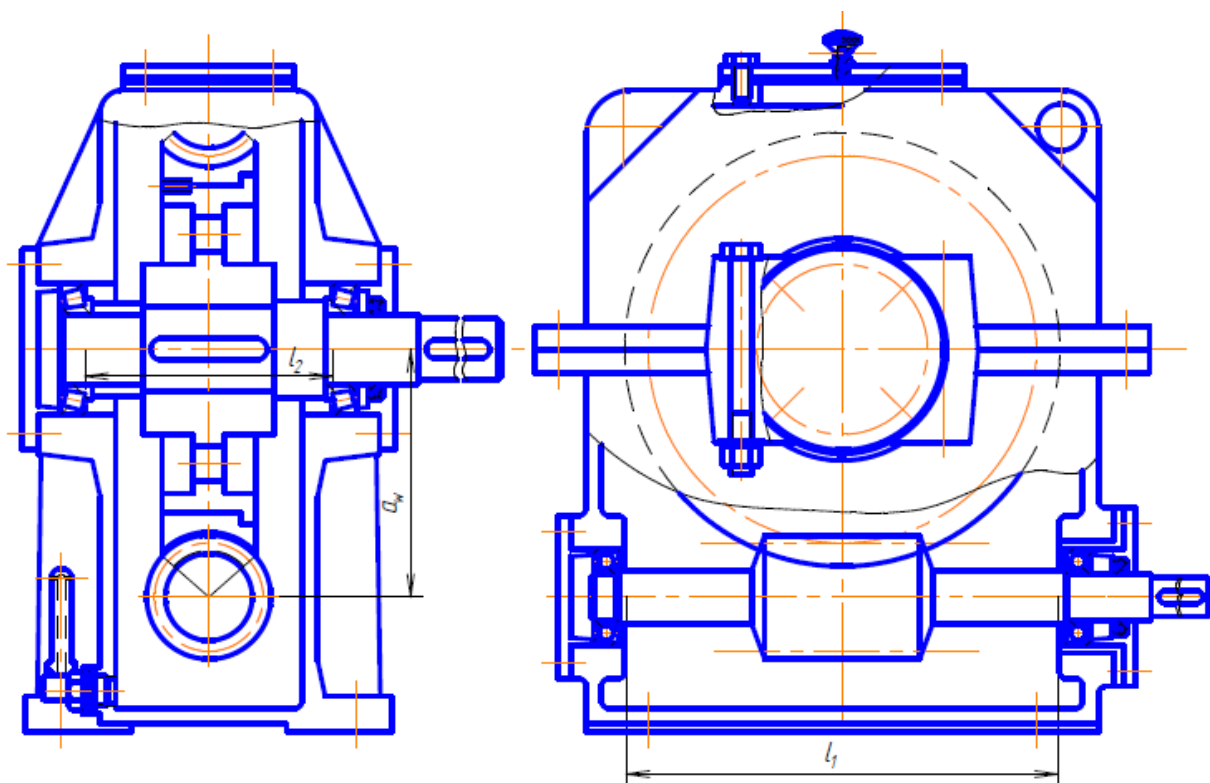


Рис. 5.7. Приклад конструктивної компоновки черв'ячного редуктора

Черв'як виготовляється разом з валом (вал-черв'як). Конструктивні розміри черв'ячного колеса (рис. 5.8) наведено в табл. 5.4. Конструктивні розміри корпусу редуктора наведено в §3.7 (див. рис. 3.14, табл. 3.8). Для заливки масла та огляду передачі в кришці корпусу робимо вікно, що закривається кришкою з віддушиною (див. табл. 3.12). Під кришку люка ставимо прокладки з картону або гуми товщиною 1,5...3 мм. В основі корпусу робимо отвори під

трубчастий вказівник рівня масла (див. рис. 3.15) і зливну пробку (див. табл. 3.13). Вказівник рівня масла і зливну пробку встановлюємо з прокладками з маслостійкої гуми.

Між торцями підшипника і маточини черв'ячного колеса встановлюємо розпірну втулку (товщина стінки – $(0,1 \dots 0,15)d_{\text{п}}$). Правий підшипник вал-черв'яка розміщуємо в стакані з чавуну СЧ15 (товщина стінки – $(0,08 \dots 0,12)D$, де D – зовнішній діаметр підшипника), оскільки діаметр вершин витків черв'яка $d_{a1} > D$.

Таблиця 4.5

Конструктивні розміри конічного колеса

Параметр	Формули	Величина, мм
Діаметр маточини сталевих коліс	$d_{\text{ст}} = (1,6 \dots 1,8)d_{\text{к2}}$ мм	
Довжина маточини	$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,7)d_{\text{к2}}$ мм	
Товщина диска	$C = 0,25b_2$	
Радіуси заокруглень і уклони	$R \geq 10$ мм, $\gamma \geq 7^\circ$	
Діаметр отворів	$d_{\text{отв}} = \frac{D_0 - d_{\text{ст}}}{4}$	
Діаметр центрального кола	$D_{\text{отв}} = 0,5(D_0 + d_{\text{ст}})$	
Товщина обода	$\delta_1 = \delta_2 = 2m$	
Фаски	$n = 0,5m$, з заокругленням до стандартного значення (табл. 3.6)	
Діаметр гвинта	$d_{\text{винт}} = (1,2 \dots 1,4)m$	
Довжина загвинчування	$L_{\text{винт}} = (0,3 \dots 0,4)b_2$	
Ширина обода	$b_0 = \delta$	
Зміщення	$f = 0,2d_{\text{винт}}$	
Висота буртика	$h = 0,8t$	
Ширина буртика	$t \approx 0,15b_2$	

Встановлюємо глухі кришки підшипників (див. рис. 3.14) і наскрізні з ущільненням валу (табл. Д35). Під кришки встановлюють металеві прокладки для регулювання.

Конструювання валів і рами приводу виконується так само, як в §3.7.

5.8. Тепловий розрахунок редуктора

Приведений кут тертя φ , град обирається з таблиці Д68.

ККД передачі:

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi)}.$$

Площа поверхні тепловіддачі корпусу редуктора, м²:

$$S = 20a_w^{1,7},$$

або визначається наближено як сума площ трьох граней прямокутного паралелепіпеда.

При наявності ребер враховується 50 % їх поверхонь.

Температура масла, °С:

$$T_M = \frac{T_2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot (1 - \eta)}{30 \eta \cdot K_T \cdot S} + 20^\circ.$$

Коефіцієнт теплопередачі: $K_T = 12 \dots 18 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}.$

При штучному обдуванні: $K_T = 20 \dots 30 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$.

Розрахункове значення температури масла повинно бути не вище допустимого $[T_M] = 95^\circ\text{C}$.

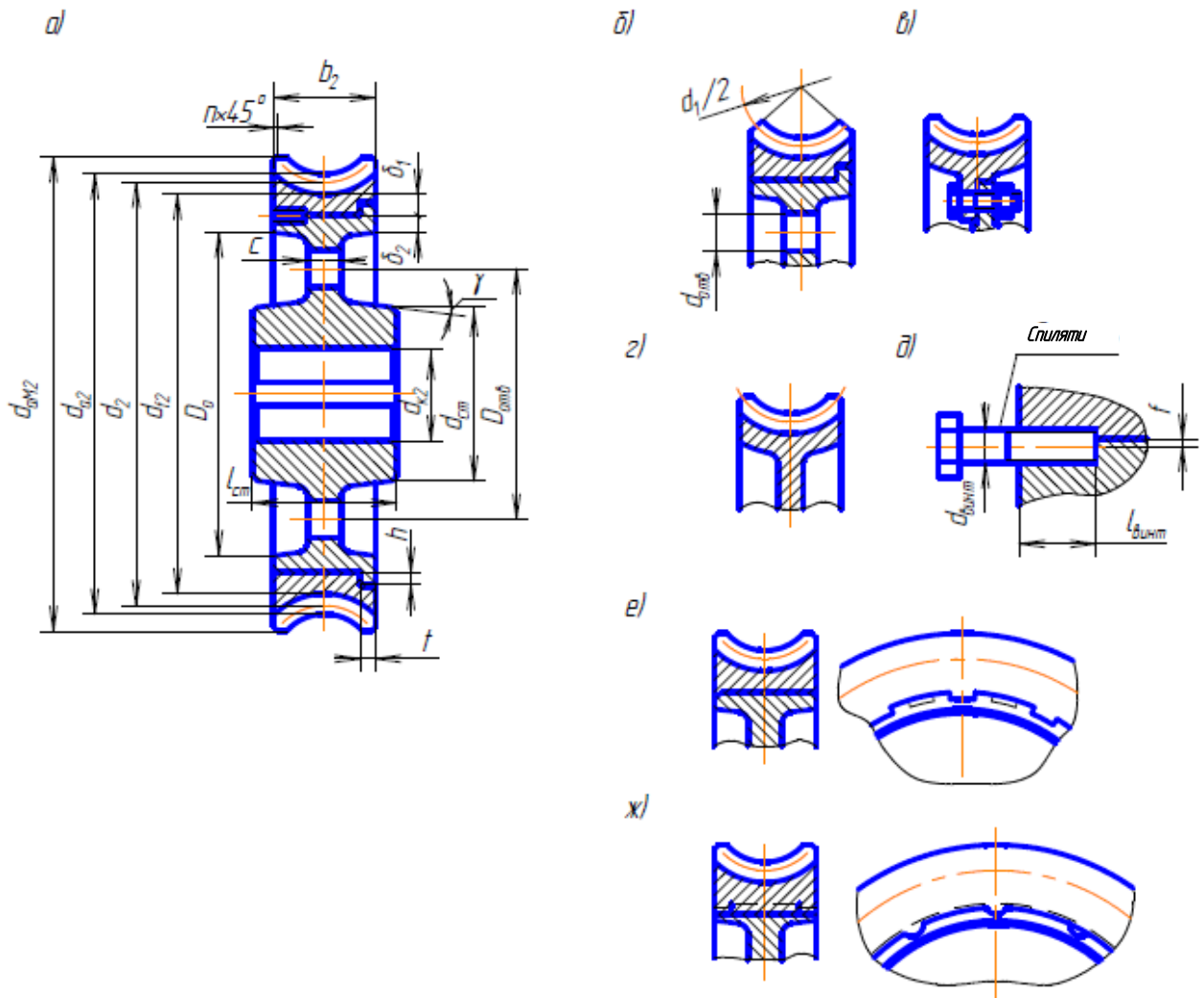


Рис. 5.8. Конструкція черв'ячного колеса:

а) і б) вінець напресований на чавунний (СЧ15) центр; в) – пригвинчений вінець; г – суцільне колесо; д) – з фіксацією напресованого вінця болтами (4...6 болтів); е) – вінець, відлитий на чавунному центрі з бічними скосами; ж) – вінець, відлитий на чавунному центрі з прорізами

5.9. Змащення редуктора

Картерне змащення для черв'ячного зачеплення застосовують при швидкості ковзання $V_S \leq 10$ м/с. При великих швидкостях застосовують циркуляційне змащення.

Черв'ячне колесо занурюють в масло на глибину $h_m = 2,2m \dots 0,25d_2$, а черв'як (при нижньому або бічному розташуванні) – на глибину $h = 2,2m \dots (0,2 \dots 0,5)d_1$. При високій частоті обертання черв'яка і тривалій роботі передачі для зменшення втрат потужності рівень масла знижують (бажано до центру нижнього тіла кочення підшипника) так, щоб вивести черв'як з масляної ванни. У цьому випадку для змащування на вал-черв'яка встановлюють оббризкувачі (рис. 5.9).

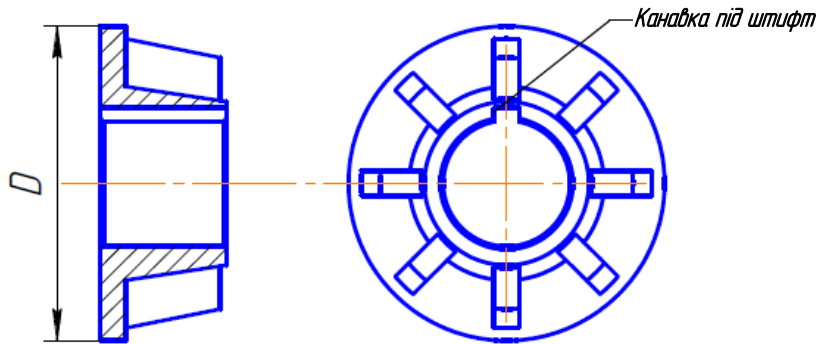


Рис. 5.9. Оббризкувач

При змащенні зануренням об'єм масляної ванни приймають з розрахунку **0,5...0,8** л олії на **1** кВт потужності, що передається. Сорт масла вибираємо з табл. [Д38](#).

Підшипники кочення надійно змащуються розбризкуванням масла з картера при коловій швидкості колеса $V \geq 2$ м/с.

Для запобігання рясного закидання масла в підшипники черв'яком, зануреним у масло, застосовують маслозахисні шайби.

5.10. Вибір муфти

Вибір муфти проводиться аналогічно тому, як це зроблено в [§3.9](#).

5.11. Розрахунок шпонкових з'єднань

Розрахунок шпонкових з'єднань проводиться так само, як в [§3.10](#).

5.12. Уточнений розрахунок валів на міцність

Визначення коефіцієнтів запасу міцності в небезпечних перерізах швидкохідної вал-шестерні і тихохідного валу слід проводити аналогічно тому, як це зроблено в [§3.11](#).

Слід перевірити жорсткість вал-черв'яка.

Прогин під черв'яком, мм:

$$f = \frac{l_1^3 \sqrt{F_{r1} + F_{t1}}}{48EJ_{\text{пр}}} \leq [f],$$

де $J_{\text{пр}} = \frac{\pi d_{f1}^4 (0,325 + 0,675 \frac{d_{a1}}{d_{f1}})}{64}$ – приведений момент інерції поперечного перерізу черв'яка, мм⁴;

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності сталі;

$[f] = (0,005 \dots 0,01)$ м – допустимий прогин, мм.

5.13. Складання редуктора

Перед складанням внутрішню порожнину корпусу редуктора очищають і покривають маслостійкою фарбою. Збірка редуктора (див. рис. 5.7) проводиться в такій послідовності. На вал-черв'як надягають кулькові радіально-упорні підшипники, які були попередньо нагріті їх в маслі до **80...100** °С. Зібраний вал-черв'як вставляють в корпус і встановлюють стакан з посадкою **H7/k6**. На тихохідний вал закладають шпонку і напресовують черв'ячне колесо до упору в буртик вала, надягають розпірну втулку і встановлюють роликові конічні підшипники, нагріті в маслі. Зібраний вал встановлюють в основу корпусу і надівають кришку. Стикові поверхні основи і кришки корпусу потрібно покрити спиртовим лаком. Кришку центрують за допомогою двох конічних штифтів і затягують болти.

