

621.81(075.8)

М 18

Вища освіта в Україні

Малащенко В.О., Янків В.В.

ДЕТАЛІ МАШИН

ПРОЕКТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ МЕХАНІЧНИХ ПРИВОДІВ

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Видавництво "Новий Світ – 2000"



621.81(075.8)
М 18

Малащенко В.О., Янків В.В.

Деталі машин

Проектування елементів механічних приводів

Навчальний посібник



Львів
“Новий Світ-2000”
2018

УДК 621.81
ББК К44
М 38

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів
(Лист 1/11-5232 від 17.04.12 р.)*

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Б.І. Кіндрацький – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки (Національний університет “Львівська політехніка”);

М.С. Козут – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри машинобудування;

М.П. Мартинців – доктор технічних наук, професор кафедри механіки Українського національного лісотехнічного університету.

Малащенко В.О., Янків В.В.

М 38 Деталі машин. Проектування елементів механічних приводів:
Навчальний посібник. – Львів: “Новий Світ-2000”, 2018. – 264 с.

ISBN 978-966-418-153-3

Викладено матеріали стосовно завдань, основних вимог і послідовності курсового проектування деталей машин, об'єктами якого вибрані різноманітні елементи механічних приводів. Подано приклади розрахунків і конструювання зубчастих, черв'ячних, пасових, ланцюгових передач, валів, підшипників, з'єднань, муфт, деталей литва тощо.

Третій розділ посібника містить необхідний довідковий матеріал для курсового проектування.

Посібник призначений для студентів всіх спеціальностей, які виконують контрольні роботи та курсове проектування з деталей машин.

482153

УДК 621.81
ББК К44
М 38

ISBN 978-966-418-153-3

© В.О. Малащенко, В.В. Янків, 2018
© “Новий Світ-2000”, 2018

НТБ ВНТУ
м. Вінниця

ЗМІСТ

Вступ	9
Розділ 1. Теоретичні положення та вимоги до курсового проектування.....	11
1. Мета та завдання проектування	11
2. Тематика проектування та обсяг курсового проекту	13
3. Загальні вимоги до курсового проекту	13
3.1. Оформлення пояснювальної записки.....	14
3.2. Позначення текстової документації та креслень.....	15
3.3. Вимоги до оформлення графічної частини.....	16
3.3.1. Розробка складального креслення редуктора.....	17
3.4. Текстова частина складального креслення	19
3.5. Розроблення робочих креслень деталей	20
3.6. Захист і оцінювання курсового проекту	26
3.7. Питання для самоконтролю знань під час захисту курсового проекту.....	27
3.8. Перелік питань під час захисту КП	28
4. Технічні завдання для курсового проектування	30
5. Вимоги до оформлення курсового проекту	34
5.1. Зміст розділів пояснювальної записки.....	34
5.2. Взірець напису на титульній сторінці пояснювальної записки	38
5.3. Взірець оформлення технічного завдання.....	39
5.4. Правила проектування.....	40
5.5. Форми та розміри основних написів.....	41
5.6. Приклад заповнення специфікації для привода з черв'ячно-циліндричним редуктором.....	42
5.7. Приклад заповнення специфікації для черв'ячно-циліндричного редуктора.....	44

5.7.1	Приклад заповнення специфікації для проміжного вала.....	48
5.7.2	Приклад заповнення специфікації для черв'ячного колеса.....	50
5.8.	Приклади виконання робочих креслень деталей.....	52
5.8.1.	Проміжний вал	52
5.8.2.	Циліндричне зубчасте колесо.....	53
5.8.3.	Вал-шестерня конічна.....	54
5.8.4.	Конічне зубчасте колесо.....	55
5.8.5.	Вал-черв'як.....	56
5.8.6.	Шків клинопасової передачі	57
5.8.5.	Зірочка дворядна.....	58
5.9.	Форма технічної характеристики на складальному кресленні двоступінчастого редуктора.....	59
5.10.	Форма технічної характеристики на кресленні загального вигляду.....	60
Розділ II. Приклади розрахунків механічних приводів.....		61
6.	Проектування механічного приводу з триступінчастим редуктором.....	61
6.1.	Завдання та його обґрунтування.....	61
6.2.	Вибір двигуна та навантажувальні параметри передачі.....	62
6.2.1.	Розрахунок параметрів і вибір електродвигуна.....	62
6.2.2.	Передаточне число редуктора.....	63
6.2.3.	Кутові швидкості валів редуктора.....	63
6.2.4.	Потужності на валах.....	63
6.2.5.	Обертальні моменти на валах.....	64
6.3.	Розрахунок передач на міцність.....	64
6.3.1.	Розрахунок тихохідної циліндричної прямозубої передачі.....	64
6.3.2.	Розрахунок проміжної косозубої передачі.....	71
6.3.3.	Розрахунок швидкохідної конічної передачі.....	77
6.4.	Проектний розрахунок і конструювання валів.....	85

6.4.1. Швидкохідний вал.....	85
6.4.2. Перший проміжний вал.....	88
6.4.3. Другий проміжний вал.....	92
6.4.4. Тихохідний вал.....	96
6.5. Розрахунок валів на витривалість.....	99
6.5.1. Тихохідний вал.....	99
6.6. Вибір підшипників кочення.....	101
6.6.1. Швидкохідний вал.....	101
6.6.2. Тихохідний вал.....	104
6.7. Вибір розмірів і перевірка шпонкових з'єднань.....	105
6.7.1. Розміри елементів шпонкових з'єднань.....	105
6.7.2. Розрахункова схема з'єднання з призматичною шпонкою.....	106
6.7.3. Довжина шпонки.....	106
6.8. Конструктивні розміри основних деталей редуктора.....	107
6.8.1. Конічна зубчаста передача.....	107
6.8.2. Циліндрична косозуба передача.....	109
6.8.3. Циліндрична прямозуба передача.....	111
6.9. Розміри кріпильних болтів.....	112
6.10. Розміри корпусу та кришки редуктора.....	112
6.11. Розміри кришок підшипників.....	112
6.12. Арматура редуктора.....	114
6.12.1 Кришка для огляду.....	114
6.12.2. Маслоказівник.....	114
6.12.3. Зливна пробка.....	115
6.13. Змащування зубчастих коліс.....	115
6.14. Змащування підшипників кочення.....	116
6.15. Розрахунок і конструювання муфти.....	116
6.16. Рама редукторної установки.....	118

7. Приклад розрахунку плоскопасової передачі	121
7.1. Вибір параметрів плоского приводного паса.....	121
7.2. Розрахунок основних параметрів передачі	121
7.3. Оцінка довговічності паса за кількістю пробігів.....	122
7.4. Розрахунок необхідної ширини та площі поперечного перерізу паса.....	122
7.5. Визначення попереднього натягу паса і навантаження валів передачі.....	123
7.6. Термін роботи приводного паса.....	123
8. Приклад розрахунку клинопасової передачі.....	125
8.1. Обертальний момент на ведучому шківі	125
8.2. Вибір типу і розмірів приводного паса.....	125
8.3. Розрахунок основних параметрів передачі	125
8.4. Визначення кількості пасів	126
8.5. Зусилля в пасовій передачі	127
9. Приклад розрахунку ланцюгової передачі.....	128
9.1. Вибір електродвигуна та навантажувальні параметри передачі	128
9.2. Кінематичний розрахунок привода.....	129
9.3. Потужність і обертальні моменти на валах.....	129
9.4. Проектний розрахунок ланцюгової передачі	130
9.5. Розрахунок шарнірів ланцюга на стійкість проти спрацювання.....	131
9.6. Перевірка пластин ланцюга на втому.....	132
9.7. Розрахунок ланцюга на міцність на випадок дії максимальних навантажень	133
10. Приклад розрахунку черв'ячної передачі.....	134
10.1. Параметри навантаження черв'ячної передачі	134
10.2. Вибір матеріалу черв'яка та черв'ячного колеса	134
10.3. Допустимі напруження для розрахунків передачі.....	134
10.4. Проектний розрахунок передачі	135
10.4.1. Потрібні коефіцієнти.....	135
10.4.2. Міжосьова відстань передачі.....	135

10.5. Попередні розрахунки параметрів передачі	136
10.6. Розрахунок передачі на контактну витривалість	137
10.7. Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну міцність за максимальними навантаженнями	137
10.8. Розрахунок зубців черв'ячного колеса на втому при згині.....	137
10.9. Розрахунок міцності зубців на згин за максимальним навантаженням.....	138
10.10. Основні розміри елементів передачі.....	138
10.11. Зусилля у зачепленні передачі	140
10.12. Уточнення ККД черв'ячної передачі	141
10.13. Перевірка черв'яка на жорсткість.....	141
10.14. Розрахунок валів та вибір підшипників	141
10.15. Конструювання деталей передачі.....	141
10.16. Змащування та ущільнення	143
10.17. Тепловий розрахунок редуктора.....	143
10.18. Розрахунок і проектування муфти.....	144
10.19. Рама редукторної установки.....	147
11. Приклад розрахунку глобоїдної черв'ячної передачі	149
11.1. Вибір електродвигуна і кінематичні параметри передачі.....	149
11.2. Розрахунок параметрів навантаження і вибір міжосьової відстані глобоїдної черв'ячної передачі.....	150
11.3. Розрахунок основних геометричних параметрів	150
Розділ III. Довідковий матеріал	155
12. Зміст довідкового матеріалу для виконання курсового проекту	155
12.1. Матеріали, що застосовуються для зубчастих і черв'ячних передач, і дані для визначення допустимих напружень.....	156
12.2. Коефіцієнти для розрахунку зубчастих і черв'ячних передач.....	164
12.3. Стандартні елементи зубчастих і черв'ячних передач.....	172
12.4. Довідкові дані для розрахунку і проектування валів.....	174
12.5. Довідкові дані для вибору підшипників кочення.....	182

<i>12.6. Довідкові дані для конструювання кришок підшипників</i>	<i>220</i>
<i>12.7. Конструювання особливих ділянок валів.....</i>	<i>232</i>
<i>12.8. Довідкові дані для розрахунку пасових передач.....</i>	<i>241</i>
<i>12.9. Довідковий матеріал з вибору електродвигунів, ККД, передаточних чисел і мащення редукторів</i>	<i>245</i>
<i>12.10. Довідковий матеріал для глобоїдної черв'ячної передачі.....</i>	<i>256</i>
<i>Л і т е р а т у р а</i>	<i>262</i>

ВСТУП

Для закріплення теоретичного матеріалу з деталей машин і отримання практичних навиків з формулювання та розв'язання завдань щодо проектування механічних пристроїв студенти виконують розрахунково-графічну роботу або курсовий проект.

Розмаїття існуючих розрахунків деталей машин і нестача відповідних літературних джерел, що спираються на нові стандарти для таких розрахунків, створюють для студентів певні труднощі.

Мета навчального посібника – полегшити студентам виконання курсового проекту, як першої самостійної конструкторської роботи. Курсовий проект вчить студентів користуватися технічною літературою, розвивати конструкторські навички та вміння розв'язувати технологічні завдання, що пов'язані з литвом, зварюванням, куванням, штампуванням, механічним і термічним оброблюванням, а також виконанням складальних операцій.

Завданнями до курсового проекту доцільно вибирати механічні приводи, що включають у себе електродвигун, редуктор, муфти, барабан, ланцюгову та пасову передачі, варіатор, коробки швидкостей тощо. Такі завдання є найбільш близькими до майбутньої спеціальності та більш повно охоплюють всі розділи дисципліни “Деталі машин”. Завдання на проектування мають бути оформлені на спеціальному бланку, який підписується студентом і керівником курсового проекту.

Розрахунково-графічна робота та курсовий проект мають дві частини: текстову документацію (пояснювальна записка) і графічну частину, обсяг яких залежить від спеціальності студентів. Оформлення частин проекту здійснюється з погодженням зі стандартами наступних чинників:

- розміри аркушів і рамок на них (для записки – А4, а для креслень – формати А4, А3, А2, А1);
- основні написи текстових конструкторських документів і креслень;
- вимоги до побудови, викладення та оформлення текстової документації;
- вимоги до виконання креслень;
- форма та порядок заповнення специфікації конструкторських документів тощо.

Враховуючи такі вимоги, у навчальному посібнику прийнято єдину систему позначень основних параметрів і їхніх одиниць вимірювання: потужність P в кВт; крутний момент T в Н·м; згинальний момент M в Н·м; зусилля F в Н; лінійні розміри в мм; лінійна швидкість V в м/с; кутова швидкість ω в рад/с; механічне напруження σ і τ в МПа (відповідає Н/мм²). Ці позначення відповідають “Міжнародній системі одиниць”, яка застосовується в різних галузях науки, техніки та в навчальному процесі.

Навчальний посібник включає теоретичні положення курсового проектування, приклади розрахунків механічних передач, валів, підшипників тощо та довідковий матеріал для виконання будь-якого завдання з курсового проектування деталей машин. Тому викладений матеріал можна поділити на три характерні розділи:

Розділ I (1...5). Теоретичні положення та вимоги до курсового проектування.

Розділ II (6...11). Приклади розрахунків елементів механічних приводів.

Розділ III (12). Довідковий матеріал.

Всі розділи посібника авторами розроблено спільно. Формування змісту книжки в більшій мірі належить професору В.О. Малащенку, а її оформлення – доценту В.В. Янківу.

Доповнення даного видання посібника прикладом розрахунку 11 виконано проф. Малащенком В.О.

Основою формування змісту посібника є сучасні вимоги, що пред'являються до курсового проектування з деталей машин і споріднених дисциплін і нові ДСТУ, які автори намагалися врахувати.

Позитивною ознакою посібника є також наявність розділу 3 з довідковим матеріалом, що необхідний для виконання будь-якого завдання з курсового проектування, який також доповнений параграфом 11.

Автори висловлюють подяку колективу кафедри машинобудування Львівського національного аграрного університету, кафедри деталей машин Національного університету “Львівська політехніка” та рецензентам: доктору технічних наук, професору Богдану Іллічу Кіндрацькому, доктору технічних наук, професору Миколі Степановичу Когуту і доктору технічних наук, професору Михайлу Павловичу Мартинціву за надану допомогу та корисні зауваги, що сприяли покращенню посібника.

Дане видання посібника має також креслення загального вигляду механічного привода з черв'ячно-циліндричним редуктором; приклад заповнення специфікації; кінематичні схеми та ескізи найбільш розвсюджених редукторів; приклади розрахунків кулачкової та пружно-пальцевої муфт; вибір арматури та конструювання рами привода.

У посібнику є також типові питання для самоконтролю, захисту курсового проекту і методика оцінювання процесу проектування, яка враховує знання студента, якість текстової документації і графічної частини, вчасність виконання проекту тощо.

Одночасно автори далекі від думки, що посібник немає недоліків, і з вдячністю сприймуть всі пропозиції та зауваги, які просимо надсилати за адресою: видавництво “Новий Світ-2000”, а/с 2623, м. Львів, 79060, Україна.

1. МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ

Проектування з дисципліни “Деталі машин” входить у навчальні плани практично всіх механічних спеціальностей. Опанування основами проектування, конструювання та розрахунку є важливим у системі підготовки інженерів різних базових напрямків. Цьому процесу в першу чергу сприяє курсове проектування, яке має синтезувати знання, що набуті студентами під час навчання.

Проектування – творчий процес. Тому знань теоретичного матеріалу, методів розрахунків тощо часто недостатньо. Необхідно вміти аналізувати конструкцію, яку хочемо запроєктувати, з різних точок зору на всіх етапах її створення.

Характеристика механізму чи машини у значній мірі залежить від конструкції її складальних одиниць і деталей, а також від технології виготовлення. Наприклад, перехід від нормалізації та поліпшення матеріалів зубчастих коліс ($HV \leq 350$) до коліс з твердими поверхнями зубців ($HRC > 35$) значно ускладнює технологію їхнього виготовлення тому, що вимагає проведення гартування та наступного шліфування профілів зубців. Однак, цей процес дозволяє суттєво зменшити розміри коліс, а також габарити всього редуктора, маса якого може бути зменшена в 5...6 раз.

Інший приклад, у серійних зубчастих редукторах корпус виготовляють литвом із чавуну. А для індивідуального або малосерійного виробництва корпус можна зварити дешевше. Проте редуктори із сталевими зварними корпусами створюють значно більший шум і вібрацію, оскільки сталь має менший коефіцієнт демпферування, ніж чавун. Окрім того сталеві стінки корпуса редуктора часто самі є резонаторами, особливо у зварних корпусах, де вони мають невелику товщину.

Під час проектування студенти мають набувати навичок і вміння порівнювати отримані розв’язки задач за різними чинниками, оцінювати машину в цілому та окремі її деталі, в кінцевому результаті вибирати оптимальний варіант. Цей процес зручно проводити за допомогою комп’ютерної техніки для прорахунку декількох варіантів схем, розмірів тощо.

Основними завданнями проектування є :

1. Закріпити, розширити та поглибити знання матеріалу з деталей машин. В першу чергу це стосується питань конструктивних особливостей зубчастих коліс, валів, підшипників, муфт тощо. Окрім того під час курсового проектування студенти мають використовувати знання з дисциплін «Опір матеріалів», «Матеріалознавство», «Теорія механізмів і машин» та ін.

2. Розширити отримані навички з практичних розрахунків, які у свою чергу можна поділити на види: попередні та перевірні. Під час розрахунків деякі розміри змінюють, уточнюють та фіксують остаточно. Це стосується, наприклад, розподілення загального передаточного числа між окремими передачами привода, розрахунків валів на міцність тощо. Відомо, що для розрахунку валів на міцність необхідно мати відстань між опорами, яка залежить від ширини коліс, бокових зазорів, розмірів підшипників. На першому етапі розрахунків визначити точно ці параметри неможливо і тому проводять попередні розрахунки, які потім уточнюють.

Уточнювальні розрахунки проводять після остаточного вибору матеріалів і термообробки, визначення загальних габаритів агрегатів, уточнення відстані між опорами та інших розмірів. Наприклад, коефіцієнт запасу міцності валів на витривалість перевіряють після остаточного визначення розмірів відповідних перерізів, віддалі між підшипниками, розрахунку на статичну міцність, вибору розмірів усіх елементів: радіусів галтелей, шпонкових пазів, призначення шоркості поверхонь, посадок, вибору підшипників.

У деяких випадках розрахунки необхідно виконувати з високою точністю. Наприклад, розміри зубчастих коліс визначають габарити редукторів і неточність їхніх розрахунків може привести до зменшення терміну служби або до необґрунтовано великих габаритів. Є також випадки, де можна провести наближені розрахунки.

3. Прищепити початкові навички з ведення науково-дослідницької роботи. Проектування нового механічного привода з вибором найраціональнішої конструкції його елементів завжди пов'язане з проведенням дослідницької роботи, котра може полягати не тільки в розвитку розрахунків і конструкцій, але в поглибленому вивченні та проробленні окремих питань. Така робота суттєво підвищує якість підготовки фахівців.

4. Навчити читати та створювати креслення, які є мовою інженера. На кресленнях мають значення не тільки кількість нанесених розмірів, але й послідовність їх нанесення, яка визначається вимірювальними, конструктивними та технологічними базами. Розміри вказують такі, які легко проконтролювати, а такі, що важко проконтролювати, подають тільки для довідок.

5. Набути навички з використання державних стандартів та інших нормативних матеріалів. Стандарти та норми забезпечують єдиний підхід до конструювання, стабільності матеріалу, максимальне застосування однакових деталей (кріпильних, підшипників, муфт тощо) і елементів деталей (діаметрів, товщин, модулів тощо). Стандарти дозволяють заощаджувати кошти, зменшити кількість інструменту для виготовлення та вимірювання. Дотримання стандартів під час курсового проектування є обов'язковим.

6. Засвоїти основні конструктивні форми деталей, складальних одиниць. Існують різноманітні конструктивні варіанти механічних пристроїв, які можуть бути більш вигідні у певних умовах. Під час курсового проектування студенти

мають можливість оцінити деякі варіанти конструкцій окремих деталей і складальних одиниць загально-машинобудівного призначення.

7. Навчитися аналізувати розрахунки та конструкції деталей, складальних одиниць і агрегатів комплексно з різних точок зору. Під час конструювання розміри всіх виробів мають бути пов'язані між собою. Слід зауважити, що розміри деяких елементів вибирають не з умови міцності, а з умови жорсткості. Наприклад, швидкохідний вал багатоступеневого редуктора часто з умови міцності має малий діаметр, що не забезпечує необхідної жорсткості. Тому, для забезпечення нормального зачеплення зубців передачі та зручності з'єднання цього вала з валом електродвигуна, його діаметр збільшують конструктивно.

На опори одного вала не завжди діють однакові навантаження, але для зручності виготовлення підшипникових гнізд призначають їх діаметри однаковими.

Однак вимоги міцності, надійності та довговічності є обов'язковими завжди. Значення інших окремих вимог можуть змінюватися в залежності від призначення машин.

8. Підготувати студентів до виконання наступних проектів, у тому числі дипломного. Загальна методика проектування є однаковою для всіх проектів, що пов'язані з проектуванням механічних засобів, а основні її положення вивчаються під час виконання навчального проекту з деталей машин.

2. ТЕМАТИКА ПРОЕКТУВАННЯ ТА ОБСЯГ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Тематика проектування вибирається такою, що включає розроблення деталей, складальних одиниць, що вивчаються у дисципліні «Деталі машин». Це: передачі, вали, підшипники, з'єднання, муфти тощо. Завдання є комплексним і дозволяє вивчити кінематичний зв'язок між окремими елементами, засвоїти компоновання деталей і складальних одиниць. Ці завдання вимагають від студентів достатньо детального розроблення основних частин механічного привода, а деякі – вибрати з відповідного стандарту (електродвигун, арматура та ін.). Завдання видають індивідуально кожному студенту на спеціальному бланку на початку семестру, в якому заплановано курсовий проект.

Проект включає в себе пояснювальну записку та графічну частину, що має 3...4 аркушів креслень, де розробляється загальний вигляд механічного привода, окремих його частин і робочі креслення деталей.

3. ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Обсяг курсового проекту залежить від спеціалізації студентів. Здебільшого проект має 3...4 аркушів креслень формату А1 і пояснювальну записку, яка включає розв'язання питань за змістом проекту (п. 5.1). Один аркуш формату А1 відводиться для розробки загального вигляду привода, решта –

для розробки редуктора, муфт, складальних одиниць і робочих креслень основних деталей.

Під час виконання проекту студент має проявити максимум самостійності та творчої ініціативи у виборі раціональних варіантів конструкції, матеріалів, форм деталей, розрахунків, графічного оформлення креслень тощо.

Взірці, які можна знайти в атласах деталей машин, не мусять використовуватися для “сліпого” копіювання. Вони лише мають допомагати студенту опанувати процес проектування та розробити свою більш раціональну конструкцію, що повніше задовольняє вимогам завдання.

Тільки за результатами самостійної та творчої роботи студент може бути стійкі знання для відмінного захисту свого проекту та успішної майбутньої професійної діяльності. Самостійна робота студента з виконання проекту контролюється та направляється викладачем-консультантом. Студент має приходити систематично на консультації з виконаними розрахунками та кресленнями. Консультант перевіряє ці матеріали, допомагає студентові розібратися в незрозумілих питаннях, дає поради та вказівки з покращання конструкції та оформлення креслень, затверджує та оцінює працю студентів.

3.1. Оформлення пояснювальної записки

Пояснювальну записку оформляють за виконаними чорновими розрахунками на аркушах формату А4 машинописним або рукописним способами та зшивають в зошит з твердою обкладинкою з написом відповідно до взірця (п. 5.2). Першу сторінку записки оформляють на спеціальному бланку, взірець якої видає кафедра (п. 5.3).

На всіх аркушах пояснювальної записки вздовж короткої сторони формату виконують основний напис (п. 5.5).

Зміст пояснювальної записки поділяють на розділи та підрозділи. Розділи та підрозділи позначають арабськими цифрами з крапками в межах всього документу. Нумери підрозділів формують з номерів розділів і підрозділів, які відділяються між собою крапкою (п. 5.1).

Послідовність розрахунків визначається конкретно величиною, яка обчислюється. Розрахунки супроводжують необхідними розрахунковими схемами та ескізами розроблених елементів конструкції. Схеми та ескізи викреслюють в довільному масштабі із забезпеченням чіткої уяви про виріб.

Викладення та оформлення змісту записки має бути стислим і чітким. Скорочень слів у тексті та написах не допускають, за винятком скорочень, що встановлені відповідним стандартом. Значення параметрів, що входять у формули, подають безпосередньо під формулами, починаючи зі слова “де” без двокрапки після нього. Кількість рисунків повинна бути достатньою для пояснення викладеного тексту. Рисунки розміщують або за текстом записки або в кінці з відповідною їх нумерацією.

До текстової документації відноситься також специфікація. Вона розробляється на кожен складальну одиницю та креслення загального вигляду на окремих аркушах формату А4. Специфікація прикладається до пояснювальної записки. Перший та наступний аркуші специфікації відрізняються один від одного тільки формою основного напису. Приклад заповнення специфікації для двоступінчастого черв'ячно-циліндричного редуктора подано в п. 5.6.

3.2. Позначення текстової документації та креслень

Кожний текстовий та графічний документ курсового проекту має своє позначення. Для навчальних проектів зручною є цифрова система позначення, що враховує номер та варіант завдання (або початкові параметри), розбивку виробу на складальні одиниці та деталі і позначення типу документу.

Рекомендується позначення складати за схемою:



яка включає:

- ДМ – деталі машин (назва дисципліни);
- а – номер завдання (або задана потужність);
- б – варіант завдання (або задана кутова швидкість);
- в – порядковий номер основної складальної одиниці (електродвигун – 01, муфта – 02, редуктор – 03, відкрита передача – 04, рама зварна – 05 тощо);
- г – порядковий номер складальної одиниці, що входить в основну складальну одиницю (наприклад, вал швидкохідний – 01, вал проміжний – 02, вал тихохідний – 03 тощо);
- д – порядковий номер складальної одиниці, що входить в попередню складальну одиницю (наприклад, черв'ячне колесо – 01, що входить в складальну одиницю 02 (проміжний вал, пункт г));
- е – порядковий номер деталей (від 01 до 99);
- є – шифр типу документу (креслення загального вигляду – ЗВ; складальне креслення – СК; пояснювальна записка – ПЗ).

Наприклад, для завдання з двоступінчастим черв'ячно-циліндричним редуктором, що має на виході потужність $P=5$ кВт і кутову швидкість $\omega=2$ рад/с позначення можна записати так:

ДМ 05.02.00.00.00.00 ЗВ – загального вигляду;

ДМ 05.02.00.00.00.00 ПЗ – пояснювальної записки;

ДМ 05.02.03.00.00.00 СК – редуктора;

ДМ 05.02.02.00.00.00 СК – муфти, що з'єднує двигун з редуктором;

ДМ 05.02.04.00.00.00 СК – рами в зборі;

ДМ 05.02.03.01.00.00 СК – складальної одиниці швидкохідного вала;

ДМ 05.02.03.02.01.00 СК – складальної одиниці черв'ячного колеса в зборі;

ДМ 05.02.03.02.01.01 – зубчастого вінця черв'ячного колеса.

3.3. Вимоги до оформлення графічної частини

Креслення курсового проекту виконують олівцем на креслярському папері (ватмані). Розміри (в мм) аркушів і їхніх окремих гранок узгоджують зі стандартними форматами:

A1	A2	A3	A4
594x841	420x594	297x420	210x297

Кожне креслення має основний напис у відповідності до стандарту (дод. 5.5).

Складальні креслення виконують в масштабі 1:1. В окремих випадках (великогабаритні вироби) з дозволу керівника проекту складальні креслення можуть виконуватися в іншому, але стандартному масштабі:

зменшення – 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10;

збільшення – 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1;

Робочі креслення виконують в раціональному стандартному масштабі. Вони повинні мати всі дані, що визначають форму, розміри, відхилення розмірів, форми та розміщення, шорсткість поверхонь, марку матеріалу виготовлення, граничні значення твердості тощо. На робочому кресленні деталі подають всі дані, які потрібні для виготовлення і контролю параметрів деталі, за якими вона приймається до складання.

Технічні вимоги до деталей на робочих кресленнях розміщуються над основним написом із наскрізною нумерацією.

Робочі креслення зубчастих, черв'ячних коліс доповнюють в правому верхньому куті таблицями з характеристиками зачеплень. Розміри та місце цих таблиць наведено в п. 3.4.

Приклади виконання робочих креслень деталей подано в п. 5.8.

Складальні креслення (редуктор, муфта, вал в зборі тощо) повинні мати;

- зображення складальної одиниці на 2...3 проєкціях, які дають уяву про розміщення та взаємозв'язок деталей, що утворюють цю складальну одиницю. Ці креслення забезпечують можливість складання та контролю параметрів складальної одиниці;

- розміри габаритні, установлювальні, приєднувальні, посадочні;

- номери позицій складових частин, які входять у виріб у відповідності до специфікації;

- технічну характеристику (п. 5.9).

Креслення загального вигляду має давати повну уяву про зовнішній вигляд виробу, тому виконується на двох або трьох проєкціях з обов'язковим доповненням технічною характеристикою (п. 5.10). На кресленнях загального вигляду проставляють габаритні, встановлювальні, приєднувальні та монтажні розміри.

Специфікація креслення загального вигляду включає всі складальні одиниці та деталі, які не входять до специфікації цих складальних одиниць (болти кріплення електродвигуна та редуктора до рами, гайки, шайби тощо).

Робоча документація проекту розробляється на основі конструктивних рішень, прийнятих в технічному проекті і передбачених технічним завданням проекту. Складальне креслення редуктора, виконане на базі конструктивної компоновки, дає уяву про послідовність і порядок складання, а також встановлює контроль габаритних, встановлювальних і приєднувальних розмірів.

В робочій документації розробляють специфікацію, яка визначає склад редуктора, і виконують робочі креслення деталей.

3.3.1. Розробка складального креслення редуктора

Складальне креслення виконують на креслярському папері формату А1 (594x841 мм) олівцем в масштабі 1:1. Воно містить дві проекції редуктора; розміри, граничні відхилення та інші параметри і вимоги, які повинні бути виконані або проконтрольовані за цим складальним кресленням; номери позицій складових частин, що входять в редуктор; текстову частину; основний напис.

1. Зображення. Кількість зображень (виглядів, розрізів і перерізів) повинна бути найменшою, але забезпечувати повне уявлення про будову, взаємодію його складових частин, складання і регулювання.

Складальне креслення редукторів виконують на двох проекціях з необхідною кількістю розрізів і перерізів на основі попередньо розробленої конструктивної компоновки. Якщо дві проекції складального креслення не уміщуються на одному аркуші формату А1, то кожену проекцію виконують на окремому аркуші, при цьому основний напис виконують: на першому аркуші за формою 1, на другому – за формою 2а (п. 5.5).

2. Розміри. Всі розміри на складальних кресленнях (кресленнях загального вигляду) наносять відповідно до стандарту. Лінійні розміри і відхилення лінійних розмірів на кресленнях вказують в міліметрах без позначення одиниць величин. Лінійні розміри і граничні відхилення, які подають в технічних вимогах, примітках і інших написах на полі креслення, вказують з одиницями величин. Нанесення розмірного числа при різному розміщенні розмірних ліній на кресленні визначається зручністю читання.

Розрізняють такі розміри, що наносять на проекціях креслення: довідкові, габаритні, установлювальні та приєднувальні, посадочні.

Довідкові розміри на кресленнях (розміри, що не виконуються за цим кресленням і вказуються для зручності користування кресленням) відмічають знаком * і в технічних умовах записують: * *Розміри для довідок*. Якщо на кресленні всі розміри довідкові, їх знаком * не відмічають, а в технічних умовах записують: *Розміри для довідок*.

Габаритні розміри наносять на крайніх положеннях редуктора за висотою, довжиною і шириною; габаритні розміри є довідковими.

Встановлювальні та приєднувальні розміри: на кресленнях загального вигляду – це розміри, що визначають розміщення предметів “оточення” відносно елементів привода; на складальних кресленнях і кресленнях загального вигляду – розміри конструктивних елементів, призначених для кріплення редуктора і приєднання до нього інших елементів привода.

Головний параметр редуктора – міжосьова відстань a_w зубчастих і черв'ячних передач; зовнішній дільний діаметр d_{e2} конічного колеса – конічних передач.

Спряжені розміри: діаметри і посадки на валах зубчастих (черв'ячних) коліс, муфт, зірочок, шківів тощо; діаметри і посадки на вал і в корпус підшипників кочення.

3. Номери позицій. На складальному кресленні всі складові частини складальної одиниці нумерують відповідно до номерів позицій, вказаних в специфікації цієї складальної одиниці, тобто спочатку заповнюють специфікацію, а потім переносять номери позицій на складальне креслення виробу. Номери позицій вказують на полічках ліній-виносок, які виконують тонкими суцільними лініями, які закінчують на зображенні деталі потовщенням у вигляді крапки (рис. 3.1).