Встановлюють кришки підшипників з металевими прокладками для можливості їх регулювання. У наскрізні кришки перед встановленням закладають манжетні ущільнення.

Для регулювання черв'ячного зачеплення частина прокладок переставляють з однієї опори тихохідного валу на іншу до співпадіння середньої площини колеса з віссю черв'яка. Загвинчують пробку маслосливного отвору і вказівник рівня масла з прокладками. Заливають в корпус масло і закріплюють кришку оглядового люка з віддушиною. Зібраний редуктор обкатують і випробовують на стенді.

5.14. Розробка складального кресленника редуктора, кресленника загального виду приводу, робочих креслеників деталей і специфікацій

Розробка складальних креслеників конічного редуктора, креслеників загального виду приводу, робочих креслеників деталей і специфікацій виконується аналогічно тому, як це зроблено в §3.13, §3.14, §3.15 і §3.16.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х книгах / В.И. Анурьев. – 5-е изд. – М. : Машиностроение, 1979.
2. Берюзовский Ю.Н. Детали машин / Ю.Н. Берюзовский и др. – М. : Машиностроение, 1983. – 384 с.
3. Биргер И.А. Расчеты на прочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 640 с.
4. Боков В.Н. Детали машин : атлас / В.Н. Боков, Д.В. Чернилевский, П.П. Будько ; ред. В.М. Журавель. – М. : Машиностроение, 1983. – 164 с.
5. Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М. : Высш. шк., 1986. – 368 с.
6. Детали машин : Атлас конструкций / под ред. Д.Н. Решетова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1979. – 367 с.
7. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. / П.Ф. Дунаев. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1985. – 416 с.
8. Заблонский К.И. Детали машин / К.И. Заблонский. – К. : Высш. шк., Главное изд., 1982. – 351 с.
9. Заплетохин В.А. Конструирование деталей механических устройств : справочник / В.А. Заплетохин. – Л. : Машиностроение, 1990. – 669 с.
10. Иванов М.П. Детали машин / М.П. Иванов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1991. – 383 с.
11. Орлов П.И. Основы конструирования : справочно-методическое пособие в 2-х кн. / П.И. Орлов. – М. : Машиностроение, 1988.
12. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин / В.Т. Павлице. – К. : Вища шк., 1993. – 556 с.
13. Подшипники качения : справочник-каталог / ред. В.Н. Нарышкин, В.В. Коросташевський. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.
14. Поляков В.С. Муфты / В.С. Поляков, И.Д. Барабаш. – 4-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1973. – 336 с.
15. Расчет деталей машин на ЭВМ / ред. Д.Н. Решетов, А.С. Щувалов. – М. : Высш. шк., 1985. – 368 с.
16. Ряховский О.А. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов. – Л. : Политехника, 1991. – 384 с.
17. Стаценко В.Є. Деталі машин. Проектування елементів механічного приводу : навчальний посібник / В.Є. Стаценко, В.Г. Сніцар, С.С. Чайковський. – Житомир : ЖДТУ, 2008. – 476 с.
18. Стаценко В.Є. Курсове проектування механізмів і деталей автомобілів : навчальний пос. для вузів за спец. «Автомобілі і автомобільне господарство» / В.Є. Стаценко, С.С. Чайковський. – Житомир : ЖІТІ, 2002. – 247 с.
19. Стаценко В.Є. Курсове проектування та розрахунок передач гнучким зв'язком (з використанням елементів САПР) : навчальний посібник для студентів вузів / В.Є. Стаценко. – Житомир : ЖДТУ, 2003. – 224 с.

ДОДАТКИ

Таблиця Д1

Середнє значення ККД та передаточних відношень передач

Тип передачі	ККД	Передаточне число
Закрита зубчата передача (з врахуванням втрат у підшипниках)	0,95 ... 0,97	2 ... 8
Відкрита зубчата передача	0,95 ... 0,97	
Закрита черв'ячна передача (з врахуванням втрат у підшипниках) з числом заходів $z_1 = 1 \dots 4$	0,7 ... 0,9	8 ... 40
Ланцюгова передача	0,94 ... 0,96	2 ... 6
Пасова передача з клиновим ременем	0,95 ... 0,97	2 ... 5
Пасова передача з плоским ременем	0,97 ... 0,98	

Таблиця Д2

Електродвигуни асинхронні серії 4А, закриті що обдуваються (за ГОСТ 19523-81). Технічні дані

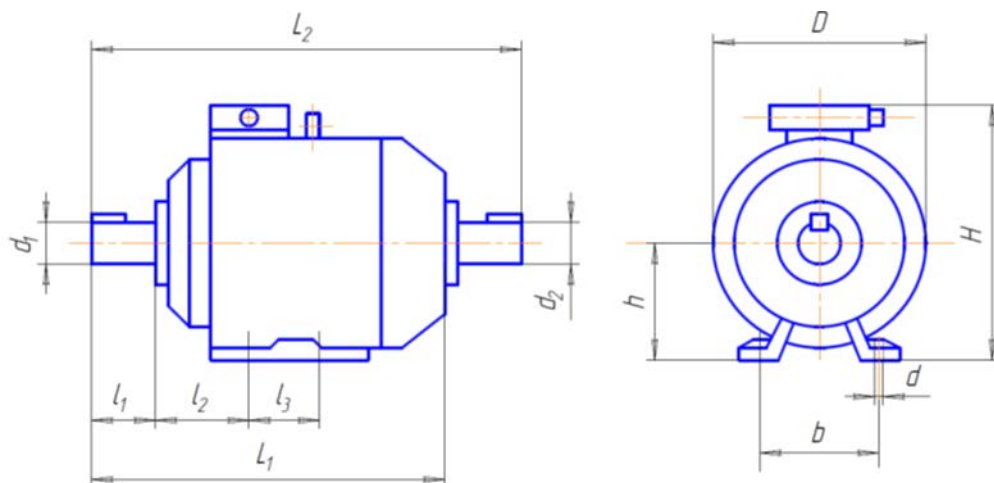
Потужність, кВт	Синхронна частота обертання, об/хв											
	3000			1500			1000			750		
	Типо- розмір	s, %	$\frac{T_{\Pi}}{T_H}$	Типо- розмір	s, %	$\frac{T_{\Pi}}{T_H}$	Типорозмір	s, %	$\frac{T_{\Pi}}{T_H}$	Типо- розмір	s, %	$\frac{T_{\Pi}}{T_H}$
0,55	63B2	8,5	2,0	71A4	7,3	2,0	71B6	10	2,0	80B8	9	1,6
0,75	71A2	5,9		71B4	7,5		80A6	8,4		90LA8	8,4	
1,1	71B2	6,3		80A4	5,4		80B6	8,0		90LB8	7,0	
1,5	80A2	4,2		80B4	5,8		90L6	6,4		100L8	7,0	
2,2	80B2	4,3		90L4	5,1		100L6	5,1		112MA8	6,0	1,8
3,0	90L2	4,3		100S4	4,4		112MB6	4,7		112M8	5,8	
4,0	100S2	3,3		100L4	4,7		132S2	5,1		132S8	4,1	
5,5	100L2	3,4		112M4	3,7		71B6	3,3		80B8	4,1	
7,5	112M2	2,5	1,6	132S4	3,0	1,2	132M6	3,2	1,2	160S8	2,5	1,4
11,0	132M2	2,3		132M4	2,8		160S6	2,7		160M8	2,5	
15	160S2	2,1	1,4	160S4	2,3	1,4	160M6	2,6	1,2	180M8	2,5	1,2
18,5	160M2	2,1		160M4	2,2		180M6	2,7		200M8	2,3	
22	180S2	2,0		180S4	2,0		200M6	2,8		200L8	2,7	
30	180M2	1,9		180M4	1,9		200L6	2,1		225M8	1,8	
37	200M2	1,9		200M4	1,7		225M6	1,8		250S8	1,5	
45	200L2	1,8		200LA	1,6		250S6	1,4		250M8	1,4	
55	225M2	1,8	1,2	225M4	1,4	1,2	250M6	1,3		280S8	2,2	1,0
75	250S2	1,4		250S4	1,2		280S6	2,0		280M8	2,2	
90	250M2	1,4		250M4	2,0		280M6	2,0		315S8	2,0	
110	280S2	2,0		280S4	2,0		315S6	2,0		315M8	2,0	

Примітка. Приклад умовного позначення електродвигуна потужністю 11 кВт, синхронна частота обертання 1500 об/хв:

Електродвигун 4A132M4Y3:

значення символів в умовних позначеннях: цифра 4 вказує порядковий номер серії, буква **A** – тип двигуна – асинхронний. Наступні за буквою **A** числа (дво- або три- значні) відповідають висоті осі обертання, мм; букви **L**, **S** і **M** відносяться до розмірів встановлення по довжині станини; літери **A** і **B** – умовні позначення довжини сердечника статора. Цифри **2**, **4**, **6** і **8** означають число полюсів. Останні два знаки **Y3** показують, що двигун призначений для експлуатації в зоні помірного клімату; в графі s вказано ковзання у %; в графі $\frac{T_{\Pi}}{T_H}$ дані значення відношення величин пускового і номінального обертаючих моментів; габаритні розміри та розміри для встановлення двигунів серії **2A** дані в табл. Д3.

Електродвигуни. Основні розміри



Типорозмір	Число полюсів	Габаритні розміри, мм				Розміри для встановлення та присіднання, мм								
		<i>L</i> ₁	<i>L</i> ₂	<i>H</i>	<i>D</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>l</i> ₃	<i>b</i>	<i>d</i>		
4AA50	2; 4	174	198	142	112	9	9	20	32	63	80	5,8		
4AA56	2; 4	194	221	152	128	11	11	23	36	71	90	5,8		
4AA63	2; 4; 6; 8	216	250	164	138	14	14	30	40	80	100	7		
4A71	2; 4; 6; 8	285	330	201	170	19	19	40	45	90	112	7		
4A80A		300	355	218	186	22	22	50	50	100	125	10		
4A80B		320	375											
4A90L		350	405	243	208	24	24	50	56	125	140	10		
4A100S	2; 4; 6; 8	365	427	265	235	28	28	60	63	132	160	12		
4A100L		395	457	280						140				
4A112M		452	534	310	260	32	32	80	70	140	190	12		
4A132S		480	560	350	302	38	38	80	89	178	216	12		
4A132M		530	610											
4A160S	2	624	737	430	358	42	42	110	108	178	254	15		
	4; 6; 8					48								
4A160M	2	667	780			42							210	
	4; 6; 8					48								
4A180S	2	662	778	470	410	48	48	110	121	203	279			
	4; 6; 8					55								
4A180M	2	702	818			48							241	
	4; 6; 8					55								
4A200M	2	760	875	535	450	55	55	110	133	267	318	19		
	4; 6; 8					780		905		60		140		
4A200L	2	800	915			55		60	110	133		305		
	4; 6; 8					830			945			75	140	
4A225M	2	810	925	575	491	55	55	110	149	311	356	19		
	4; 6; 8	840	985			65	60	140						
4A250S	2	915	1060	610	554	65	65	140	168		406	19		
	4; 6; 8					75	70							
4A250M	2	955	1100	610	554	65	65	140	168	349	406	24		
	4; 6; 8					75	70							

Стандартний ряд передаточних чисел

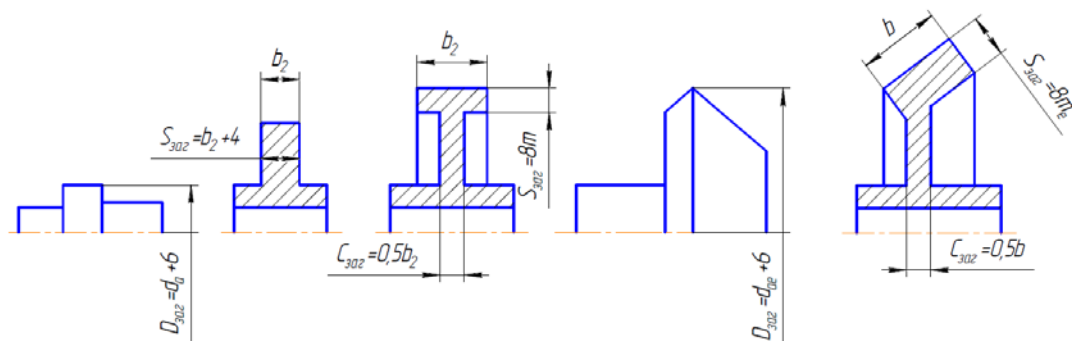
Передача	Ряд	Значення передаточних чисел
Зубчата	перший	1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0
	другий	1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0
Черв'ячна	перший	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80
	другий	9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71

Механічні властивості сталі

Марка сталі	Граничний діаметр D , мм	Гранична ширина S , мм	$HВ$ серцевини	HRC	σ_B	σ_T	Термічна обробка
					МПа		
Заготовка-поковка, штамповка, прокат							
35	Будь який	Будь яка	163-192	—	550	270	Нормалізація
45	>>	>>	179-207	—	600	320	Покращення
45	125	80	235-262	—	780	540	>>
45	80	50	269-302	—	890	650	>>
40Х	200	125	235-262	—	790	640	>>
40Х	125	80	269-302	—	900	750	>>
40Х	125	80	269-302	45-50	900	750	Покращення + гартування ТВЧ
40Х	120	60	269-302	50-59	1000	800	Покращення + азотування
35ХМ	315	200	235-262	—	800	670	Покращення
35ХМ	200	125	269-302	—	920	790	>>
35ХМ	200	125	269-302	48-53	920	790	Покращення + гартування ТВЧ
40ХН	315	200	235-262	—	800	630	Покращення
40ХН	200	125	269-302	—	920	750	>>
40ХН	200	125	269-302	48-53	920	750	Покращення + гартування ТВЧ
20ХН2М	200	125	300-400	56-63	1000	800	Покращення + цементация + гартування
18ХГТ	200	125	300-400	56-63	1000	800	Теж саме
12ХН3А	200	125	300-400	56-63	1000	800	>>
25ХГМ	200	125	300-400	56-63	1000	800	>>
40ХН2МА	125	80	269-302	50-56	980	780	Покращення + азотування
Заготовка – стальне лиття ($d_a > 500$)							
35Л	Будь який	Будь яка	163-207	—	550	270	Нормалізація
45Л	315	200	207-235	—	680	440	Покращення
40ГЛ	315	200	235-262	—	850	600	>>

Примітки:

1. Для передач, до розмірів яких не пред'являють високих вимог, слід застосовувати дешеві марки сталей типу **45, 40Х**.
2. Для рівномірного зношування зубів і кращого їх припрацювання різницю середніх значень твердості робочих поверхонь зубів шестерні і колеса призначають $HВ_{1cp} - HВ_{2cp} = 20 \dots 50$. У ряді випадків для збільшення навантажувальної здатності зубчастої передачі з непрямыми зубами приймають $HВ_{1cp} - HВ_{2cp} \geq 70$.
3. Приблизне співвідношення твердості $1HRC \approx 10HB$.
4. Для отримання при термічній обробці прийнятих механічних характеристик матеріалу коліс розміри заготовок $D_{заг}$, $S_{заг}$, $C_{заг}$ не повинні перевищувати гранично допустимих значень $D_{гран}$ і $S_{гран}$.



Межі витривалості і коефіцієнти безпеки

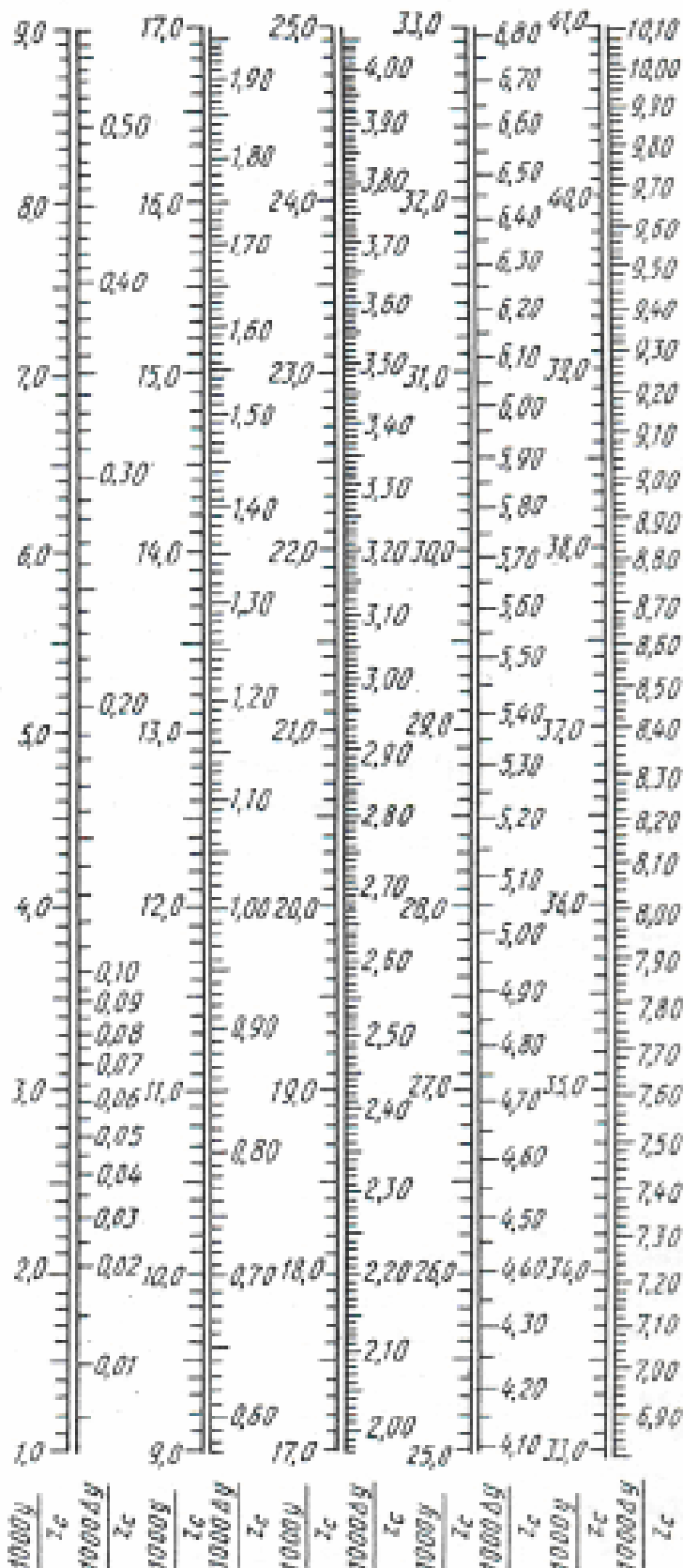
Термічна обробка	Сталі	σ_{HO} , МПа	S_H	σ_{FO} , МПа	S_F	$[\sigma_{Hmax}]$, МПа	$[\sigma_{Fmax}]$, МПа
Нормалізація, покращення	40; 45; 40X; 40XH; 35XM та ін.	$2HB_{cp} + 70$	1,1	$1,8HB_{cp}$	1,75	$2,8\sigma_T$	$2,74HB_{cp}$
Об'ємне гартування	40X; 40XH; 35XM та ін.	$18HRC_{cp} + 150$		500			1400
Гартування при нагріванні ТВЧ по всьому контуру (модуль $m_n \geq 3$ мм)	58; У7	$17HRC_{cp}^{пов} + 200$	1,2	630	1,55	$40HRC_{cp}^{пов}$	1260
	40X; 35XM; 40XH та ін.			420			
Наскрізне гартування при нагріванні ТВЧ з обхватом впадини	40X; 35XM 40XM та ін.			375			1430
Азотування	40X; 40XФА; 40XH2МА та ін.	1050		$10HRC_{cp}^{пов} + 240$	1,55	$30HRC_{cp}^{пов}$	1000
Цементация і гартування	Сталі, що цементуються всіх марок 20XH2M; 12XH3A	$23HRC_{cp}^{пов}$		600 700		$40HRC_{cp}^{пов}$	1200
Нітроцементация і гартування	25XГМ	$23HRC_{cp}^{пов}$		750		$40HRC_{cp}^{пов}$	1520

Коефіцієнт ширини колеса відносно міжосьової відстані Ψ_a

Розташування коліс відносно опор в редукторах	Твердість робочих поверхонь зубів	
	HB_1 та $HB_2 < 350$ або $HB_2 < 350$	HB_1 та $HB_2 > 350$
Симетричне	0,3...0,5	0,25...0,3
Несиметричне	0,25...0,4	0,2...0,25
Консольне	0,2...0,25	0,15...0,2

Примітки:

- Для шевронних коліс значення коефіцієнта збільшують у **1, 3 ... 1, 4** рази.
- Для рухомих коліс коробок швидкостей $\Psi_a = \mathbf{0, 1 ... 0, 2}$.
- Більші значення – для постійних та близьких до них навантажень.
- Для багатоступінчатих редукторів в кожній наступній ступені значення коефіцієнта приймають більшим на **20 ... 30** %, ніж у попередній.

Номограма для визначення залежності між γ , $\Delta\gamma$ і z_c **Приклад користування номограмою:**

Коефіцієнт сприйманого зсуву для прямозубої передачі $\gamma = 1,75$. Загальне число зубів $z_c = 64$.

Визначаємо коефіцієнт вирівнювального зміщення: значенню $\frac{1000\gamma}{z_c} = \frac{1000 \cdot 1,75}{64} = 27,4$ по номограмі

відповідає значення $\frac{1000\Delta\gamma}{z_c} = 3,69$, звідси $\Delta\gamma = \frac{3,69 \cdot z_c}{1000} = \frac{3,69 \cdot 64}{1000} = 0,236$.

Таблиця Д9

Ступінь точності зубчастих передач

Ступінь точності	Колова швидкість обертання коліс V , м/с	
	прямозубих	косозубих
6	До 15	До 30
7	10	15
8	6	10
9	7	4

Таблиця Д10

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{Hv}

Ступінь точності	Твердість поверхні зубів	V , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	а	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	б	1,02	1,04	1,07	1,1	1,15	1,18
		1,00	1,00	1,02	1,02	1,03	1,04
7	а	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	б	1,03	1,05	1,01	1,14	1,19	1,24
		1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
8	а	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,4
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	б	1,03	1,06	1,1	1,16	1,22	1,26
		1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
9	а	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	б	1,04	1,07	1,13	1,2	1,26	1,32
		1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05

Примітки:

1. Твердість поверхні зубів:

а) $HB_1 < 350$ і $HB_2 < 350$ або $HRC_1 > 45$ і $HB_2 < 350$;б) $HRC_1 > 45$ і $HRC_2 > 45$.

2. Значення в чисельнику відносяться до прямозубих передач, а в знаменнику – до косозубих.

Таблиця Д11

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta}$

Розташування коліс відносно опор	Твердість поверхні зубів	$\Psi_d = \frac{b_2}{d_{w1}}$								
		0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
Консольне	$HB \leq 350$	1,15	1,24	1,3						
	$HB > 350$	1,33	1,5							
Несиметричне	$HB \leq 350$	1,04	1,06	1,08	1,11	1,15	1,18	1,32	1,25	1,3
	$HB > 350$	1,08	1,14	1,21	1,29	1,36				
Симетричне	$HB \leq 350$	1,0	1,02	1,03	1,04	1,05	1,07	1,09	1,11	1,14
	$HB > 350$	1,02	1,04	1,06	1,09	1,12	1,16	1,21		

Таблиця Д12

Коефіцієнт форми зуба коліс з внутрішніми зубами

$z_2 (z_{F2})$	40	45	50	56	60	≥ 70
Y_2	4,02	3,95	3,88	3,84	3,8	3,75

Таблиця Д13

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{FV}

Ступінь точності	Твердість поверхні зубів	$V, \text{м/с}$					
		1	2	4	6	8	10
6	а	1,06	1,13	1,26	1,4	1,53	1,67
		1,02	1,05	1,7	1,15	1,2	1,25
	б	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
7	а	1,08	1,16	1,33	1,5	1,67	1,8
		1,03	1,05	1,11	1,16	1,22	1,27
	б	1,03	1,05	1,01	1,13	1,17	1,22
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
8	а	1,1	1,2	1,38	1,58	1,78	1,06
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
	б	1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
9	а	1,13	1,28	1,5	1,77	1,98	1,25
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35
	б	1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09

Примітки:

1. Твердість поверхні зубів:

а) $HB_1 < 350$ і $HB_2 < 350$ або $HRC_1 > 45$ і $HB_2 < 350$;б) $HRC_1 > 45$ і $HRC_2 > 45$.

2. Значення в чисельнику відносяться до прямозубих передач, а в знаменнику – до косозубих.

Таблиця Д14

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{F\beta}$

Розташування коліс відносно опор		Твердість поверхні зубів	$\Psi_d = \frac{b_2}{d_{w1}}$								
			0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
Консольне з опорами	шарикові підшипники	$HB \leq 350$	1,18	1,37	1,62						
		$HB > 350$	1,35	1,7							
	роликові підшипники	$HB \leq 350$	1,1	1,21	1,4	1,59					
		$HB > 350$	1,2	1,45	1,72						
Несиметричне		$HB \leq 350$	1,04	1,07	1,12	1,17	1,23	1,3	1,38	1,45	1,53
		$HB > 350$	1,05	1,1	1,18	1,28	1,4	1,53			
Симетричне		$HB \leq 350$	1	1,03	1,05	1,08	1,1	1,13	1,19	1,25	1,32
		$HB > 350$	1,07	1,09	1,13	1,2	1,3	1,4			

Таблиця Д15

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубами

Колова швидкість $V, \text{м/с}$	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	1,1	1,3
Більше 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,4

Число зубів шестерні

Коефіцієнт зміщення		Число зубів шестерні прямозубої передачі	Число зубів шестерні косозубої передачі β , град					
x_1	x_2		Від 8 до 12	Від 12 до 17	Від 17 до 21	Від 21 до 24	Від 24 до 28	Від 28 до 30
0	0	$z_1 > 21$	$z_1 > 19$	$z_1 > 18$	$z_1 > 17$	$z_1 > 16$	$z_1 > 15$	$z_1 > 14$
0,3	-0,3	$14 < z_1 < 20$ при $u > 3,5$						
0,5	0,5	$10 < z_1 < 30$ при $z_1 < 16$ $\varepsilon_\alpha > 1,2$						

Таблиця Д17

Допустимий тиск в шарнірах ланцюга $[p]_T$, МПа (при $z_1 = 17$)

n_2 , об/хв	Крок ланцюга t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	23	22
200	29	27	25	23	22	19	18	17
300	26	24	22	20	19	17	16	15
500	22	20	18	17	16	14	13	12
750	19	17	16	15	14	13	-	-
1000	17	16	14	13	13	-	-	-
1250	16	15	13	12	-	-	-	-

Примітки:

1. Якщо $z_1 \neq 17$ то вказані у таблиці значення $[p]_T$ слід помножити на $k_z = 1 + 0,01(z_1 - 17)$.
2. Для дворядних ланцюгів значення $[p]_T$ зменшують на 15 %.

Таблиця Д18

Ланцюги приводні роликові нормальної серії однорядні ПР (за ГОСТ 13568-81)

t , мм	$B_{\text{вн}}$, мм	d , мм	d_p , мм	h , мм	b , мм	Q , кН	q , кг/м	$A_{\text{оп}}$, мм ²
9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9,1	0,45	28,1
12,7	5,4	4,45	8,51	11,8	19	18,2	0,65	39,6
15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	22,7	0,8	54,8
19,05	12,7	5,96	11,91	18,2	33	31,8	1,9	105,8
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	60,0	2,6	179,7
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	88,5	3,8	262
38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	58	127,0	5,5	394
44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	62	172,4	7,5	473
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	226,8	9,7	646

Позначення:

 t – крок ланцюга, що вимірюється під навантаженням $F = 0,01Q$; $B_{\text{вн}}$ – відстань між внутрішніми пластинами; d – діаметр валика; d_p – діаметр ролика; h – ширина пластини; b – довжина валика; Q – руйнівне навантаження; q – маса одного метра ланцюга; $A_{\text{оп}}$ – проекція опорної поверхні шарніра.Приклад позначення ланцюга з кроком 25,4 мм і руйнівним навантаженням $Q = 60$ кН:

Ланцюг ПР-25,4-60 ГОСТ 13568-81

Таблиця Д19

Допустимі значення частоти обертання $[n_2]$ малої зірочки для приводних роликів ланцюгів нормальної серії ПР (при $z_1 \geq 15$)

Крок ланцюга t , мм	$[n_2]$, об/хв	Крок ланцюга t , мм	$[n_2]$, об/хв
12,7	1250	31,75	630
15,875	1000	38,1	500
19,05	900	44,45	400
25,4	800	50,8	300

Примітки:
Для передач, що захищені від пилу при спокійній роботі та надійному змащуванні допускається збільшення $[n_2]$ на 25 ...30 %.