Номери позицій вказують на тих зображеннях, на яких відповідні складові частини проектуються як видимі, як правило, на основних виглядах і розрізах, які їх замінюють.

Номери позицій розміщують паралельно до основного напису креслення поза контуром зображення і групують в колонку або рядок за можливістю на одній лінії.



Рис. 3.1. Лінія-виноска

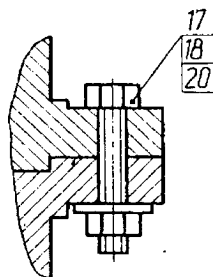


Рис. 3.2. Позначення кріпильних деталей, що відносяться до одного місця кріплення

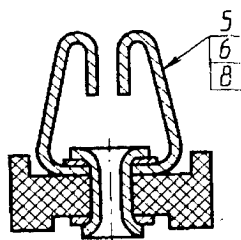


Рис. 3.3. Позначення групи взаємозв'язаних деталей

Номери позицій наносять на кресленні, як правило, один раз. Допускається при необхідності повторно вказувати номери позицій однакових складових частин.

Розмір шрифту номерів позицій повинен бути на один-два розміри більшим від розміру шрифту, прийнятого для розмірних чисел на тому ж кресленні.

Лінії-виноски за можливістю не повинні бути паралельними лініям штрихування розрізів і перерізів і не повинні перетинатися між собою.

Допускається робити загальну лінію-виноску з вертикальним розміщенням номерів позицій: для груп кріпильних деталей, що відносяться до одного місця кріплення (рис. 3.2); для групи деталей з чітко вираженим взаємозв'язком, який виключає різне тлумачення, і коли на кресленні неможливо підвести лінію-виноску до кожної складової частини. У цих випадках лінію-виноску ведуть від зображення складової частини, номер позиції якої вказують першою (рис. 3.3).

3.4. Текстова частина складального креслення

Текстова частина необхідна для кращого розуміння конструктивної будови виробу, взаємозв'язку його складових частин і принципу роботи. Текстову частину розміщують на вільному полі креслення. Допускається розміщати текст в дві і більше колонок. Ширина колонки не більше 180...185 мм.

Написи на кресленнях повинні бути короткими і точними, без скорочення слів, окрім загальноприйнятих. Текст розміщують паралельно до основного напису креслення.

Текстова частина складального креслення редуктора містить характеристику основних параметрів зубчастої (черв'ячної) передачі редуктора, технічну характеристику і технічні вимоги.

Таблицю основних параметрів передач (рис. 3.4) розміщують над основним написом і заповнюють відповідно до стандарту.

Зміст таблиць основних параметрів передач. Для зубчастої (черв'ячної) передачі: z_1 і z_2 – число зубців шестірні (витків черв'яка) і колеса; m – модуль зачеплення; $\beta(\gamma)$ – кут нахилу лінії зубців (витків черв'яка); b_1 – ширина шестірні (довжина нарізної частини черв'яка), b_2 – ширина колеса; ступінь точності передачі.

Для ланцюгових передач: крок ланцюга P ; число зубців ведучої z_1 і веденої z_2 зірочок; довжина ланцюга L ; міжосьова відстань a .

Для пасових передач: тип паса; діаметри ведучого d_1 і веденого d_2 шківів; число клинових пасів z ; розміри плоского паса $\delta \times b \times l$; міжосьова відстань a .

У *технічній характеристиці* вказують: передаточне число редуктора u ; крутний момент на тихохідному валу T_i , Н·м; частоту обертання тихохідного вала n_i , об/хв.

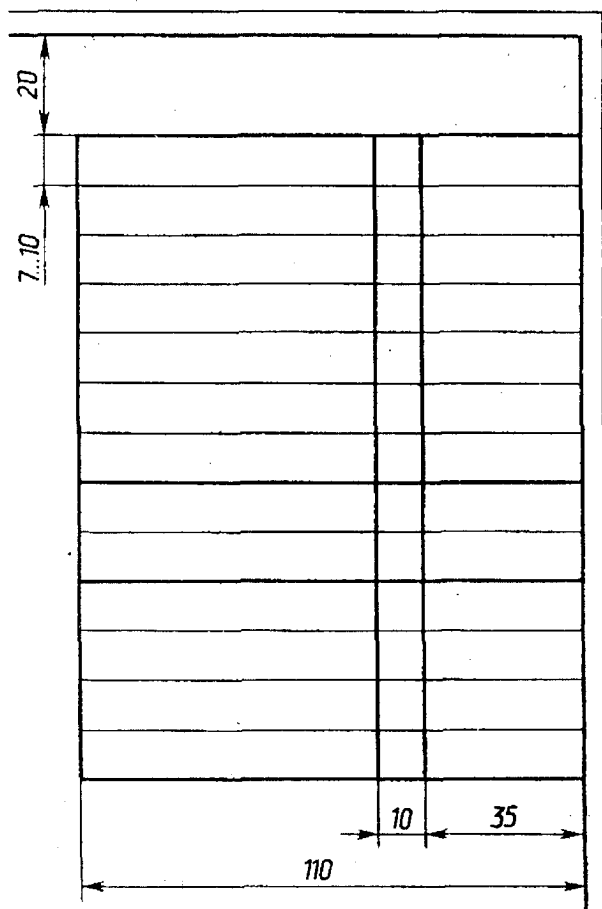


Рис. 3.4. Таблиця параметрів зубчастих (черв'ячних) коліс

У технічних умовах вказують: розміри для довідок; вимоги до покриття площини розімання основи корпусу і кришки редуктора; вимоги до покриття внутрішніх (зовнішніх) необроблених поверхонь; сорт мастила для мащення передач редуктора.

Пункти технічних вимог повинні мати наскрізну нумерацію, кожен пункт записують з нового рядка. Заголовок "Технічні вимоги" не пишуть.

При необхідності вказати технічну характеристику виробу її розміщують окремо від технічних вимог, зі своєю нумерацією пунктів на вільному полі креслення під заголовком "Технічна характеристика".

Над технічними вимогами в цьому випадку пишуть заголовок "Технічні вимоги". Обидва заголовки не підкреслюють.

3.5. Розроблення робочих креслень деталей

Робочі креслення деталей в сукупності з технічними вказівками повинні містити всі дані, що визначають форму, розміри, точність, шорсткість поверхонь, матеріал, термообробку та інші відомості, необхідні для виготовлення деталей відповідної якості і для проведення контролю. Якість виготовлення креслень деталей впливає на терміни, вартість і якість виготовлення деталей і машини в цілому.

Робочі креслення деталей виконують олівцем або засобами машинної графіки на креслярському папері потрібного формату в масштабі. Вони містять: зображення деталі з нанесеними розмірами, граничні відхилення розмірів, допуски форми і розміщення, параметри шорсткості поверхонь, технічні вимоги, основний напис.

На робочих кресленнях не допускається розміщати технологічні вказівки. Як виняток можна вказувати: сумісну обробку, притирання, згинання, розвальцьовування; тип технологічної заготовки (відливка, поковка тощо).

Центрові отвори на кресленнях деталей не вказують і в технічних вимогах ніяких вказівок не наводять, якщо наявність їх конструктивно не обумовлена. Якщо в центровому отворі повинна бути різьба, то на кресленні наводять тільки розміри різьби.

Загальні правила і рекомендації з розробки і виконання робочих креслень деталей.

1. Зображення деталі. Зображення деталі на кресленні повинно містити мінімальну кількість виглядів, розрізів і перерізів, достатніх для виявлення форми деталі і нанесення розмірів. Наприклад, для вала достатньо одного вигляду з відповідними перерізами і виносними зображеннями окремих елементів (п. 5.7.1). Деталі рекомендується показувати в положенні, зручному для читання креслення при її виготовленні, в якому деталь встановлюється на верстаті. Наприклад, деталі, основну обробку яких виконують на токарному верстаті (вали, колеса, шківни тощо), розміщують так, щоби їх вісь була паралельною до основного напису креслення. Різець рухається звичайно справа наліво, тому на кресленні деталь повертають вправо тією стороною, з якої виконується більшість токарних операцій.

Деталь зображають з тими розмірами, шорсткістю та іншими параметрами, які вона повинна мати перед складанням.

2. Лінійні розміри. Правила нанесення розмірів визначені стандартом. Частину цих правил вивчають в курсі машинобудівного креслення. Тут приводяться правила, які студент повинен засвоїти під час виконання курсового проекту з деталей машин.

2.1. Кількість розмірів на кресленні повинна бути мінімальною, але достатньою для виготовлення і контролю деталі. При відсутності якого-небудь розміру деталь стає невизначеною, а її виготовлення неможливим. Розміри можна наносити різними способами, однак при будь-якому способі кількість розмірів, що дійсно необхідна для виготовлення деталі, завжди є постійною.

2.2. Не допускається повторяти розміри одного і того ж елемента на різних зображеннях, в технічних вимогах тощо. Повторення розмірів може бути причиною браку при виготовленні деталей.

2.3. До довідкових розмірів на робочих кресленнях відносяться: один з розмірів замкнутого ланцюга (п. 5.8.1); розміри, перенесені з креслень виробів-заготовок; розміри елементів, що підлягають сумісній обробці зі спряженою деталлю.

2.4. Не допускається наносити розміри у вигляді замкнутого ланцюга, за винятком випадків, коли один з розмірів вказано як довідковий.

2.5. Для всіх розмірів на робочому кресленні вказують граничні відхилення, інакше вони стають невизначеними для виробництва. Винятком є до-

відкові розміри, розміри, що розділяють зони різних ступенів точності, шорсткості або термообробки однієї і тієї ж поверхні, розміри фасок, галтелей, довжини нарізних частин гвинтів та інших подібних елементів внаслідок низьких вимог до точності цих розмірів.

2.6. Кожен розмір на робочому кресленні деталі повинен допускати його виконання і контроль при виготовленні деталі.

2.7. Розміри слід наносити на тому вигляді креслення деталі, яке відповідає його виглядові при спостереженні в процесі оброблення.

2.8. Є три основні способи нанесення розмірів: ланцюговий спосіб (рис. 3.5, а) забезпечує точність розміщення кожного наступного елемента

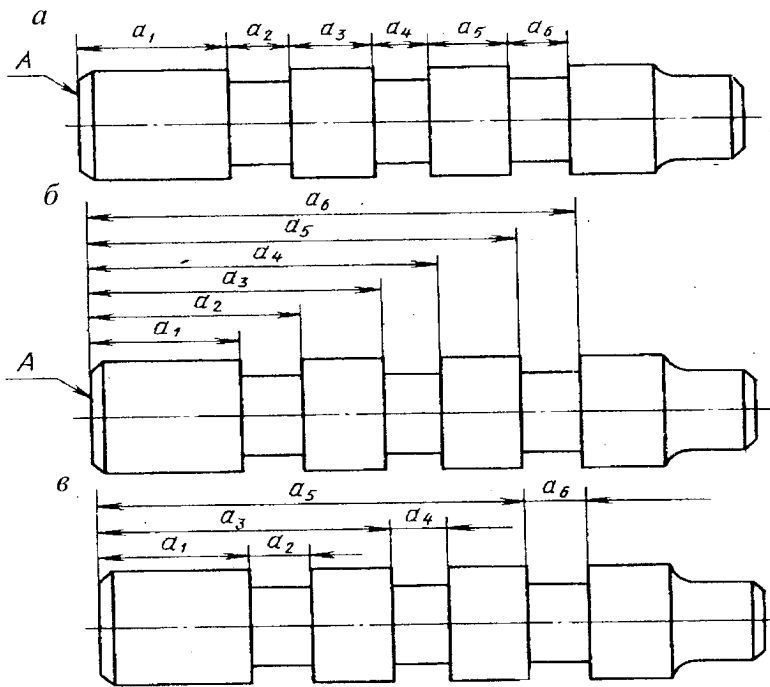


Рис. 3.5. Основні способи проставлення розмірів:
а – ланцюговий; б – координатний; в – комбінований

відносно попереднього. Однак точність розміщення елементів відносно деякої загальної бази А послідовно зменшується. Ланцюговий спосіб застосовують, наприклад, для нанесення розмірів міжосьових відстаней отворів для валів в корпусах зубчастих передач, де важливі саме ці відстані; при координатному способі (рис. 3.5, б) розміри наносять від одної бази А. Цим забезпечується точність віддалей між самими елементами. Комбінований (рис.3.5,в) складається з ланцюгового і координатного способів. Його використовують для зменшення похибок в найбільш точних розмірах.

2.9. Розміри треба наносити так, щоб в першу чергу забезпечувались конструктивні вимоги, тобто нанесення розмірів повинно узгоджуватися в першу чергу з характером і точністю спряження заданої деталі з іншими.

3. Шорсткість поверхонь. Стандартом встановлені такі параметри шорсткості поверхонь: R_a – середнє арифметичне відхилення профілю; R_z – висота нерівностей профілю за десятьма точками; R_{max} – найбільша висота нерівностей профілю; t_p – відносна опорна довжина профілю.

Параметр R_a є основним для деталей в машинобудуванні. Параметр R_z слід призначати на неспряжені оброблені поверхні, а також на поверхні, отримані виливанням, куванням тощо. Значення шорсткості вказують: для параметрів R_a – без символу (наприклад, 0,5); для параметрів R_z – після символу (наприклад, $R_z 20$) (рис. 3.6, е, є).

Для позначення на кресленнях шорсткості поверхонь застосовують знаки, подані на рис. 3.6. Висоту h приймають рівною висоті розмірних чисел на кресленні, висоту H – залежно від обсягу запису: $H=(1,5...3,0) h$.

Якщо вид обробки поверхні конструктор не встановлює, то застосовують зображення знака за рис. 3.6, а. Цей спосіб позначення є переважаючим. Для позначення шорсткості поверхні, яка повинна бути створена видаленням шару матеріалу, наприклад, точінням, фрезеруванням, шліфуванням, травленням тощо, застосовують знак, наведений на рис. 3.6, б. Для позначення шорсткості поверхонь, що не обробляються за цим кресленням, застосовують зображення, показане на рис. 3.6, в.

На місці прямокутника 1 (рис. 3.6, б, г, д) записують числові значення параметрів R_a або R_z (рис. 3.6, е, є); на місці прямокутника 2 (рис. 3.6, г, д) – вид обробки поверхні (рис. 3.6 ж, з).

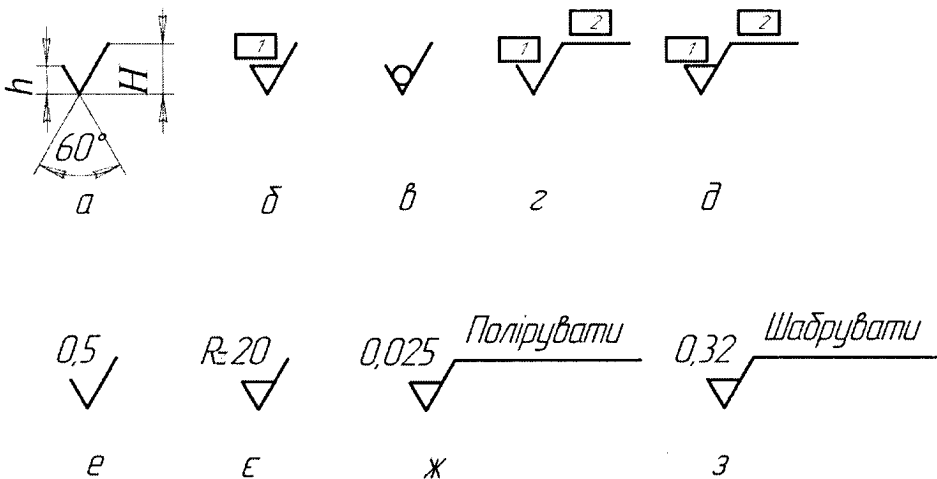


Рис. 3.6. Позначення шорсткості поверхонь

Позначення шорсткості поверхні на зображенні деталі розміщують на лініях контуру, на виносних лініях близько від розмірної лінії або на поличках

ліній-виносок, якщо не вистачає місця – на розмірній лінії або на її продовженні. На лінії невидимого контура допускається наносити позначення шорсткості тільки тоді, коли від цієї лінії нанесено розмір.

Позначення шорсткості поверхонь елементів, що повторюються (отворів, пазів, зубців тощо), число яких вказано на кресленні, а також позначення шорсткості однієї і тієї ж поверхні наносять один раз, незалежно від числа зображень.

Позначення переважаючої шорсткості, звичайно найбільш грубої, показують у правому верхньому куті поля креслення (рис. 3.7, а). Товщина ліній і висота знака, розміщеного в дужках, така ж, як і в зображенні на кресленні, а перед дужкою – в 1,5 рази більша.

Якщо переважаюче число поверхонь не обробляють за цим кресленням, то шорсткість їх показують у правому верхньому куті поля креслення (рис. 3.7, б).

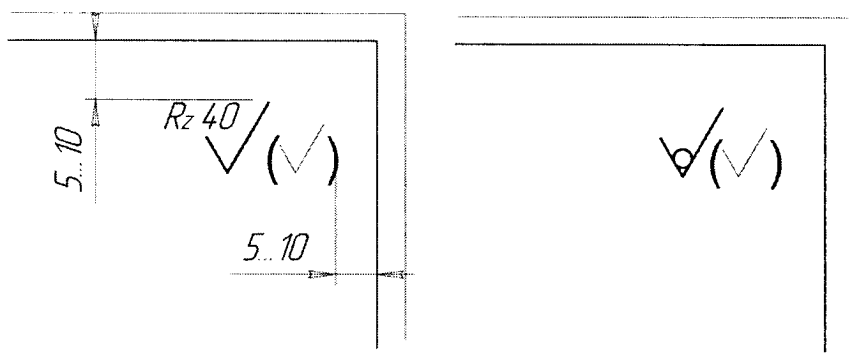


Рис. 3.7. Позначення переважаючої шорсткості поверхонь

Шорсткість поверхонь при механічних методах обробки подано в табл. 5.8.

Числові значення параметра шорсткості R_a для посадочних поверхонь отворів і валів приймають за табл. 3.1, а для інших поверхонь – за табл. 3.2.

Таблиця 3.1. Значення параметра R_a для отворів і валів

Межі розмірів отворів і валів, мм	Отвір			Вал		
	Квалітети					
	7	8	9	6,7	8	9
	R_a , мкм					
Від 18 до 50	0,8	1,6	3,2	0,8		1,6
Від 18 до 50	1,6		3,2	1,6	3,2	
Від 18 до 50	1,6	3,2		1,6	3,2	

Таблиця 3.2. Значення параметра R_a для різних поверхонь

№ п/п	Вид поверхні	R_a , мкм	
1	Торці заплечиків валів для базування:	1,6	
	- підшипників кочення класу точності 0; - зубчастих, черв'ячних коліс для відношення довжини маточини до діаметра вала $\frac{l_m}{d} \leq 0,8$;	1,6	
	- так само, для $\frac{l_m}{d} > 0,8$.	3,2	
2	Поверхні ділянок валів для гумових манжет	0,4	
3	Канавки, фаски, поверхні галтелей на валах	6,3	
4	Поверхні шпонкових пазів на валах:		
	- робочі - неробочі	3,2 6,3	
5	Бокові поверхні шліців валів:		
	- рухомі; - нерухомі.	0,8 1,6	
6	Циліндричні поверхні центрування:		
	- рухомого з'єднання - нерухомого з'єднання	0,4 0,8	
7	Торці маточин зубчастих, черв'ячних коліс:		
	- для відношення $\frac{l_m}{d} \leq 0,8$; - для відношення $\frac{l_m}{d} > 0,8$.	1,6 3,2	
8	Торці маточин коліс для базування підшипників кочення класу точності 0	1,6	
9	Неробочі торцьові поверхні коліс	6,3	
10	Неробочі поверхні зубців, витків черв'яків	6,3	
11	Профілі зубців коліс для ступенів точності:	6	0,4
		7	0,8
		8	1,6
		9	3,2
12	Робочі поверхні витків черв'яків для ступенів точності:	6	0,2
		7	0,4
		8	0,8
		9	1,6
13	Фаски та виточки на колесах	6,3	
14	Поверхні шпонкових пазів у отворах коліс: - робочі;	1,6	
	- неробочі	3,2	
15	Робочі поверхні шківів пасових передач, зубців зірочок ланцюгових передач	3,2	

№ п/п	Вид поверхні	R_{σ} , мкм
16	Отвори під болти, гвинти	12,5
17	Опорні поверхні головок гвинтів, болтів, гайок	6,3

3.6. Захист і оцінювання курсового проекту

Завершальним етапом проектування є захист самостійно виконаного курсового проекту. До захисту викладач-консультант допускає студентів, що мають підписані всі листи графічної частини проекту та виконану за відповідними вимогами пояснювальну записку (текстову частину). Для проведення захисту проектів кафедрою призначаються комісії із 2...3 викладачів.

Під час захисту студент коротко доповідає про зміст завдання та його реалізації в даному проекті. Потім відповідає на запитання членів комісії. При цьому студент має добре орієнтуватися в текстовій і графічній частинах проекту. Студент повинен **вміти**: пояснити будову, призначення та можливі галузі застосування запроєктованого виробу, його конструктивні особливості; сформулювати основні вимоги, що ставляться на розроблених конструкцій механізмів і машин; обґрунтувати конструктивні та технологічні рішення, вибір матеріалів і його термообробку основних деталей; орієнтуватися вільно в кресленнях і пояснювальній записці; пояснити особливості конструкцій деталей; орієнтуватися вільно в кресленнях і пояснювальній записці; пояснити особливості конструкцій деталей і складальних одиниць, методика та виконання розрахунків основних елементів, порядок складання та демонтажу виробів, послідовність передавання навантажень від одної деталі до іншої, способи мащення поверхонь тертя, конструювання деталей і komponування складальних одиниць, що входять у проект тощо.

Оцінка за курсовий проект включає оцінювання знань студента, що показані під час захисту, якість графічної частини та пояснювальної записки, а також ураховується дотримання графіку проектування, самостійність виконання проекту та новизну і оригінальність розв'язків.

Примітка. На кафедрі деталей машин Національного університету «Львівська політехніка» оцінювання проекту здійснюється за 100 бальною шкалою. Загальна кількість балів розподіляється за такими етапами виконання проекту:

- виконання та підписання листів і пояснювальної записки – 30 балів (кожний вчасно виконаний лист і записка оцінюється у 5 балів);
- якість графічної частини – 12 балів;
- якість пояснювальної записки – 8 балів;
- захист проекту – 50 балів.

Прийнята методика оцінювання має за мету стимулювати систематичну роботу студентів над курсовим проектом і сприяти покращенню знань майбутніх фахівців.

3.7. Питання для самоконтролю знань під час підготовки до захисту КП

1. Значення та задачі дисципліни «Деталі машин» для практичної діяльності інженера.
2. Призначення механічного привода і його основні елементи.
3. Візаємозв'язок між потужністю, кутовою швидкістю і обертальним моментом на валах проєктованого пристрою.
4. Призначення складальних одиниць, деталей редуктора, муфти, рами. (Вміти показати будь-яку проєкцію деталей, пояснити особливості їхніх форм, перерізів, умовного зображення тощо).
5. Матеріали та термообробка деталей механічного привода.
6. Визначення ККД механічного привода та кожної його частини.
7. Визначення передаточного відношення привода, ступенів і чому так проведене його розподілення за ступенями.
8. Вибір електродвигуна, його параметри та габарити.
9. Які умови міцності застосовуються під час розрахунків зубчастих коліс, з'єднань, муфти тощо?
10. Вміти розраховувати на міцність і жорсткість цих деталей.
11. Де і як ураховується короткочасні пускові перевантаження?
12. Визначення геометричних параметрів зубчастих (черв'ячних) передач і їхніх елементів.
13. Які вимоги пред'являються до мінімального значення міжосьової відстані?
14. Взаємозв'язок між модулем зубців, числом зубців, числом зубців, кутом їхнього нахилу та міжосьовою відстанню.
15. Пояснити порядок розрахунків зубців та контактною міцністю та їх перевірку на згин.
16. Як забезпечується співвісність валів у співвісних редукторах?
17. Вибір чисел зубців шестірень (числа заходів черв'яків) і коліс.
18. Визначення зусиль у зачепленні (точка прикладання, напрямок і модуль).
19. Геометричний і кінематичний розрахунок пасової передачі.
20. Зусилля у вітках пасів і навантаження на вали.
21. Особливості монтажу шківів і експлуатації пасових передач.
22. Тягова здатність і ковзання пасових передач.
23. Вибір стандартних приводних ланцюгів.
24. Конструкції та розрахунки ланцюгових передач.
25. Особливості монтажу шківів та експлуатації пасових передач.

26. Розрахунок валів на міцність, жорсткість та їхнє конструювання.
27. Перевірні та уточнювальні розрахунки валів.
28. Вибір стандартних з'єднань та їхні перевірні розрахунки (шпонкових, різьбових, штифтових, пружних тощо).
29. Пояснити вибір і розрахунки підшипників, їхній монтаж на валах і в корпусі редуктора.
30. Визначення еквівалентного навантаження підшипників.
31. Методика вибору відстані між підшипниками.
32. Пояснити вибрані конфігурації валів і їх частин.
33. Особливості складання шевронних передач.
34. Мащення передач, підшипників. Вибір мастила, його кількості, способи заливання, заміни та контролю рівня мастила.
35. У чому полягає тепловий розрахунок черв'ячних передач?
36. В чому особливості проектування глобоїдних черв'ячних передач?
37. Вибір, розрахунок і конструктивні особливості заданої муфти.
38. Конструювання рам або плит для монтажу механічного привода. Вибір арматури.
39. Вимоги до виконання графічної та текстової частини проекту.

3.8. Перелік питань під час захисту КП

1. Будова та призначення редукторної установки:
 - назва та призначення деталей і складальних одиниць, що входять у механічний привод;
 - технічні характеристики редукторної установки.
2. Будова та призначення редуктора, відкритої зубчастої, ланцюгової і пасової передач:
 - призначення та застосування редукторів (відкритих зубчастих, ланцюгових і пасових передач);
 - конструктивні особливості частин механічного привода (редуктора та передач);
 - назва, призначення та конструктивні особливості деталей і складальних одиниць редуктора;
 - обґрунтування способів мащення зубців коліс і підшипників;
 - обґрунтування вибору прийнятих підшипників, посадок закріплення деталей на валах редуктора;
 - фіксування в осьовому напрямку валів (черв'яків) на опорах, коліс (шківів і зірочок) на валах.
3. Будова та призначення муфти:
 - призначення, принцип роботи та конструктивні особливості застосування муфти;
 - назва, призначення та розрахунок деталей муфти;
 - способи закріплення та розрахунок деталей муфти;
 - способи закріплення півмуфт на валах.

4. Призначення, побудова та розробка рами редукторної установки. Конструктивні особливості запроєктованої рами та способу закріплення електродвигуна і редуктора.

5. Визначення загальної характеристики редуктора:

- передаточне число, коефіцієнт корисної дії редуктора;
- потужність, кутові швидкості та обертальні моменти на валах.

6. Види деформації елементів привода під час передачі потужності (зубців зубчастих коліс і зірочок, ланцюгів, віток пасів, валів тощо).

7. Циліндричні зубчасті передачі. Визначити:

- нормальний і коловий модулі зубців;
- числа зубців шестірні та колеса;
- висоти головки, ніжки зубця та повну висоту зубця, радіальний зазор і товщину зубця;

- діаметри ділильні (початкові), вершин і впадин для шестірні та колеса;
- ширини зубчастих вінців колеса і шестірні;
- міжосьову відстань за модулем і числами зубців;
- кути нахилу зубців;
- зусилля у зачепленні зубців запроєктованих передач.

8. Конічні зубчасті передачі. Визначити:

- зовнішній і середній колові модулі зубців та зв'язок між ними;
- числа зубців шестірні та колеса;
- висоти головок, ніжок зубців і повні висоти зубців;
- ширину зубчастого вінця;
- кути (ділильних конусів, головок і ніжок зубців, конусів вершин і впадин);

- зусилля у зачепленні.

9. Черв'ячні передачі. Визначити:

- модулі черв'яків і черв'ячних коліс;
- числа заходів черв'яків і числа зубців черв'ячних коліс;
- коефіцієнт діаметра черв'яка і радіальний зазор у зачепленні;
- висоти головок, ніжок гвинтової нарізки червяка та зубців черв'ячного колеса і повні їхні висоти;

- діаметри ділильні, вершин і виступів черв'яка і черв'ячного колеса;

- зовнішній (максимальний) діаметр черв'ячного колеса;

- довжину черв'яка, ширину за модулем, числом зубців і коефіцієнтом діаметра черв'яка;

- зусилля у зачепленні;

- жорсткість черв'яка;

- тепловий розрахунок черв'ячної передачі;

- особливості проектування глобоїдної черв'ячної передачі.

10. Визначити для пасової передачі:

- геометричні параметри (діаметри шківів, кути обхвату, довжину паса тощо);

- зусилля у вітках паса та навантаження на вали;
- напруження у пасі.

11. Ланцюгові передачі. Визначити:

- геометричні параметри ланцюга та зірочок;
- зусилля у ланцюгу під час передачі потужності;
- напруження валиків, втулок, пластин тощо.

12. Розрахунок валів, підшипників. Визначити:

- діаметри характерних ділянок валів (вихідні ділянки, ділянки під колесами);
- реакції в опорах і згинальні та крутні моменти в перерізах валів (побудувати епюри моментів);
- напруження та коефіцієнт запасу міцності у будь-яких перерізах валів;
- еквівалентне навантаження підшипників;
- довговічність підшипників.

13. Розрахунки шпонкових, нарізевих з'єднань.

14. Розрахунки муфт. Визначити:

- обертальний момент, що передає муфта;
- сили, що діють на елементи муфти;
- напруження, що виникають у небезпечних перерізах деталей муфт.

4. ТЕХНІЧНІ ЗАВДАННЯ ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Тематикою курсового проектування має бути комплексна інженерна задача, що включає в себе кінематичні та силові розрахунки, вибір матеріалів і призначення термообробки, розрахунки на міцність різних деталей машин. Другою частиною курсового проекту є креслення, де розв'язуються питання конструювання з виконанням конструкторської документації у вигляді габаритних, складальних і робочих креслень, а також розробка специфікації.

Повніше цим вимогам відповідають такі об'єкти проектування, як приводи машин і механізмів технологічного, дослідного та транспортного обладнання. Механічні приводи здебільшого включають в себе редуктори загального призначення, під час проектування котрих закріплюються більшість тем з деталей машин, ланцюгові, пасові та відкриті зубчасті передачі.

Технічні завдання розробляють на кафедрах викладачі-консультанти, що проводять курсове проектування, та видають індивідуально кожному студенту згідно з варіантом. Студенти одержані завдання оформляють відповідним чином і підписують його у керівника проекту. Крім цього студенти ознайомлюються з правилами проектування та своїм підписом підтверджують їх завдання.

Взірець бланку для оформлення технічного завдання наведено у пп. 5.3. і 5.4.

Для прикладу на рис. 6.1 наведено схеми найбільш розповсюджених механічних приводів.

Технічне завдання включає умови роботи, початкові параметри, кінематичну схему привода. Окрім цього в завданнях на проектування можуть наводитись додаткові вимоги до привода, що залежать від місця та умов його експлуатації, терміну та режиму роботи.

Студент аналізує за схемою призначення машинного агрегата, місце його встановлення і визначає умови експлуатації – число робочих змін, періодичність включення, характер робочого навантаження, реверсивність тощо. Він також вивчає конструкцію елементів привода за атласами та іншими посібниками

Взірці деяких технічних завдань наведено на рис. 4.1...4.3.

Технічне завдання 1. Спроекувати привод ланцюгового транспортера за схемою (рис. 4.1), що працює у середньонормальному (*СН*) режимі навантаження з терміном $h=30000$ год.; колову силу F на веденій зірочці, число зубців зірочки z_k , швидкість руху V і крок P наведено в табл. 4.1.