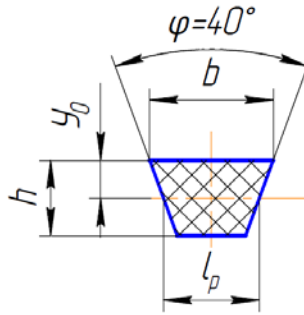
Таблиця Д20

Нормативні коефіцієнти запасу міцності $[s]$ приводних роликів ланцюгів нормальної серії ПР

n_2 , об/хв	Крок ланцюга t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,6
100	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0	8,1	8,3
300	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8	10,3	10,8
500	8,5	8,9	9,4	10,2	11,0	11,8	12,5	-
750	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0	-	-
1000	10,0	10,8	11,7	13,3	15,0	-	-	-
1250	10,6	11,6	12,7	14,5	-	-	-	-

Таблиця Д21

Клинові ремені (за ГОСТ 1284-80)

										
Тип	Позначення перерізу	Розміри перерізу, мм				A , мм ²	L , м		D_{min} , мм	T , Н·м
		b	l_p	h	y_0					
Нормального перерізу	О	10	8,5	6	2,1	47	0,4...2,5		63	30
	А	13	11	8	2,8	81	0,56...4,0		90	15...60
	Б	17	14	10,5	4	138	0,8...6,3		125	53...150
	В	22	19	13,5	4,8	230	1,8...10		200	120...600
	Г	32	27	19	6,9	476	3,5...15		315	450...2400
	Д	38	32	23,5	8,3	692	4,5...18		500	1600...6000
	Е	50	42	30	11	1170	6,3...18		800	> 6000
Вузькі	УО	10	8,5	8	2,0	56	0,63	3,55	63	150
	УА	13	11	10	2,8	95	0,80	4,50	90	90...400
	УБ	17	14	13	3,5	158	1,25	8,0	140	300...2000
	УВ	22	19	18	4,8	278	2,0	8,0	224	> 2000

Таблиця Д22

Стандартний ряд значень діаметрів чавунних шківів

D, мм	40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000
--------------	--

Таблиця Д23

Стандартний ряд значень довжини клинових ременів

L, мм	400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150
--------------	--

Таблиця Д24

Номінальна потужність $[P]_T$, кВт, що передається одним
клиновим ремнем (за ГОСТ 1284.3-80, зі скороченнями)

Переріз ремня (довжина L, мм)	D ₁ , мм	u _{пер}	Частота обертання n ₁ , об/хв						
			400	800	950	1200	1450	1600	2000
О (1320)	71	1,2	0,22	0,39	0,45	0,54	0,63	0,69	0,82
		1,5	0,23	0,40	0,46	0,56	0,66	0,71	0,84
		≥3	0,23	0,42	0,48	0,58	0,68	0,73	0,87
	80	1,2	0,26	0,47	0,55	0,66	0,77	0,84	1,0
		1,5	0,27	0,49	0,56	0,68	0,80	0,86	1,03
		≥3	0,28	0,50	0,58	0,71	0,82	0,89	1,06
	100	1,2	0,36	0,65	0,75	0,92	1,07	1,16	1,39
		1,5	0,37	0,67	0,78	0,95	1,11	1,20	1,43
		≥3	0,38	0,70	0,80	0,98	1,14	1,24	1,48
	112	1,2	0,42	0,76	0,88	1,07	1,25	1,35	1,61
		1,5	0,43	0,78	0,91	1,10	1,29	1,40	1,66
		≥3	0,44	0,81	0,94	1,14	1,33	1,44	1,72
А (1700)	100	1,2	0,50	0,88	1,01	1,22	1,41	1,52	1,65
		1,5	0,52	0,91	1,05	1,25	1,45	1,57	1,71
		≥3	0,53	0,94	1,08	1,30	1,50	1,62	1,76
	125	1,2	0,71	1,28	1,47	1,77	2,06	2,22	2,42
		1,5	0,74	1,32	1,52	1,83	2,13	2,29	2,50
		≥3	0,76	1,36	1,57	1,89	2,19	2,36	2,58
	160	1,2	1,00	1,81	2,09	2,52	2,92	3,14	3,61
		1,5	1,03	1,87	2,15	2,60	3,02	3,24	3,53
		≥3	1,07	1,93	2,22	2,69	3,11	3,35	3,64
	180	1,2	1,16	2,10	2,43	2,93	3,38	3,63	3,94
		1,5	1,20	2,17	2,51	3,03	3,50	3,75	4,07
		≥3	1,24	2,24	2,59	3,12	3,61	3,87	4,19
Б (2240)	140	1,2	1,12	1,95	2,22	2,64	3,01	3,21	3,66
		1,5	1,16	2,01	2,30	2,72	3,10	3,32	3,78
		≥3	1,20	2,08	2,37	2,82	3,21	3,42	3,90
	180	1,2	1,70	3,01	3,45	4,11	4,70	5,01	5,67
		1,5	1,76	3,11	3,56	4,25	4,85	5,17	5,86
		≥3	1,81	3,21	3,67	4,38	5,01	5,34	6,05
	224	1,2	2,32	4,13	4,73	5,63	6,39	6,77	7,55
		1,5	2,40	4,27	4,89	5,81	6,60	7,00	7,80
		≥3	2,47	4,40	5,04	6,00	6,81	7,22	8,05
	280	1,2	3,09	5,49	6,26	7,42	8,30	8,69	9,20
		1,5	3,19	5,67	6,47	7,66	8,57	8,97	9,50
		≥3	3,29	5,85	6,67	7,91	8,84	9,26	9,80

Закінчення таблиці Д24

Переріз ременя (довжина L , мм)	D_1 , мм	$u_{\text{пер}}$	Частота обертання n_1 , об/хв				
			400	800	950	1200	1450
В (3750)	224	1,2	3,20	5,47	6,18	7,18	7,97
		1,5	3,31	5,65	6,38	7,45	8,23
		≥ 3	3,41	5,83	6,58	7,69	8,49
	280	1,2	4,63	8,04	9,08	10,49	11,47
		1,5	4,78	8,30	9,37	10,83	11,84
		≥ 3	4,93	8,57	9,67	11,17	12,22
	355	1,2	6,47	11,19	12,55	14,23	15,10
		1,5	6,69	11,56	12,95	14,70	15,59
		≥ 3	6,90	11,92	13,36	15,16	16,09
	450	1,2	8,77	14,76	16,29	17,75	—
		1,5	9,05	15,24	16,82	18,33	
		≥ 3	9,34	15,72	17,35	18,91	
Г (6000)	400	1,2	12,25	19,75	21,46	22,68	—
		1,5	12,64	20,40	22,16	23,42	
		≥ 3	13,04	21,04	22,86	24,16	
	560	1,2	20,27	31,62	33,21	—	—
		1,5	20,93	32,65	34,30		
		≥ 3	21,59	33,68	35,38		
	710	1,2	27,23	39,44	38,90	—	—
		1,5	28,12	40,73	40,17		
		≥ 3	29,01	42,02	41,44		
Д (7100)	560	1,2	24,07	31,62	33,21	—	—
		1,5	24,85	32,65	34,30		
		≥ 3	25,64	33,68	35,38		
	710	1,2	34,05	39,44	38,90	—	—
		1,5	35,17	40,73	40,17		
		≥ 3	36,28	42,02	41,44		

Таблиця Д25

Значення коефіцієнта C_L для клинових ременів за ГОСТ 1284.3-80

L , мм	Переріз ременя						
	О	А	Б	В	Г	Д	Е
400	0,79	—	—	—	—	—	—
450	0,80	—	—	—	—	—	—
500	0,81	—	—	—	—	—	—
560	0,82	0,79	—	—	—	—	—
630	0,84	0,81	—	—	—	—	—
710	0,86	0,83	—	—	—	—	—
800	0,90	0,85	—	—	—	—	—
900	0,92	0,87	0,82	—	—	—	—
1000	0,94	0,89	0,84	—	—	—	—
1120	0,95	0,91	0,86	—	—	—	—
1250	0,98	0,93	0,88	—	—	—	—
1400	1,01	0,96	0,90	—	—	—	—
1600	1,04	0,99	0,93	—	—	—	—
1800	1,06	1,01	0,95	0,86	—	—	—
2000	1,08	1,03	0,98	0,88	—	—	—
2240	1,10	1,06	1,00	0,91	—	—	—
2500	1,30	1,09	1,03	0,93	—	—	—
2800	—	1,11	1,05	0,95	—	—	—
3150	—	1,13	1,07	0,97	0,86	—	—

L, мм	Переріз ремня						
	О	А	Б	В	Г	Д	Е
3550	–	1,15	1,09	0,99	0,88	–	–
4000	–	1,17	1,13	1,02	0,91	–	–
4500	–	–	1,15	1,04	0,93	–	–
5000	–	–	1,18	1,07	0,96	0,92	–
5600	–	–	1,20	1,09	0,98	0,95	–
6300	–	–	1,23	1,12	1,01	0,97	0,92
7100	–	–	–	1,15	1,04	1,00	0,96
8000	–	–	–	1,18	1,06	1,02	0,98
9000	–	–	–	1,21	1,09	1,05	1,01
10000	–	–	–	1,23	1,11	1,07	1,03
12500	–	–	–	–	1,17	1,13	1,08
15000	–	–	–	–	1,20	1,17	1,11
18000	–	–	–	–	–	1,20	1,16

Таблиця Д26

Канавки шківів клинопасових передач (за ГОСТ 20889-80)

Переріз ремня	Розміри канавок, мм					Кути профілю канавок α			
	l_p	h	h_0	f	e	34°	36°	38°	40°
						D, мм			
О	8,5	7,0	2,5	8,0	12,0	63...71	80...100	112...160	≥180
А	11,0	8,7	3,3	10,0	15,0	90...112	125...160	180...400	≥450
Б	14,0	10,8	4,2	12,5	19,0	125...160	180...224	250...500	≥560
В	19,0	14,3	5,7	17,0	25,5	200...315	200...315	355...630	≥710
Г	27,0	19,9	8,1	24,0	37,0	–	315...450	500...900	≥1000
Д	32,0	23,4	9,6	29,0	41,5	–	500...560	630...1120	≥1250

Таблиця Д27

Стандартний ряд величини діаметра вала

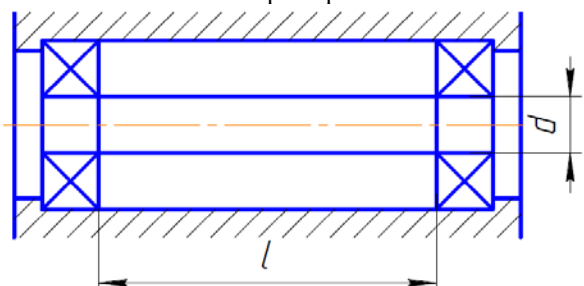
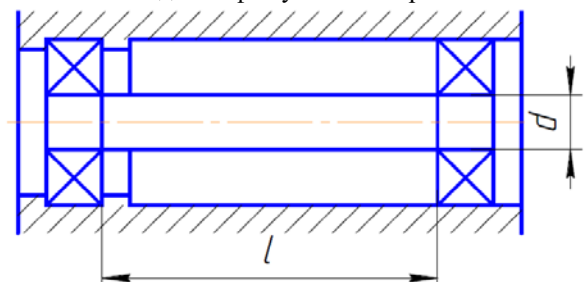
d , мм	10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100
----------	---

Таблиця Д28

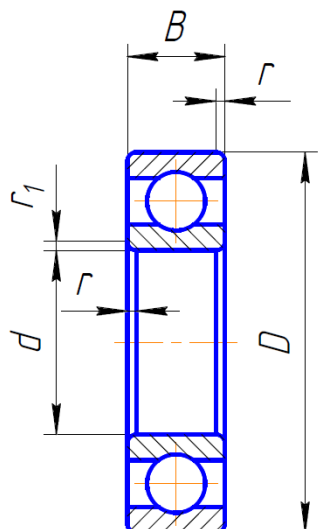
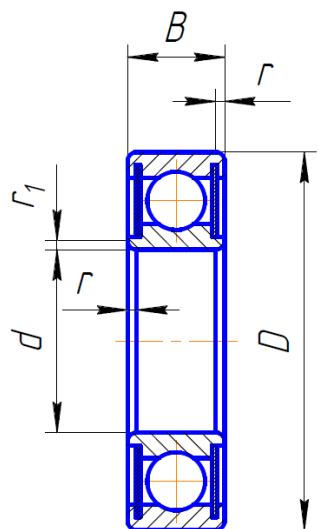
Рекомендації з вибору типу підшипника

Відношення $\frac{F_a}{F_r}$	Тип підшипника (серія)
≤ 0,35	Кулькові радіальні однорядні підшипники
≤ 0,7	36000, $\alpha = 12^\circ$
≤ 1	46000, $\alpha = 26^\circ$
> 1	66000, $\alpha = 36^\circ$
> 1,5	Конічні радіально-упорні роликові підшипники

Встановлення підшипників на валу

Схема встановлення	Умова
В розпир 	$\frac{l}{d} \leq 10$
З однією фіксуючою опорою 	$\frac{l}{d} > 10$

Шарикопідшипники радіальні однорядні

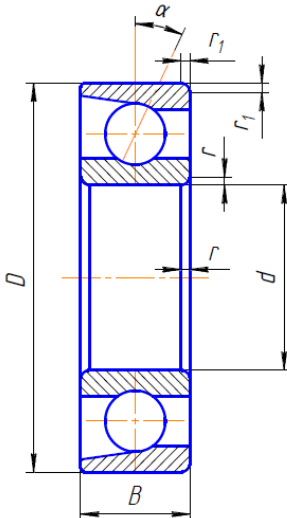
							
(за ГОСТ 8338-75) 100-200-300-400				(за ГОСТ 7242-81) 100-80200			
Умовне позначення		Розміри, мм				Вантажопідйомність, кН	
		d	D	B	r	динамічна C _r	статична C _o
Особливо легка серія							
100	-	10	26	8	0,5	4,62	1,96
101	80104	12	28	8	0,5	5,07	2,24
104	-	20	42	12	1	9,36	4,5
105	80106	25	47	12	1	11,2	5,6
106	-	30	55	13	1,5	13,3	6,8
107	80108	35	62	14	1,5	15,9	8,5
108	-	40	68	15	1,5	16,8	9,3

Умовне позначення		Розміри, мм				Вантажопідйомність, кН	
		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	динамічна <i>C_r</i>	статична <i>C_o</i>
109	-	45	75	16	1,5	21,2	12,2
110	-	50	80	16	1,5	21,6	13,2
111	-	55	90	18	2	28,1	17
112	-	60	95	18	2	29,6	18,3
113	-	65	100	18	2	30,7	19,6
114	-	70	110	20	2	37,7	24,5
115	-	75	115	20	2	39,7	26,0
116	-	80	125	22	2	47,7	31,5
117	-	85	130	22	2	49,4	33,5
118	-	90	140	24	2,5	57,2	39,0
119	-	95	145	24	2,5	60,5	41,5
120	-	100	150	24	2,5	60,5	41,5
Легка серія							
200	80200	10	30	9	1	5,9	2,65
201	80201	12	32	10	1	6,89	3,1
202	80202	15	35	11	1	7,8	3,55
203	80203	17	40	12	1	9,56	4,55
204	80204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	80205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	80206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	-	35	72	17	2	25,5	13,7
208	80208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	80209	45	85	19	2	33,2	18,6
209A	-	45	85	19	2	36,4	20,1
210	-	50	90	20	2	35,1	19,8
211	-	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	80212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	80213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	-	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	80215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	-	80	140	26	3	70,2	45,0
217	-	85	150	28	3	83,2	53,0
217A	-	85	150	28	3	89,5	56,5
218	80215	90	160	30	3	95,6	62,0
219	-	95	170	32	3,5	108,0	69,5
219A	-	95	170	32	3,5	115,0	74,0
220	80220	100	180	34	3,5	124,0	79,0
Середня серія							
300		10	35	11	1	8,06	3,75
301		12	37	12	1,5	9,75	4,65
302		15	42	13	1,5	11,4	5,4
303		17	47	14	1,5	13,5	6,65
304		20	52	15	2	15,9	7,8
305		25	62	17	2	22,5	11,4
306		30	72	19	2	28,1	14,6
307		35	80	21	2,5	33,2	18,0
308		40	90	23	2,5	41,0	22,4
309		45	100	25	2,5	52,7	30,0
310		50	110	27	3	65,8	36,0
311		55	120	29	3	71,5	41,5
312		60	130	31	3,5	81,9	48,0
313		65	140	33	3,5	92,3	56,0
314		70	150	35	3,5	104,0	63,0
315		75	160	37	3,5	112,0	72,5
316		80	170	39	3,5	124,0	80,0
316K5		80	170	39	3,5	130,0	89,0
317		85	180	41	4	133,0	90,0

Умовне позначення	Розміри, мм				Вантажопідйомність, кН	
	d	D	B	r	динамічна C_r	статична C_o
318	90	190	43	4	143,0	99,0
319	95	200	45	4	153,0	110
319K5	95	200	45	4	161,0	120,0
320	100	215	47	4	174,0	132,0
Важка серія						
403	17	62	17	2	22,9	11,8
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
407	35	100	25	2,5	55,3	31,6
408	40	110	27	3	63,7	36,5
409	45	120	29	3	76,1	45,5
410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
414	70	180	42	4	143,0	105,0
416	80	200	48	4	163,0	125,0
417	85	210	52	5	174,0	135,0

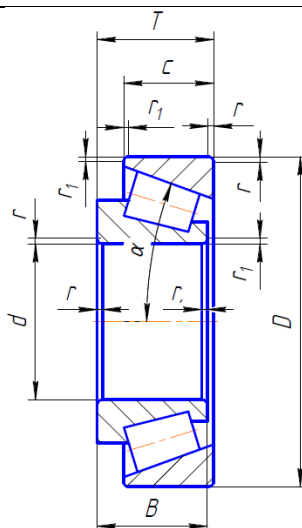
Таблиця ДЗ1

Шарикопідшипники радіально-упорні однорядні (за ГОСТ 831-75)

							
Умовне позначення	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	r1, мм	C _r	C ₀
						кН	
Особливо легка серія, α = 12°							
36104	20	42	12	1	0,5	10,6	5,32
36105	25	47	12	1	0,5	11,8	6,29
35106	30	55	13	1,5	0,5	15,3	8,57
36107	35	62	14	1,5	0,5	19,1	11,3
Легка вузька серія, α = 12°							
36204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	8,31
36205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	9,10
36206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	12,0
36207	35	72	17	2	1	30,8	17,8
36208	40	80	18	2	1	38,0	23,2
36209	45	85	19	2	1	31,2	25,1
36210	50	90	20	2	1	43,2	27,0
36211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	34,2

Умовне позначення	d , мм	D , мм	B , мм	r , мм	r_1 , мм	C_r	C_o
						кН	
36212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	39,3
36214	70	125	24	2,5	1,2	80,2	54,8
36216	80	140	26	3	1,5	93,6	65,0
36217	85	150	28	3	1,5	101,0	70,8
36218	90	160	30	3	1,5	118,0	83,0
36219	95	170	32	3,5	2	134,0	95,0
Середня вузька серія, $\alpha = 12^\circ$							
36302	15	42	13	1,5	0,5	13,6	6,80
36303	17	47	14	1,5	0,5	17,2	8,70
36308	40	90	23	2,5	1,2	53,9	32,8
36318	90	190	43	4	2	189,0	145,0
Середня вузька серія, $\alpha = 26^\circ$							
46303	17	47	14	1,5	0,5	16,10	8,0
46304	20	52	15	2	1	17,8	9,0
46305	25	62	17	2	1	26,9	14,6
46306	30	72	19	2	1	32,6	18,3
46307	35	80	21	2,5	1,2	42,6	24,7
46308	40	90	23	2,5	1,2	50,8	31,1
46309	45	100	25	2,5	1,2	61,4	37,0
46310	50	110	27	3	1,5	71,8	44,0
46312	60	130	31	3,5	2	100,0	65,3
46313	65	140	33	3,5	2	113,0	75,0
46314	70	150	35	3,5	2	127,0	85,3
46316	80	170	39	3,5	2	136,0	99,0
46318	90	190	43	4	2	165,0	122,0
46320	100	215	47	4	2	213,0	177,0
Легка вузька серія, $\alpha = 36^\circ$							
66207	35	72	17	2,5	1,2	17,0	14,7
66211	55	100	21	2,5	1,2	46,3	28,4
66215	75	130	25	2,5	1,2	71,5	49,0
66219	95	170	32	3,5	2	121,0	85,0
66221	105	190	36	3,5	2	148,0	108,0
Середня вузька серія, $\alpha = 36^\circ$							
66309	45	100	25	3	1,5	60,8	36,4
66312	60	130	31	3,5	2	93,7	58,8
66314	70	150	35	3,5	2	119,0	76,8
Важка вузька серія, $\alpha = 36^\circ$							
66406	30	90	23	2,5	1,2	43,8	27,0
66408	40	110	27	3	1,5	72,2	42,3
66409	45	120	29	3	1,5	81,6	47,3
66410	50	130	31	3,5	2	98,9	68,1
66412	60	150	35	3,5	2	125,0	79,5
66414	70	180	42	4	2	152,0	109,0
66418	90	225	54	5	2,5	208,0	162,0

Роликотішипники конічні однорядні (за ГОСТ 333-79)



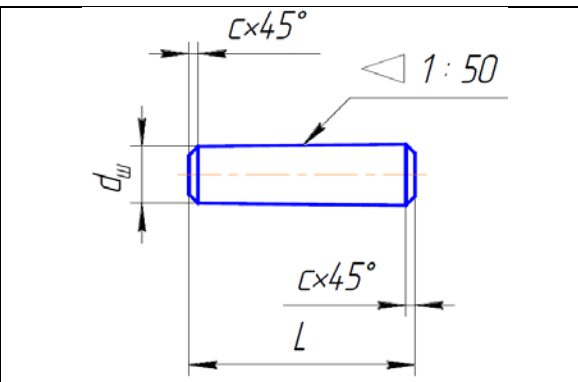
Умовне позначення	d, мм	D, мм	T, мм	B, мм	c, мм	r, мм	r ₁ , мм	C _r	C ₀	e	Y	Y ₀
								кН				
Особливо легка серія, α = 11 ... 15°												
2007106	30	55	17	16	14	1,5	0,5	27,0	19,9	0,24	2,5	1,38
2007107	35	62	18	17	15	1,5	0,5	32,0	23,0	0,27	2,21	1,22
2007108	40	68	19	18	16	1,5	0,5	40,0	28,4	0,33	1,84	1,01
2007109	45	75	20	19	16	1,5	0,5	44,0	34,9	0,30	1,99	1,10
2007111	55	90	23	22	19	2	0,8	57,0	45,2	0,33	1,8	0,99
2007113	65	100	23	22	19	2	0,8	61,0	64,5	0,38	1,59	0,88
2007114	70	110	25	24	20	2	0,8	77,6	71,0	0,28	2,11	1,16
2007115	75	115	25	24	20	2	0,8	78,3	75,0	0,28	1,99	1,1
2007116	80	125	29	27	23	2	0,8	102,0	93,0	0,34	1,77	0,97
2007118	90	140	32	30	26	2,5	0,8	128,0	111,0	0,34	1,76	0,97
2007119	95	145	32	30	26	2,5	0,8	130,0	115,0	0,36	1,69	0,93
2007120	100	150	32	30	26	2,5	0,8	132,0	120,0	0,37	1,62	0,89
Легка серія, α = 12 ... 18°												
7202	15	35	11,75	11	9	1,0	0,3	10,5	6,1	0,45	1,33	0,73
7203	17	40	13,25	12	11	1,5	0,5	14,0	9,0	0,31	1,97	1,05
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31,5	22,0	0,36	1,64	0,9
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	19,25	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	20,75	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,41	1,45	0,8
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,37	1,6	0,88
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,41	1,46	0,8
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,35	1,71	0,94
7214	70	125	25,25	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0	0,39	1,55	0,85
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	0,8	112,0	95,2	0,42	1,43	0,78
7217	85	150	30,50	28	24	3,0	1,0	130,0	109,0	0,43	1,38	0,76
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	158,0	125,0	0,38	1,56	0,86
7219	95	170	34,50	32	27	3,5	1,0	168,0	131,0	0,41	1,48	0,81
7220	100	180	37,00	34	29	3,5	1,2	185,0	146,0	0,41	1,49	0,82
Середня серія, α = 10 ... 14°												
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,3	2,03	1,11
7305	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,36	1,67	0,92
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,34	0,78	0,98
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,32	1,38	1,03
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,28	2,16	1,18
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,28	2,16	1,19

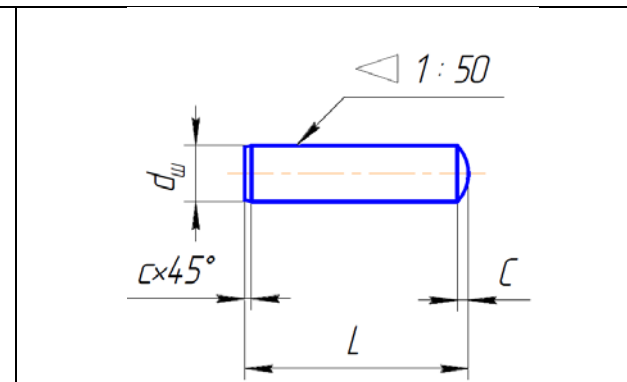
Умовне позначення	d, мм	D, мм	T, мм	B, мм	c, мм	r, мм	r ₁ , мм	C _r	C _o	e	Y	Y ₀
								кН				
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100,0	75,0	0,31	1,94	1,06
7311	55	120	31,5	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,33	1,8	0,99
7312	60	130	33,5	31	27	3,5	1,2	128,0	96,5	0,3	1,97	1,08
7313	65	140	36,0	33	28	3,5	1,2	146,0	112,0	0,3	1,97	1,08
7314	70	150	38,0	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0	0,31	1,94	1,08
7315	75	160	40,0	37	31	3,5	1,2	180,0	148,0	0,33	1,93	1,06
7317	85	180	44,5	41	35	4,0	1,5	230,0	196,0	0,31	1,91	1,05
7318	90	190	46,5	43	36	4,0	1,5	250,0	201,0	0,32	1,88	1,03
Середня широка серія, α = 11 ... 16°												
7604	20	52	22,25	21,0	18,5	2	0,8	31,5	22,0	0,3	2,01	1,11
7605	25	62	25,25	24,0	21,0	2	0,8	47,5	36,6	0,27	2,19	1,21
7606	30	72	28,75	29,0	23,0	2	0,8	63,0	51,0	0,32	1,88	1,03
7607	35	80	32,75	31,0	27,0	2,5	0,8	76,0	61,5	0,3	2,03	1,11
7608	40	90	35,25	33,0	28,5	2,5	0,8	90,0	67,5	0,3	2,03	1,11
7609	45	100	38,25	36,0	31,0	2,5	0,8	114,0	90,5	0,29	2,06	1,13
7611	55	120	45,5	44,5	36,5	3,0	1,0	160,0	140,0	0,32	1,85	1,02
7612	60	130	48,5	47,5	39,0	3,5	1,2	186,0	157,0	0,3	1,97	1,08
7613	65	140	51,0	48,0	41,0	3,5	1,2	210,0	168,0	0,33	1,83	1,01
7614	70	150	54,0	51,0	43,0	3,5	1,2	240,0	186,0	0,35	1,71	0,94
7615	75	160	58,0	55,0	46,5	3,5	1,2	280,0	235,0	0,3	1,99	1,2
7616	80	170	61,5	59,5	49,0	3,5	1,2	310,0	290,0	0,32	1,89	1,04
7618	90	180	67,5	66,5	53,5	4,0	1,5	370,0	365,0	0,3	1,99	1,2
7620	100	215	77,5	73,0	61,5	4,0	1,5	460,0	460,0	0,31	1,91	1,65
Легка широка серія, α = 12 ... 16°												
7506	30	62	23,35	20,5	17	1,5	0,5	36,0	27,0	0,36	1,64	0,90
7507	35	72	24,25	23	20	2,0	0,8	53,0	40,0	0,35	1,73	0,95
7508	40	80	24,75	23,5	20	2,0	0,8	56,0	44,0	0,38	1,57	0,87
7509	45	85	24,75	23,5	20	2,0	0,8	60,0	46,0	0,42	1,44	0,79
7510	50	90	24,75	23,5	20	2,0	0,8	62,0	54,0	0,42	1,43	0,78
7511	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	80,0	61,0	0,36	1,67	0,92
7512	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	94,0	75,0	0,39	1,53	0,84
7513	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	110,0	98,0	0,37	1,62	0,89
7514	70	125	33,25	31	27	2,5	0,8	125,0	101,0	0,39	1,55	0,85
7515	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	130,0	108,0	0,41	1,48	0,81
7516	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	143,0	126,0	0,40	1,49	0,82
7517	85	150	38,50	36	30	3,0	1,0	162,0	141,0	0,39	1,58	0,85
7518	90	160	42,5	40	34	3,0	1,0	190,0	171,0	0,39	1,55	0,85
7519	95	170	45,5	45,5	37	3,5	1,2	230,0	225,0	0,38	1,56	0,85
7520	100	180	49,0	46,0	39	3,5	1,2	250,0	236,0	0,41	1,49	0,82
7506A	30	62	21,25	20	17	1,5	0,5	47,3	37,0	0,37	1,6	0,9
7509A	45	85	24,75	23	19	2,0	0,8	74,8	60,0	0,4	1,5	0,8
7510A	50	90	27,75	23	19	2,0	0,8	76,5	64,0	0,43	1,4	0,8
7511A	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	99,0	80,0	0,4	1,5	0,8
7512A	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	120,0	100,0	0,4	1,5	0,8
7513A	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	142,0	120,0	0,4	1,5	0,8
7515A	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	157,0	130,0	0,43	1,4	0,8
7516A	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	176,0	155,0	0,43	1,4	0,8
7517A	85	150	38,5	36	30	3,0	1,0	201,0	180,0	0,43	1,4	0,8
7520A	100	180	49,00	46	39	3,5	1,2	297,0	280,0	0,35	1,7	0,9