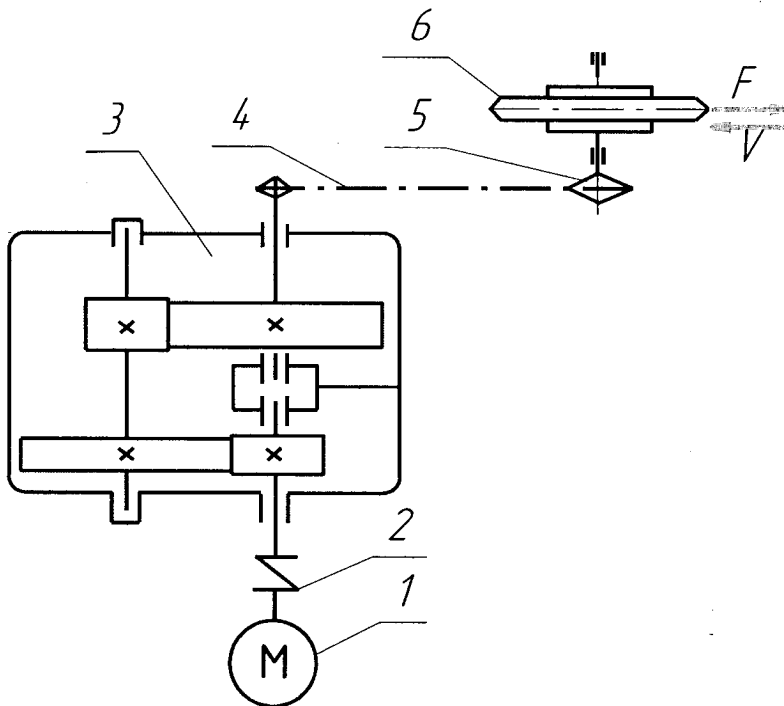


Рис. 4.1. Схема привода ланцюгового транспортера: 1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – співвісний циліндричний редуктор; 4 – ланцюгова передача; 5 – ведена зірочка ланцюгової передачі; 6 – зірочка тягового ланцюга

Таблиця 4.1. Початкові параметри для розрахунку привода ланцюгового транспортера (рис. 4.1)

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	11,0	12,5	15,0	11,0	16,0	14,5	14,0	14,5	15,0	14,0
z_k	10	8	9	7	9	10	8	9	7	10
P , мм	80	100	125	125	80	100	125	150	125	80
V , м/с	0,42	0,65	0,38	0,60	0,45	0,50	0,60	0,35	0,45	0,55

Технічне завдання 2. Спроекувати привід зернового транспортера за схемою (рис. 4.2), що працює у легкому (Л) режимі навантаження. Вихідну потужність P_3 , кутову швидкість ω_3 , термін роботи h наведено в табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Початкові параметри для розрахунку привода зернового транспортера (рис. 4.2)

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	2,0	1,5	2,2	1,8	2,5	1,9	2,1	2,3	2,0	2,6
ω_3 , рад/с	2,0	2,1	2,2	2,3	2,8	2,4	2,1	2,0	2,9	2,6
h , $\times 10^3$ год.	19	18	17	16	22	25	17	16	15	20

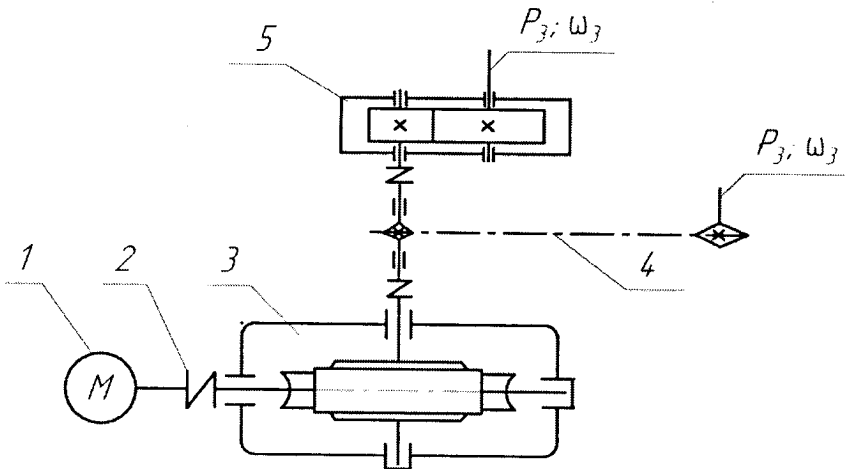


Рис. 4.2. Схема привода зернового транспортера: 1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – черв'ячний редуктор; 4 – ланцюгова передача; 5 – циліндричний редуктор

Увага! Розраховуються всі передачі, що входять у привод зернового транспортера.

Складальне креслення редуктора – черв'ячного чи циліндричного – виконують за вказівкою викладача-консультанта

Технічне завдання 3. Спроекувати привод соломотранспортера за схемою (рис. 4.3) що працює у середньому рівномірному (СР) режимі навантаження. Вихідну потужність P_4 , кутову швидкість ω_4 , термін роботи h наведено в табл. 4.3.

Таблиця 4.3. Початкові параметри для розрахунку привода соломотранспортера (рис. 4.3)

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_4 , кВт	1,5	2,5	1,8	2,8	1,2	2,2	1,4	2,4	2,0	3,0
ω_4 , рад/с	8	10	7	11	9	10	8	12	9	11
h , $\times 10^3$ год.	20	20	30	25	25	22	32	35	40	36

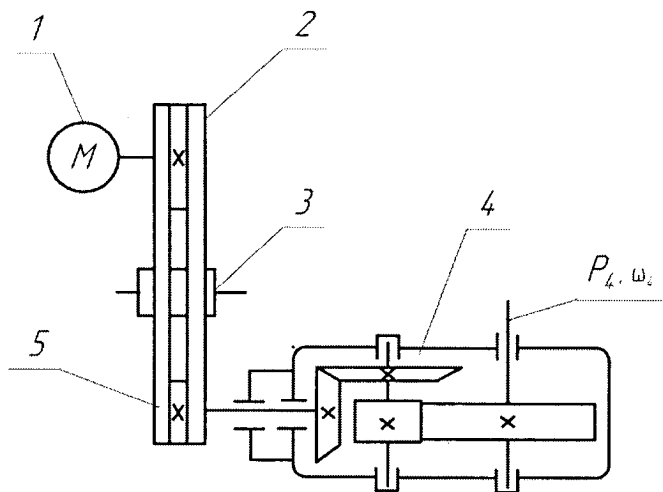


Рис. 4.3. Схема привода соломотранспортера:

1 – електродвигун; 2 – пасова передача; 3 – натяжний ролик; 4 – конічно-циліндричний редуктор; 5 – муфта пружна з циліндричними пружинами в шківу

5. ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

5.1. Зміст розділів пояснювальної записки

1. Завдання та його обґрунтування

2. Вибір двигуна та навантажувальні параметри передачі

2.1. Розрахунок параметрів двигуна:

2.1.1. ККД установки;

2.1.2. необхідна потужність двигуна;

2.1.3. параметри двигуна (тип, потужність, частота обертання, маса, діаметр вала).

2.2. Передаточне число редуктора:

2.2.1. загальне передаточне число редуктора;

2.2.2. передаточне число швидкохідного ступеня;

2.2.3. передаточне число тихохідного ступеня.

2.3. Кутові швидкості валів:

2.3.1. швидкохідного;

2.3.2. проміжного;

2.3.3. тихохідного.

2.4. Потужності:

2.4.1. на швидкохідному валу;

2.4.2. на проміжному валу;

2.4.3. на тихохідному валу.

2.5. Крутні моменти:

2.5.1. на швидкохідному валу;

2.5.2. на проміжному валу;

2.5.3. на тихохідному валу.

3. Розрахунок передач на міцність

3.1. Швидкохідний ступінь.

3.1.1. Проектний розрахунок на контактну витривалість:

3.1.1.1. Формула для визначення основного параметра передачі

a_{wmin} (d_{e2min} – для конічної передачі).

3.1.1.2. Матеріали зубчастих коліс.

3.1.1.3. Допустиме контактне напруження.

- 3.1.1.4. Початкові параметри для розрахунку:
- а) число зубців шестірні (число витків черв'яка);
 - б) число зубців колеса;
 - в) фактичне передаточне число передачі;
 - г) коефіцієнт діаметра черв'яка ;
 - д) кут нахилу лінії зубців;
 - е) кути ділительних конусів конічних зубчастих коліс.
- 3.1.1.5. Розрахункові коефіцієнти:
- а) допоміжний коефіцієнт $K_a (K_d)$;
 - б) коефіцієнт ширини зубчастого вінця $\psi_{sa} (K_{se})$;
 - г) коефіцієнт $k_{H\beta}$.
- 3.1.1.6. Міжосьова відстань (зовнішній ділительний діаметр конічного колеса) та розрахункове значення модуля зубців.
- 3.1.2. Основні геометричні розміри зубчастих вінців та додаткові розрахункові параметри передачі:
- 3.1.2.1. Початковий контур.
 - 3.1.2.2. Розміри зубчастих вінців.
 - 3.1.2.3. Додаткові розрахункові параметри:
 - а) колова швидкість зубчастих коліс;
 - б) ступінь точності передачі;
 - в) еквівалентні числа зубців коліс (для циліндричних прямозубих передач не визначають);
 - г) номінальне колове зусилля в зачепленні;
 - д) коефіцієнти торцьового та осьового перекриття.
- 3.1.3. Визначення параметрів та розрахунок на контактну витривалість активних поверхонь зубців.
- 3.1.3.1. Розрахункова формула.
 - 3.1.3.2. Розрахункові коефіцієнти: $Z_H ; Z_M ; Z_\varepsilon ; k_{Ha} ; k_{H\beta} ; k_{HV}$.
 - 3.1.3.3. Питоме розрахункове колове зусилля.
 - 3.1.3.4. Уточнення величини допустимого контактного напруження.
 - 3.1.3.5. Розрахунок на контактну витривалість.
- 3.1.4. Визначення параметрів та розрахунок на контактну міцність активних поверхонь зубців при дії максимального навантаження.
- 3.1.4.1. Допустиме граничне контактне напруження.
 - 3.1.4.2. Розрахунок на контактну міцність.
- 3.1.5. Визначення параметрів та розрахунок на витривалість при згині.
- 3.1.5.1. Розрахункова формула.
 - 3.1.5.2. Розрахункові коефіцієнти: $Y_F ; Y_\varepsilon ; Y_\beta ; k_{Fa} ; k_{F\beta} ; k_{FV}$.
 - 3.1.5.3. Питоме розрахункове колове зусилля.

- 3.1.5.4. Допустиме напруження при розрахунку на витривалість при згині.
 - 3.1.5.5. Розрахунок на витривалість при згині.
 - 3.1.6. Визначення параметрів та розрахунок на міцність зубців при згині максимальним навантаженням.
 - 3.1.6.1. Допустиме граничне напруження на згин.
 - 3.1.6.2. Розрахунок на міцність при згині.
- 3.2. Тихохідний ступінь (див. п. 3.1).

4. Зусилля в зачепленні передач та навантаження на вали

4.1. Швидкохідний ступінь:

- а) колове зусилля;
- б) радіальне зусилля;
- в) осьове зусилля.

4.2. Тихохідний ступінь:

- а) колове зусилля;
- б) радіальне зусилля;
- в) осьове зусилля.

5. Розрахунок відкритої передачі (зубчастої див. пп. 3,4; пасової див. приклад 7,8; ланцюгової див. приклад 9)

6. Розрахунок валів та вибір підшипників

6.1. Швидкохідний вал.

6.1.1. Попередній розрахунок вала.

6.1.1.1. Вибір матеріалу та визначення допустимого напруження.

6.1.1.2. Визначення діаметра кінцевої ділянки вала.

6.1.2. Компонування складальної одиниці вала:

- а) вибір відстані між зубчастими колесами;
- б) вибір відстані між колесами і корпусом;
- в) вибір відстані між опорами вала.

6.1.3. Конструювання вала:

- а) діаметри ділянок вала;
- б) довжини ділянок вала.

6.1.4. Перевірка статичної міцності вала:

- а) розрахункова схема вала;
- б) визначення реакцій в опорах;
- в) визначення згинальних моментів та побудова їхніх епюр;
- г) еквівалентне навантаження в небезпечному перерізі та розрахунок на статичну міцність при перевантаженнях;

д) перевірка жорсткості черв'яка.

6.1.5. Вибір та розрахунок підшипників кочення.

6.1.6. Вибір розмірів та перевірний розрахунок шпонкових з'єднань.

6.1.7. Розрахунок вала на витривалість.

6.2. Проміжні та тихохідний вали (див. п. 6.1).

7. Визначення розмірів основних деталей редуктора

7.1. Конструктивні розміри зубчастих коліс.

7.2. Розміри кріпильних болтів.

7.3. Розміри корпусу та кришки редуктора.

7.4. Розміри кришок підшипників.

7.5. Арматура редуктора: (оглядове вікно; масловказівник; зливна пробка; мазеутримуючі кільця; рим-болти).

8. Змащування та ущільнення

8.1. Змащування зубчастих коліс.

8.2. Змащування підшипників та ущільнення.

9. Тепловий розрахунок редуктора (обов'язково – для черв'ячного редуктора)

10. Розрахунок та проектування муфти

10.1. Визначення основних розмірів та конструктивні особливості муфти.

10.2. Розрахункова схема та перевірка міцності деталей муфти.

11. Конструкція та основні розміри рами редукторної установки

Бібліографічний список

Примітка. Цей зміст пояснювальної записки відноситься до двоступінчастого редуктора. Якщо задається одноступінчастий редуктор, то обсяг пояснювальної записки зменшується, а для багатоступінчастого – збільшується.

5.2. Взірець напису на титульній сторінці пояснювальної записки

**МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА
УКРАЇНИ
(МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ)**

**Львівський національний аграрний університет
(Національний університет «Львівська політехніка»)**

**Факультет механіки та енергетики
(Інститут ІМІТ)**

**Кафедра машинобудування
(Кафедра ДМ)**

**ПРИВОД
З ЧЕРВ'ЯЧНО-ЦИЛІНДРИЧНИМ РЕДУКТОРОМ**

ДМ 05.02.00.00.00.ПЗ

**Розрахунково-пояснювальна записка
до курсового проекту з дисципліни
“Деталі машин”**

Студент _____
(Група) (Прізвище, ініціали)

Керівник _____
(Наук. ступінь, вчене звання) (Прізвище, ініціали)

ЛЬВІВ – 20...

Примітка. Написи у дужках – для студентів НУ «Львівська політехніка»

5.3. Взірець оформлення технічного завдання (стор.1)

МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА УКРАЇНИ
 (МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ)
 ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
 (НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»)
 Кафедра "Машинобудування"
 (Кафедра «Деталей машин»)

ЗАВДАННЯ

на курсовий проект з деталей машин

Студенту Петренку І.П.

групи М-31 (ПХВ-31)

Тема: спроектувати привод конвеєра

за такими початковими даними:

потужність на вихідному валу привода $P_3 = \underline{10}$ кВт

кутова швидкість вихідного вала привода $\omega_3 = \underline{20}$ рад/с

термін служби передачі $h = \underline{30\ 000}$ год

тип з'єднувальної муфти пружна втулково-пальцева

Схема установки

Завдання № 3 Варіант № 1

1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – черв'ячний редуктор; 4 – ланцюгова передача; 5 – стрічка конвеєра

Обсяг проекту	Термін виконання
1. Креслення	
1.1. Міліметрівка (за рішенням кафедри)	
1.2. Редуктор	
1.3. Складальні одиниці редуктора і муфта	
1.4. Деталі редуктора і муфти	
1.5. Загальний вигляд привода	
2. Пояснювальна записка	

Захист проекту з “___” до “___” _____ 20__ р.

Керівник проекту _____

5.4. Правила проектування (стор.2)

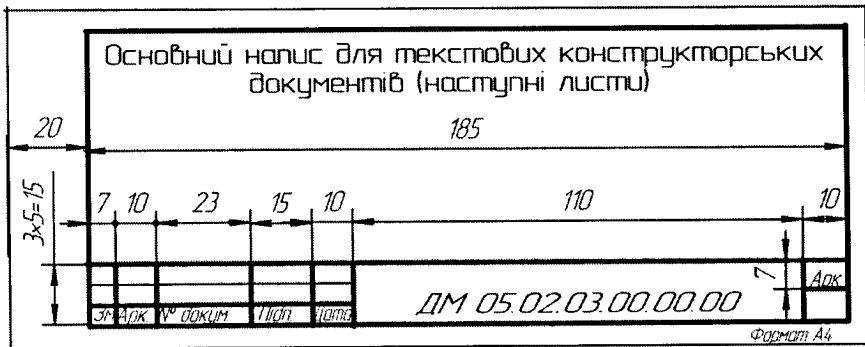
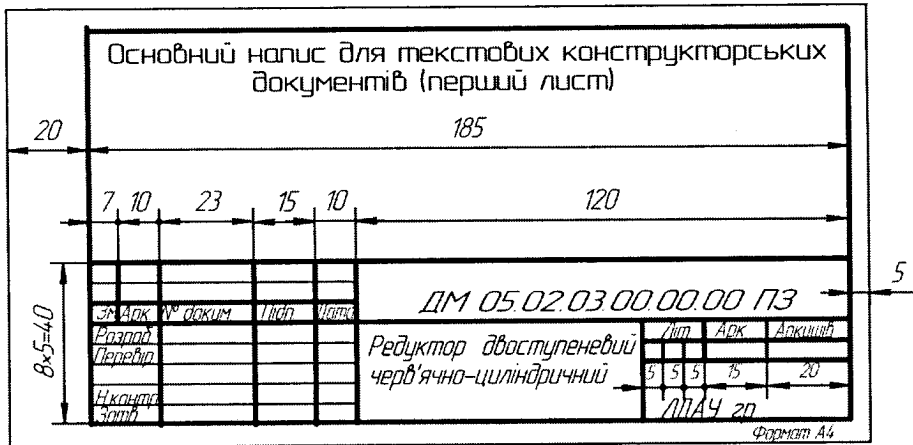
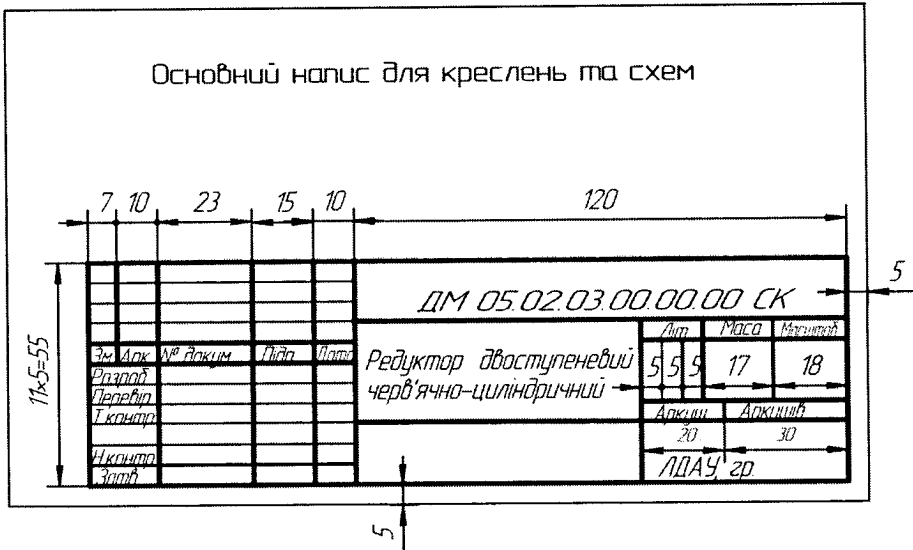
1. Креслення виконують олівцем на аркушах стандартного формату А1 і А2 відповідно до державних стандартів (на міліметровіці) або засобами комп'ютерної графіки.
2. Робочі креслення деталей виконують за вказівкою керівника й викреслюють на окремих гранках формату А3, А4, А5. На робочих кресленнях вказують потрібні розміри, шорсткість поверхонь, технічні вимоги та характеристики, масу деталі, допуски на виготовлення.
3. При виконанні проекту необхідно використовувати стандартні та нормалізовані деталі і складальні одиниці. В кожному випадку застосування стандартних або нормалізованих деталей вказують номер стандарту або заводської нормалі.
4. Остаточне оформлення листа проводять після перевірки його в тонких лініях керівником проекту.
5. Пояснювальна записка виконується на листах формату А4 з одного боку з полями й повинна містити:
 - 5.1. Зміст, вихідні дані та вступ.
 - 5.2. Аналіз кінематичної схеми привода і вибір двигуна.
 - 5.3. Розрахунок редуктора (передачі):
 - а) розрахунок і перевірка елементів передачі;
 - б) розрахунок і перевірка валів;
 - в) розрахунок і конструювання підшипникових вузлів;
 - г) конструювання і розрахунок елементів корпусу редуктора та деталей кріплення;
 - д) змашування та арматура редуктора;
 - е) тепловий розрахунок редуктора і його охолодження.
 - 5.4. Розрахунок відкритої зубчастої передачі.
 - 5.5. Розрахунок ланцюгової або пасової передачі.
 - 5.6. Вибір і перевірний розрахунок муфт привода:
 - а) розрахунок і проектування муфт;
 - б) умови та особливості монтажу і догляду за муфтою.
 - 5.7. Опис установки, її технічна характеристика, особливості монтажу та експлуатації.
 - 5.8. Бібліографічний список.Розрахунки повинні супроводжуватись схемами, ескізами та посиланнями на літературу.
6. До захисту допускають студентів, які виконали весь обсяг курсового проекту і мають підписані керівником пояснювальну записку та креслення.

Завдання отримав

“ ” _____ 20__ р.

_____ (підпис студента)

5.5. Форми та розміри основних написів



5.6. Приклад заповнення специфікації для привода з черв'ячно циліндричним редуктором (рис. 5.1)

Формат	Знак	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка	
				<i>Документація</i>			
A1			ДМ 05.02.00.00.00.00 ВЗ	Загальний вигляд			
			ДМ 05.02.00.00.00.00 ПЗ	Пояснювальна записка			
				<i>Складальні одиниці</i>			
		1	ДМ 05.02.01.00.00.00 СК	Муфта пружна	1		
		2	ДМ 05.02.02.00.00.00 СК	Муфта обгінна	1		
A1		3	ДМ 05.02.03.00.00.00 СК	Редуктор	1		
A1		4	ДМ 05.02.04.00.00.00 СК	Рама	1		
				<i>Деталі</i>			
		5	ДМ 05.02.00.00.00.05	Болт фундаментний М18	6		
				<i>Стандартні вироби</i>			
		6		Болт М12х28.58 ГОСТ 7798-70	4		
		7		Болт М12х45.58 ГОСТ 7798-70	4		
		8		Гайка М18-6Н5 ГОСТ 7798-70*	6		
		9		Шайба 12.65Г ГОСТ 6402-70	4		
		10		Шайба 12.01Ст3 ГОСТ 10906-78	4		
		11		Ел. двигун 4А100L4У3/14.10 ГОСТ 19523-81	1	P=4 кВт n=4100д/хв	
			ДМ 05.02.00.00.00.00				
Зм.	Арк.	№ докум.	Лист	Дата			
Розроб.	Петренко ПІ						
Перев.	Яків В.В.						
Консульт.							
Нормат.							
Затв.	Малашко В.О.						
Привод з циліндрично-черв'ячним редуктором					Лист	Арк.	
					к/л	7	
					ЛНАУ, гр. М-31		

Калинєв

Формат А4

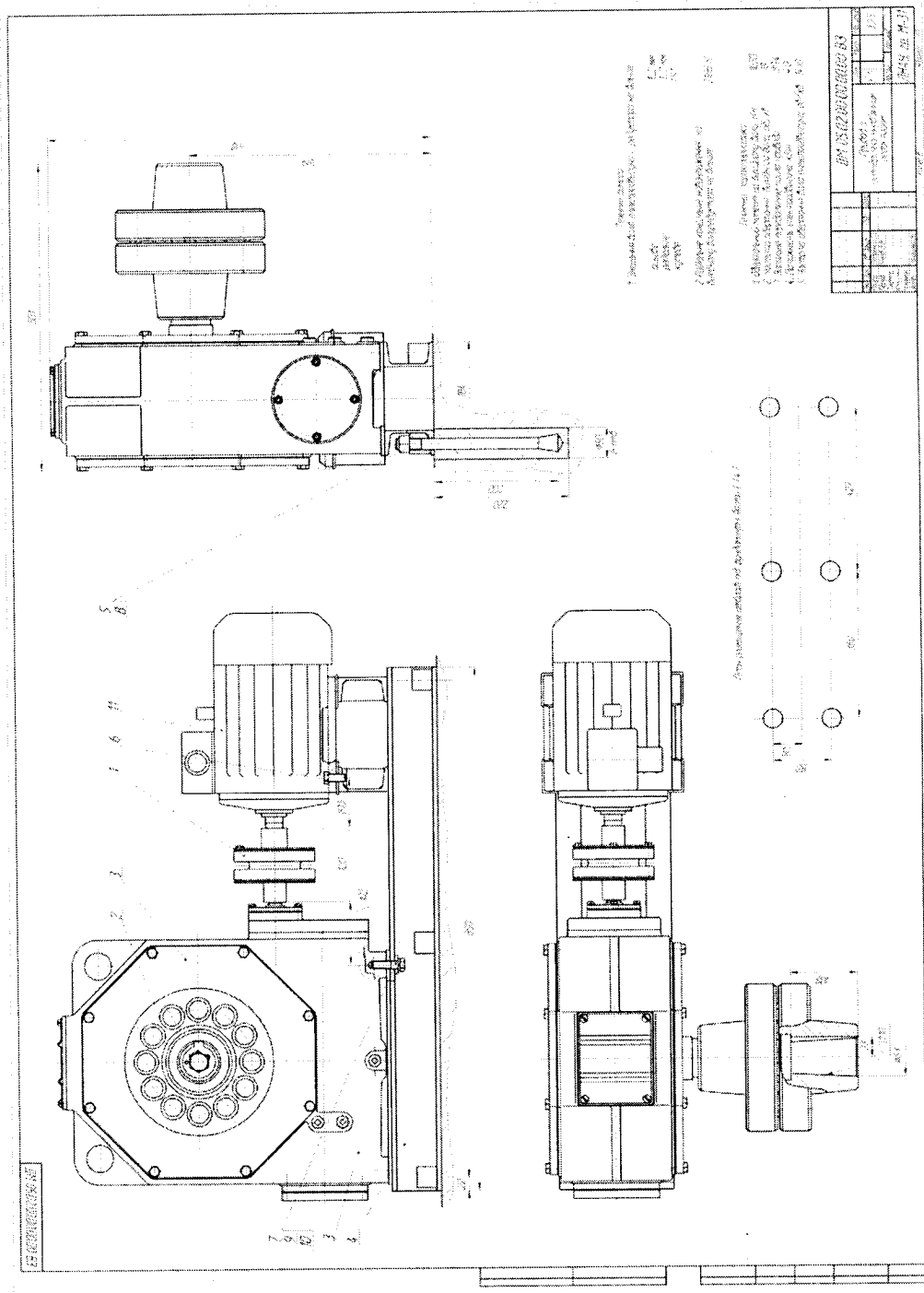


Рис. 5.1. Привод з циліндрично-черв'ячним редуктором (загальний вигляд)

5.7. Приклад заповнення специфікації для черв'ячно-циліндричного редуктора (рис. 5.2. і 5.3.)

Формат	Знак	Габ.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка
				<i>Документація</i>		
A1			ДМ 05.02.03.00.00.00 СК	Складальне креслення		
			ДМ 05.02.03.00.00.00 ПЗ	Пояснювальна записка		
				<i>Складальні одиниці</i>		
	1		ДМ 05.02.03.01.00.00 СК	Вал швидкохідний	1	
A3	2		ДМ 05.02.03.02.00.00 СК	Вал проміжний	1	
	3		ДМ 05.02.03.03.00.00 СК	Вал тихохідний	1	
	4		ДМ 05.02.03.04.00.00 СК	Маслоказивник	1	
	5		ДМ 05.02.03.05.00.00	Кришка оглядова	1	
				<i>Деталі</i>		
	6		ДМ 05.02.03.00.00.06	Корпус редуктора	1	
	7		ДМ 05.02.03.00.00.07	Кришка редуктора	1	
	8		ДМ 05.02.03.00.00.08	Втулка	2	
	9		ДМ 05.02.03.00.00.09	Втулка	2	
	10		ДМ 05.02.03.00.00.10	Прокладка	1	
	11		ДМ 05.02.03.00.00.11	Прокладка	1	
	12		ДМ 05.02.03.00.00.12	Прокладка	1	
	13		ДМ 05.02.03.00.00.13	Прокладка	1	
	14		ДМ 05.02.03.00.00.14	Пробка зливна М24	1	
ДМ 05.02.03.00.00.00						
Зм	Авк	№ док.ум.	Підп.	Дата		
Розроб.		Петренко ПІ			Лист	Авк
Перев.		Янків ВВ			к/п	1
Консулт.					Акційний	
Начальн.					2	
Затв.		Мельничко ВО			ЛНАУ, зр. М-31	

Копіявав

Формат А4

Формат	Зона	Лист	Позначення	Назва	К-сть	Примітка
				Стандартні вироби		
				Болти ГОСТ 7805-70		
		15		M8x15.36.05	4	
		16		M10x30.36.05	28	
		17		M14x50.36.05	4	
		18		M16x20.36.05	1	
		19		M16x110.36.05	4	
		20		M16x150.36.05	4	
				Гайки ГОСТ 5927-70		
		21		M14.4.05	4	
		22		M16.4.05	9	
		23		M50.4.05	1	
				Кришки гліці		
				ГОСТ 18511-73		
		24		85-2-1	2	
		25		125-2-1	1	
				Кришки наскрізні		
				ГОСТ 11641-73		
		26		62-2	1	
		27		125-2	1	
				Шайби ГОСТ 6202-70		
		28		14.01	4	
		29		16.01	9	
		30		50.01	1	
				Манжети ГОСТ 8752-79		
		31		1-25x42-3	1	
		32		1-75x95-3	1	
				Кільце ГОСТ 9833-73		
		33		020-025-30	1	
		34		Штифт 8x30	2	
				ГОСТ 3129-70		
				ДМ 05.02.03.00.00.00		Арх 2
Зм.	Арх.	№ док-м.	Підп.	Дата		

Копиравол

Формат А4

Примітка. Графа "Зона" для навчального курсового проекту не заповнюється.