Визначення коефіцієнта X і Y для однорядних підшипників

Тип		$e = f(\alpha)$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$	
			X	Y	X	Y
Кульковий радіальний підшипник		$e = 0,518 \left(\frac{F_a}{C_0} \right)^{0,24} \geq 0,19$	1	0	0,56	$\frac{1-X}{e}$
Кульковий радіально-упорний підшипник	$\alpha = 12^\circ$	$e = 0,613 \left(\frac{F_a}{C_0} \right)^{0,175} \geq 0,3$ $e = 0,574 \left(\frac{F_r}{C_0} \right)^{0,215}$			0,45	
	$\alpha = 26^\circ$	0,68			0,41	
	$\alpha = 36^\circ$	0,95			0,37	
Роликовий конічний підшипник		$1,5 \tan \alpha$			0,4	

Штифти конічні (за ГОСТ 3129-70)





Тип 1

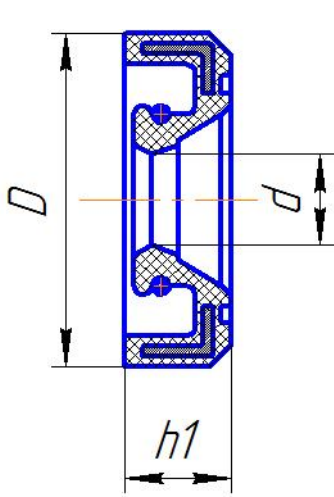
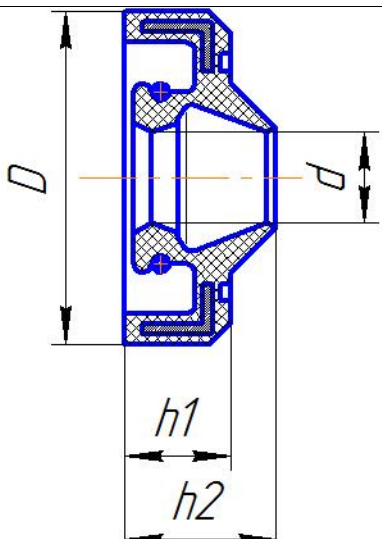
Тип 2

Розміри, мм								
$d_{\text{ш}}$	c	Інтервали довжин	$d_{\text{ш}}$	c	Інтервали довжин	$d_{\text{ш}}$	c	Інтервали довжин
4	0,6	16...70	10	1,6	30...180	25	3,0	60...280
5	0,8	16...90	12	1,6	36...220	32	4,0	80...280
6	1,0	20...110	16	2,0	40...280	40	5,0	100...280
8	1,2	25...140	20	2,5	50...280	50	6,3	120...280

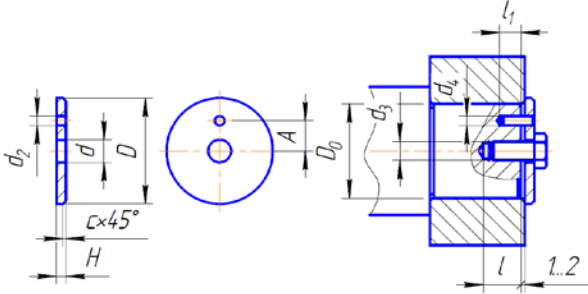
Примітки:

- Ряд довжин L : 16, 20, 25, 30, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280 мм.
- Матеріал (рекомендований) – сталь 45, 15, А12.
- Позначення: Штифт 10h8×40 ГОСТ 3129-70

Манжети гумові армовані (за ГОСТ 8752-79)

			
Тип 1	Тип 2 з пильником		
Розміри, мм			
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>h</i> ₁	<i>h</i> ₂
10; 11	26	7	—
12; 13; 14	28		
15; 16	30		
17	32		
18; 19	35		
20; 21; 22	40	10	14
24	41		
25	42		
26	45		
30; 32	52		
35; 36; 38	58		
40	60		
42	62		
45	65		
48; 50	70		
52	75	12	16
55; 56; 58	80		
60	85		
63; 65	90		
70; 71	95		
75	100		
80	105		
85	110		
90; 95	120		
100	125		
105	130		
110	135		
115	145		
120	150		
125	155		

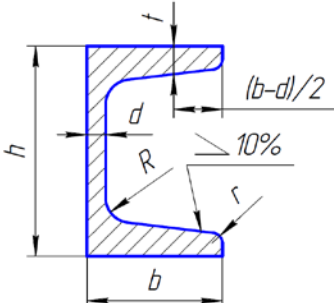
Манжети гумові армовані (за ГОСТ 8752-79)



Позначення	D , мм	H , мм	$A \pm 0,2$, мм	d , мм	d_2 , мм	c , мм	D_0 , мм	d_3 , мм	d_4 , мм	l , мм	l_1 , мм	Болт (ГОСТ 7798-70)	Штифт (ГОСТ 3128-70)
7019-0623	32	5	9	6,6	4,5	1,0	24...28	M6	4	18	12	M6×16	4u8×12
7019-0625	36		10				28...32						
7019-0627	40		10				32...36						
7019-0629	45		12				36...40						
7019-0631	50		16				40...45						
7019-0633	56		16				45...50						
7019-0635	63	6	20	9,0	5,5	1,6	50...55	M8	5	22	16	M8×20	5u8×16
7019-0637	67		20				55...60						
7019-0639	71		25				60...65						
7019-0641	75		25				65...70						
7019-0643	85		28				70...75						

Примітки:
 Приклад умовного позначення шайби виконання 1 $D = 40$ мм:
Шайба 7019-0627 ГОСТ 8752-79

Швелери (ГОСТ 8240-72)



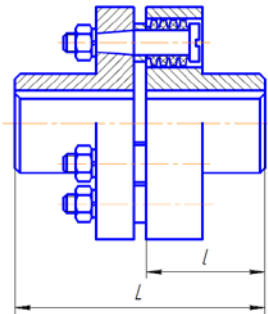
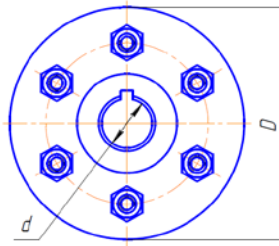
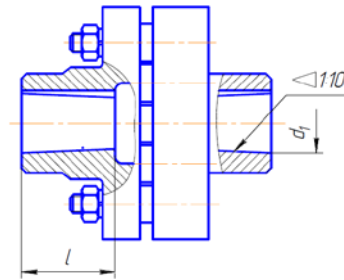
Номери профілів	h , мм	b , мм	d , мм	t , мм	R , мм	r , мм	Площа A , мм ²
5	50	32	4,4	7,0	6	2,5	616
6,5	65	36	4,4	7,2	6	2,5	751
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	893
10	100	46	4,5	7,6	7	3	109
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3	133
14	140	58	4,9	8,0	8	3	156
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	181
18	180	70	5,1	8,7	9	3,5	207
20	200	75	5,2	9,0	9,5	4	234
22	220	82	5,4	9,5	10	4	267
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4	306
27	270	95	6,0	10,5	11	4,5	352
30	300	100	6,5	11,0	12	5	405
33	330	105	7,0	11,7	13	5	465
36	360	110	7,5	12,6	14	6	534
40	400	115	8,0	13,5	15	6	615

Рекомендовані значення в'язкості масел

Для змащування зубчастих передач при 50°C			
Контактні напруження σ_H , МПа	Кінематична в'язкість, мм ² /с, при коловій швидкості V , м/с		
	До 2	Більше 2 до 5	Більше 5
До 600	34	28	22
Більше 600 до 1000	60	50	40
Більше 1000 до 1200	70	60	50
Для змащування черв'ячних передач при 100°C			
Контактні напруження σ_H , МПа	Кінематична в'язкість, мм ² /с, при швидкості ковзання V_s , м/с		
	До 2	Більше 2 до 5	Більше 5
До 200	25	20	15
Більше 200 до 250	32	25	18
Більше 250 до 300	40	30	23
Масла, що застосовуються для змащування зубчастих і черв'ячних передач			
Сорт масла	Марка	Кінематична в'язкість, мм ² /с	
Індустріальне	И-12А	10...14	
	И-20А	17...23	
	И-25А	24...27	
	И-30А	28...33	
	И-40А	35...45 при 50°C	
	И-50А	47...55	
	И-70А	65...75	
	И-100А	90...118	
Авіаційне	МС-14	14	
	МС-22	22 при 100°C	
	МС-20	20,5	
Циліндрове	52	44...59 при 100°C	

Таблиця Д39

Муфти пружні втулко-пальцеві (за ГОСТ 21424-75, зі скороченнями)

  														
[T], Н·м	d, d ₁ , мм	D, мм	L, мм				l, мм				n _{max} , об/хв	Зміщення		
			Тип									радіальне, мм	кутове	
			I		II		I		II					
			Виконання											
			1	2	1	2	1	2	1	2				
16	12;14	75	63	53	63	-	30	25	20	-	7600	0,2	1°30'	
	16		83	59	83	59	40	28	30	18				
31,5	16;18	90	84	60	84	60	40	28	30	18				6350
63	20;22	100	104	76	104	76	50	36	38	24				5700
125	25;28	120	125	89	125	89	60	42	44	26				4600
	(30)		165	121	165	121	80	58	60	38				

[T], Н·м	d, d ₁ , мм	D, мм	L, мм				L, мм				n _{max} , об/хв	Зміщення		
			Тип									радіальне, мм	кутове	
			I		II		I		II					
			Виконання											
			1	2	1	2	1	2	1	2				
250	32;(35); 36;(38)	140	165	121	165	121	80	58	60	38	3800	0,3	1°	
250	40;(42); 45	140	225	169	225	169	110	82	85	56				
500	40;(42); 45	170	225	169	225	169	110	82	85	56				
710	45;(48); 50 (55);56	190	226	170	226	170	110	82	85	56	3000	0,4		
1000	50;(55); 56	220	226	170	226	170	110	82	85	56	2850			
	(60);63; (65);70	220	286	216	286	216	140	105	107	72				
2000	63;(65); 70;(71)	250	288	218	288	218	140	105	107	72	2300			
	80;(85); 90	250	348	268	348	268	170	130	135	95				
4000	80;(85); 90;(95)	320	350	270	350	270	170	130	135	95	1800	0,5		
8000	100;110; (120);125	400	432	352	432	342	210	170	170	125	1450			

Примітки:

1. Матеріал напівмуфт – чавун не нижче марки **СЧ 20**; пальців – сталь не нижче марки **45**.
2. Типи муфт: **I** – з циліндричними отворами; **II** – з конічними отворами; виконання: **1** – на довгі кінці валів; **2** – на короткі кінці.
3. У дужках наведено не рекомендовані значення.
4. Приклад умовного позначення: **МУВП 250-32-1.1-40-2.2 ГОСТ 21424-75**.

Таблиця Д40

Шпонки призматичні (за ГОСТ 23360-78, зі скороченнями)

Діаметр валу d, мм	Переріз шпонки b × h, мм	Глибина паза		Фаска s, мм
		вал l ₁ , мм	втулка l ₂ , мм	
Більше 10 до 12	4×4	2,5	1,8	0,08–0,16
» 12 » 17	5×5	3,0	2,3	0,16–0,25
» 17 » 22	6×6	3,5	2,8	
» 22 » 30	8×7	4,0	3,3	
» 30 » 38	10×8	5,0	3,3	0,25–0,40
» 38 » 44	12×8	5,0	3,3	
» 44 » 50	14×9	5,5	3,8	
» 50 » 58	16×10	6,0	4,3	

Діаметр валу d , мм	Переріз шпонки $b \times h$, мм	Глибина паза		Фаска s , мм
		вал l_1 , мм	втулка l_2 , мм	
» 58 » 65	18×11	7,0	4,4	0,4–0,60
» 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	

Примітки:

1. Довжину шпонки вибирають з ряду: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200 ... (до 500).

2. Матеріал шпонок – сталь чистотягнута з тимчасовим опором розриву не менше 590 МПа.