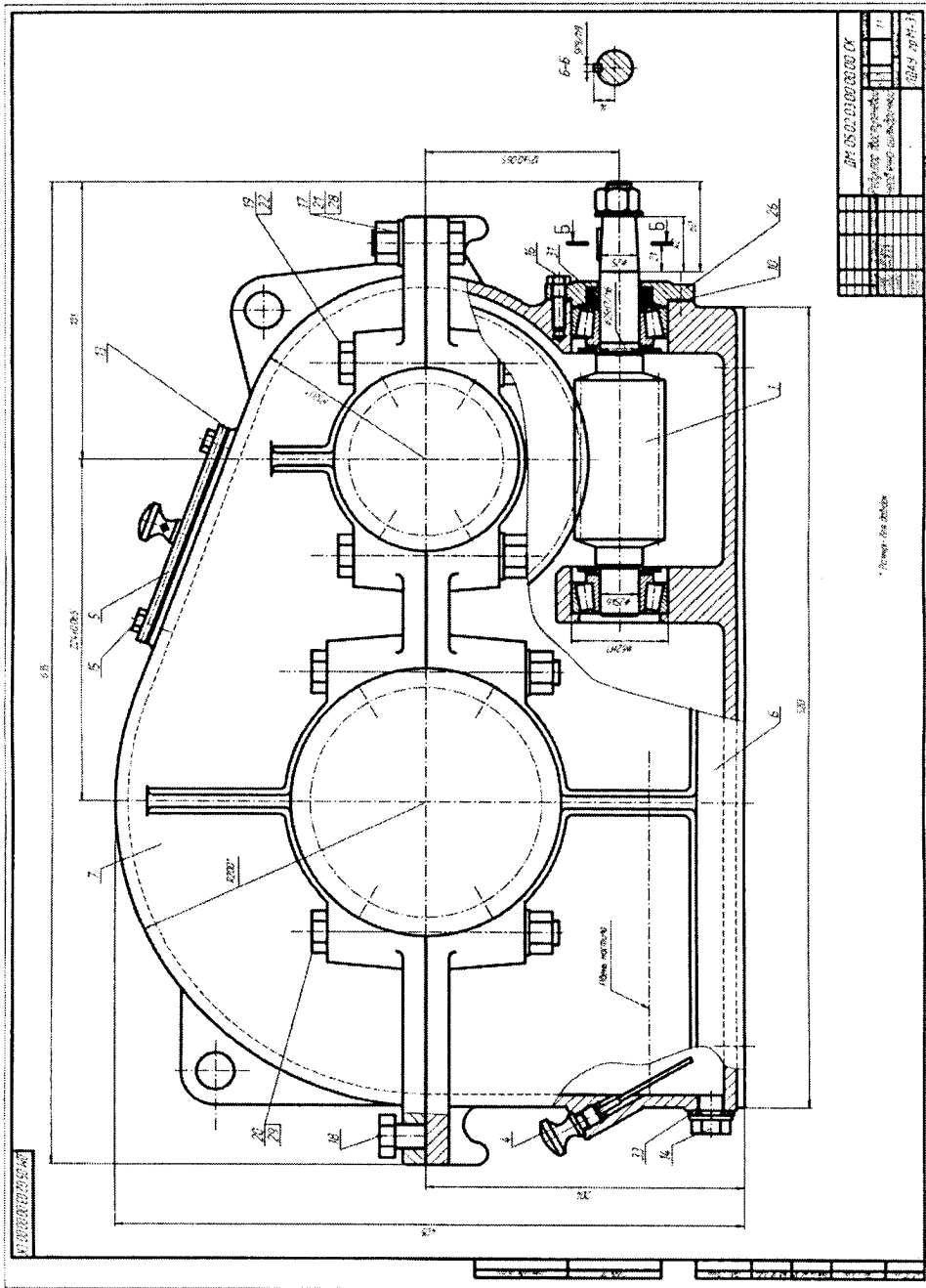


Рис. 5.2. Черв'ячно-циліндричний редуктор (вигляд збоку)

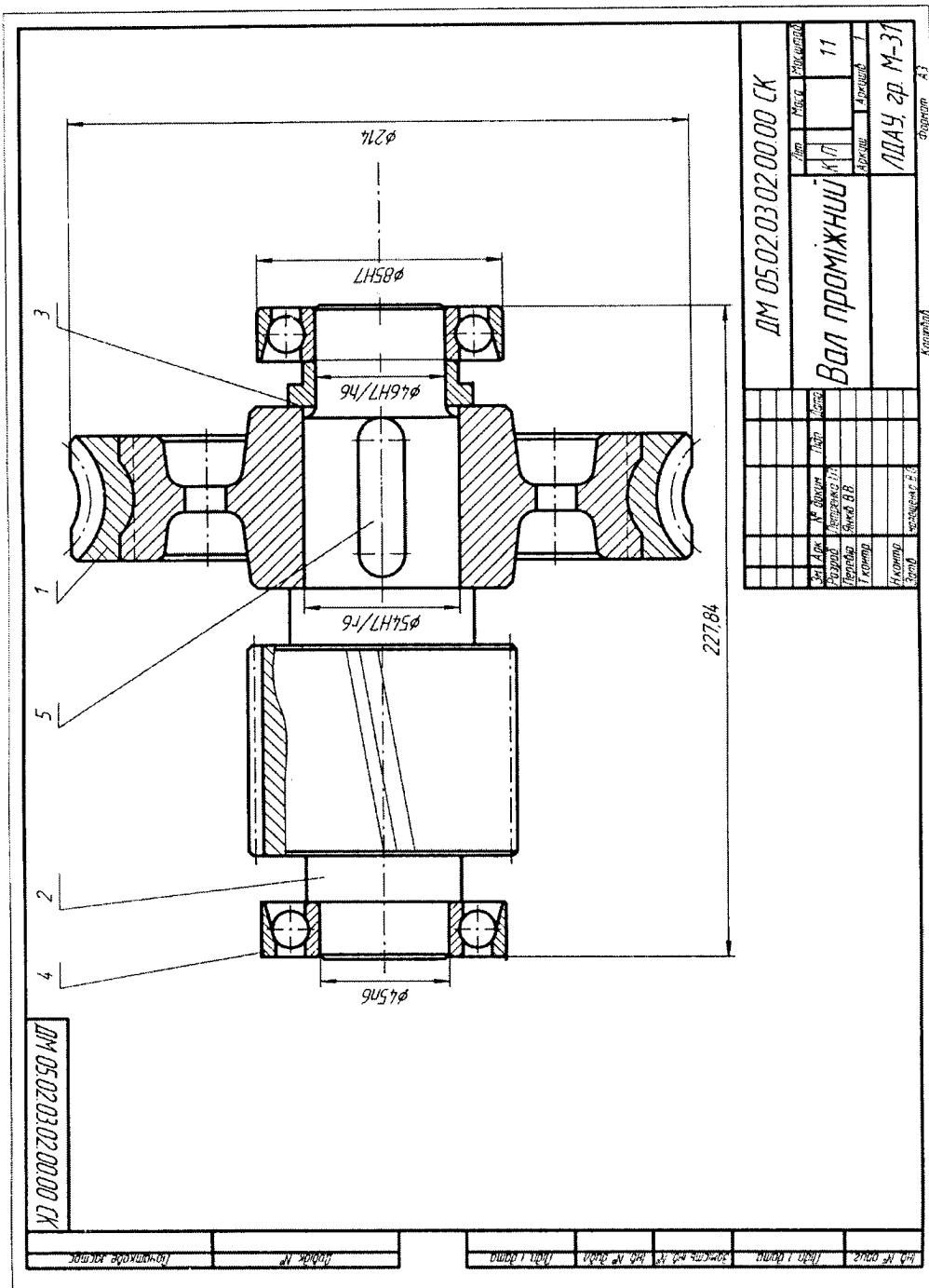


Рис. 5.4. Складальне креслення проміжного вала

5.7.2. Приклад заповнення специфікації для черв'ячного колеса (рис. 5.5)

Формат	Зміст	№03	Позначення	Назва	К-сть	Примітка
				Документація		
	В)		ДМ 05.02.03.02.0100 СК	Складальне креслення		
				Деталі		
		1		Колісний центр	1	
		2		Зубчастий вінець	1	
			ДМ 05.02.03.02.0100			
Зм.	Арк	№ док-м.	Підп.	Дата		
Розроб.	Петренко П.				Лист	Арк
Перев.	Янко В.В.				К/п	Аркцикл
Консульт.					1	
Нконтр.						
Затв.	Молощенко В.О.				ЛНАУ, гр. М-31	
				Черв'ячне колесо		
				Копія	Формат	А4

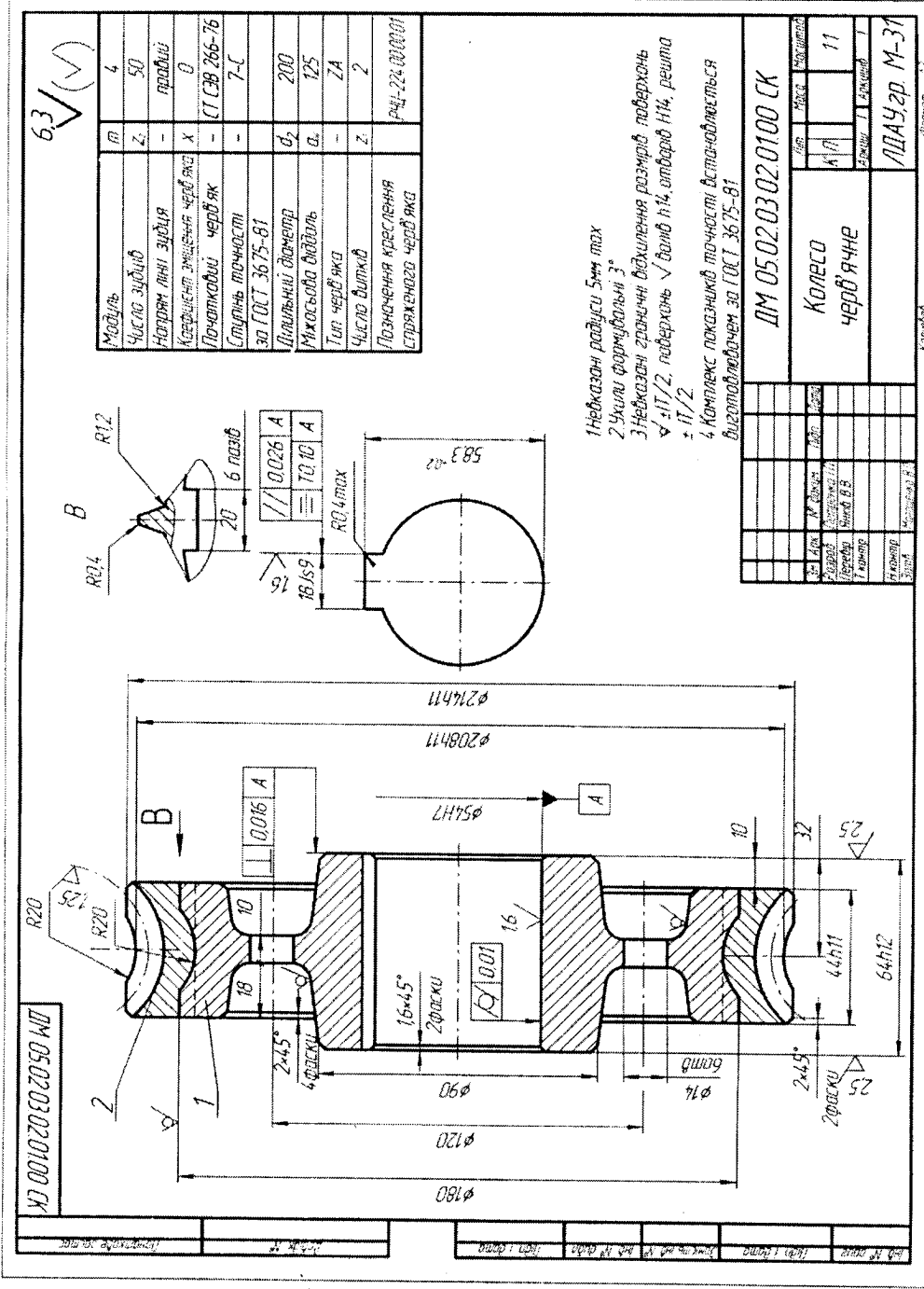


Рис. 5.5. Складальне креслення черв'ячного колеса

5.8. Приклади виконання робочих креслень

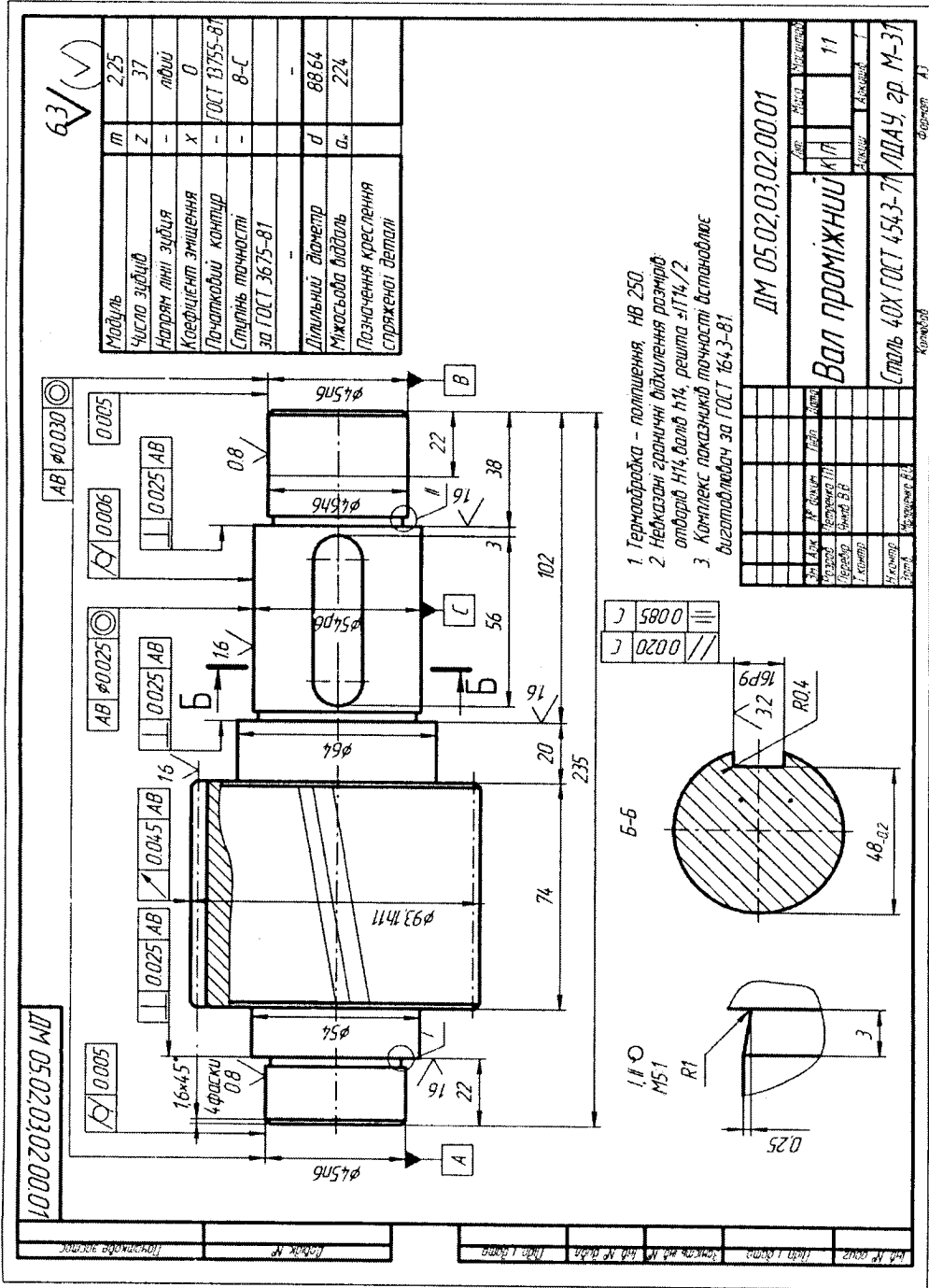


Рис. 5.6. Приклад креслення проміжного вала

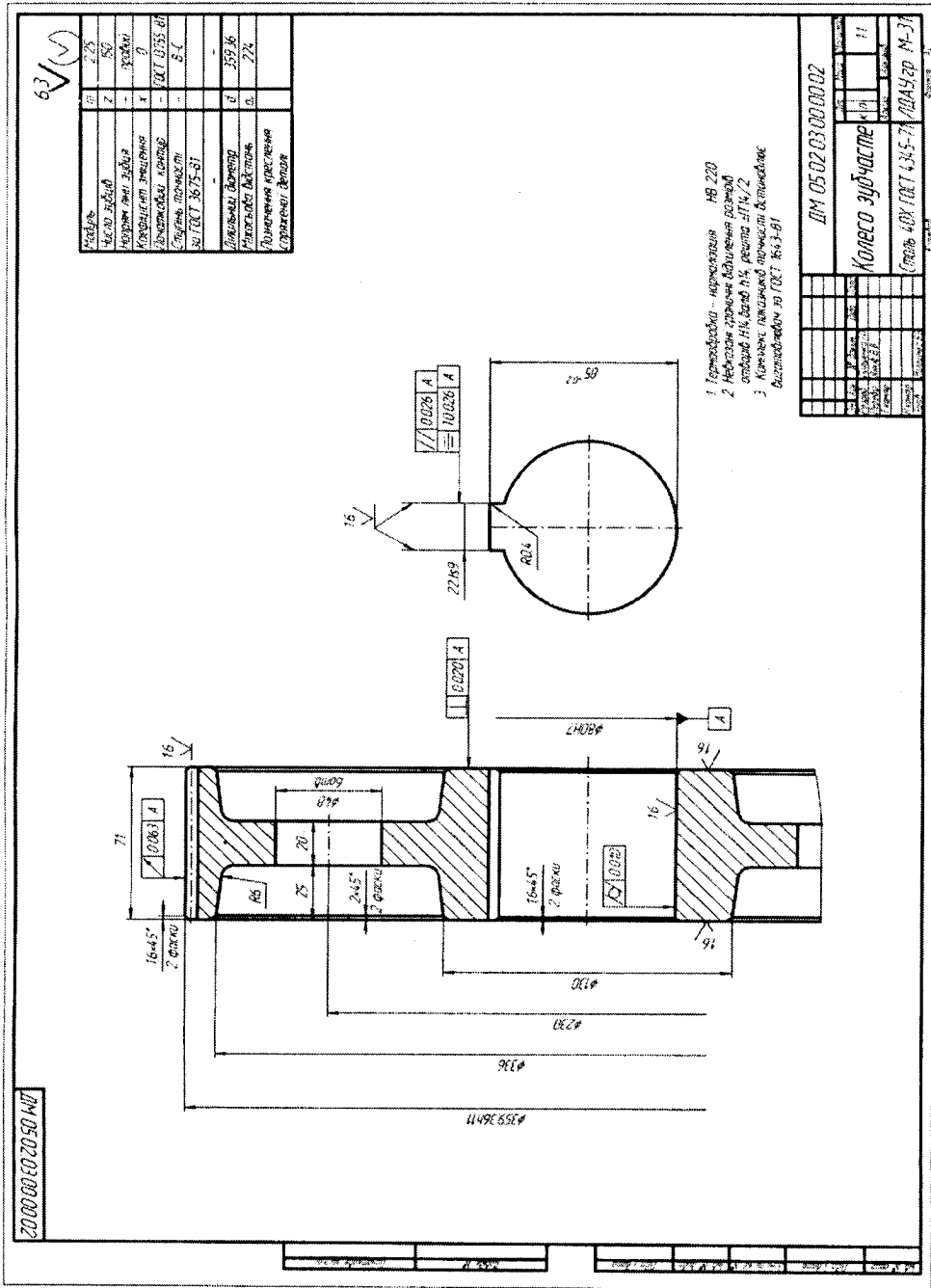


Рис. 5.7. Пример рабочего чертежа цилиндрического зубчатого колеса

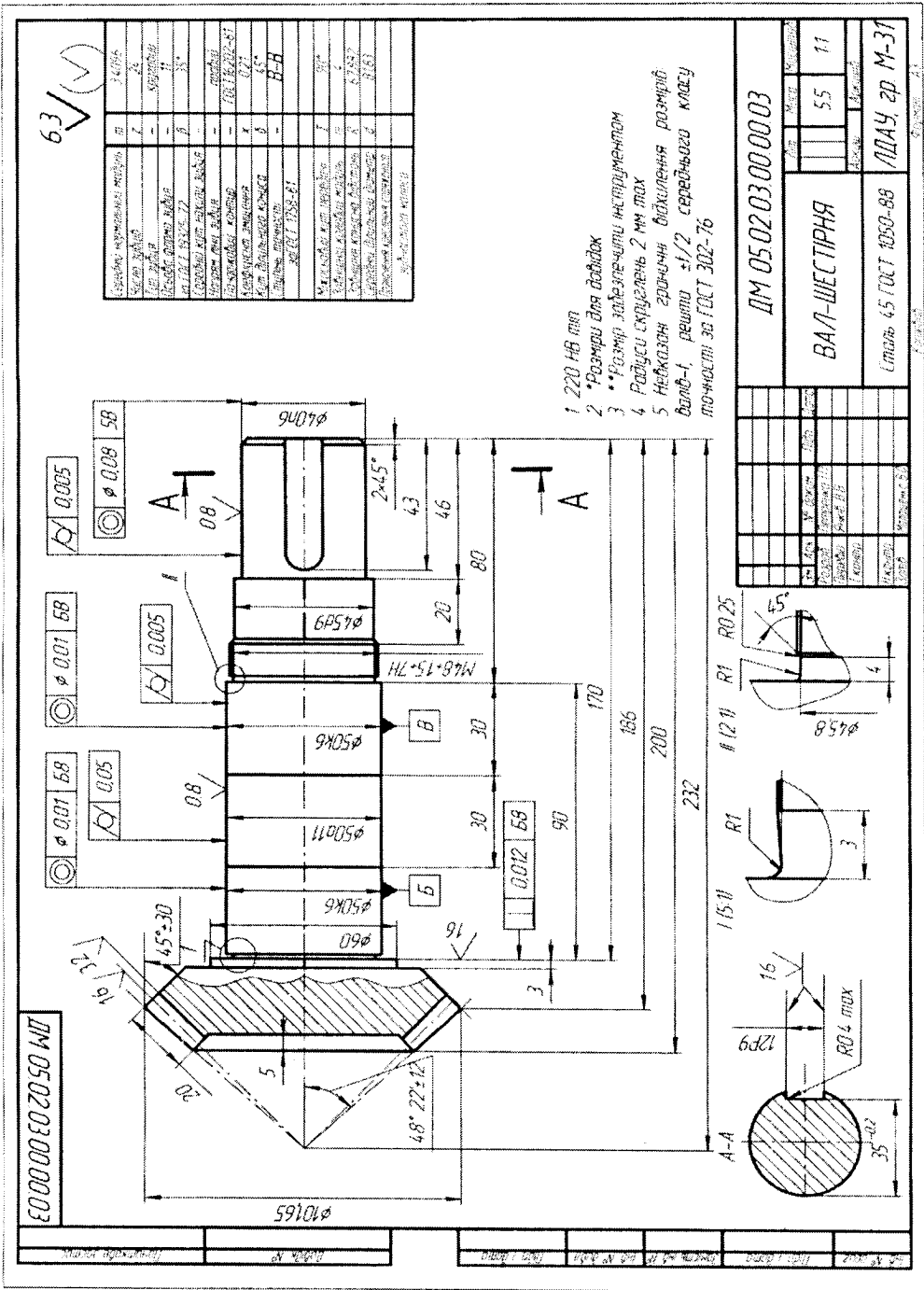


Рис. 5.8. Приклад робочого креслення вала-шестерні конічної

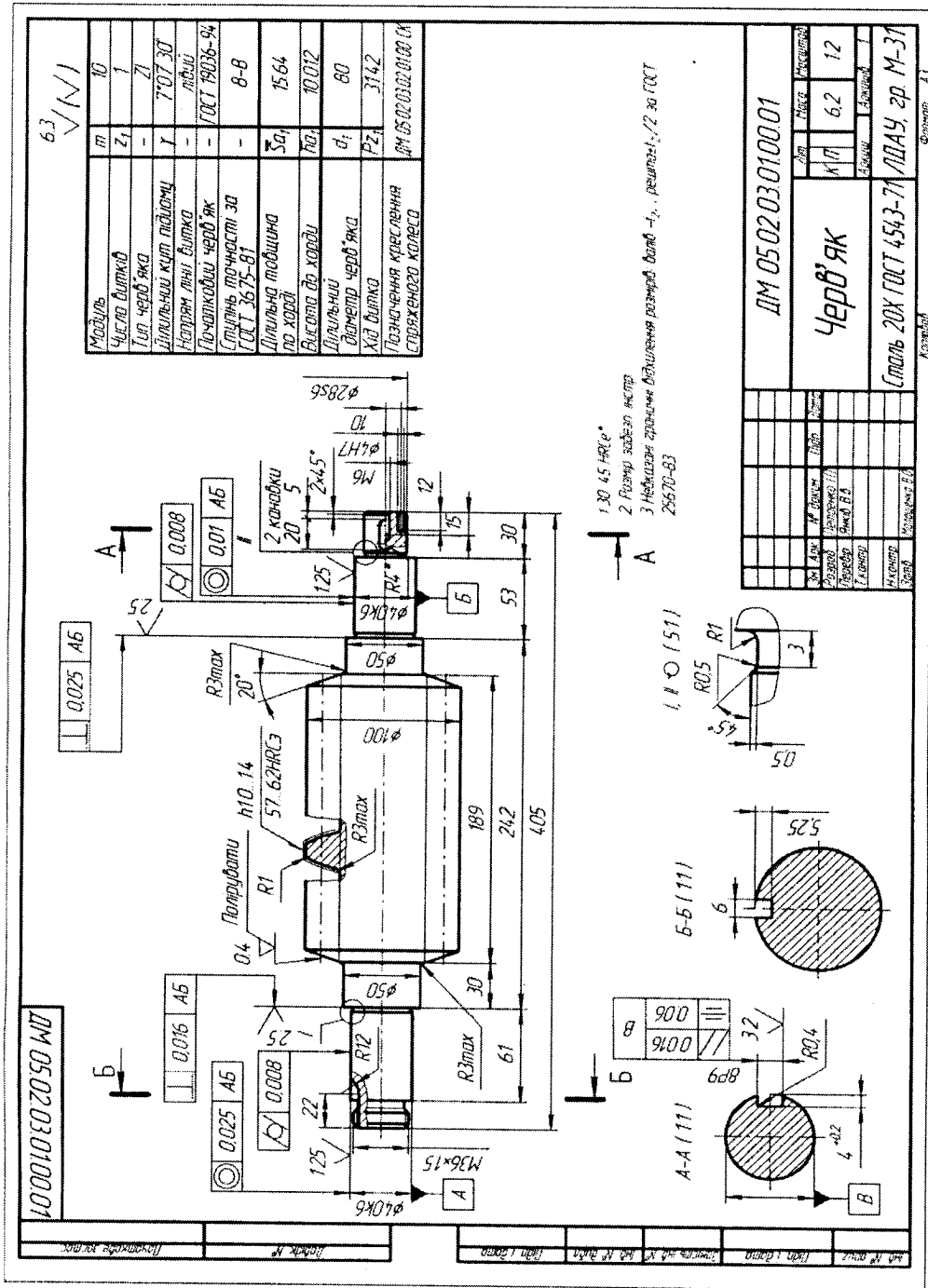


Рис. 5.10. Привал рабочего крестления вала-червяка

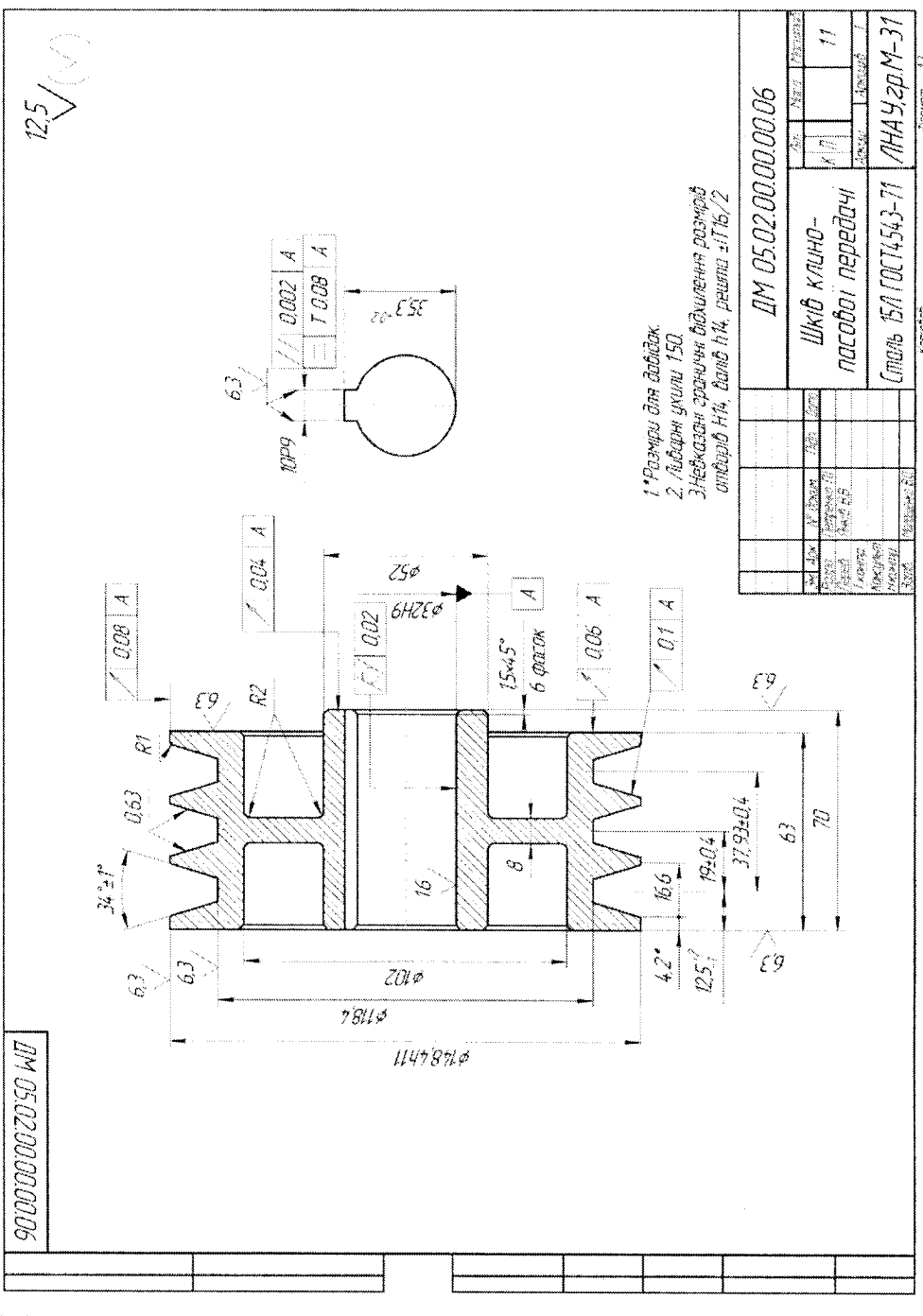


Рис. 5.1.1. Приклад робочого креслення шкiва клинопасосаби передачи

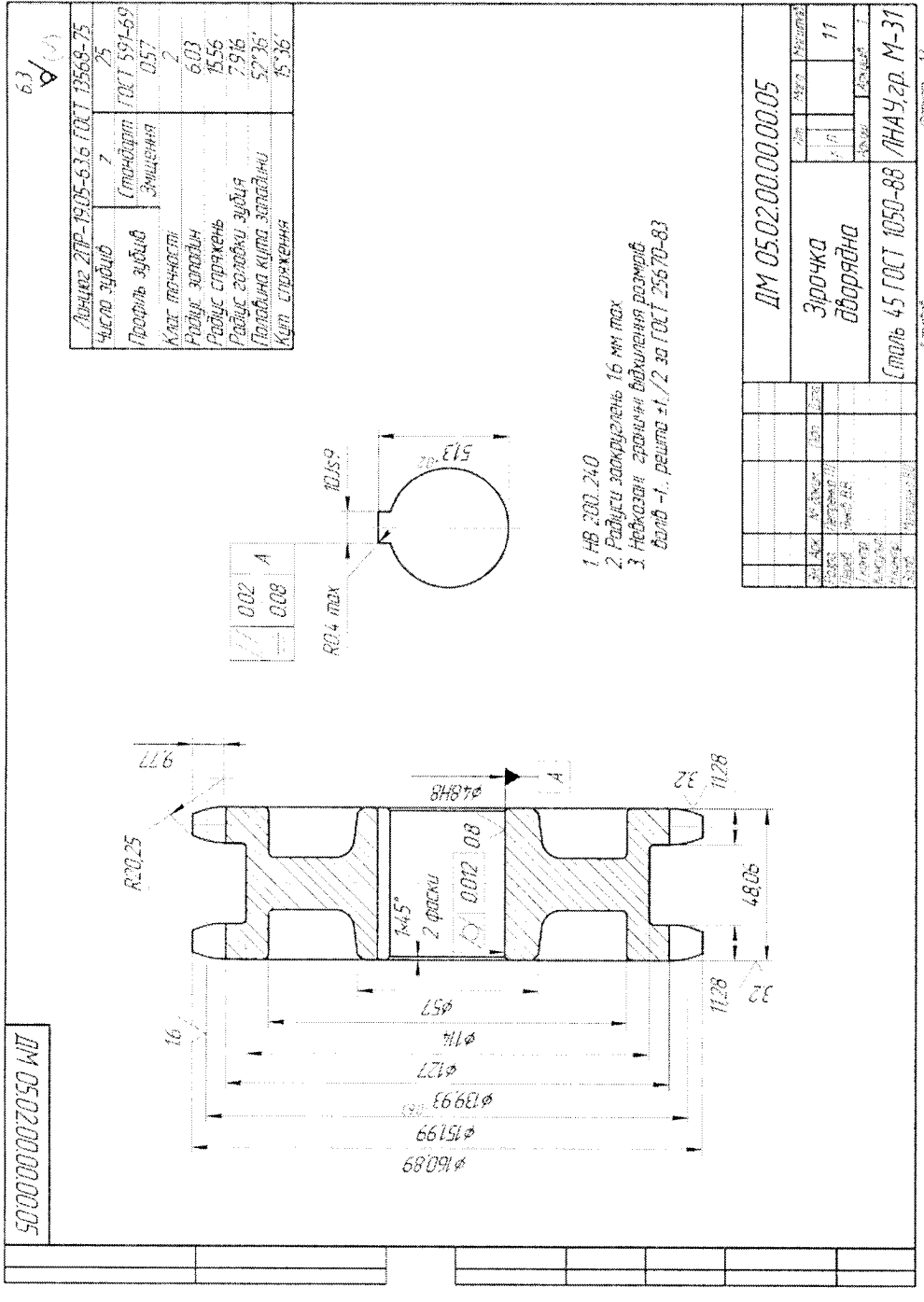


Рис. 5.12. Приклад робочого креслення зірочки дворядної

5.9. Форма технічної характеристики на складальному кресленні двоступінчастого редуктора

Технічна характеристика				
Параметри зачеплення	Швидкохідний ступінь	Передаточне число номінальне	u_1	
		Модуль	m	
		Число витків черв'яка	z_1	
		Число зубців колеса	z_2	
		Дільний кут лінії підйому витків черв'яка	δ	
		Початковий контур		
		Ступінь точності		
	Тихохідний ступінь	Передаточне число номінальне	u_2	
		Модуль нормальний	m_n	
		Число зубців шестірни	z_1	
		Число зубців колеса	z_2	
		Кут нахилу лінії зубців	β	
		Початковий контур		
		Ступінь точності		
Об'єм оливи		V		
Маса, кг		m		
Габаритні розміри установки	Висота, мм	H		
	Довжина, мм	L		
	Ширина, мм	B		

5.10. Форма технічної характеристики на кресленні загального вигляду привода

Технічна характеристика			
Електродвигун	Тип		
	Потужність, кВт		P
	Кутова швидкість, рад/с		ω_1
	Форма виконання		
	Напруга, В		U
	Маса, кг		m
	Діаметр вихідної ділянки вала, мм		d_1
Муфта	Тип		
	Максимальний момент, Н·м		T_{max}
	Маса, кг		m
Редуктор	Тип		
	Загальне передаточне число		i
	Крутний момент на тихохідному валі, Нм		T_3
	Кутова швидкість тихохідного вала, рад/с		ω_3
	ККД		η
	Маса, кг		m
Габаритні розміри установки	Висота, мм		H
	Довжина, мм		L
	Ширина, мм		B

6. ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЧНОГО ПРИВОДА З ТРИСТУПІНЧАСТИМ РЕДУКТОРОМ

6.1. Завдання та його обґрунтування

Спроектувати привод до ланцюгового конвеєра за такими вихідними параметрами: тягове зусилля на ланцюгу конвеєра $F=8$ кН; швидкість руху ланцюга конвеєра $V=0,25$ м/с; крок ланцюга $P=100$ мм; число зубців ведучої зірочки $z_7 = 12$; термін роботи механічного приводу $h=30000$ год; режим роботи приводу СН; під час пуску можливе перевантаження ($k_n = 1,5$); можливі варіанти схем приводу наведені на рис. 6.1, а, б, в.

Варіант схеми механічного приводу задається викладачем, який керує процесом проектування. Для прикладу розглянемо проектування механічного приводу за схемою (рис. 6.1, в).

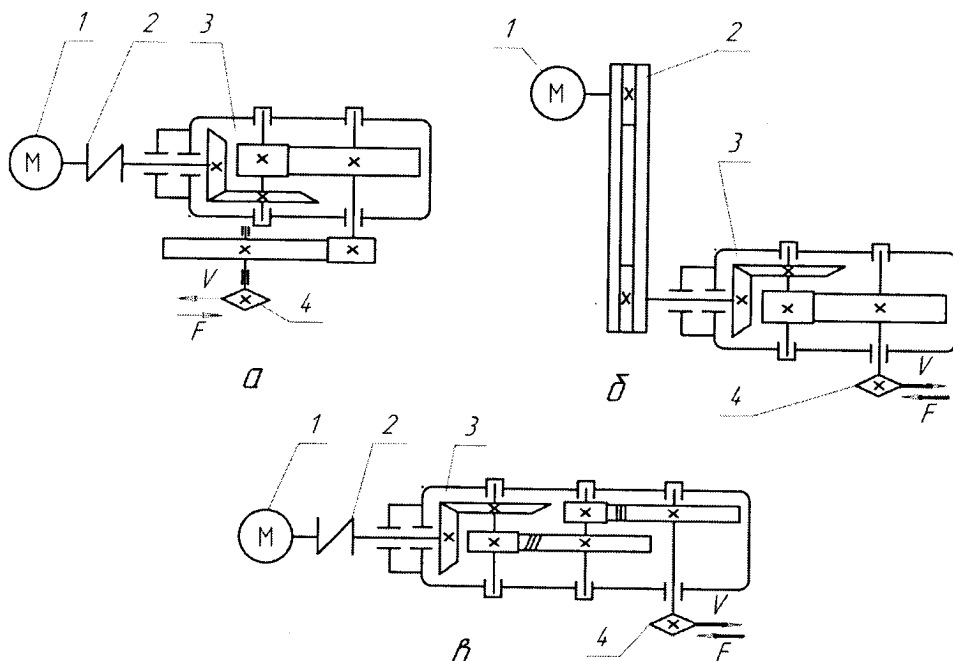


Рис. 6.1. Схеми приводів

Задана схема механічного приводу складається з електродвигуна 1, муфти 2, триступінчастого редуктора 3, ланцюгового конвеєра 4. Редуктор має швидкохідний ступінь конічний, тихохідний – прямозубий та проміж-

ний – косозубий. Під час проектування вали будемо називати : вал, що з'єднується через муфту з двигуном, – швидкохідним; вал, на якому закріплено кінчне колесо і косозуба шестірня, – першим проміжним; вал, на якому закріплено колесо косозубого та шестірня прямозубого ступенів, – другим проміжним; вал прямозубого колеса – тихохідним.

6.2. Вибір двигуна та навантажувальні параметри передач

6.2.1. Розрахунок параметрів і вибір електродвигуна

Кутова швидкість обертання ведучої зірочки конвеєра

$$\omega_4 = \frac{2\pi \cdot v}{z_7 \cdot P} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,25 \cdot 10^3}{12 \cdot 100} = 1,31 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Потужність на ведучій зірочці конвеєра

$$P_4 = F \cdot v = 8 \cdot 0,25 = 2 \text{кВт}.$$

Потужність електродвигуна

$$P_1 = \frac{P_4}{\eta} = \frac{2}{0,867} = 2,31 \text{кВт},$$

де $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3^4 = 0,96 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99^4 = 0,867$ – коефіцієнт корисної дії триступінчастого кінчно–циліндричного редуктора;

$\eta_1 = 0,96$ – ККД кінчної передачі (табл. 73);

$\eta_2 = 0,97$ – ККД циліндричної передачі (табл. 73);

$\eta_3 = 0,99$ – ККД пари підшипників кочення (табл. 73);.

Електродвигуна з потужністю $P_1 = 2,31 \text{кВт}$ немає, тому орієнтуємося на електродвигун, що має $P_0 = 3 \text{кВт}$. Щоб вибрати конкретний двигун, визначаємо межі зміни загального передаточного числа редуктора

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 = \frac{\omega_1}{\omega_4}, \text{ або}$$

$$\omega_1 = \omega_4 \cdot u = \omega_4 \cdot (8 \dots 100) = 1,31 \cdot (8 \dots 100) = 10,4 \dots 131 \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

де $u_1 = 2 \dots 4$ – межі зміни передаточного числа кінчної передачі;

u_2 і $u_3 = 2 \dots 5$ – межі зміни передаточного числа циліндричних передач (табл. 73).

За значеннями $P_0 = 3 \text{кВт}$ і $\omega_1 = 10,4 \dots 131 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ доцільно вибрати двигун 4А112МА6У3, що має $\omega_0 = \omega_1 = 104,6 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$, $d_a = 32 \text{мм}$ (табл. 71,72).

6.2.2. Передаточне число редуктора

Загальне передаточне число редуктора

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{104,6}{1,31} = 79,85.$$

Приймаємо передаточне число конічної передачі $u_1 = 3,5$ і визначаємо

$$u_2 \cdot u_3 = \frac{u}{u_1} = \frac{79,85}{3,5} = 22,8.$$

Для зменшення габаритів редуктора приймаємо $u_2 = 1,2u_3$, тоді

$$1,2u_3^2 = 22,8 \text{ або } u_3 = \sqrt{\frac{22,8}{1,2}} = 4,36,$$

$$\text{а } u_2 = \frac{u_2 u_3}{u_3} = \frac{22,8}{4,36} = 5,229.$$

Кінцево приймаємо $u_3 = 4,4$; $u_2 = 5,2$.

6.2.3. Кутові швидкості валів редуктора:

швидкохідного вала $\omega_1 = 104,6 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$;

першого проміжного вала $\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} = \frac{104,6}{3,5} = 29,9 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$;

другого проміжного вала $\omega_3 = \frac{\omega_1}{u_1 \cdot u_2} = \frac{104,6}{3,5 \cdot 5,2} = 5,74 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$;

тихохідного вала $\omega_4 = 1,31 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ (із попередніх розрахунків).

6.2.4. Потужності на валах:

швидкохідного вала $P_1 = 2,31 \text{ кВт}$ (див. п. 6.2.1);

першого проміжного вала $P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_3^2 = 2,31 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 = 2,17 \text{ кВт}$;

другого проміжного вала $P_3 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^3 = 2,31 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 = 2,1 \text{ кВт}$.

тихохідного вала $P_4 = 2 \text{ кВт}$ (див. п. 6.2.1)

6.2.5. Обертальні моменти на валах:

$$\text{швидкохідний вал } T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{2,31 \cdot 10^3}{104,6} = 22 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\text{перший проміжний вал } T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2} = \frac{2,17 \cdot 10^3}{29,9} = 72,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\text{другий проміжний вал } T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3} = \frac{2,1 \cdot 10^3}{5,74} = 365,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\text{Тихохідний вал } T_4 = \frac{P_4 \cdot 10^3}{\omega_4} = \frac{2 \cdot 10^3}{1,31} = 1526,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6.3. Розрахунок передач на міцність

6.3.1. Розрахунок тихохідної циліндричної прямозубої передачі

Згідно із завданням ця передача є прямозубою (рис. 6.1, в) і має

$$\omega_4 = 1,31 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \quad \omega_3 = 5,74 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \quad T_4 = 1526,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = 365,8 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad h = 30000 \text{ год}.$$

Сумарна кількість циклів навантаження:

Зубців шестірні та колеса за термін служби $h=30000$ год.

$$N_{\Sigma 5} = \frac{1800\omega_3 \cdot h}{\pi} = \frac{1800 \cdot 5,74 \cdot 30000}{3,14} = 9,87 \cdot 10^7;$$

зубців колеса:

$$N_{\Sigma 6} = \frac{1800\omega_4 \cdot h}{\pi} = \frac{1800 \cdot 1,31 \cdot 30000}{3,14} = 2,25 \cdot 10^7.$$

Еквівалентні кількості циклів навантаження зубців шестірні та колеса на контактну витривалість N_{HE} і на витривалість згинання N_{FE}

$$N_{HE5} = k_{HE} \cdot N_{\Sigma 5} = 0,18 \cdot 9,87 \cdot 10^7 = 1,78 \cdot 10^7;$$

$$N_{HE6} = k_{HE} \cdot N_{\Sigma 6} = 0,18 \cdot 2,25 \cdot 10^7 = 0,4 \cdot 10^7;$$

$$N_{FE5} = k_{FE} \cdot N_{\Sigma 5} = 0,07 \cdot 9,87 \cdot 10^7 = 0,7 \cdot 10^7;$$

$$N_{FE6} = k_{FE} \cdot N_{\Sigma 6} = 0,07 \cdot 2,25 \cdot 10^7 = 0,16 \cdot 10^7,$$

де $k_{HE} = 0,18$; $k_{FE} = 0,07$ – коефіцієнти інтенсивності навантаження для режиму роботи –СН (табл. 7).

Механічні характеристики матеріалу шестірни та колеса

Для виготовлення зубчастих коліс тихохідного ступеня редуктора вибираємо широко розповсюджену леговану сталь 40X поліпшену:

- для шестірни твердість поверхні зубців 269...302 НВ (найбільш ймовірна твердість – 290 НВ₅), $\sigma_{e5} = 900 \text{ МПа}$, $\sigma_{T5} = 750 \text{ МПа}$, якщо діаметр заготовки до 125 мм;
- для колеса твердість поверхні зубців – 235...262 НВ (найбільш ймовірна твердість – 245 НВ₆), $\sigma_{e6} = 790 \text{ МПа}$, $\sigma_{T6} = 640 \text{ МПа}$, якщо діаметр заготовки до 280 мм (табл. 2).

Допустимі контактні напруження для розрахунку прямозубої передачі
Границі контактної витривалості зубців шестірни та колеса (табл. 3)

$$\sigma_{H \lim e5} = 2HB_5 + 70 = 2 \cdot 290 + 70 = 650 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim e6} = 2HB_6 + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа}.$$

База випробувань для матеріалів зубчастих коліс передачі [9, с. 283]

$$N_{HO5} = 30HB_5^{2,4} = 30 \cdot 290^{2,4} = 2,84 \cdot 10^7;$$

$$N_{HO6} = 30HB_6^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,63 \cdot 10^7.$$

Оскільки $N_{HO5} > N_{HE5}$ і $N_{HO6} > N_{HE6}$, то коефіцієнт довговічності для зубців шестірни та колеса:

$$k_{HLL5} = \sqrt[6]{\frac{2,84 \cdot 10^7}{1,78 \cdot 10^7}} = 1,08; \quad k_{HLL6} = \sqrt[6]{\frac{1,63 \cdot 10^7}{0,4 \cdot 10^7}} = 1,2.$$

Допустимі контактні напруження для зубців шестірни та колеса

$$[\sigma]_{H5} = \sigma_{H \lim e5} Z_R \frac{k_{HLL}}{S_H} = 650 \cdot 1 \cdot \frac{1,08}{1,1} = 638 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H6} = \sigma_{H \lim e6} Z_R \frac{k_{HLL}}{S_H} = 560 \cdot 1 \cdot \frac{1,2}{1,1} = 611 \text{ МПа},$$

де $Z_R = 1$, якщо шорсткість зубців $R_a = 1,25 \dots 0,63$; $S_H = 1,1$ – коефіцієнт запасу міцності.

Отже, розрахунок проводимо за допустимим напруженням колеса $[\sigma]_{H6} = 611 \text{ МПа}$.

Допустимі напруження згину

Для зубців шестірни та колеса границями витривалості зубців для бази випробувань $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ [9, табл. 22.6] є:

$$\sigma_{F \text{ lim } \epsilon 5} = 1,8HB_5 = 1,8 \cdot 290 = 522 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ lim } \epsilon 6} = 1,8HB_6 = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа}.$$

Оскільки $N_{FO} < N_{FE6} < N_{FE5}$, коефіцієнт довговічності для зубців шестірні та колеса $k_{FL} = 1$, тоді значення допустимих напружень будуть:

$$[\sigma]_{F5} = \sigma_{F \text{ lim } \epsilon 5} k_{FL} \frac{k_{FC}}{S_F} = 522 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2,2} = 237 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F6} = \sigma_{F \text{ lim } \epsilon 6} k_{FL} \frac{k_{FC}}{S_F} = 441 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2,2} = 200 \text{ МПа},$$

де k_{FC} – коефіцієнт, що враховує реверсивність (для нереверсивної передачі $k_{FC} = 1$);

S_F – коефіцієнт довговічності ($S_F=2,2$; табл. 4).

Проектний розрахунок прямозубої передачі

Міжосьова відстань передачі

$$a_{w \text{ min}} = k_{\alpha} (u_3 + 1) \sqrt{\frac{T_3 \cdot k_{H\beta}}{\psi_{ba3} \cdot u_3 \cdot [\sigma]_{H6}^2}} = 495 \cdot (4,4 + 1) \sqrt{\frac{365,8 \cdot 1,18}{0,35 \cdot 4,4 \cdot 611^2}} = 240,57 \text{ мм},$$

де $k_{\alpha} = 495 \text{ МПа}^{1/3}$ (табл. 16); $\psi_{ba3} = \frac{b_6}{a_w} = 0,35$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця, тоді $\psi_{da} = 0,5\psi_{ba3}(u_3 + 1) = 0,5 \cdot 0,35 \cdot (4,4 + 1) = 0,945$, а за графіком – $k_{H\beta} = 1,18$ (табл. 17).

Попередньо призначаємо модуль зубців

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 240,57 = (2,4 \dots 5,8) \text{ мм},$$

приймаємо стандартний модуль $m=4 \text{ мм}$ (табл. 24).

Число зубців зубчастих коліс:

- шестірні $z_5 = \frac{2a_w}{m(u_3 + 1)} = \frac{2 \cdot 240,57}{4(4,4 + 1)} = 22,2$; приймаємо $z_5 = 22$;

- колеса $z_6 = u_3 z_5 = 4,4 \cdot 22 = 96,8$; приймаємо $z_6 = 97$.

Тоді фактичне передаточне число $u_3 = \frac{z_6}{z_5} = \frac{97}{22} = 4,409$, що близьке до

попереднього, тому перераховувати немає потреби.

Основні геометричні параметри коліс і передачі (рис. 6.2)

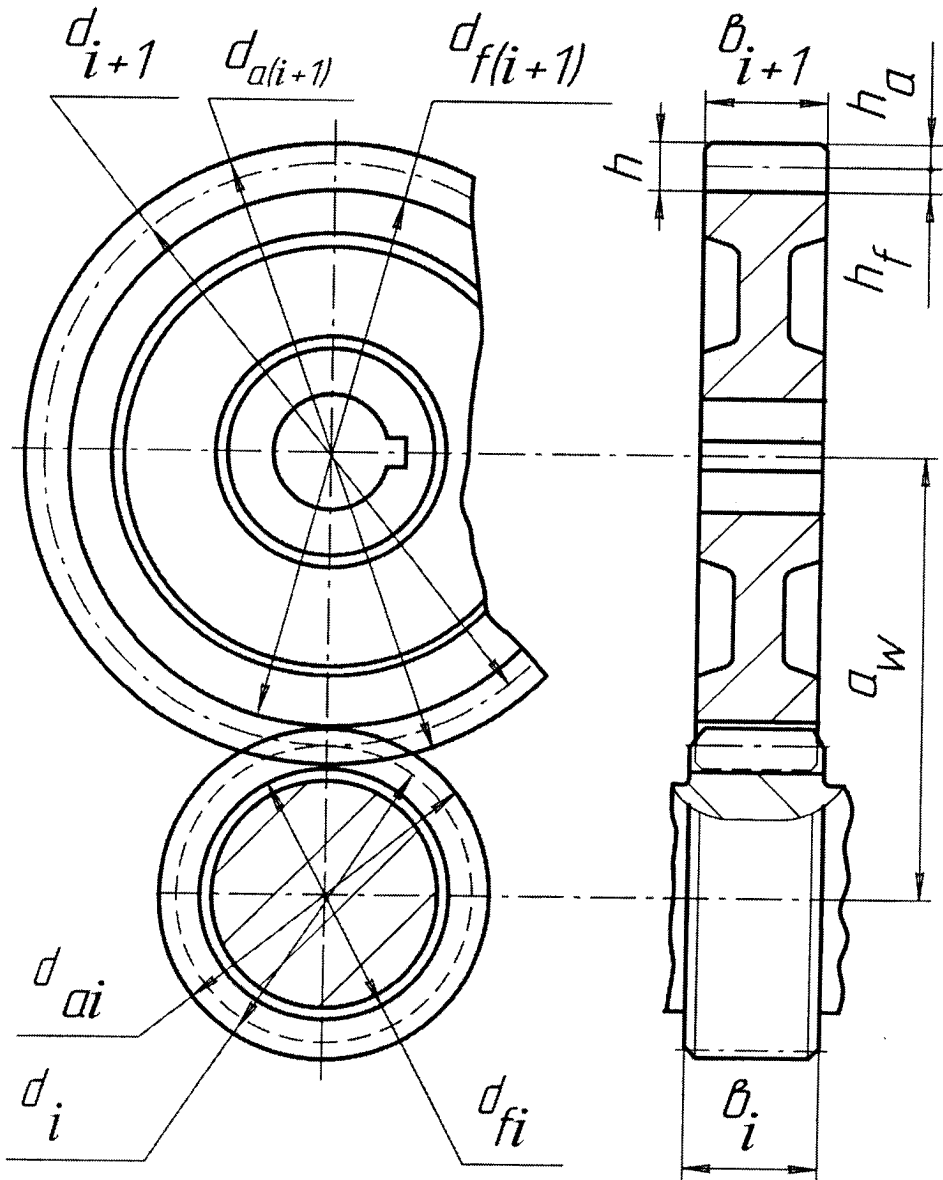


Рис. 6.2. Геометричні параметри циліндричної зубчастої передачі: для прямозубої передачі (3 ступеня) $i=5$, для косозубої (2 ступеня) $i=3$

Ділильні діаметри шестірні та колеса

$$d_5 = mz_5 = 4 \cdot 22 = 88 \text{ мм};$$

$$d_6 = mz_6 = 4 \cdot 97 = 388 \text{ мм}.$$

Діаметри вершин:

$$d_{a5} = d_5 + 2h_a = 88 + 2 \cdot 4 = 96 \text{ мм};$$

$$d_{a6} = d_6 + 2h_a = 388 + 2 \cdot 4 = 396 \text{ мм}.$$

Діаметри западин:

$$d_{f5} = d_5 - 2h_f = 88 - 2 \cdot 1,25 \cdot 4 = 78 \text{ мм};$$

$$d_{f6} = d_6 - 2h_f = 388 - 2 \cdot 1,25 \cdot 4 = 378 \text{ мм}.$$

Висота головки зубця

$$h_a = h_a^* m = 1 \cdot m = 4 \text{ мм}.$$

Висота ніжки зубця

$$h_f = h_f^* m = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ мм}.$$

Висота зубця

$$h = h_a + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ мм}.$$

Радіальний зазор

$$c = c_0 m = 0,25 \cdot 4 = 1 \text{ мм}.$$

Фактична міжосьова відстань

$$a_w = \frac{d_5 + d_6}{2} = \frac{88 + 388}{2} = 238 \text{ мм}.$$

Ширина зубчастого вінця

- колеса $b_6 = \psi_{ba} a_w = 0,35 \cdot 238 = 83,3 \text{ мм}$, приймаємо

$$b_6 = 84 \text{ мм};$$

- шестірні $b_5 = b_6 + (2 \dots 4) = 84 + (2 \dots 4) = 86 \dots 88 \text{ мм}$,

приймаємо $b_6 = 86 \text{ мм}$

$$\text{Крок зубців } P = \pi m = 3,14 \cdot 4 = 12,56 \text{ мм}.$$

Розрахунок поверхонь зубців на контактну витривалість

Розрахункове контактне напруження

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_H (u_3 + 1)}{d_5 u_3}} = 275 \cdot 1,77 \cdot 0,96 \sqrt{\frac{121 \cdot (4,4 + 1)}{88 \cdot 4,4}} = \\ &= 607 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 611 \text{ МПа}, \quad (\text{с. } 65) \end{aligned}$$

де $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні характеристики матеріалів зубчастих коліс;

$Z_H = 1,77$ – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців;

$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$ – коефіцієнт сумарної довжини контактної лінії; $\epsilon_\alpha \geq 1,2$ –

для прямозубих передач, приймаємо $\epsilon_\alpha = 1,2$, тоді $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,2}{3}} = 0,96$;

$w_{Ht} = \frac{F_t}{b_0} k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{HV}$ – питома колова сила;

$F_t = \frac{2T_3}{d_3} = \frac{2 \cdot 365,8 \cdot 10^3}{88} = 8314 \text{ Н}$ – колова сила в зачепленні;

$k_{H\alpha} = 1$ (для прямозубих передач) – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями;

$k_{H\beta} = 1,18$ (див. с. 66);

$k_{HV} = 1,04$ (табл. 18) для прямозубої передачі 7-го ступеня точності та колової швидкості;

$v_3 = \omega_4 \frac{d_6}{2} = 1,13 \frac{0,338}{2} = 0,25 \text{ м/с}$ – колова швидкість колеса.

$$\text{Тоді } w_{Ht} = \frac{8314}{84} \cdot 1 \cdot 1,18 \cdot 1,04 = 121 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність за максимальним навантаженням:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{3 \max}}{T_3}} = 539,5 \sqrt{\frac{1,5 \cdot 365,8}{365,8}} = 660,7 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max};$$

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \sigma_{T6} = 2,8 \cdot 640 = 1792 \text{ Н/мм}^2.$$

Розрахунок зубців на витривалість під час згинання:

- шестірні $\sigma_{F5} = \frac{w_{Ft}}{m} Y_{F5} Y_\epsilon Y_\beta = \frac{121}{4} \cdot 3,68 \cdot 1 \cdot 1 = 111 \text{ МПа} < [\sigma]_{F5} = 196,36 \text{ МПа};$

- колеса $\sigma_{F6} = \frac{w_{Ft}}{m} Y_{F6} Y_\epsilon Y_\beta = \frac{121}{4} \cdot 3,6 \cdot 1 \cdot 1 = 109 \text{ МПа} < [\sigma]_{F6} = 149,72 \text{ МПа};$

де $w_{Ft} = w_{Ht} = 121 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$

$Y_{F5} = 3,68$; $Y_{F6} = 3,6$ (табл. 22) – коефіцієнти форми зубців шестірни та колеса;

$Y_\epsilon = 1$; $Y_\beta = 1$ – для прямозубих передач [9, с. 303].

Розрахунок міцності на згин під час перевантаження:

- шестірня

$$\sigma_{F5 \max} = \sigma_{F5} \frac{T_{3 \max}}{T_3} = 111 \frac{1,5 \cdot 365,8}{365,8} = 166,5 \text{ МПа} < [\sigma]_{F5 \max};$$

$$[\sigma]_{F5 \max} = 4,8 HB_5 = 4,8 \cdot 280 = 1344 \text{ МПа};$$

- колесо

$$\sigma_{F6 \max} = \sigma_{F6} \frac{T_{3 \max}}{T_3} = 109 \cdot \frac{1,5 \cdot 365,8}{365,8} = 163,5 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F6 \max};$$

$$[\sigma]_{F6 \max} = 4,8 HB_6 = 4,8 \cdot 245 = 1176 \text{ МПа} [9, \text{ стор. } 286].$$

Перевірки показали, що міцність зубців шестірни та колеса тихохідного ступеня забезпечено.

Зусилля у зачепленні зубців шестірни та колеса:

колова сила $F_t = 8314 \text{ Н}$ (с. 69);

радіальна сила $F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha_n = 8314 \cdot \text{tg} 20^\circ = 3026 \text{ Н}$;

нормальна сила $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n} = \frac{8314}{\cos 20^\circ} = 8848 \text{ Н}$.

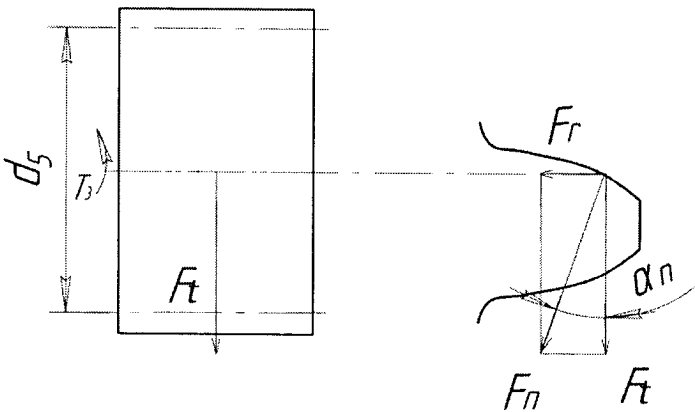


Рис. 6.3. Навантаження зубців прямозубої передачі

6.3.2. Розрахунок проміжної косозубої передачі

Із попередніх розрахунків маємо:

$$T_2 = 72,6 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_3 = 365,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\omega_2 = 29,9 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \quad \omega_3 = 5,74 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Сумарна кількість циклів навантаження зубців шестірні та колеса:

$$N_{\Sigma 3} = \frac{1800\omega_2 h}{\pi} = \frac{1800 \cdot 29,9 \cdot 30000}{3,14} = 51,4 \cdot 10^7;$$

$$N_{\Sigma 4} = N_{\Sigma 5} = 9,87 \cdot 10^7.$$

Еквівалентні кількості циклів навантаження зубців шестірні та колеса на контактну витривалість N_{HE} і на витривалість згинання N_{FE} :

$$N_{HE3} = k_{HE} N_{\Sigma 3} = 0,18 \cdot 51,4 \cdot 10^7 = 9,25 \cdot 10^7;$$

$$N_{HE4} = N_{HE5} = 0,4 \cdot 10^7;$$

$$N_{FE3} = k_{FE} N_{\Sigma 3} = 0,07 \cdot 51,4 \cdot 10^7 = 3,6 \cdot 10^7;$$

$$N_{FE4} = N_{FE5} = 0,16 \cdot 10^7.$$

Механічні характеристики матеріалу зубчастих коліс

Ураховуючи менше навантаження проміжного ступеня, приймаємо термообробку сталі 40Х – нормалізація. Тоді з табл. 2 маємо для:

- шестірні $\sigma_{\sigma 3} = 760 \text{ МПа}$; $\sigma_{T3} = 490 \text{ МПа}$; $H_3 = 220 \dots 230 \text{ НВ}$;
- колеса $\sigma_{\sigma 4} = 690 \text{ МПа}$; $\sigma_{T4} = 440 \text{ МПа}$; $H_4 = 200 \dots 210 \text{ НВ}$.

Допустимі контактні напруження

Границі контактної витривалості зубців шестірні та колеса (табл. 3):

$$\sigma_{H \lim b3} = 2HВ_3 + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim b4} = 2HВ_4 + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа}.$$

База випробувань для матеріалів зубчастих коліс передачі [9, с. 283]:

$$N_{HO3} = 30HB_3^{2,4} = 30 \cdot 230^{2,4} = 1,35 \cdot 10^7;$$

$$N_{HO4} = 30HB_4^{2,4} = 30 \cdot 200^{2,4} = 0,83 \cdot 10^7.$$

Оскільки $N_{HO3} < N_{HE3}$ і $N_{HO4} > N_{HE4}$, то коефіцієнт довговічності для зубців шестірні та колеса відповідно:

$$k_{HL3} = 1; \quad k_{HL4} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO4}}{N_{HE4}}} = \sqrt[6]{\frac{0,83 \cdot 10^7}{0,4 \cdot 10^7}} = 1,07.$$

Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma]_{H3} = \frac{\sigma_{H\lim b3} Z_R k_{HL3}}{S_H} = \frac{530 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 482 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H4} = \frac{\sigma_{H\lim b4} Z_R k_{HL4}}{S_H} = \frac{470 \cdot 1 \cdot 1,07}{1,1} = 457 \text{ МПа}.$$

Розрахункове допустиме контактне напруження:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H3} + [\sigma]_{H4}) = 0,45(482 + 457) = 422 \text{ МПа}.$$

Допустимі напруження згину

Границі витривалості для зубців шестірні та колеса для бази випробувань $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ [9, табл. 22.6]:

$$\sigma_{F\lim b3} = 1,8HB_3 = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\lim b4} = 1,8HB_4 = 1,8 \cdot 200 = 320 \text{ МПа}.$$

Оскільки $N_{FO} < N_{F4} < N_{F3}$, коефіцієнт довговічності для зубців шестірні та колеса $k_{FL} = 1$.

Допустимі напруження для шестірні та колеса

$$[\sigma]_{F3} = \frac{\sigma_{F\lim b3} k_{FL} k_{FC}}{S_F} = \frac{414 \cdot 1 \cdot 1}{2,2} = 188 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F4} = \frac{\sigma_{F\lim b4} k_{FL} k_{FC}}{S_F} = \frac{320 \cdot 1 \cdot 1}{2,2} = 145 \text{ МПа}.$$

Проектний розрахунок косоозубої передачі

$$a_w = k_\alpha (u_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{HP}}{\Psi_{ba2} u_2 [\sigma]_I}} = 430(5,2 + 1) \sqrt[3]{\frac{72,6 \cdot 1,23}{0,4 \cdot 5,2 \cdot 422^2}} = 167,3 \text{ мм},$$

приймаємо $a_w = 168 \text{ мм}$,

де $k_\alpha = 430 \text{ МПа}^{1/3}$ (табл. 16); $\psi_{ba2} = \frac{b_4}{a_w} = 0,4$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця, тоді $\psi_{da} = 0,5\psi_{ba2}(u_2 + 1) = 0,5 \cdot 0,4(5,2 + 1) = 1,24$, а за графіком – $k_{H\beta} = 1,23$ (табл. 17).

Нормальний модуль зубців

$$m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 168 = (1,68 \dots 3,36) \text{ мм},$$

приймаємо стандартний нормальний модуль $m_n = 2,5 \text{ мм}$.

Попередньо приймаємо кут нахилу зубців $\beta = 12^\circ$, $\cos \beta = 0,98$.

Кількість зубців шестірні

$$z_3 = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n(u_2 + 1)} = \frac{2 \cdot 168 \cdot 0,98}{2,5 \cdot (5,2 + 1)} = 21,24, \text{ приймаємо } z_3 = 21,$$

тоді колеса $z_4 = u_2 z_3 = 5,2 \cdot 21 = 109,2$, приймаємо $z_4 = 109$.