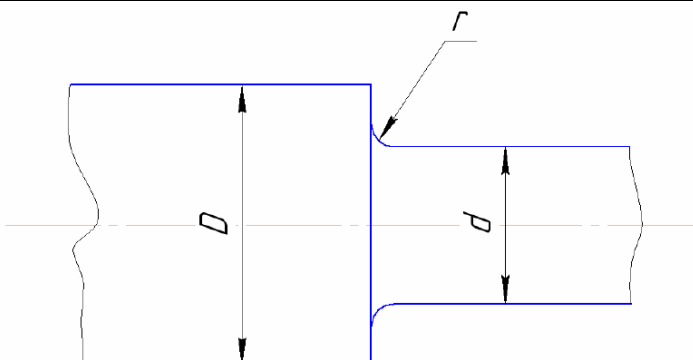
3. Приклади умовного позначення шпонок, перетин $b \times h = 20 \times 12$, довжина 90 мм:

Виконання 1: Шпонка 20×12×90 ГОСТ 23360-78

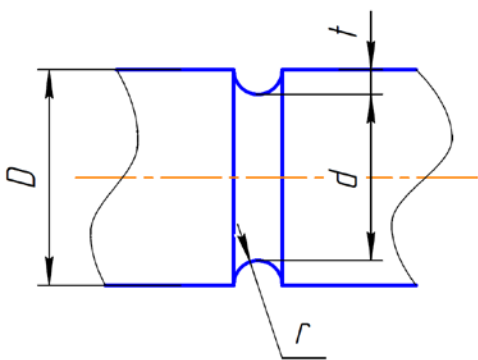
Виконання 2: Шпонка 2-20×12×90 ГОСТ 23360-78

Таблиця Д41

Значення коефіцієнтів k_σ і k_τ для валів з галтелями

									
$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	Вали зі сталі, що мають σ_B , МПа							
		600	700	800	900	600	700	800	900
		k_σ				k_τ			
До 1,1	0,02	1,96	2,08	2,20	2,35	1,30	1,35	1,41	1,45
	0,04	1,66	1,69	1,75	1,81	1,20	1,24	1,27	1,29
	0,06	1,51	1,52	1,54	1,57	1,16	1,18	1,20	1,23
	0,08	1,40	1,41	1,42	1,44	1,12	1,14	1,16	1,18
	0,10	1,34	1,36	1,37	1,38	1,09	1,11	1,13	1,15
	0,15	1,25	1,26	1,27	1,29	1,06	1,07	1,08	1,09
	0,20	1,19	1,21	1,22	1,23	1,04	1,05	1,06	1,07
Більше 1,1 до 1,2	0,02	2,34	2,51	2,68	2,89	1,50	1,59	1,67	1,74
	0,04	1,92	1,97	2,05	2,13	1,33	1,39	1,45	1,48
	0,06	1,71	1,74	1,76	1,80	1,26	1,30	1,33	1,37
	0,08	1,56	1,58	1,59	1,62	1,18	1,22	1,26	1,30
	0,10	1,48	1,50	1,51	1,53	1,16	1,19	1,21	1,24
	0,15	1,35	1,37	1,38	1,40	1,10	1,11	1,14	1,16
	0,20	1,27	1,29	1,30	1,32	1,06	1,08	1,10	1,13
Більше 1,2 до 2	0,02	2,40	2,60	2,80	3,00	1,70	1,80	1,90	2,00
	0,04	2,60	2,10	2,15	2,25	1,46	1,53	1,60	1,65
	0,06	1,85	1,88	1,90	1,96	1,35	1,40	1,45	1,50
	0,08	1,66	1,68	1,70	1,73	1,25	1,30	1,35	1,40
	0,10	1,57	1,59	1,61	1,63	1,21	1,25	1,28	1,32
	0,15	1,41	1,43	1,45	1,47	1,12	1,15	1,18	1,20
	0,20	1,32	1,34	1,36	1,38	1,07	1,10	1,14	1,16

Значення коефіцієнтів k_σ і k_τ для валів з виточками

											
$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	k_σ для валів зі сталі, що мають σ_B , МПа				$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	k_τ для валів зі сталі, що мають σ_B , МПа			
		≤ 600	700	800	900			≤ 600	700	800	900
До 1,0	0,02	1,85	1,95	2,10	2,25	До 1,1	0,02	1,29	1,32	1,39	1,46
	0,04	1,80	1,85	2,00	2,10		0,04	1,27	1,30	1,37	1,43
	0,06	1,75	1,80	1,90	1,95		0,06	1,25	1,29	1,36	1,41
	0,08	1,70	1,75	1,80	1,90		0,08	1,21	1,25	1,32	1,39
	0,10	1,65	1,70	1,75	1,80		0,10	1,18	1,21	1,29	1,32
	0,15	1,55	1,57	1,60	1,65		0,15	1,14	1,18	1,21	1,25
Більше 1,0 до 1,5	0,02	1,89	1,99	2,15	2,31	Більше 1,1 до 1,2	0,02	1,37	1,41	1,50	1,59
	0,04	1,84	1,89	2,05	2,15		0,04	1,35	1,37	1,47	1,62
	0,06	1,78	1,84	1,94	1,99		0,06	1,32	1,36	1,46	1,52
	0,08	1,73	1,78	1,84	1,94		0,08	1,27	1,32	1,41	1,50
	0,10	1,68	1,73	1,78	1,84		0,10	1,23	1,27	1,37	1,41
	0,15	1,58	1,60	1,63	1,68		0,15	1,18	1,23	1,27	1,37
Більше 1,5 до 2,0	0,02	1,93	2,04	2,20	2,37	Більше 1,2 до 1,4	0,02	1,40	1,45	1,55	1,65
	0,04	1,87	1,93	2,09	2,20		0,04	1,38	1,42	1,52	1,60
	0,06	1,82	1,87	1,98	2,04		0,06	1,35	1,40	1,50	1,57
	0,08	1,76	1,82	1,87	1,98		0,08	1,30	1,35	1,45	1,55
	0,10	1,71	1,76	1,82	1,87		0,10	1,25	1,30	1,40	1,45
	0,15	1,60	1,62	1,66	1,71		0,15	1,20	1,25	1,30	1,35

Таблиця Д43

Значення коефіцієнтів k_σ і k_τ для валів з однією шпонковою канавкою

Коефіцієнти	σ_B , МПа			
	600	700	800	900
k_σ	1,6	1,75	1,80	1,90
k_τ	1,5	1,6	1,7	1,9

Примітка:

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d};$$

$$W_{\text{кнетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}.$$

Таблиця Д44

Значення коефіцієнтів k_σ і k_τ для шліцьових ділянок вала

Шліці		σ_B , МПа			
		600	700	800	900
Прямобічні	k_σ	1,55	1,60	1,65	1,70
	k_τ	2,35	2,45	2,55	2,65
Евольвенті	k_σ	1,55	1,60	1,65	1,70
	k_τ	1,46	1,49	1,52	1,55

Таблиця Д45

Значення $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ для валів з надресованими деталями
при тиску запресовування понад 20 МПа

d , мм	σ_B , МПа				
	600	700	800	900	
14	2,0	2,3	2,6	3,0	Примітка: 1. Для дотичних напружень $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4$. 2. При тиску запресовування 10...20 МПа знижувати $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ на 5...15%.
22	2,35	2,6	3,0	3,4	
30	2,6	2,8	3,3	3,8	
40	2,7	3,2	3,65	4,0	
50	3,3	3,6	4,0	4,5	

Таблиця Д46

Значення ε_σ і ε_τ

Сталь		Діаметр валу d , мм						
		20	30	40	50	70	100	200
Вуглецева	ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	ε_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Легована	$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблиця Д47

Посадки основних деталей передач

З'єднання	Рекомендовані посадки
Зубчасті та черв'ячні колеса на вали; Вінці черв'ячних коліс на центр	$H7/p6$; $H7/r6$
Зубчасті та черв'ячні колеса на вали при важких ударних навантаженнях, в реверсивних передачах	$H7/r6$; $H7/s6$
Стакани під підшипники кочення в корпус; розпирні втулки	$H7/js6$; $H7/k6$; $H7/h7$
Зубчасті колеса при частому монтажі; муфти; маслоутримуючі кільця	$H7/n6$; $H7/m6$; $H7/k6$
Муфти на вали при реверсивній роботі з великими поштовхами і ударами	$H7/p6$; $H7/r6$
Шків та зірочки на вали	$H7/js6$; $H7/h6$; $H7/k6$
Кришки підшипників, що пригвинчуються до корпусу	$H7/h7$
Шків та зірочки при реверсивній роботі з великими поштовхами і ударами	$H7/n6$; $H7/p6$
Внутрішні кільця підшипників кочення на вали	Відхилення валу $k6$
Зовнішні кільця підшипників кочення в корпусі	Відхилення отвору $H7$

Закінчення таблиці Д47

З'єднання	Рекомендовані посадки
Призматичні шпонки: 1) в пазу вала; 2) в пазу шестерні при нерухомому з'єднанні: – для нереверсивних передач – для реверсивних передач – при рухомому з'єднанні	$P9/h9$ $Js9/h9$ $P9/h9$ $D10/h9$

Таблиця Д48

Допуск форми циліндричних поверхонь λ , мкм

Інтервал розмірів, мм	Квалітети			
	6	7	8	9
Більше 10 до 18	3	5	8	12
» 18 » 30	4	6	10	16
» 30 » 50	5	8	12	20
» 50 » 80	6	10	16	25
» 80 » 120	6	10	16	25
» 120 » 180	8	12	20	30
» 180 » 250	8	12	20	30
Примітки: Числові значення допуску повинні бути округлені в найближчу сторону до стандартних за ГОСТ 24643-81 з ряду, мкм: 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 30; 40; 50; 60.				

Таблиця Д49

Допуски паралельності $//$ і перпендикулярності $\perp$, мкм (за ГОСТ 24643-81)

Інтервал розмірів, мм	Ступінь точності			
	6	7	8	9
Більше 16 до 25	6	10	16	25
» 25 » 40	8	12	20	30
» 40 » 63	10	16	25	40
» 63 » 100	12	20	30	50
» 100 » 160	16	25	40	60
» 160 » 250	20	30	50	80
» 250 » 400	25	40	60	100

Таблиця Д50

Допуски співвісності $\odot$, мкм

Інтервал розмірів, мм	Підшипники конічні роликові	Зубчаті колеса	Черв'ячні колеса	Підшипники кулькові, радіальні та радіально-упорні
		7-ма та 8-ма ступінь точності		
Більше 18 до 30	10	16	25	25
» 30 » 50	12	20	30	30
» 50 » 120	16	25	40	40
» 120 » 250	20	30	50	50
» 250 » 400	25	40	60	60

Допуск симетричності $\frac{\Delta}{\sqrt{2}}$, мкм

Інтервал розмірів, мм	Ступінь точності			
	6	7	8	9
Більше 16 до 25	40	63	100	160
» 25 » 40	52	80	130	200
» 40 » 63	63	100	160	260
» 63 » 100	80	130	200	330
» 100 » 160	100	160	260	400
» 160 » 250	130	200	330	530
» 250 » 400	160	260	400	660

Таблиця Д52

Шорсткість R_a для посадочних поверхонь отворів і валів

Інтервал розмірів, мм	Отвір			Вал		
	Квалітет					
	7	8	9	6,7	8	9
	R_a , мкм					
Більше 18 до 50	0,8	1,6	3,2	0,8	0,8	1,6
» 50 » 120	1,6		3,2	1,6	3,2	
» 120 » 500	1,6	3,2		1,6	3,2	

Таблиця Д53

Шорсткість R_a для поверхонь деяких деталей

Вид поверхні	R_a , мкм
Торці заплічок валів для базування:	
а) підшипників кочення класу точності 0;	1,6
б) зубчастих, черв'ячних коліс при відношенні довжини отвору до діаметра $l/d \leq 0,8$;	1,6
в) те ж, при відношенні $l/d > 0,8$.	3,2
Поверхні валів під гумові манжети	0,4
Канавки, фаски, радіуси галтелей на валах	6,3
Поверхні шпонкових пазів на валах:	
а) робоча;	3,2
б) неробоча.	6,3
Торці маточин зубчастих, черв'ячних коліс, що базуються по торцях заплічок валів, при відношенні довжини отвору до діаметра $l/d \leq 0,8$.	1,6
Те ж, при відношенні $l/d > 0,8$.	3,2
Торці маточин зубчастих, черв'ячних коліс, за якими базують підшипники кочення класу точності 0	1,6
Вільні (неробочі) торцеві поверхні зубчастих, черв'ячних коліс	6,3
Профілі зубів зубчастих, черв'ячних коліс ступенів точності:	
а) 6;	0,4
б) 7;	0,8
в) 8;	1,6
г) 9.	3,2
Витки черв'яків ступенів точності:	
а) 6;	0,2
б) 7;	0,4
в) 8;	0,8
г) 9.	1,6
Поверхні виступів зубів коліс, витків черв'яків, зірочок ланцюгових передач	6,3
Фаски і проточки на колесах	6,3
Поверхні шпонкових пазів в отворах валів:	
а) робоча;	1,6
б) неробоча.	3,2
Робоча поверхня шківів пасових передач	3,2
Робоча поверхня зубів зірочок ланцюгових передач	3,2
Отвори під болти, гвинти	12,5
Опорні поверхні під головки болтів, гвинтів, гайок	6,3

Таблиця Д54

Коефіцієнти, що враховують особливості міцності конічних коліс із круговими зубами

Твердість робочих поверхонь зубів	HB_1 та $HB_2 \leq 350$	$HRC_1 \geq 45$ та $HB_2 \leq 350$	HRC_1 та $HRC_2 \leq 45$
v_H	$1,22 + 0,2u$	$1,13 + 0,13u$	$0,81 + 0,15u$
v_F	$0,94 + 0,08u$	$0,85 + 0,043u$	$0,65 + 0,11u$

Примітки:
Для прямозубої передачі $v_H = v_F = 0,85$.

Таблиця Д55

Коефіцієнти зміщення x_{n1} і x_1 для шестерні

u	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
z_1	x_{n1}								x_1							
12	...	...	...	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42	...	...	...	...	0,50	0,53	0,56	0,57
13	...	...	...	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40	...	...	...	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55
14	...	...	0,23	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38	...	...	0,34	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53
15	...	0,12	0,22	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36	...	0,18	0,31	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51
16	...	0,11	0,21	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35	...	0,17	0,30	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49
18	0,00	0,10	0,19	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32	0,00	0,15	0,28	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46
20	0,00	0,09	0,17	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29	0,00	0,14	0,26	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43
25	0,00	0,08	0,15	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25	0,00	0,13	0,23	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39
30	0,00	0,07	0,11	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22	0,00	0,11	0,19	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34
40	0,00	0,05	0,09	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17	0,00	0,09	0,15	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27

Примітки:
1. Для передач, у яких u і z_1 відрізняються від зазначених у таблиці, коефіцієнти зміщення приймаються з округленням у більшу сторону.
2. Коефіцієнти зміщення інструменту для колеса: $x_2 = -x_1$, $x_{n2} = -x_{n1}$.
3. Якщо $HB_1 - HB_2 > 100$, то передачу слід виконувати без зміщення.

Таблиця Д56

Ступінь точності зубчастих передач

Ступінь точності	Колова швидкість обертання коліс V , м/с	
	прямозубих	косозубих
6	До 15	До 30
7	10	15
8	6	10
9	2	4

Таблиця Д57

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{HV}

Ступінь точності	Твердість поверхні зубів	V, м/с					
		1	2	4	6	8	10
5	а	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,04}$	$\frac{1,23}{1,06}$	$\frac{1,23}{1,07}$
		$\frac{1,02}{1,00}$	$\frac{1,04}{1,00}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,10}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,03}$	$\frac{1,18}{1,04}$
	б	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,07}{1,03}$	$\frac{1,14}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,29}{1,07}$	$\frac{1,36}{1,08}$
		$\frac{1,03}{1,00}$	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,01}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,03}$	$\frac{1,19}{1,03}$	$\frac{1,24}{1,04}$
6	а	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,4}{1,08}$
		$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,03}$	$\frac{1,22}{1,04}$	$\frac{1,26}{1,05}$
	б	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,05}$	$\frac{1,30}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,09}$	$\frac{1,50}{1,12}$
		$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,04}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$

Примітки:

1. Твердість поверхні зубів:

а) $HB_1 < 350$ і $HB_2 < 350$ або $HRC_1 > 45$ і $HB_2 < 350$;б) $HRC_1 > 45$ і $HRC_2 > 45$.