Фактичний кут нахилу зубців

$$\cos \beta = \frac{m_n(z_3 + z_4)}{2a_w} = \frac{2,5(21 + 109)}{2 \cdot 168} = 0,967; \quad \beta = 14^\circ 42'.$$

Основні геометричні параметри передачі (див. рис. 6.2)

Ділильні діаметри шестірні та колеса:

$$d_3 = \frac{m_n z_3}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 21}{0,967} = 53,96 \text{ мм};$$

$$d_4 = \frac{m_n z_4}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 109}{0,967} = 280,04 \text{ мм}.$$

Діаметри вершин:

$$d_{a3} = d_3 + 2h_a = 53,96 + 2 \cdot 2,5 = 58,96 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = d_4 + 2h_a = 280,04 + 2 \cdot 2,5 = 285,04 \text{ мм}.$$

Діаметр западин:

$$d_{f3} = d_3 - 2h_f = 53,96 - 2 \cdot 1,25 \cdot 2,5 = 47,71 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = d_4 - 2h_f = 280,04 - 2 \cdot 1,25 \cdot 2,5 = 273,79 \text{ мм}.$$

Висота головки зубця

$$h_a = h_a^* m_n = 1 \cdot 2,5 = 2,5 \text{ мм};$$

Висота ніжки зубця

$$h_f = h_f^* m_n = (h_a^* + c_0) m_n = (1 + 0,25) \cdot 2,5 = 3,125 \text{ мм}.$$

Висота зубця

$$h = h_a + h_f = 2,5 + 3,125 = 5,625 \text{ мм}.$$

Радіальний зазор

$$c = c_0 m_n = 0,25 \cdot 2,5 = 0,625 \text{ мм}.$$

Фактична міжосьова відстань

$$a_w = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{53,96 + 280,04}{2} = 167 \text{ мм}.$$

Ширина зубчастого вінця:

- колеса $b_4 = a_w \psi_{ba} = 167 \cdot 0,4 = 66,8 \text{ мм}$; приймаємо $b_4 = 66 \text{ мм}$;
- шестірні $b_3 = b_4 + (2 \dots 4) = 66 + 2 = 68 \text{ мм}$.

Еквівалентні числа зубців:

- шестірні $z_{v3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{0,967^3} = 20,8$;
- колеса $z_{v4} = \frac{z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{109}{0,967^3} = 120,5$.

Перевірка поверхонь зубців на контактну витривалість

Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} (u_2 + 1)}{d_3 u_3}} = 275 \cdot 1,73 \cdot 0,77 \sqrt{\frac{60 \cdot (5,2 + 1)}{53,96 \cdot 5,2}} = 422 \text{ МПа},$$

що дорівнює $[\sigma]_H$ (с. 72),

де $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ (с. 69); $Z_H = 1,77 \cos \beta = 1,77 \cdot 0,967 = 1,73$ [9, стор. 300];

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha} = \sqrt{1/1,66} = 0,77;$$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{z_3} + \frac{1}{z_4})] \cos \beta = [1,88 - 3,2(\frac{1}{20} + \frac{1}{109})] \cdot 0,967 = 1,66;$$

$w_{Ht} = \frac{F_t}{b_4} k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{HV}$ – питома розрахункова колова сила;

$$F_t = \frac{2T_2}{d_3} = \frac{2 \cdot 72,6 \cdot 10^3}{53,96} = 2691 \text{ Н} \text{ – колова сила;}$$

$k_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями

(табл. 15), залежить від швидкості $V = \frac{\omega_2 d_3}{2} = \frac{29,9 \cdot 0,05396}{2} = 0,8 \text{ м/с}$. За

табл. 9 вибираємо 9-ий ступінь точності для зубчастих коліс передачі.

Тоді за табл. 15,17 маємо $k_{H\alpha} = 1,13$; $k_{H\beta} = 1,23$.

$k_{HV} = 1,05$ – коефіцієнт динамічного навантаження [9, табл. 23.4].

За формулою (див. вище) питома розрахункова колова сила

$$\omega_{Ht} = \frac{2691}{66} \cdot 1,13 \cdot 1,23 \cdot 1,05 = 60 \text{ Н/мм.}$$

Розрахунок активних поверхонь зубців на міцність під час дії максимальних навантажень.

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2 \max}}{T_2}} = 422 \sqrt{\frac{72,6 \cdot 1,5}{72,6}} = 517 \text{ МПа.}$$

Міцність під час дії максимальних навантажень забезпечено, оскільки

$$\sigma_{H \max} = 517 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max} = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 640 = 1795 \text{ МПа.}$$

Розрахунок зубців на витривалість під час згинання:

- шестірні $\sigma_{F3} = \frac{w_{Ft}}{m_n} Y_{F3} Y_{\beta} Y_{\epsilon} \leq [\sigma]_{F3}$;

- колеса $\sigma_{F4} = \frac{w_{Ft}}{m_n} Y_{F4} Y_{\beta} Y_{\epsilon} \leq [\sigma]_{F4}$;

де $w_{Ft} = \frac{F_t}{b_4} k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{FV}$; $F_t = 2691 \text{ Н}$; $b_4 = 66 \text{ мм}$ (с. 74);

$Y_{F3} = 4,01$; $Y_{F4} = 3,6$ – коефіцієнти форми зубців;

$Y_{\epsilon} = 1$ [9, с. 303] – коефіцієнт перекриття зубців;

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{14,7}{140} = 0,9 - \text{коефіцієнт нахилу зубців коліс};$$

$$k_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1)(n_{cm} - 5)}{4\varepsilon_{\alpha}} = \frac{4 + (1,66 - 1) \cdot (9 - 5)}{4 \cdot 1,66} = 1 - \text{коефіцієнт розподілу}$$

навантаження між зубцями;

$k_{F\beta} = 1,42$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження вздовж зубців (табл. 17);

$k_{FV} = 1,13$ – коефіцієнт динамічного навантаження (табл. 18),

$$\text{тоді } w_{Ft} = \frac{2691}{66} \cdot 1 \cdot 1,42 \cdot 1,13 = 65 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_{F3} = \frac{w_{Ft}}{m_n} Y_{F3} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} = \frac{65}{2,5} \cdot 4,01 \cdot 0,9 \cdot 1 = 94,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F4} = \frac{w_{Ft}}{m_n} Y_{F4} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} = \frac{65}{2,5} \cdot 3,6 \cdot 0,9 \cdot 1 = 85 \text{ МПа},$$

що менше від допустимого напруження.

Розрахунок зубців на згин під час дії максимального навантаження:

$$\sigma_{F3\max} = \sigma_{F3} \frac{T_{2\max}}{T_2} = 94,4 \frac{72,6 \cdot 1,5}{72,6} = 142,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F4\max} = \sigma_{F4} \frac{T_{2\max}}{T_2} = 85 \frac{72,6 \cdot 1,5}{72,6} = 127 \text{ МПа},$$

що менше від допустимих напружень.

Зусилля у зачепленні зубців косозубої передачі (рис. 6.4):

- колова сила $F_t = 2691 \text{ Н}$;
- радіальна сила $F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{2691 \cdot 0,364}{0,967} = 1007 \text{ Н}$;
- осьова сила $F_u = F_t \operatorname{tg} \beta = 2691 \cdot 0,2493 = 671 \text{ Н}$;
- нормальна сила $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta} = \frac{2691}{0,9397 \cdot 0,967} = 2943 \text{ Н}$.

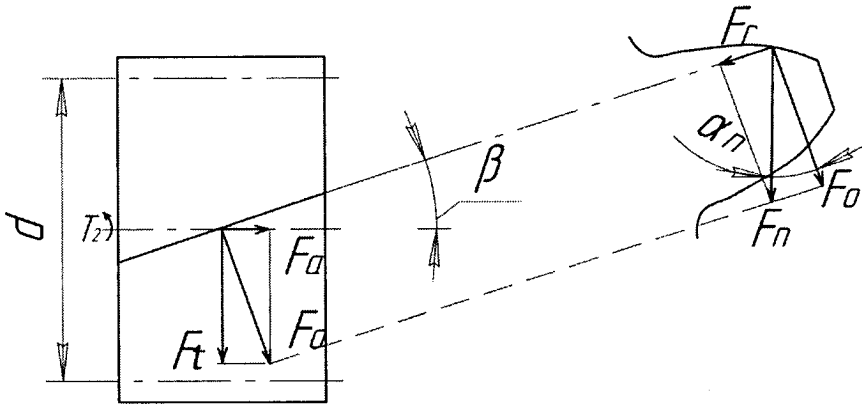


Рис. 6.4. Схема навантаження зубців косозубої передачі

6.3.3. Розрахунок швидкохідної конічної передачі

Із попередніх розрахунків: $T_1 = 22 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $T_2 = 72,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$$\omega_1 = 104,6 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \quad \omega_2 = 29,9 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \quad u = 3,5.$$

Сумарна кількість циклів навантаження зубців шестірні та колеса:

$$N_{\Sigma 1} = 1800 \omega_1 h / \pi = 1800 \cdot 104,6 \cdot 30000 / 3,14 = 180 \cdot 10^7;$$

$$N_{\Sigma 2} = 1800 \omega_2 h / \pi = 1800 \cdot 29,9 \cdot 30000 / 3,14 = 51 \cdot 10^7;$$

Еквівалентні кількості циклів навантаження зубців шестірні та колеса для розрахунків на контактну витривалість N_{HE} і на витривалість під час згинання N_{FE} із коефіцієнтами інтенсивності для режиму навантаження СН – $k_{HE} = 0,185$; $k_{FE} = 0,072$ (табл. 7):

$$N_{HE1} = k_{HE} N_{\Sigma 1} = 0,185 \cdot 180 \cdot 10^7 = 32,4 \cdot 10^7;$$

$$N_{HE2} = k_{HE} N_{\Sigma 2} = 0,185 \cdot 51 \cdot 10^7 = 9,18 \cdot 10^7;$$

$$N_{FE1} = k_{FE} N_{\Sigma 1} = 0,072 \cdot 180 \cdot 10^7 = 12,6 \cdot 10^7;$$

$$N_{FE2} = k_{FE} N_{\Sigma 2} = 0,072 \cdot 51 \cdot 10^7 = 3,57 \cdot 10^7.$$

Механічні характеристики матеріалу зубчастих коліс

Для швидкохідної передачі призначаємо для:

- шестірні – сталь 45 поліпшена

$$HB_1 = 240; \sigma_{\epsilon 1} = 780 \text{ МПа}; \sigma_{T1} = 540 \text{ МПа (табл. 2);}$$

- колеса – сталь 40 нормалізована

$$HB_2 = 183; \sigma_{\epsilon 2} = 568 \text{ МПа}; \sigma_{T2} = 321 \text{ МПа (табл. 2).}$$

Допустимі контактні напруження для розрахунку конічної передачі

Границі контактної витривалості зубців шестірні та колеса (табл. 3):

$$\sigma_{H \lim \epsilon 1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim \epsilon 2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 183 + 70 = 436 \text{ МПа}.$$

База випробувань для матеріалів зубчастих коліс [9, с. 283]:

$$N_{H01} = 30HB_1^{2,4} = 30 \cdot 240^{2,4} = 1,55 \cdot 10^7;$$

$$N_{H02} = 30HB_2^{2,4} = 30 \cdot 183^{2,4} = 0,31 \cdot 10^7.$$

Оскільки $N_{H01} < N_{HE1}$ і $N_{H02} < N_{HE2}$, то коефіцієнт довговічності для зубців шестірні та колеса $k_{HL} = 1$.

Тоді допустимі контактні напруження для зубців шестірні та колеса, якщо $Z_R = 1$ (шорсткість поверхонь зубців $R_a = 1,25 \dots 0,63$) і коефіцієнт запасу міцності $S_H = 1,1$:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \lim \epsilon 1} Z_R k_{HL}}{S_H} = \frac{550 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 500 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H \lim \epsilon 2} Z_R k_{HL}}{S_H} = \frac{436 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 396 \text{ МПа}.$$

Допустимі напруження згину для зубців шестірні та колеса

Границі витривалості зубців для бази випробувань $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ [9, табл. 22.6]:

$$\sigma_{F \lim \epsilon 1} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 240 = 432 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim \epsilon 2} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 183 = 329,4 \text{ МПа}.$$

Оскільки $N_{F0} < N_{FE2} < N_{FE1}$, то коефіцієнт довговічності для зубців шестірни та колеса $k_{FL} = 1$, а допустимі напруження:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F\lim s1} k_{FL} k_{Fc}}{S_F} = \frac{432 \cdot 1 \cdot 1}{2,2} = 196,36 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F\lim s2} k_{FL} k_{Fc}}{S_F} = \frac{329,4 \cdot 1 \cdot 1}{2,2} = 149,72 \text{ МПа}.$$

Граничні допустимі напруження згину для зубців шестірни та колеса:

$$[\sigma]_{F\max 1} = \frac{4,8HB_1}{S_F} = \frac{4,8 \cdot 240}{2,2} = 523,6 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F\max 2} = \frac{4,8HB_2}{S_F} = \frac{4,8 \cdot 183}{2,2} = 399,3 \text{ МПа}.$$

Проектний розрахунок конічної передачі

Мінімальний діаметр зовнішнього ділительного кола

$$d_{2\min} = k_d \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{H\beta} u^2}{k_{be}(1-k_{be})[\sigma]_{H2}^2}} = 1000 \sqrt[3]{\frac{22 \cdot 1,15 \cdot 3,5^2}{0,3(1-0,3) \cdot 396^2}} = 211,6 \text{ мм}.$$

Приймаємо $d_2 = 212 \text{ мм}$,

де $k_d = 1000 \text{ МПа}^{1/3}$ – допоміжний коефіцієнт;

$k_{be} = 0,3$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця.

Попередньо визначаємо коефіцієнт ширини відносно діаметра колеса:

$$k_{bd} = \frac{k_{be} u_1}{2 - k_{be}} = \frac{0,3 \cdot 3,5}{2 - 0,3} = 0,62.$$

Тоді $k_{H\beta} = 1,15$ – коефіцієнт концентрації навантаження зубців колеса (табл. 19).

Попередньо приймаємо кількість зубців шестірни $z_1 = 22$, тоді $z_2 = u_1 z_1 = 3,5 \cdot 22 = 77$.

Зовнішній коловий модуль зубців:

$$m_e = \frac{d_2}{z_2} = \frac{212}{77} = 2,753 \text{ мм}; \text{ прийmemo } m_e = 3 \text{ мм}.$$

Геометричні розміри передачі (рис. 6.5)

Діаметри зовнішніх ділительних кіл колеса та шестірни:

$$d_{e2} = m_e z_2 = 3 \cdot 77 = 221 \text{ мм};$$

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3 \cdot 22 = 66 \text{ мм}.$$

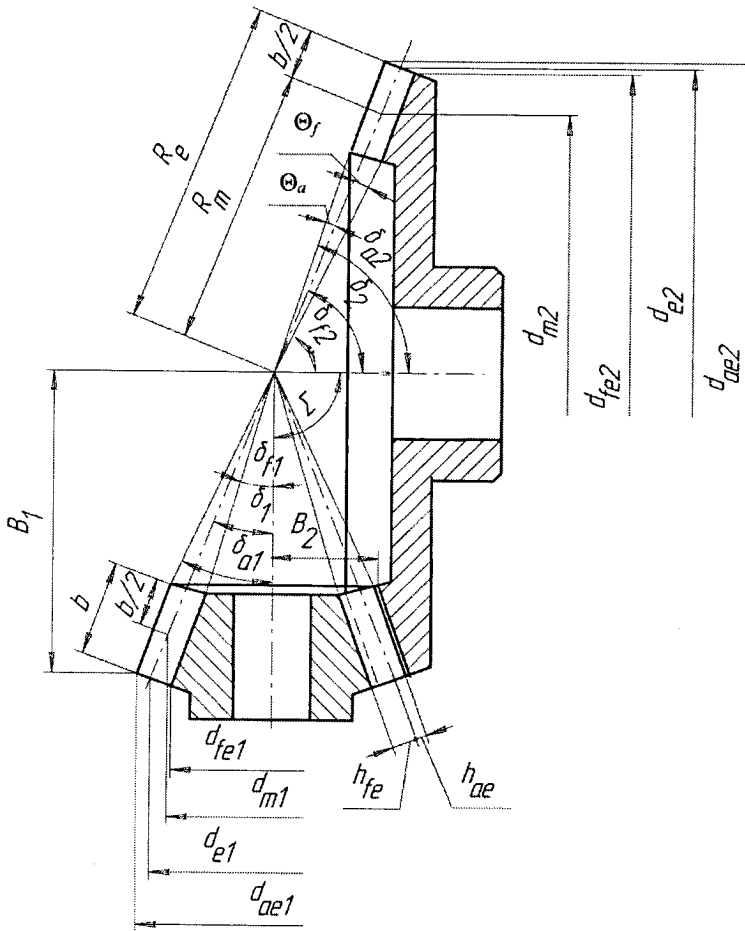


Рис. 6.5. Геометричні параметри коліс прямозубої конічної зубчастої передачі

Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5 m_e z_1 \sqrt{u^2 + 1} = 0,5 \cdot 3 \cdot 22 \cdot \sqrt{3,5^2 + 1} = 120,12 \text{ мм}.$$

Ширина зубчастих вінців

$$b_1 = b_2 = k_{bc} R_e = 0,3 \cdot 120,12 = 36 \text{ мм}.$$

Середня конусна відстань

$$R_m = R_e - 0,5b_1 = 120,12 - 0,5 \cdot 36 = 102,12 \text{ мм}.$$

Середній модуль зубців

$$m_m = m_e(1 - k_{be}) = 3 \cdot (1 - 0,3) = 2,1 \text{ мм}.$$

Середні ділильні діаметри шестірні та колеса:

$$d_{m1} = m_m z_1 = 2,1 \cdot 22 = 46,2 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = m_m z_2 = 2,1 \cdot 77 = 161,7 \text{ мм}.$$

Кути ділильних конусів шестірні та колеса:

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{z_1}{z_2}\right) = \arctg\left(\frac{22}{77}\right) = \arctg 0,2857; \delta_1 = 15^\circ 55';$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 15^\circ 55' = 74^\circ 05'.$$

Зовнішня висота головки зубця

$$h_{ae} = m_e = 3 \text{ мм}.$$

Зовнішня висота ніжки зубця

$$h_{fe} = 1,2m_e = 1,2 \cdot 3 = 3,6 \text{ мм}.$$

Зовнішня висота зубця

$$h_e = h_{ae} + h_{fe} = 3 + 3,6 = 6,6 \text{ мм}.$$

Зовнішній радіальний зазор

$$c = c_0 m_e = 0,2 \cdot 3 = 0,6 \text{ мм}.$$

Зовнішні діаметри вершин шестірні та колеса:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1 = 66 + 2 \cdot 3 \cdot 0,9617 = 71,77 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2 = 221 + 2 \cdot 3 \cdot 0,2737 = 222,64 \text{ мм}.$$

Зовнішні діаметри впадин шестірні та колеса:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4m_e \cos \delta_1 = 66 - 2,4 \cdot 3 \cdot 0,9617 = 59,07 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4m_e \cos \delta_2 = 221 - 2,4 \cdot 3 \cdot 0,2737 = 219,03 \text{ мм}.$$

Кути головки та ніжки зубців:

$$\text{tg} \Theta_a = h_{ae} / R_e = 3 / 120,12 = 0,0249; \Theta_a = 1^\circ 25';$$

$$\operatorname{tg} \Theta_f = h_{fe} / R_e = 3,6 / 120,12 = 0,0299; \Theta_f = 1^\circ 40'.$$

Кути конуса вершин зубців шестірни та колеса:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \Theta_a = 15^\circ 55' + 1^\circ 25' = 17^\circ 20';$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \Theta_a = 74^\circ 05' + 1^\circ 25' = 75^\circ 30'.$$

Кути конуса западин зубців шестірни та колеса:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \Theta_f = 15^\circ 55' - 1^\circ 40' = 14^\circ 15';$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \Theta_f = 74^\circ 05' - 1^\circ 40' = 72^\circ 25'.$$

Колова швидкість зубчастого колеса:

$$v = 0,5 \omega_2 \cdot d_{m2} = 0,5 \cdot 29,9 \cdot 0,1617 = 2,42 \text{ м/с}.$$

За даними табл. 9 призначаємо 8-ий ступінь точності передачі.

Еквівалентні кількості зубців шестерні та колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{22}{0,9617} = 22,8; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{77}{0,2737} = 281,3.$$

Коефіцієнт торцьового перекриття зубців

$$\epsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{v1}} + \frac{1}{z_{v2}} \right) = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{22,8} + \frac{1}{281,3} \right) = 1,72.$$

Колова сила в зачепленні зубчастих коліс

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 22 \cdot 10^3}{46,2} = 952,4 \text{ Н}.$$

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{w_H \sqrt{u_1^2 + 1}}{d_{m1} u_1}} \leq [\sigma]_H.$$

Для виконання цього розрахунку потрібні такі параметри:

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ – для сталевих коліс;

$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_n}} = \sqrt{\frac{2}{0,6428}} = 1,76$ – коефіцієнт форми спряження поверхонь зубців;

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,72}{3}} = 0,87$ – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній;

$$k_{H\alpha} = 1;$$

$$k_{H\beta} = 1,15;$$

$k_{HV} = 1,08$ (табл. 18) – динамічний коефіцієнт;

$$w_{Hl} = \frac{F_l}{0,85b_1} k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{HV} = \frac{952,4}{0,85 \cdot 36} 1 \cdot 1,15 \cdot 1,08 = 38,6 \frac{H}{мм}$$
 – питоме розрахункове колове навантаження.

Тоді $\sigma_H = 275 \cdot 1,76 \cdot 0,87 \sqrt{\frac{38,6 \sqrt{3,5^2 + 1}}{46,2 \cdot 3,5}} = 392,5 \text{ МПа}$.

Оскільки $\sigma_H = 392,5 < [\sigma]_{H2} = 396 \text{ МПа}$, то міцність зубців забезпечено.

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність під час максимальних навантажень

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1 \max}}{T_1}} = 392,5 \sqrt{\frac{22 \cdot 1,5}{22}} = 480,7 \text{ МПа}.$$

Оскільки $\sigma_{H \max} = 480,7 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot 321 = 898,8 \text{ МПа}$, то міцність зубців під час перевантажень забезпечено.

Розрахунок зубців коліс на витривалість згинання.

Розрахункові напруження згину в зубцях шестірні та колеса:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_\beta Y_\varepsilon \frac{\omega_{F1}}{m_m};$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\beta Y_\varepsilon \frac{\omega_{F2}}{m_m}.$$

Для визначення цих напружень попередньо потрібні такі параметри:

$Y_{F1} = 4,14$; $Y_{F2} = 3,6$ (табл. 22) – коефіцієнти форми зубців шестірні та колеса;

$Y_\beta = Y_\varepsilon = 1$ [9, с. 303] – для прямозубої конічної передачі;

$k_{F\alpha} = 1$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями;

$k_{F\beta} = 1,26$ (табл. 19) – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців;

$k_{FV} = 1,42$ (табл. 18) – коефіцієнт динамічного навантаження;

$$w_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{0,85b_1} k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{FV} = \frac{952,4}{0,85 \cdot 36} 1 \cdot 1,26 \cdot 1,42 = 55,7 \text{ МПа}.$$

Значення напружень зубців шестерні та колеса:

$$\sigma_{F1} = 4,14 \cdot 1 \cdot 1 \frac{55,7}{2,1} = 109,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 1 \cdot 1 \frac{55,7}{2,1} = 95,5 \text{ МПа}.$$

Оскільки

$$\sigma_{F1} = 109,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 196,36 \text{ МПа} \text{ і}$$

$$\sigma_{F2} = 95,5 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 143,72 \text{ МПа}, \text{ то міцність зубців забезпечено.}$$

Розрахунок зубців на згин під час дії максимальних навантажень:

$$\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1} \frac{T_{1\max}}{T_1} = 109,8 \frac{22 \cdot 1,5}{22} = 164,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2\max} = \sigma_{F2} \frac{T_{1\max}}{T_1} = 95,5 \frac{22 \cdot 1,5}{22} = 143,25 \text{ МПа},$$

що менше від відповідних допустимих:

$$[\sigma]_{F1\max} = 523,6 \text{ МПа} \text{ і } [\sigma]_{F2\max} = 399,3 \text{ МПа}.$$

Зусилля в зачепленні конічної передачі (рис. 6.6).

Колова сила $F_t = 952,4 \text{ Н}$ (див. с. 82).

Осьова сила на шестірні дорівнює радіальній силі на колесі

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 = 952,4 \cdot 0,364 \cdot 0,2737 = 95 \text{ Н};$$

Радіальна сила на шестірні дорівнює осьовій силі на колесі

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 952,4 \cdot 0,364 \cdot 0,9617 = 333,4 \text{ МПа}$$

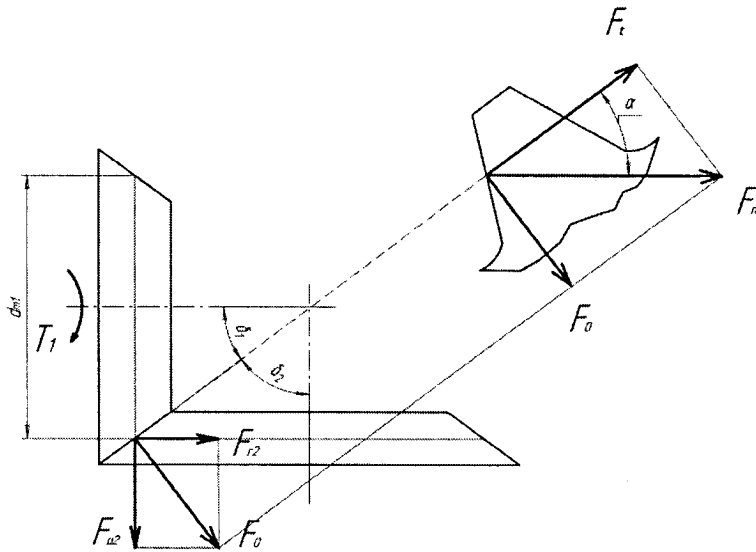


Рис. 6.6. Схема навантаження зубців конічного колеса

6.4. Проектний розрахунок і конструювання валів

6.4.1. Швидкохідний вал

Вихідні параметри

Із попередніх розрахунків відомо: $T_1=22$ Н·м; $F_t=952,4$ Н; $F_r=333,4$ Н; $F_a=95$ Н; $d_{m1}=46,2$ мм.

Попередній розрахунок вала.

Для виготовлення вала вибираємо нормалізовану сталь 45, що має $\sigma_b=598$ МПа; $\sigma_r=363$ МПа [9, табл. 3.1].

Для зручності монтажу діаметр перерізу вхідної ділянки вала визначаємо за заниженим допустимим напруженням $[\tau]_{кр}=20$ МПа.

$$d_1 = 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{16T_1}{\pi[\tau]_{кр}}} = 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 22 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 19,47 \text{ мм,}$$

приймаємо $d_1=20$ мм.

За діаметром $d_1=20$ мм і схемою механічного привода (рис. 6.1, в) назначаємо діаметри інших ділянок вала:

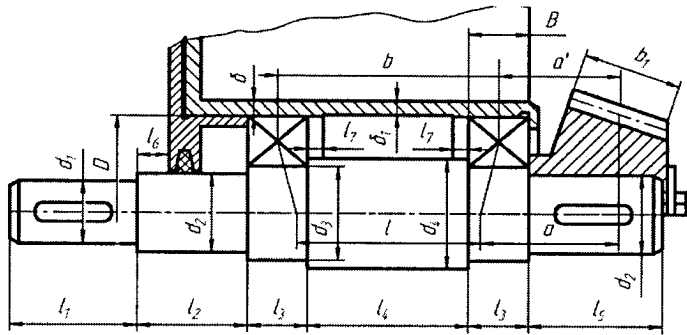
$d_2=25$ мм – для стандартного ущільнення;

$d_3=30$ мм – для підшипників кочення;

$d_4=35$ мм – проміжний ступінь для упора підшипників.

Компоновка швидкохідного вала

Для визначення довжини кожної ділянки вала необхідно викреслити ескізу компоновку складальної одиниці (рис. 6.7).



6.7. Компоновка швидкохідного вала

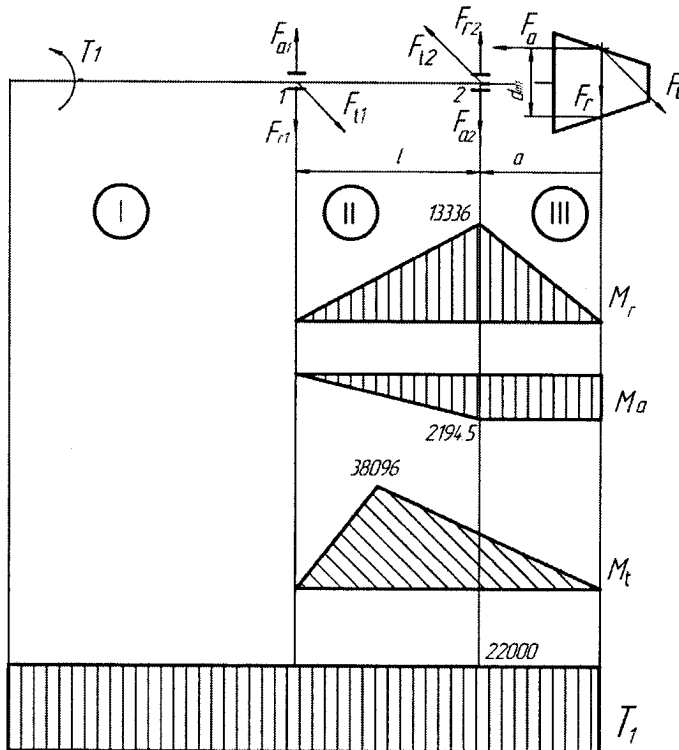


Рис. 6.8. Розрахункова схема та епюри крутного і згинальних моментів

Для викреслювання компоновки вала за стандартом вибираємо: $D=72$ мм; $B=19$ мм; $l_6 \approx 10$ мм і конструктивно приймаємо: $\delta=5$ мм; $\delta_1=4,5$ мм.

Після викреслювання шестірни за розмірами (див. п. 6.3.3) призначаємо: $a^1=35$ мм; $\sigma=2a^1=2 \cdot 35=70$ мм.

Тоді маємо: $l_1 \approx 2d_1=2 \cdot 20=40$ мм; $l_2=35$ мм (визначається вимірюванням на ескізі); $l_3=B=19$ мм; $l_4=b-B=70-19=51$ мм; $l_5=42$ мм (визначається вимірюванням); $l_7=5 \dots 8$ мм (конструктивно); $l=59$ мм ($b-2l_8=b-2 \cdot 25 \cdot \text{tg} 12^\circ=70-2 \cdot 25 \cdot 0,2126=59,37$ мм ≈ 59 мм); $a=a+25 \text{tg} \beta=35+25 \cdot 0,2126=40$ мм.

Перевірка на статичну міцність швидкохідного вала (рис. 6.8)

Реакції в опорах:

Від радіальної сили

$$F_{r1} + F_r = F_{r2}; \quad \sum M_1 (F_i) = 0 \rightarrow F_{r2}l - F_r(l+a) = 0 \rightarrow$$

$$F_{r2} = \frac{F_r(l+a)}{l} = \frac{333,4(59+40)}{59} = 560 \text{ H};$$

$$F_{r1} = F_{r2} - F_r = 560 - 333,4 \approx 226 \text{ H};$$

Від осьової сили

$$F_{a1} = F_{a2} = \frac{F_a d_{m1}}{2l} = \frac{95 \cdot 46,2}{2 \cdot 59} = 37 \text{ H};$$

Від колової сили

$$F_{t2} - F_{t1} = F_t; \quad F_{t2}l - F_t(l+a) = 0 \rightarrow$$

$$F_{t2} = \frac{F_t(l+a)}{l} = \frac{952,4 \cdot (59+40)}{59} \approx 1598 \text{ H}; \quad F_{t1} = F_{t2} - F_t = 1598 - 952,4 \approx 646 \text{ H}$$

Згинальні моменти (максимальні значення):

від радіальної сили

$$M_r = F_r a = F_{r1} l = 333,4 \cdot 40 = 13336 \text{ H} \cdot \text{мм};$$

від осьової сили

$$M_a = F_a \frac{d_{m1}}{2} = 95 \frac{46,2}{2} = 2194,5 \text{ H} \cdot \text{мм};$$

від колової сили

$$M_t = F_t a = 952,4 \cdot 40 = 38096 \text{ H} \cdot \text{мм}$$

Сумарний згинальний момент

$$M_x = \sqrt{(M_r - M_a)^2 + M_t^2} = \sqrt{(13336 - 2194,5)^2 + 38096^2} = 39712 \text{ H} \cdot \text{мм}$$

Напруження в небезпечному перерізі (опора 2):
згину

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_0} = \frac{32M_{зг}}{\pi d_3^3} = \frac{32 \cdot 39712}{3,14 \cdot 30^3} = 15 \text{ МПа};$$

кручення

$$\tau_{кр} = \frac{T_1}{W_p} = \frac{16T_1}{\pi d_3^3} = \frac{16 \cdot 22 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 30^3} = 4 \text{ МПа};$$

сумарне (еквівалентне) напруження в небезпечному перерізі

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{зг}^2 + 4\tau_{кр}^2} = \sqrt{15^2 + 4 \cdot 4^2} = 17 \text{ МПа}.$$

Максимальне еквівалентне напруження під час короточасних перевантажень

$$\sigma_{e\max} = \sigma_e K_n = 17 \cdot 1,5 = 25,5 \text{ МПа}.$$

Допустиме еквівалентне напруження

$$[\sigma] = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 363 = 290,4 \text{ МПа}.$$

Умова статичної міцності вала виконується, оскільки

$$\sigma_{e\max} = 25,5 \text{ МПа} < [\sigma] = 290,4 \text{ МПа}.$$

Запас міцності пояснюється тим, що під час виконання орієнтовного розрахунку вала прийнято дещо заниженим допустиме напруження кручення.

Це пов'язано зі зручністю з'єднання валів двигуна та редуктора.

6.4.2. Перший проміжний вал

Вихідні параметри

Із попередніх розрахунків: $T_2 = 72,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $F_{t2} = 952,4 \text{ Н}$; $F_{o2} = 333,4 \text{ Н}$;
 $F_{r2} = 95 \text{ Н}$; $F_{t3} = 1007 \text{ Н}$; $F_{o3} = 671 \text{ Н}$; $d_{m2} = 161,7 \text{ мм}$; $d_3 = 53,96 \text{ мм}$; матеріал вала той самий, що і швидкохідного вала, тому $\sigma_e = 598 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 363 \text{ МПа}$.
Призначаємо $[\tau]_{кр} = 25 \text{ МПа}$.

Попередній розрахунок вала.

$$\text{Діаметр вала під колесом } d_2 = 1,13 \sqrt{\frac{16T_2}{\pi[\tau]_{кр}}} = 1,13 \sqrt{\frac{16 \cdot 72,6 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 28,13 \text{ мм}.$$

Орієнтуючись на підшипники подібні до швидкохідного вала, приймаємо:

$d_2 = 32 \text{ мм}$ – діаметр вала під колесом і шестірнею;

$d_1 = 30 \text{ мм}$ – діаметр ділянки вала під підшипники;

$d_3=36$ мм – ділянка вала між колесом і шестірнею.

Компоновка вала

Для визначення довжин основних ділянок вала необхідно виконати його ескізу компоновку (рис. 6.9). Ескізу компоновку починаємо із взаємного розміщення конічного колеса та косозубої шестірни. Вибираємо конструктивно відстань між ними 8 мм і $K=6$ мм.

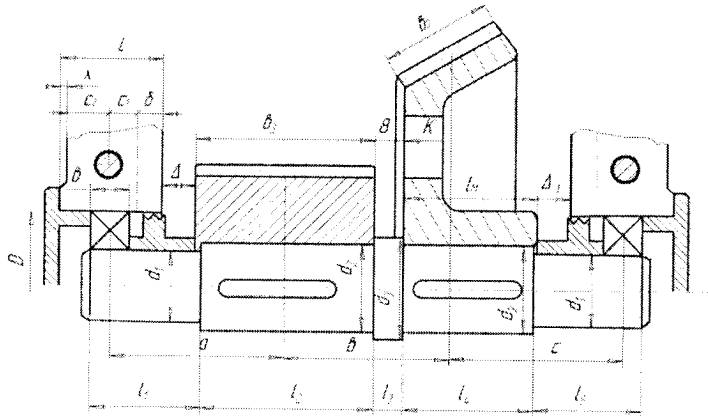


Рис. 6.9. Компоновка першого проміжного вала

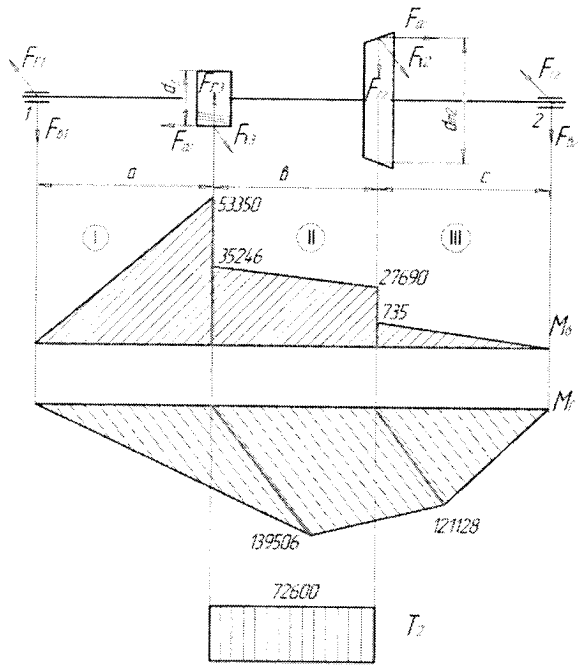


Рис. 6.10. Розрахункова схема та епюри моментів першого проміжного вала

Тоді: $l_3 = 8 + K = 8 + 6 = 14$ мм;

$$l_2 = b_3 - 2 = 68 - 2 = 66 \text{ мм, де } b_3 = 68 \text{ мм (п. 6.3.2);}$$

$$l_1 = B + \Delta + 2 + 6 = 16 + 10 + 2 + 6 = 34 \text{ мм,}$$

де $B=16$ мм – ширина кулькового радіально-упорного підшипника легкої серії, що має $d=30$ мм; $D=62$ мм (табл. 49);

$$l_4 = l_{M2} - 2 = 1,5d_2 - 2 = 1,5 \cdot 32 - 2 = 46 \text{ мм.}$$

$$l_5 = 8 + \Delta_1 + B = 8 + 52 + 16 = 76 \text{ мм.}$$

Віддаль між серединами підшипників

$$l = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 - B = 34 + 66 + 14 + 46 + 76 - 16 = 220 \text{ мм.}$$

За отриманими розмірами викреслюють компоновку вала та визначають віддалі (рис. 6.9):

$$a = 0,5(b_3 + B) + \Delta + 6 = 0,5(68 + 16) + 10 + 6 = 58 \text{ мм;}$$

$$e = 8 + K + 0,5e_2 \cos \delta_1 = 200 + 6 + 0,5 \cdot 36 \cdot 0,9617 \cong 65 \text{ мм;}$$

$$c = l - (a + e) = 220 - (58 + 65) = 97 \text{ мм,}$$

які необхідні для подальших розрахунків.

Перевірка на статичну міцність першого проміжного вала.

Розрахункову схему наведено на рис. 6.10.

Реакції в опорах:

Вертикальна площина (сили: $F_{r2}, F_{r3}, F_{a2}, F_{a3}$)

$$\sum Y = 0$$

$$F_{a2} + F_{r3} - F_{r2} - F_{a1} = 0$$

$$\sum M_1(F_i) = 0$$

$$F_{a2}l + F_{r3}a - F_{r2}(a + e) - F_{a2} \frac{d_{m2}}{2} - F_{a3} \frac{d_3}{2} = 0$$

$$F_{a2} = \frac{F_{r2}(a + e) + F_{a2} \frac{d_{m2}}{2} + F_{a3} \frac{d_3}{2} - F_{r3}a}{l} =$$

$$= \frac{95(58 + 65) + 333,4 \frac{161,7}{2} + 671 \frac{53,96}{2} - 1007 \cdot 58}{220} = -7,5 \text{ Н.}$$

$$F_{a1} = F_{r3} - F_{r2} - F_{a2} = 1007 - 95 - 7,5 \cong 920 \text{ Н.}$$

Реакція F_{a2} має знак “мінус”, отже її напрямок протилежний тому, що показано на рис. 6.10.

Горизонтальна площина:

$$F_{r1} + F_{r2} - F_{i2} - F_{i3} = 0;$$

$$F_{r2}l - F_{i2}(a + \epsilon) - F_{i3}a = 0;$$

$$F_{r2} = \frac{F_{i2}(a + \epsilon) + F_{i3}a}{l} = \frac{952,4 \cdot (58 + 65) + 2691 \cdot 58}{220} = 1236 \text{ H};$$

$$F_{r1} = F_{i2} + F_{i3} - F_{r2} = 952,4 + 2691 - 1236 = 2407 \text{ H}.$$

Згинальні моменти:

вертикальна площина

$$M_{1\epsilon} = F_{\epsilon 1} X_1 \quad \left| \begin{array}{l} X_1 = 0; \quad M_{1\epsilon} = 0; \\ X_1 = a; \quad M_{1\epsilon} = F_{\epsilon 1} a = 920 \cdot 58 = 53350 \text{ H} \cdot \text{мм}; \end{array} \right.$$

$$M_{3\epsilon} = F_{\epsilon 2} X_3 \quad \left| \begin{array}{l} X_3 = 0; \quad M_3 = 0; \\ X_3 = c; \quad M_3 = F_{\epsilon 2} c = 7,5 \cdot 98 = 735 \text{ H} \cdot \text{мм}; \end{array} \right.$$

$$M_{2,1} = F_{\epsilon 1} a - F_{a3} \frac{d_3}{2} = 920 \cdot 58 - 671 \cdot \frac{53,96}{2} = 35246 \text{ H} \cdot \text{мм};$$

$$M_{2n} = F_{\epsilon 2} c + F_{a2} \frac{dm_2}{2} = 7,5 \cdot 98 + 333,4 \cdot \frac{161,7}{2} = 27690 \text{ H} \cdot \text{мм};$$

Горизонтальна площина:

$$M_{1r} = F_{r1} \cdot X_1 \quad \left| \begin{array}{l} X_1 = 0; \quad M_1 = 0; \\ X_1 = a; \quad M_{1r} = F_{r1} \cdot a = 2407 \cdot 58 = 139506 \text{ H} \cdot \text{мм}; \end{array} \right.$$

$$M_{3r} = F_{r2} \cdot X_3 \quad \left| \begin{array}{l} X_3 = 0; \quad M_3 = 0; \\ X_3 = c; \quad M_3 = F_{r2} \cdot c = 1236 \cdot 98 = 121128 \text{ H} \cdot \text{мм}; \end{array} \right.$$

$$\text{Крутий момент : } T_2 = F_{i3} \frac{d_3}{2} = 2691 \cdot \frac{53,96}{2} = 72600 \text{ H} \cdot \text{мм}.$$

За отриманими значеннями згинальних і крутного моментів будуємо їхні епюри M_ϵ , M_2 і T_2 (див. рис. 6.10).

Сумарні згинальні моменти в перерізах:
під шестірнею

$$M_{ш} = \sqrt{M_{1а}^2 + M_{1с}^2} = \sqrt{53,035^2 + 139,506^2} = 149,36 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

під колесом

$$M_{к} = \sqrt{M_{3а}^2 + M_{23,с}^2} = \sqrt{27,69^2 + 121,128^2} = 124,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напруження в небезпечному перерізі (під шестірнею):
згину

$$\sigma_{sz} = \frac{M_{ш}}{W_0} = \frac{32M_{ш}}{\pi d_2^3} = \frac{32 \cdot 149,36 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 32^3} = 46,45 \text{ МПа};$$

кручення

$$\tau_{кр} = \frac{T_2}{W_p} = \frac{16T_2}{\pi d_2^3} = \frac{16 \cdot 72,6 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 32^3} = 11,28 \text{ МПа};$$

сумарне (еквівалентне) напруження

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{sz}^2 + 4\tau_{кр}^2} = \sqrt{46,45^2 + 4 \cdot 11,28^2} = 51,6 \text{ МПа};$$

максимальне еквівалентне напруження під час перевантажень

$$\sigma_{e \max} = \sigma_e K_n = 51,6 \cdot 1,5 = 77,46 \text{ МПа};$$

допустиме еквівалентне напруження

$$[\sigma]_e = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 363 = 290,4 \text{ МПа}.$$

Умова статичної міцності вала виконується, оскільки

$$\sigma_{e \max} = 77,46 \text{ МПа} < [\sigma]_e = 290,4 \text{ МПа}.$$

6.4.3. Другий проміжний вал

Вихідні параметри.

Із попередніх розрахунків: $T_3=365,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $d_4=280,04 \text{ мм}$; $d_5=88 \text{ мм}$;
 $F_{t4}=2691 \text{ Н}$; $F_{r4}=1007 \text{ Н}$; $F_{a4}=671 \text{ Н}$; $F_{t5}=8314 \text{ Н}$; $F_{r5}=3026 \text{ Н}$.

Матеріалом вала залишається та ж сталь 45, що і для швидкохідного вала: $\sigma_s = 538 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 363 \text{ МПа}$; $[\tau]_p = 35 \text{ МПа}$.

Попередній розрахунок вала.

Діаметр ділянки вала під колесом:

$$d_2 = 1,1 \sqrt[3]{\frac{16T_3}{\pi[\tau]_{кр}}} = 1,1 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 365,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 30}} = 43,2 \text{ мм},$$

приймаємо $d_2 = 45 \text{ мм}$;

$d_1 = 40 \text{ мм}$ – діаметр ділянки вала під підшипник;

$d_3 = 50 \text{ мм}$ – діаметр ділянки вала між зубчастими колесами.

Ескізна компоновка другого проміжного вала подана на рис. 6.11.

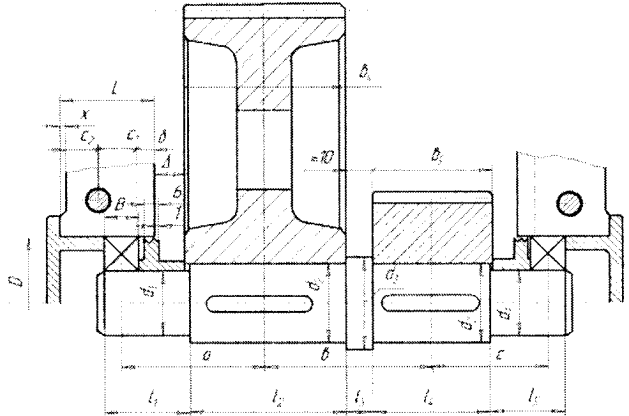


Рис. 6.11. Компоновка другого проміжного вала

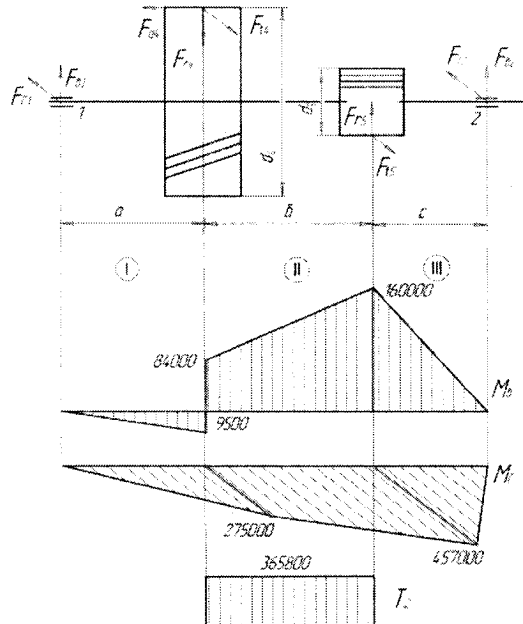


Рис. 6.12. Розрахункова схема та епори крутного і згинальних моментів

Конструювання вала

Конструктивно приймаємо $\Delta = 10 \text{ мм}$.

Тоді віддаль між серединами підшипників

$$l = v_4 + v_5 + 2\Delta + B + 10 + 2 \cdot 7 = 64 + 94 + 2 \cdot 10 + 18 + 10 + 2 \cdot 7 = 220 \text{ мм},$$

де $B = 18 \text{ мм}$ - підшипник кульковий радіально-упорний 36208, що має

$$d = 40 \text{ мм}; \beta = 12^\circ; D = 80 \text{ мм}; C = 30,6 \text{ кН}; C_o = 23,7 \text{ кН}.$$

Розрахунок вала на статичну міцність

За ескізною компоновкою розробляємо розрахункову схему (рис. 6.14).

Із ескізної компоновки:

$$a = 58 \text{ мм};$$

$$v = 89 \text{ мм};$$

$$c = 73 \text{ мм};$$

$$l = a + v + c = 58 + 89 + 73 = 220 \text{ мм}.$$

Реакції в опорах:

Вертикальна площина

$$\begin{aligned} \sum M_1(F_i) &= F_{a2}l + F_{a4} \frac{d_4}{2} + F_{r5}(a+v) - F_{r4}a = 0 \rightarrow \\ F_{a2} &= \frac{F_{r4}a - F_{r5}(a+v) - F_{a4} \frac{d_4}{2}}{l} = \\ &= \frac{1007 \cdot 0,058 - 3026(0,058 + 0,089) - 671 \frac{0,28}{2}}{0,22} = -2183 \text{ Н}, \end{aligned}$$

тобто в дійсності реакція F_{a2} направлена вниз і дорівнює $F_{a2} = 2183 \text{ Н}$;

$$F_{a1} = F_{r4} - F_{r5} + F_{a2} = 1007 - 3026 + 2183 = 164 \text{ Н};$$

горизонтальна площина

$$\begin{aligned} \sum \text{mom}_1(F_i) &= F_{r2}l - F_{r5}(a+v_1) - F_{r4}a = 0 \rightarrow \\ F_{r2} &= \frac{F_{r5}(a+v) + F_{r4}a}{l} = \frac{8314(0,058 + 0,089) + 2691 \cdot 0,058}{0,22} = 6265 \text{ Н}; \\ F_{r1} &= F_{r4} + F_{r5} - F_{r2} = 2691 + 8314 - 6265 = 4740 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Згинальні моменти:

вертикальна площина:

$$\text{точки 1 і 2: } M_{o1} = M_{o2} = 0;$$

на ділянці I (див. рис. 6.12):

$$M_1 = F_{a1}X_1 = F_{a1}a = 154 \cdot 0,058 = 9,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$0 \leq X_1 \leq a.$$

на ділянці II:

$$M_2 = F_{\sigma 1} X_2 - F_{r4} (X_2 - a) - F_{a4} \frac{d_4}{2};$$

$$0 \leq X_2 \leq (a + \epsilon).$$

Якщо $X_2 = a$,

$$M_2' = F_{\sigma 1} a - F_{r4} (a - a) - F_{a4} \frac{d_4}{2} = 164 \cdot 0,058 - 0 - 671 \frac{0,28}{2} = -84 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Якщо $X_2 = a + \epsilon_1$,

$$M_2'' = F_{\sigma 1} (a + \epsilon) - F_{r4} \epsilon_1 - F_{a4} \frac{d_4}{2} =$$

$$= 164(0,058 + 0,089) - 1007 \cdot 0,089 - 671 \frac{0,28}{2} = -160 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За отриманими результатами будуюмо епюру згинального моменту у вертикальній площині (див. рис. 6.12).

Горизонтальна площина:

на ділянці I

$$M_1 = F_{r1} X_1, \text{ якщо } X_1 = 0; M_1 = 0;$$

$$\text{якщо } X_1 = a, M_1 = F_{r1} a = 4740 \cdot 0,058 = 275 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на ділянці II

$$M_2 = F_{r1} X_2 - F_{r4} (X_2 - a), \text{ якщо } X_2 = a; \text{ то } M_1 = F_{r1} a = 4740 \cdot 0,058 = 275 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

якщо $X_2 = a + \epsilon$, то

$$M_2 = F_{r1} (a + \epsilon_1) - F_{r4} \epsilon_1 = 4740(0,058 + 0,089) - 2691 \cdot 0,089 = 457 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За отриманими значеннями згинальних моментів будуюмо епюру (див. рис. 6.12).

Сумарні згинальні моменти:

під колесом

$$M_{\kappa 4} = \sqrt{(M_2')^2 + M_1^2} = \sqrt{84^2 + 275^2} = 287,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

під шестірнею

$$M_{w5} = \sqrt{(M_2'')^2 + M_2^2} = \sqrt{160^2 + 457^2} = 484,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напруження в небезпечному перерізі (під шестірнею):
згину

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{32 M_{w5}}{\pi d_2^3} = \frac{32 \cdot 484,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 45^3} = 54 \text{ МПа};$$

кручення

$$\tau_{кр} = \frac{16T_3}{\pi d_2^3} = \frac{16 \cdot 365,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 45^3} \cong 20 \text{ МПа};$$

сумарне (еквівалентне) напруження

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{zc}^2 + 4\tau_{кр}^2} = \sqrt{54^2 + 4 \cdot 20^2} = 67 \text{ МПа};$$

максимальне еквівалентне

$$\sigma_{e\max} = \sigma_e K_n = 67 \cdot 1,5 = 101 \text{ МПа};$$

допустиме еквівалентне напруження

$$[\sigma]_e = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 363 = 290,4 \text{ МПа}.$$

Отже, умова статичної міцності виконується, оскільки

$$\sigma_{e\max} = 101 \text{ МПа} < [\sigma]_e = 290,4 \text{ МПа}.$$

6.4.4. Тихохідний вал

Вихідні параметри

Із попередніх розрахунків: $T_4 = 1526,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $F_{t6} = 8314 \text{ Н}$; $F_{r6} = 3026 \text{ Н}$;
 $F = 8000 \text{ Н}$; матеріал вала – сталь 45, $\sigma_s = 598 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 363 \text{ МПа}$,
 $[\tau]_{кр} = 45 \text{ МПа}$.

Попередній розрахунок вала

Діаметр вихідної ділянки вала

$$d_1 = 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_4}{\pi [\tau]_{кр}}} = 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1526,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 45}} = 61,2 \text{ мм},$$

приймаємо $d_1 = 62 \text{ мм}$;

$d_2 = 65 \text{ мм}$ – ділянка вала під ущільненням;

$d_3 = 72 \text{ мм}$ – ділянка вала з різьбою під гайку;

$d_4 = 75 \text{ мм}$ – ділянка вала під підшипники;

$d_5 = 76 \text{ мм}$ – ділянка вала під колесо;

$d_6 = 80 \text{ мм}$ – ділянка вала для упору колеса.

Компоновка тихохідного вала

За призначеними діаметрами та розміром $l=220$ мм, (див. п. 6.4.3, с. 94) виконуємо ескізу компоновку тихохідного вала (рис. 6.13).

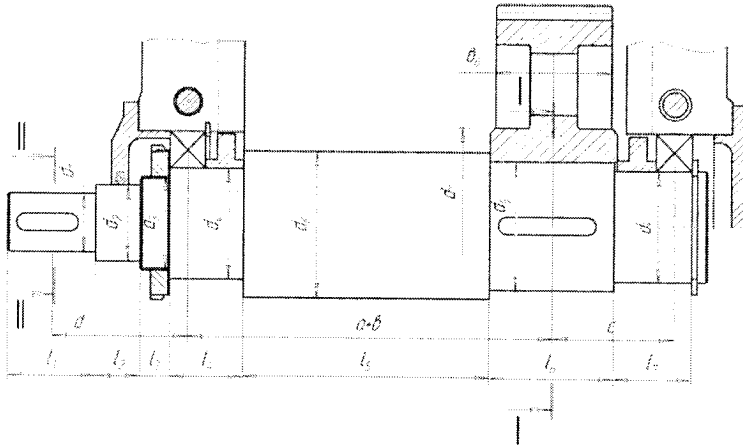


Рис. 6.13. Компоновка тихохідного вала

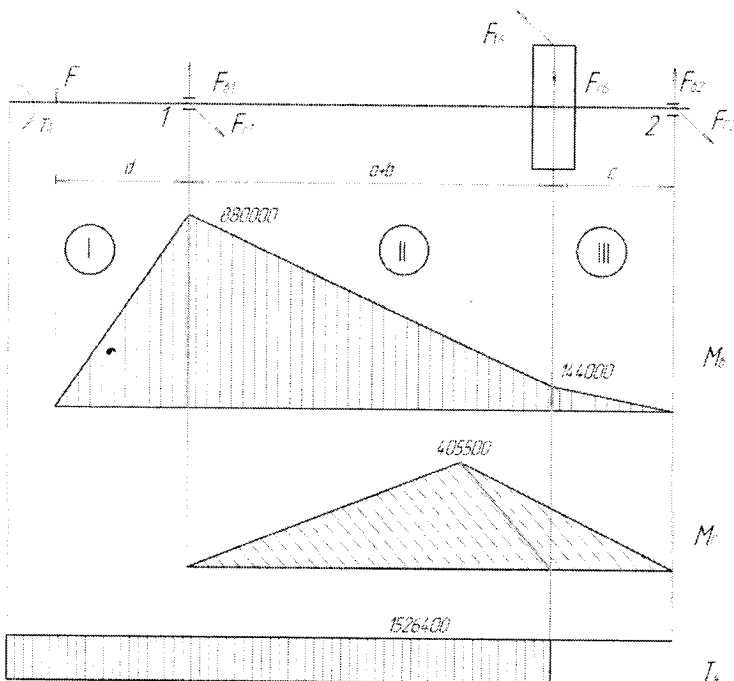


Рис. 6.14. Розрахункова схема та епори моментів тихохідного вала

Із попередніх розрахунків: $a+b=58+89=147$ мм; $c=73$ мм;
 $l=a+b+c=147+73=220$ мм; $d \cong 0,5 \cdot 220 = 110$ мм.

Розрахунок тихохідного вала на статичну міцність

За ескізною компоновкою (рис. 6.13) подібно до попередніх розрахунків розробляємо розрахункову схему тихохідного вала (рис. 6.14) і за подібного методикою проводимо розрахунок.

Реакції в опорах:

вертикальна площина (F_{r6}, F)

$$F_{a2} = \frac{F_{r6}(a+b) - Fd}{a+b+c} = \frac{3026(0,058 - 0,089) - 8000 \cdot 0,11}{0,058 + 0,089 + 0,073} = -1978 \text{ Н},$$

знак показує, що реакція F_{a2} направлена вниз;

$$F_{a1} = F - F_{r6} + F_{a2} = 8000 - 3026 + 1978 = 6952 \text{ Н};$$

горизонтальна площина (F_t)

$$F_{r2} = \frac{F_{t5}(a+b)}{a+b+c} = \frac{8314(0,058 - 0,089)}{0,058 + 0,089 + 0,073} = 5555 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = F_{t5} - F_{r2} = 8314 - 5555 = 2759 \text{ Н}.$$

Згинальні моменти:

Вертикальна площина:

точка 1

$$M_{a1} = Fd = 8000 \cdot 0,11 = 880 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

точка 3

$$M_{a3} = F_{a2}c = 1978 \cdot 0,073 = 144 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Горизонтальна площина:

$$M_{r3} = F_{r2}c = 5555 \cdot 0,073 = 405,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сумарний згинальний момент під колесом

$$M_{\text{зг}} = \sqrt{M_{a3}^2 + M_{r3}^2} = \sqrt{144^2 + 405,5^2} = 430,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напруження в перерізі під колесом:

згину

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{32M_{\text{зг}}}{\pi d_s^3} = \frac{32 \cdot 430,3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 76^3} \cong 10 \text{ МПа};$$

кручення

$$\tau_{sp} = \frac{16T_4}{\pi d_5^3} = \frac{16 \cdot 1526,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 76^3} \cong 18 \text{ МПа},$$

сумарне (еквівалентне) напруження

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_{ca}^2 + 4\tau_{ca}^2} = \sqrt{10^2 + 4 \cdot 18^2} = 37,4 \text{ МПа};$$

максимальне еквівалентне напруження

$$\sigma_{e_{max}} = \sigma_e K_n = 37,4 \cdot 1,5 = 56 \text{ МПа},$$

допустиме еквівалентне напруження

$$[\sigma] = 0,8\sigma_m = 0,8 \cdot 363 = 290,4 \text{ МПа}.$$

Умова статичної міцності під час перевантаження виконується, оскільки

$$\sigma_{e_{max}} = 56 \text{ МПа} < [\sigma] = 290,4 \text{ МПа}.$$

6.5. Розрахунок валів на витривалість

6.5.1. Тихохідний вал

Враховуючи те, що на валу є два шпонкові пази, які призводять до концентрації напруження, потрібно визначити коефіцієнти запасу міцності для перерізів I-I і II-II (див. рис. 6.13).

Необхідні механічні характеристики матеріалу вала

Границі витривалості:

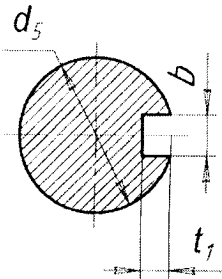
$$\sigma_{-1} = 0,45\sigma_a = 0,45 \cdot 598 = 240 \text{ МПа},$$

$$\tau_{-1} = 0,25\sigma_a = 0,25 \cdot 598 = 150 \text{ МПа}.$$

Розрахунок перерізу I-I

Вихідні параметри: $T_3 = 1526,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_{sz} = 430,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $d_5 = 76 \text{ мм}$.

Ескіз і розміри перерізу $b = 22 \text{ мм}$; $t_1 = 9 \text{ мм}$ (табл. 30).



Значення необхідних коефіцієнтів:

$K_\sigma = 1,76$; $K_\tau = 1,54$ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень біля шпонкового паза (табл. 31);

$K_d = 0,72$ – коефіцієнт впливу розмірів поперечного перерізу вала (табл. 34);

$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_a = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 598 = 0,14$ – коефіцієнт чутливості матеріалу вала до асиметрії циклу нормальних напружень;

$\psi_\tau = 0,5\psi_\sigma = 0,5 + 0,14 = 0,07$ – коефіцієнт чутливості матеріалу вала до асиметрії дотичних напружень.

Осьовий і полярний моменти опору перерізу вала:

$$W_{on} = \frac{\pi d_3^3}{32} - \frac{bt_1(d_3 - t_1)^2}{2d_3} = \frac{3,14 \cdot 76^3}{32} - \frac{22 \cdot 9 \cdot (76 - 9)^2}{2 \cdot 76} = 37227 \text{ мм}^3.$$

$$W_{pn} = \frac{\pi d_3^3}{16} - \frac{bt_1(d_3 - t_1)^2}{2d_3} = \frac{3,14 \cdot 76^3}{16} - \frac{22 \cdot 9 \cdot (76 - 9)^2}{2 \cdot 76} = 80302 \text{ мм}^3.$$

Середні та амплітудні напруження циклу:

$$\tau_m = \tau_a = \frac{T_4}{2W_{pn}} = \frac{1526,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 80302} = 9,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{M_{3z}}{W_{on}} = \frac{430300}{37227} = 11,56 \text{ МПа};$$

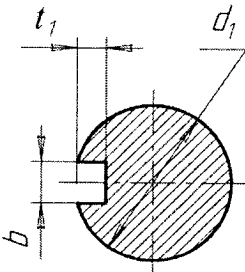
Коефіцієнти запасу міцності:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{240}{\frac{1,76}{0,72} 11,56 + 0} = 8,4;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{150}{\frac{1,56}{0,72} 9,5 + 0,07 \cdot 9,5} = 7;$$

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{8,4 \cdot 7}{\sqrt{8,4^2 + 7^2}} = 5,3.$$

Отже, міцність вала в перерізі II-II забезпечено, оскільки $S = 5,3 > [S] = 1,5 \dots 2,5$.



Розрахунок перерізу II-II (рис. 6.13)

Розміри перерізу: $d_1 = 62 \text{ мм}$; $b = 18 \text{ мм}$; $t_1 = 7 \text{ мм}$.

Для цього перерізу

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \geq [S]$$

Значення коефіцієнтів:

$$K_r = 1,54; \Psi_r = 0,07; K_d = 0,75.$$

Полярний момент опору перерізу вала нетто

$$W_{pm} = \frac{\pi d_1^3}{16} - \frac{bt_1(d_1 - t_1)^2}{2d_1} = \frac{3,14 \cdot 62^3}{16} - \frac{18 \cdot 7(62 - 7)^2}{2 \cdot 62} = 43698 \text{ мм}^3.$$

Середнє та амплітудне напруження циклу

$$\tau_m = \tau_a = \frac{T_4}{2W_{pm}} = \frac{1526,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 43698} = 17,5 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності

$$S = S_r = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_r}{K_d} \tau_a + \Psi_r \tau_m} = \frac{150}{\frac{1,54}{0,75} \cdot 17,5 + 0,07 \cdot 17,5} = 4,03.$$

Міцність вала в перерізі II – II також забезпечено, оскільки $S = 4,03 < [S] = 1,5 \dots 2,5$.

Подібно до цієї методики перевіряються всі перерізи, де є шпонкові пази, проміжних і швидкохідного валів.

6.6. Вибір підшипників кочення

Зважаючи на наявність осьових сил у зачепленні конічної та косозубої передач, орієнтуємося на кулькові радіально-упорні підшипники для швидкохідного та проміжних валів, а для тихохідного вала – радіальні кулькові підшипники. Тому для прикладу наводимо порядок вибору підшипників кочення для швидкохідного та тихохідного валів. Студенти за подібною методикою підбирають підшипники для решти валів.

6.6.1. Швидкохідний вал

Вихідні параметри: діаметр вала під підшипники $d_3 = 30$ мм; реакції в

$$\text{опорах } F_1 = \sqrt{(F_{r1} - F_{a1})^2 + F_r^2} = \sqrt{(226 - 37)^2 + 646^2} = 673 \text{ Н};$$

$$F_2 = \sqrt{(F_{r2} - F_{a2})^2 + F_r^2} = \sqrt{(560 - 37)^2 + 1598^2} = 1681 \text{ Н}.$$

осьова сила в зачепленні $F_a = 95 \text{ Н}$; швидкість обертання вала $\omega_1 = 104,6 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$; режим роботи підшипників – *СН*; термін роботи редуктора $h = 30\,000$ год.