2. Значення в чисельнику відносяться до прямозубих коліс, а в знаменнику – до коліс з круговими зубами.

Таблиця Д58

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{FV}

Ступінь точності	Твердість поверхні зубів	V, м/с					
		1	2	4	6	8	10
5	а	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,26}{1,7}$	$\frac{1,4}{1,15}$	$\frac{1,53}{1,2}$	$\frac{1,67}{1,25}$
		$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,14}{1,06}$	$\frac{1,17}{1,07}$
	б	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,5}{1,16}$	$\frac{1,67}{1,22}$	$\frac{1,8}{1,27}$
		$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,01}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,22}{1,08}$
6	а	$\frac{1,1}{1,03}$	$\frac{1,2}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
		$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,07}$	$\frac{1,26}{1,08}$
	б	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,5}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
		$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,27}{1,08}$	$\frac{1,34}{1,09}$

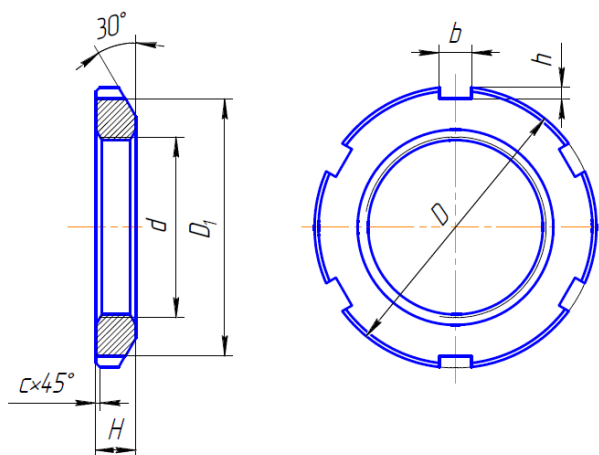
Примітки:

1. Твердість поверхні зубів:

а) $HB_1 < 350$ і $HB_2 < 350$ або $HRC_1 > 45$ і $HB_2 < 350$;б) $HRC_1 > 45$ і $HRC_2 > 45$.

2. Значення в чисельнику відносяться до прямозубих коліс, а в знаменнику – до коліс з круговими зубами.

Гайки круглі шліцьові класу точності А (ГОСТ 11871-88)

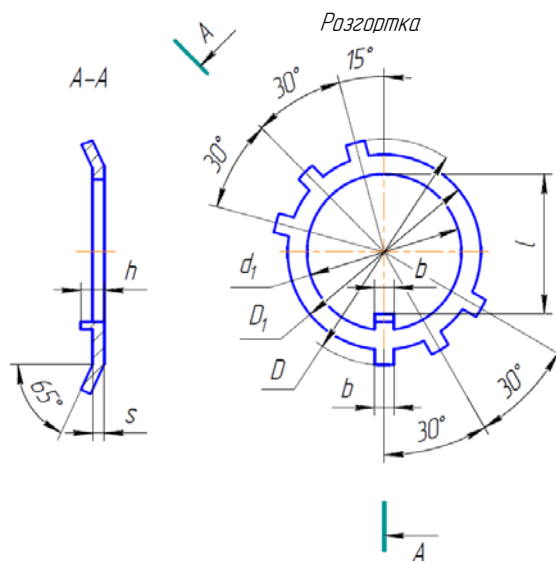


Різь	Розміри, мм					
	D	D_1	H	b	h	$c \leq$
M20×1,5*	34	27	8	5	2,5	1
M22×1,5	38	30	10	5	2,5	1
M24×1,5*	42	33	10	5	2,5	1
M27×1,5	45	36	10	5	2,5	1
M30×1,5	48	39	10	5	2,5	1
M33×1,5	52	42	10	6	3,0	1
M36×1,5*	55	45	10	6	3,0	1
M39×1,5	60	48	10	6	3,0	1
M42×1,5*	65	52	10	6	3,0	1
M45×1,5	70	56	10	6	3,6	1
M48×1,5*	75	60	12	8	4,0	1
M52×1,5	80	65	12	8	4,0	1
M56×2,0*	85	70	12	8	4,0	1,6
M60×2,0	90	75	12	8	4,0	1,6

Примітки:

1. Переважні розміри позначені зірочкою.
2. Приклад умовного позначення з діаметром різі $d = 20$ мм, з дрібним кроком різі $1,5$ мм та полем допуску **6H**: Гайка M20×1,5-6H ГОСТ 11871-88.

Стопорні багатолапчаті шайби (ГОСТ 11872-89)



Розміри, мм

Нарізь d	d_1	D	D_1	l	b	h	s
M20×1,5	20,5	37	27	17	4,8	4	1,0
M22×1,5	22,5	40	30	19	4,8	4	1,0
M24×1,5	24,5	44	33	21	4,8	4	1,0
M27×1,5	27,5	47	36	24	4,8	5	1,0
M30×1,5	30,5	50	39	27	4,8	5	1,0
M33×1,5	33,5	54	42	30	5,8	5	1,6
M36×1,5	36,5	58	45	33	5,8	5	1,6
M39×1,5	39,5	62	48	36	5,8	5	1,6
M42×1,5	42,5	67	52	39	5,8	5	1,6
M45×1,5	45,5	72	56	42	5,8	5	1,6
M48×1,5	48,5	77	60	45	7,8	5	1,6
M52×1,5	52,5	82	65	49	7,8	6	1,6
M56×2,0	57,0	87	70	53	7,8	6	1,6
M60×2,0	61	92	75	57	7,8	6	1,6

Примітки:

Приклад умовного позначення шайби для круглої шліцьовій гайки з діаметром різі **20** мм, з матеріалу групи 21 без покриття: **Шайба 20.21 ГОСТ 11872-89.**

Таблиця Д61

Матеріал для виготовлення черв'яків

Марка сталі	Термообробка, твердість	Галузь застосування
18ХГТ 20Х 12ХН3А 15ХФ	Цементация та гартування 56 ... 63 HRC	Передачі середньої і високої потужності
40Х 40ХН 35ХГСА	Поверхнєве гартування 45 ... 55 HRC	
35 45 50 35ХМ	Покращення < 350 НВ	Передача невеликої потужності (до 2...3 кВт)

Матеріали для виготовлення черв'ячних коліс

Матеріал	Спосіб відливки	σ_B , МПа	σ_T , МПа	$\sigma_{ви}$, МПа	Максимальна швидкість ковзання V_s , м/с
БрОНФ10-1-1	Відцентровий	290	170		35
БрОФ10-1	Відцентровий	230	140		25
	В кокіль	260	150		
	В землю	200	120		
БрОЦС5-5-5	В кокіль	200	100		12
	В землю	145	80		
БрАЖ9-4Л	В кокіль	500	200		5
	В землю	390	195		
СЧ18	В землю			353	2
СЧ15	В землю			314	2

Посадання модулів і коефіцієнтів діаметра черв'яка (за ГОСТ 2144-76)

m , мм	q
2; 2,5; 3,15; 4; 5; 8; 10; 12,5	8; 10; 12,5; 16; 20
6,3	8; 10; 12,5; 14; 16; 20
16	8; 10; 12,5; 16
20	8; 10

Основні параметри циліндричних черв'ячних передач (за ГОСТ 2144-76)

u	a_w	50			100			125		
8; 16; 31,5	z_2/z_1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	4			5			6,3		
	q	8			8			8		
	x	0			0			-0,16		
9; 18; 35,5	z_2/z_1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	3,15			4			5		
	q	16			12,5			12,5		
	x	-0,603			+0,75			+0,75		
10; 20; 40	z_2/z_1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	3,15			4			5		
	q	10			10			10		
	x	+0,4			0			0		
11,2; 22,4; 45	z_2/z_1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	2,5			3,15			4		
	q	16			16			16		
	x	+1,0			+0,75			+0,25		
12,5; 25; 50	z_2/z_1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	2,5			3,15			4		
	q	12,5			12,5			12,5		
	x	+0,75			+0,496			0		
14; 28; 56	z_2/z_1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	2			2,5			3,15		
	q	20			20			20		
	x	+1,0			+1,0			+0,682		
u	a_w	140			160			180		
8; 16; 31,5	z_2/z_1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	6,3			8			8		
	q	12,5			8			12,5		
	x	-0,03			0			+0,25		
9; 18; 35,5	z_2/z_1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	6,3			6,3			8		
	q	8			14			8		
	x	-0,222			+0,397			+0,5		
10; 20; 40	z_2/z_1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	5			6,3			6,3		
	q	16			10			16		
	x	0			+0,397			+0,571		
11,2; 22,4; 45	z_2/z_1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	5			5			6,3		
	q	10			16			10		
	x	0			+1,0			+0,571		
12,5; 25; 50	z_2/z_1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	4			5			5		
	q	20			12,5			20		
	x	0			+0,75			+0,1		
14; 28; 56	z_2/z_1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	4			4			5		
	q	12,5			20			12,5		
	x	-0,25			+1,0			+0,75		

u	a_W	200			225			250		
8; 16; 31,5	z₂/z₁	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	10			10			12,5		
	q	8			12,5			8		
	x	0			+0,25			0		
9; 18; 35,5	z₂/z₁	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	8			10			10		
	q	12,5			8			12,5		
	x	+0,75			+0,5			+0,75		
10; 20; 40	z₂/z₁	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	8			8			10		
	q	10			16			10		
	x	0			+0,125			0		
11,2; 22,4; 45	z₂/z₁	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	6,3			8			8		
	q	16			10			16		
	x	+0,75			+0,125			+0,25		
12,5; 25; 50	z₂/z₁	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	6,3			6,3			8		
	q	12,5			20			12,5		
	x	+0,496			+0,71			0		
14; 28; 56	z₂/z₁	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	5			6,3			6,2		
	q	20			12,5			20		
	x	+1,0			+0,464			+0,682		
u	a_W	280			315			355		
8; 16; 31,5	z₂/z₁	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	12,5			16			16		
	q	12,5			8			12,5		
	x	+0,15			-0,3			-0,063		
9; 18; 35,5	z₂/z₁	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	12,5			12,5			16		
	q	8			12,5			8		
	x	+0,4			+0,95			+0,187		
10; 20; 40	z₂/z₁	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	10			12,5			12,5		
	q	16			10			16		
	x	0			+0,2			+0,4		
11,2; 22,4; 45	z₂/z₁	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	10			10			12,5		
	q	10			16			10		
	x	0			+0,5			+0,4		
12,5; 25; 50	z₂/z₁	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	8			10			10		
	q	20			12,5			20		
	x	0			+0,25			+0,5		
14; 28; 56	z₂/z₁	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	8			8			10		
	q	12,5			20			12,5		
	x	-0,25			+0,375			+0,25		

Закінчення таблиці Д64

u	a_w	400			450			500		
8; 16; 31,5	z_2/z_1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	20								
	q	8								
	x	0								
9;18; 35,5	z_2/z_1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	16			20					
	q	12,5			8					
	x	+0,75			+0,5					
10; 20; 40	z_2/z_1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	16			16			20		
	q	10			16			10		
	x	0			+0,125			0		
11,2; 22,4; 45	z_2/z_1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	12,5			16			16		
	q	16			10			16		
	x	+1,0			+0,125			+0,25		
12,5; 25; 50	z_2/z_1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	12,5			12,5			16		
	q	12,5			20			12,5		
	x	+0,75			+1,0			0		
14; 28; 56	z_2/z_1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	10			12,5			12,5		
	q	20			12,5			20		
	x	+1,0			+0,75			+1,0		

Таблиця Д65

Коефіцієнт динамічного навантаження

Ступінь точності	$V_s \leq 1,5$, м/с	$1,5 \leq V_s \leq 3$, м/с	$3 \leq V_s \leq 7,5$, м/с	$7,5 \leq V_s \leq 12$, м/с
7	1	1	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	–
9	1,25	–	–	–

Таблиця Д66

Коефіцієнт деформації черв'яка

z_1	$q = 8$	$q = 9$	$q = 10$	$q = 12$	$q = 12,5$	$q = 14$	$q = 16$
1	72	89	108	147	157	179	194
2	57	71	86	117	125	149	163
3	51	61	76	103	110	131	144
4	47	58	70	94	101	120	131

Таблиця Д67

Коефіцієнт форми зуба колеса

z_E	20	24	26	28	30	32	35	37
Y	0,505	0,532	0,54	0,556	0,568	0,585	0,61	0,621
z_E	40	45	50	60	80	100	150	300
Y	0,645	0,676	0,69	0,714	0,746	0,77	0,787	0,806

Приведений кут тертя між сталевим черв'яком та бронзовим колесом

$V_s, \text{ м/с}$	φ
0,1	4°34'...5°09'
0,25	3°34'...4°17'
0,5	3°09'...3°43'
1	2°35'...3°09'
1,5	2°17'...2°52'
2	2°...2°35'
2,5	1°43'...2°17'
3	1°36'...2°
4	1°19'...1°43'
7	1°02'...1°29'
10	0°55'...1°22'
15	0°48'...1°09'

Примітки:

1. Менші значення слід приймати, якщо черв'як шліфований або полірований.
2. При виготовленні вінця колеса із безолов'яністої бронзи табличні значення слід збільшити на **30...50** %.
3. При виготовленні колеса з чавуну табличні значення слід збільшити на **60** %.

Навчальне видання

**Головня Вячеслав Дмитрович
Виговський Георгій Миколайович
Балицька Наталія Олександрівна**

ДЕТАЛІ МАШИН. КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ

Навчально-методичний посібник

Редактор: *Головня В.Д.*

Технічний редактор: *Головня В.Д.*

Комп'ютерний дизайн та верстка: *Головня В.Д.*

Підписано до друку 31.05.2019 р.

Формат 60x84/8. Папір офсетний. Гарнітура Times.

Ум.-друк. арк. 13,95. Обл.-вид. арк. 3,59.

Наклад 50 примірників.

Редакційно-видавничий відділ

Державного університету «Житомирська політехніка»

вул. Чуднівська, 103, Житомир, 10005

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру

суб'єктів видавничої справи

Серія ЖТ № 08 від 26.03.2004 р.