Розрахункова схема

Напрямок дії осьової сили в зачепленні наведено на схемі (рис. 6.15).

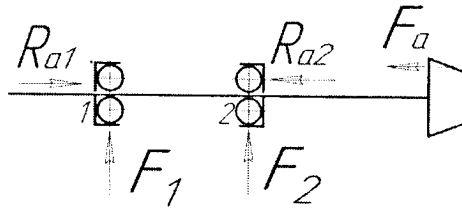


Рис. 6.15. Схема навантаження підшипників

Параметри підшипників

Орієнтуючись на діаметр цапф $d_3 = 30$ мм, беремо підшипники легкої серії 36206, які мають: $C_o = 12000$ Н – базова статична вантажність;

$C = 17200$ Н – базова динамічна вантажність; $\beta = 12^\circ$ – кут контакту тіл кочення (табл. 49).

Параметр осьового навантаження

$$\lg e = \frac{\lg \frac{F_2}{C_o} - 1,144}{4,729} = \frac{\lg \frac{1681}{12000} - 1,144}{4,729} = -0,417; \quad e = 0,36.$$

Навантаження підшипників

Осьові складові сили у підшипників опор 1 і 2 від радіальних навантажень F_1 і F_2 :

$$F_{S1} = eF_1 = 0,36 \cdot 673 = 242 \text{ Н.}$$

$$F_{S2} = eF_2 = 0,36 \cdot 1681 = 605 \text{ Н.}$$

Сумарні осьові навантаження підшипників:

$$R_{a1} = F_a + F_{S2} - F_{S1} = 95 + 605 - 242 = 458 \text{ Н.}$$

$$R_{a2} = F_{S2} = 605 \text{ Н.}$$

Тут прийемо, що $F_{S1} - F_{S2} - F_a = 0$, тому, що

$$F_{S2} + F_a = 605 + 95 = 700 \text{ Н} > F_{S1} = 242 \text{ Н.}$$

Уточнення параметра осьового навантаження за відношенням $\frac{R_a}{C_o}$:

для підшипника 1

$$\frac{R_{a1}}{C_o} = \frac{458}{12000} = 0,0382 \text{ і } e_1 = 0,35 \text{ (табл. 43);}$$

для підшипника 2

$$\frac{R_{a2}}{C_o} = \frac{605}{12000} = 0,05 \text{ і } e_1 = 0,364 \text{ (табл. 43).}$$

Розрахункові еквіваленти навантаження:

підшипник 1:

якщо відношення $\frac{R_{a1}}{VF_1} = \frac{458}{1 \cdot 673} = 0,68 > e_1 = 0,35$, то $X_1 = 0,45$ і $Y_1 = 1,6$;

тоді

$$R_1 = (X_1 VF_1 + Y_1 R_{a2}) K_\delta K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 673 + 1,6 \cdot 458) \cdot 1,2 \cdot 1 = 1275 \text{ Н};$$

підшипник 2:

якщо відношення $\frac{R_{a2}}{VF_2} = \frac{605}{1 \cdot 1681} = 0,359 < e_2 = 0,364$, то $X_2 = 1$ і $Y_2 = 0$,

тоді

$$R_2 = (X_2 VF_2 + Y_2 R_{a2}) K_\delta K_T = (1 \cdot 1 \cdot 1681 + 0 \cdot 605) \cdot 1,2 \cdot 1 = 2017 \text{ Н}.$$

Подальший розрахунок проводимо для підшипника 2, який є більш навантаженим.

З урахуванням режиму навантаження (див. завдання: режим – СН), для якого $K_E = 0,57$, розрахункове еквівалентне навантаження

$$R_E = K_E R_2 = 0,57 \cdot 2017 = 1150 \text{ Н}.$$

Розрахункова довговічність підшипників в млн. об.

$$L = a_1 a_2 \left(\frac{C}{R_E} \right)^p = 1 \cdot 0,7 \left(\frac{17200}{1150} \right)^3 = 2342 \text{ млн.об.},$$

де $a = 1$ – для 90 % – ї надійності підшипників;

$a_2 = 0,7$ – для кулькових підшипників;

$p = 3$ – для кулькових підшипників.

Розрахункова довговічність підшипників у годинах

$$L_h = 1745 \frac{L}{\omega} = 1745 \frac{2342}{104,6} = 39700 \text{ год}.$$

Отже, підшипники 36206 можна залишити для швидкохідного вала, довговічність яких дещо перевищує термін служби редуктора.

За подібною методикою розраховується підшипники проміжних валів тому, що вони також можуть бути радіально-упорними кульковими.

6.6.2. Тихохідний вал

Вихідні параметри: діаметр вала $d_4 = 75 \text{ мм}$; реакції в опорах

$$F_1 = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{b1}^2} = \sqrt{2759^2 + 6952^2} = 7480 \text{ Н};$$

$$F_2 = \sqrt{F_{r2}^2 + F_{b2}^2} = \sqrt{5555^2 + 1978^2} = 5900 \text{ Н}; \quad F_a = 0;$$

кутова швидкість вала $\omega_4 = 1,31 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$; довговічність редуктора $h = 30000 \text{ год}$;

типовий режим навантаження – важкий В; короткочасні перевантаження до 150 %; робоча температура підшипників до 60°C .

Аналіз умов навантаження та попередній вибір типорозміру підшипників

Розрахункова схема наведена на рис. 6.16.

Найбільш навантаженою опорою у цій схемі є підшипник 1, тому розрахунок проводимо за реакцією опори $F_1 = 7480 \text{ Н}$. Внаслідок відсутності осьової сили (прямозубе колесо), орієнтовно призначаємо радіальний кульковий підшипник особливо легкої серії 115, що має: базову статичну вантажність $C_o = 24,6 \text{ кН}$; базову динамічну вантажність $C = 30,1 \text{ кН}$ (табл. 46).

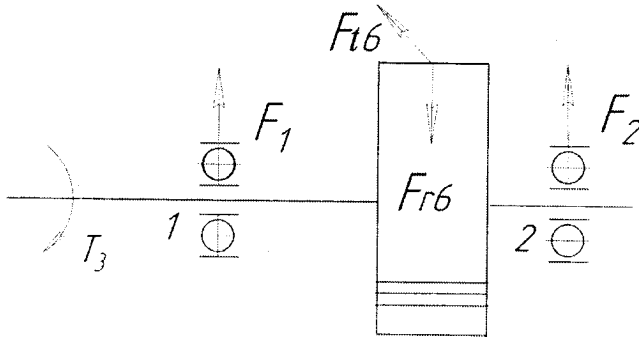


Рис. 6.16. Схема навантаження радіальних підшипників

Навантаження підшипника

Розрахункове еквівалентне навантаження

$$R = XVF_1K_sK_f = 1 \cdot 1 \cdot 7480 \cdot 1,5 \cdot 1 = 11220 \text{ Н},$$

де $X = 1$ – для радіального кулькового підшипника у випадку відсутності осьового навантаження; $V = 1$ – коефіцієнт кільця (обертається внутрішнє

кільце); $K_8 = 1,5$ – коефіцієнт безпеки для короткочасних перевантажень до 150%; $K_T = 1$ – температурний коефіцієнт ($t < 100$ °C).

З врахуванням режиму навантаження протягом терміну служби

$$R_E = K_E R = 0,8 \cdot 11220 = 8976 \text{ Н.}$$

Довговічність підшипника

Розрахункова довговічність для 90% – ї надійності $a_1 = 1$ і для звичайних умов експлуатації радіальних підшипників кулькових $a_2 = 0,7$

$$L = a_1 a_2 \left(\frac{C}{R_E} \right)^p = 1 \cdot 0,7 \left(\frac{30100}{8976} \right)^3 = 26,4 \text{ млн.об.}$$

Розрахункова довговічність підшипника в год.

$$L_n = 1745 \frac{L}{\omega_4} = 1745 \frac{26,4}{1,31} = 35160 \text{ год,}$$

що є дещо більше від довговічності редуктора та задовольняє вимоги щодо довговічності підшипників.

6.7. Вибір розмірів і перевірка шпонкових з'єднань

6.7.1. Розміри елементів шпонкових з'єднань

Згідно з завданням редуктор має вісім шпонкових з'єднань, тому зручним є їхні розміри подати у вигляді таблиці:

Вал	Обертальний момент, Н·м	Діаметр перерізу вала d, мм	Розміри перерізу шпонки b × h, мм	Глибина паза у валі t ₁ , мм	Глибина паза в маточині t ₂ , мм
Швидкохідний	T ₁ =22	20	8×7	4	3,3
		25	8×7	4	3,3
Перший проміжний	T ₂ =72,6	32	10×8	5	3,3
		32	10×8	5	3,3
Другий проміжний	T ₃ =365,8	45	14×9	5,5	3,8
		45	14×9	5,5	3,8
Тихохідний	T ₄ =1526,7	62	18×11	7	4,5
		76	22×14	9	5,4

Примітка. Розміри b × h, t₁ і t₂ вибирають залежно від діаметрів (табл. 30)

6.7.2. Розрахункова схема з'єднання з призматичною шпонкою

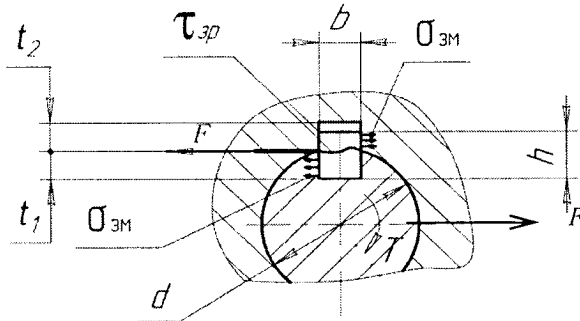


Рис. 6.17. Розрахункова схема шпонкового з'єднання

6.7.3. Довжина шпонки

Швидкохідний вал

Вхідна ділянка – $T=T_1=22 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $d=20 \text{ мм}$; $h=7 \text{ мм}$; $t_1=4 \text{ мм}$.

Робоча довжина шпонки

$$l_p = \frac{2T}{d(h-t_1)[\sigma]_{зм}} = \frac{2 \cdot 22 \cdot 10^3}{20(7-4)100} = 7,43 \text{ мм},$$

де $[\sigma]_{зм} = 100 \dots 120 \text{ МПа}$ для сталеві маточини.

Повна довжина шпонки

$$l = l_p + b = 7,43 + 8 = 15,34 \text{ мм}, \text{ приймаємо } l = 18 \text{ мм}.$$

Переріз під шестірнею – $T=T_1=22 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $d=25 \text{ мм}$; $h=7 \text{ мм}$; $t_1=4 \text{ мм}$.

Повна довжина шпонки $l=18 \text{ мм}$.

Перший проміжний вал

Цей вал має однакові розміри діаметрів ділянок під колесом та шестірнею. Тому для цих перерізів: $T=T_3=72,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $d_2=32 \text{ мм}$; $h=9 \text{ мм}$; $t_1=5 \text{ мм}$.

Робоча довжина шпонки

$$l_p = \frac{2T_2}{d_2(h-t_1)[\sigma]_{зм}} = \frac{2 \cdot 72,6 \cdot 10^3}{32(9-5)100} = 15,125 \text{ мм}.$$

Повна довжина шпонки $l = l_p + b = 15,125 + 10 = 25,125 \text{ мм}$, приймаємо $l=25 \text{ мм}$.

Другий проміжний вал

Цей вал також має два однакові перерізи в місцях шпонкових пазів: $T=T_3=365,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $d=45 \text{ мм}$; $h=9 \text{ мм}$; $t_1=5,5 \text{ мм}$.

Робоча довжина шпонки

$$l_p = \frac{2T_3}{d_2(h-t_1)[\sigma]_{зм}} = \frac{2 \cdot 365,8 \cdot 10^3}{45(9-5,5)100} = 46,45 \text{ мм.}$$

Повна довжина шпонки $l = l_p + b = 46,5 + 14 = 60,45 \text{ мм}$, приймаємо $l=60 \text{ мм}$.

Тихохідний вал

Вихідна ділянка $T=T_4=1526,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $d_1=62 \text{ мм}$; $h=11 \text{ мм}$; $t_1=7 \text{ мм}$.

$$l_p = \frac{2T_4}{d_1(h-t_1)[\sigma]_{зм}} = \frac{2 \cdot 1526,7 \cdot 10^3}{62(11-7)120} = 99,3 \text{ мм.}$$

Повна довжина шпонки $l = l_p + b = 99,3 + 18 = 117 \text{ мм}$, приймаємо $l=120 \text{ мм}$.

Ділянка вала під колесом $T=T_4=1526,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $d_5=76 \text{ мм}$; $h=14 \text{ мм}$; $t_1=9 \text{ мм}$.

Робоча довжина шпонки

$$l_p = \frac{2T_4}{d_5(h-t_1)[\sigma]_{зм}} = \frac{2 \cdot 1526,7 \cdot 10^3}{76(14-9)120} = 66,9 \text{ мм.}$$

Повна довжина шпонки $l = l_p + b = 66,9 + 22 = 88,9 \text{ мм}$, приймаємо $l=90 \text{ мм}$.

Примітка. У випадках застосування шпонкових з'єднань для механізмів і машин з підвищеною небезпекою шпонки необхідно перевірити на зріз (рис. 6.17).

Наприклад, для тихохідного вала $d_5=76 \text{ мм}$; $T=T_4=1526,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $h=22 \text{ мм}$; $l=90 \text{ мм}$; $[\tau]_{зр} \cong 0,8[\sigma]_{зм} = 0,8 \cdot 100 = 80 \text{ МПа}$.

Робоче напруження зрізу

$$\tau_{зр} = \frac{2T_4}{d_5 b l} = \frac{2 \cdot 1526,7 \cdot 10^3}{76 \cdot 22 \cdot 90} = 20,3 \text{ МПа.}$$

Отже, міцність шпонки за напруженнями зрізу забезпечено, оскільки

$$\tau_{зр} = 20,3 \text{ МПа} < [\tau]_{зр} = 80 \text{ МПа.}$$

6.8. Конструктивні розміри основних деталей редуктора

6.8.1. Конічна зубчаста передача

Можливі форми конічної шестірні наведені на рис. 6.18. У даному випадку шестірня z_1 має розміри b_1 , d_{e1} , d_{ae1} , d_{fe1} , що одержані під час розрахунку (див. п. 6.3.3, с. 80...82). Форму шестірні приймаємо такою, яка на-

ведена на рис. 6.18,в. Довжина та діаметр маточини дорівнює $1,6 \cdot d_2 = 1,6 \cdot 25 = 40 \text{ мм}$.

Величину s приймаємо конструктивно $s = 5 \text{ мм}$.

Можливі форми кінцевих прямозубих коліс наведено на рис. 6.19.

Кінчне колесо z_2 виготовляється із круглої заготовки та має кінцеві розміри

$$d_m = 1,6d_2 = 1,6 \cdot 32 = 51,2 \text{ мм, приймаємо } d_m = 52 \text{ мм.}$$

Довжина маточини

$$l_m = 1,2d_2 = 1,2 \cdot 32 = 38,4 \text{ мм, приймаємо } l_m = 40 \text{ мм.}$$

Примітка. Довжина маточини узгоджується з довжиною шпонки. В цьому випадку $l_m = 40 \text{ мм} > l_{ш} = 25 \text{ мм}$, умова виконується.

Товщина обода $s = (2,5 \dots 3)m_e = (2,5 \dots 3) \cdot 3 = 7,5 \dots 9 \text{ мм}$, приймаємо $s = 8 \text{ мм}$.

Товщина диска $c = (0,35 \dots 0,4)v = (0,35 \dots 0,4)36 = (12,6 \dots 14,4) \text{ мм}$, приймаємо $c = 14 \text{ мм}$.

Примітка. Штампувальний ухил виконують $\approx 7^\circ$, а ковані колеса обробляють механічно, тому поверхні маточини мають бути циліндричними (рис. 6.19, а).

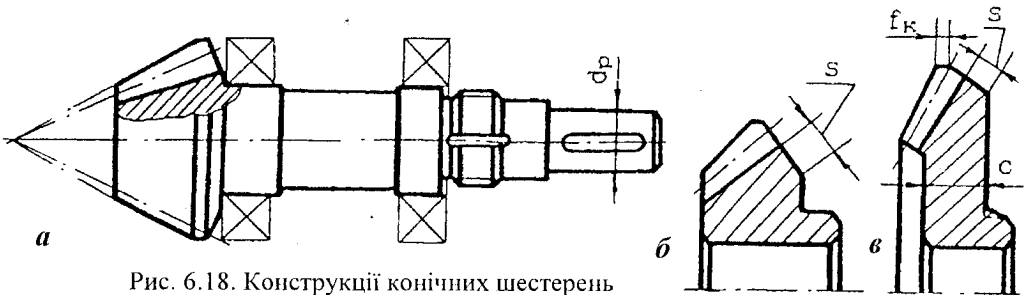


Рис. 6.18. Конструкції кінцевих шестерень

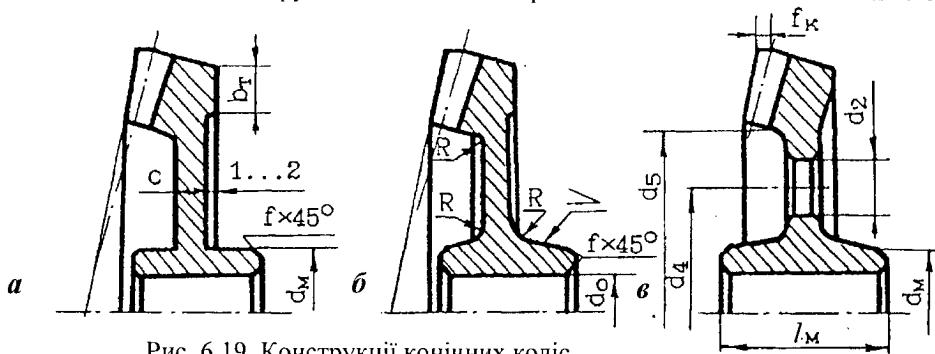


Рис. 6.19. Конструкції кінцевих коліс

Радіуси заокруглень

$$R = (2...4)m_e = (2...4)3 = (6...12) \text{ мм, прийємо } R=8 \text{ мм.}$$

Фаски $f_k = 0,5m_e = 0,5 \cdot 3 = 1,5 \text{ мм.}$

Діаметри отворів $d_2 = \frac{d_s - d_{st}}{5}$, при цьому $d_2 \geq 15 \text{ мм.}$

Центри цих отворів розміщуються на діаметрі

$$l_4 = \frac{d_s + d_{st}}{2}.$$

Кількість отворів $z = 4...6$, приймаємо $z=6$.

6.8.2. Циліндрична косозуба передача

Можливі форми циліндричних зубчастих коліс наведено на рис. 6.20 і 6.21. У даному випадку шестірня z_3 виконується також окремо від вала із прокату або поковки. Враховуючи отримані вище розміри, приймаємо конструктивно шестірню у формі диска (рис. 6.20, д). Розміри такої шестірні є відомими із попередніх розрахунків.

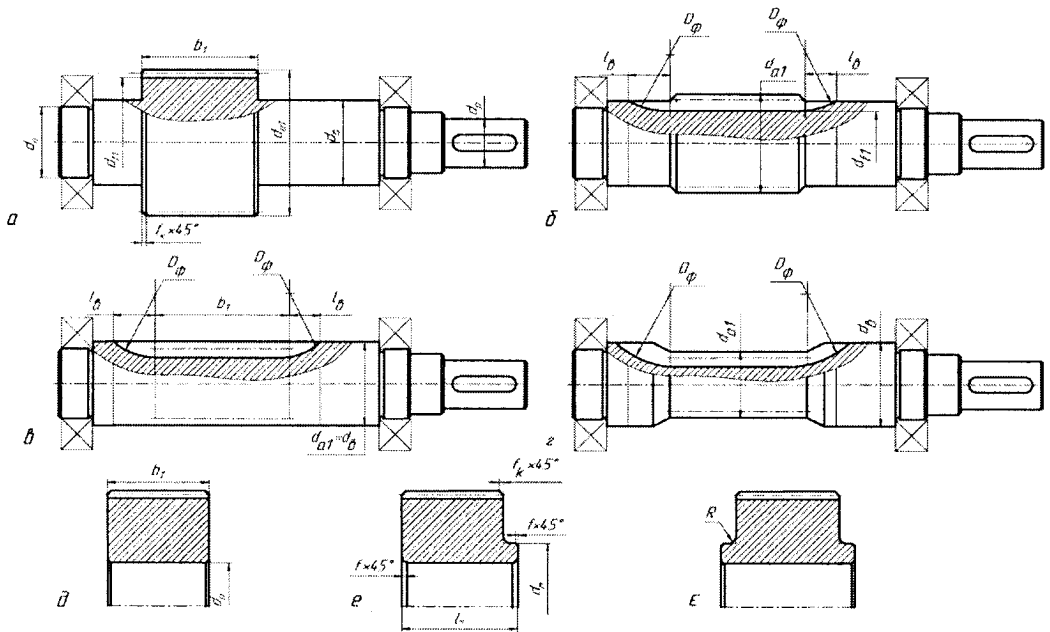


Рис. 6.20. Конструкції циліндричних шестерень

Зубчасте колесо z_4 виготовляється у формі плоского диска (рис. 6.21, *жс*)

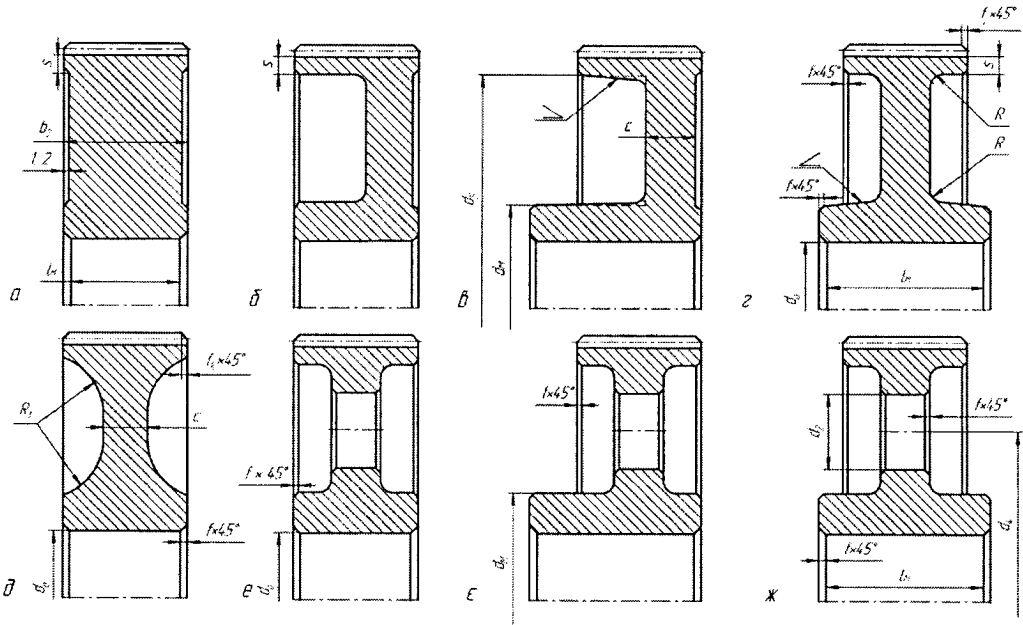


Рис. 6.21. Конструкції циліндричних коліс

Довжина маточини

$$l_m = b_4 = 66 \text{ мм (див п. 6.3.2).}$$

Діаметр маточини

$$d_m = 1,6d_2 = 1,6 \cdot 45 = 72 \text{ мм}$$

товщина зубчастого вінця

$$s = (2,5 \dots 3)m_n = (2,5 \dots 3)2,5 = (6,25 \dots 7,5) \text{ мм, прийmemo } s = 7 \text{ мм.}$$

Товщина диска

$$c = (0,35 \dots 0,4)b_4 = (0,35 \dots 0,4) \cdot 66 = (23,1 \dots 25,4) \text{ мм, приймаємо } c = 24 \text{ мм}$$

Примітка. Така досить велика товщина диска приймається в загальному машинобудуванні з метою зменшення впливу технологічної обробки коліс на точність геометричної форми. В автомобілебудуванні колеса мають товщину диска $c = 0,25 b$.

Радіуси заокруглень для штампованого колеса

$$R = (2 \dots 4)m_e = (2 \dots 4)2,5 = (5 \dots 10) \text{ мм, прийmemo } R = 8 \text{ мм.}$$

Діаметр отворів (рис. 6.21)

$$d_2 = \frac{d_{f_4} - 2s - d_m}{5} = \frac{258,72 - 2 \cdot 7 - 72}{5} = 34,5 \text{ мм, приймаємо } d_2 = 36 \text{ мм}$$

Діаметр кола центрів отворів

$$d_4 = \frac{d_{f_4} - 2s + d_m}{2} = \frac{258,72 - 2 \cdot 7 + 72}{2} = 158,4 \text{ мм, приймаємо } d_4 = 158 \text{ мм}$$

Кількість отворів приймаємо $z=6$.

6.8.3. Циліндрична прямозуба передача

Шестірня z_5 має форму, що наведена на рис. 6.20, д.

Довжина маточини

$$l_m = b_5 + 10 = 86 + 10 = 96 \text{ мм.}$$

Зубчасте колесо z_6 виготовляємо за формою, що наведена на рис. 6.21, ж.

Довжина маточини

$l_m = (1,2 \dots 1,5)d_5 = (1,2 \dots 1,5)76 = (91,2 \dots 114) \text{ мм, приймаємо } l_m = 100 \text{ мм, що}$
узгоджується з довжиною шпонки.

Діаметр маточини

$$d_m = 1,6d_5 = 1,6 \cdot 76 = 121,6 \text{ мм, приймаємо } d_m = 120 \text{ мм}$$

Товщина зубчастого вінця

$$s = (2,5 \dots 3)t = (2,5 \dots 3)4 = 10 \dots 12 \text{ мм, приймаємо } s = 10 \text{ мм.}$$

Товщина диска колеса

$$c = (0,35 \dots 0,4)b_6 = (0,35 \dots 0,4) \cdot 86 = 30,1 \dots 34,4 \text{ мм, приймаємо } c = 32 \text{ мм.}$$

Радіуси заокруглень для штампованого колеса

$$R = (2 \dots 4)t = (2 \dots 4)4 = (8 \dots 16) \text{ мм, приймаємо } R = 10 \text{ мм.}$$

Діаметр отворів (рис. 6.21, ж)

$$d_2 = \frac{d_{f_6} - 2s - d_m}{5} = \frac{414 - 2 \cdot 10 - 120}{5} = 54,8 \text{ мм,}$$

приймаємо $d_2 = 54 \text{ мм.}$

Діаметр кола центрів отворів

$$d_4 = \frac{d_{f_6} - 2s + d_m}{2} = \frac{414 - 2 \cdot 10 + 120}{2} = 257 \text{ мм.}$$

Кількість отворів $z=6$.

6.9. Розміри кріпильних болтів:

фундаментних

$$d_{\phi} = 0,036a_w + 12 = 0,036 \cdot 238 + 12 = 20,56 \text{ мм, приймаємо болти М22;}$$

з'єднувальних біля підшипників

$$d_1 = 0,7d_{\phi} = 15,4 \text{ мм, приймаємо М16;}$$

з'єднувальних, що з'єднують кришку з корпусом редуктора

$$d_2 = 0,6d_{\phi} = 0,6 \cdot 22 = 13,2 \text{ мм, приймаємо М14;}$$

для кріплення кришок підшипників

$$d_3 = 0,4d_{\phi} = 0,4 \cdot 22 = 8,8 \text{ мм, приймаємо М10;}$$

для оглядової кришки конструктивно призначаємо – М8.

6.10. Розміри корпусу та кришки редуктора

Товщина стінки корпусу редуктора (рис. 6.9)

$$\delta = 0,025a_w + 1 = 0,025 \cdot 238 + 1 = 6,95 \text{ мм, приймаємо } \delta = 8 \text{ мм.}$$

Ширина фланця корпусу біля підшипників

$$L = (3...4) \cdot d_1 + \delta = (3...4) \cdot 16 + 8 = (48...64) + 8 = 56...72 \text{ мм.}$$

Ширина верхнього фланця корпусу

$$l = C_1 + C_2 + \delta,$$

де $C_1 = 1,2d_1 + (3...5) \text{ мм} = 1,2 \cdot 16 + (3...5) = 22,2...24,2 \text{ мм, приймаємо } C_1 = 24 \text{ мм,}$

$C_2 = d_1 + (3...4) \text{ мм} = 16 + (3...5) = 19...27 \text{ мм, приймаємо } C_2 = 20 \text{ мм.}$

Тоді $l = C_1 + C_2 + \delta = 24 + 20 + 8 = 52 \text{ мм; } x = 2...4 \text{ мм – приймається конструктивно, } L = l + x = 52 + 4 = 56 \text{ мм.}$

6.11. Розміри кришок підшипників

Редуктор має 5 глухих і 2 наскрізні кришки підшипників. За формою приймаємо глухі кришки типу 2 з табл. 52 (рис. 6.22).

Із таблиці 52 маємо:

Вал	D	D_1	D_2	D_3	d	n	H_1	h	L_1	c
I-ий проміжний	62	78	95	52	7	4	15	5	10	1
II-ий проміжний	80	100	120	72	9	6	18	6	12	1
Тихохідний	115	140	165	105	11	6	23	8	16	1,6

Примітка. Розміри подано в мм; n – кількість гвинтів.

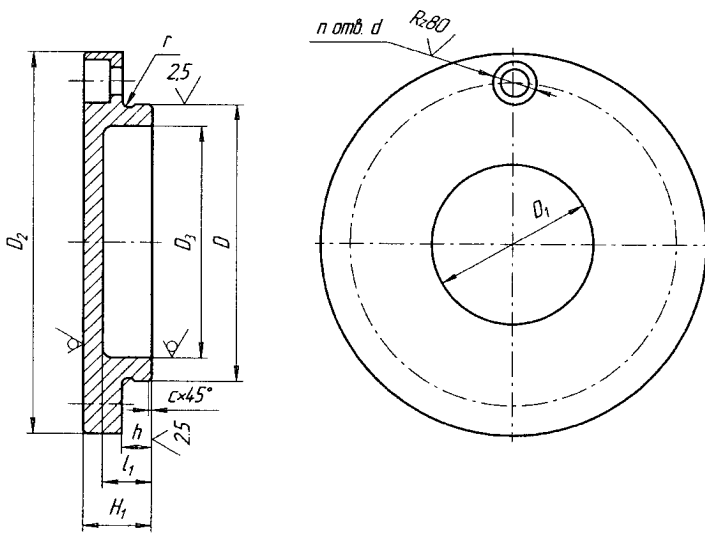


Рис. 6.22. Глуха кришка підшипника

Враховуючи швидкість обертання, вибираємо форму наскрізних кришок, що наведено в табл. 53 (рис. 6.23).

Вал	D	D_1^*	D_2^*	D_3	D_4	D_5	d_6	d	d_2	n	H	h	l	L_1	B	c
Швидко- хідний	62	88	105	52	26	38	25	7	14	4	15	5	6	12,5	9	1
Тихо- хідний	115	140	165	105	66,5	82	65	11	24	6	23	8	13	20,5	10	1,5

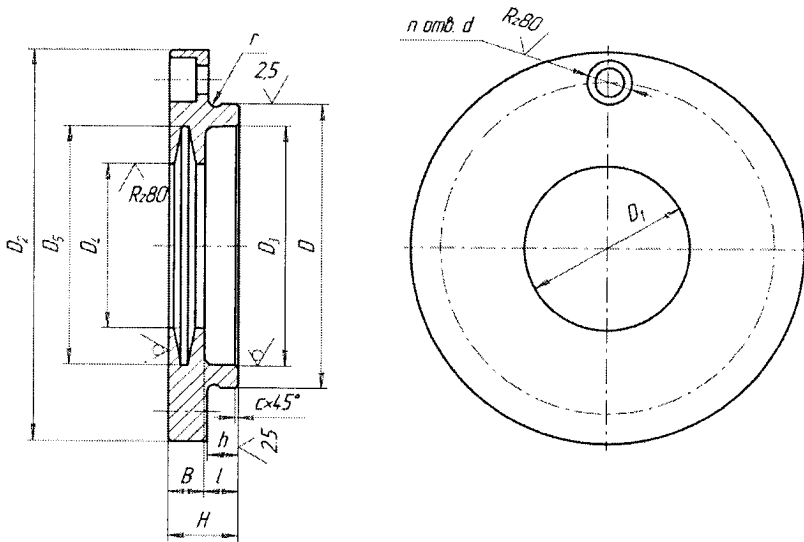


Рис. 6.23. Ескіз наскрізної кришки підшипника

6.12. Арматура редуктора

6.12.1. Кришка для огляду

Орієнтуючись на габарити редуктора, приймаємо наступні розміри кришки огляду (рис. 6.24) разом з ручкою-віддушиною.

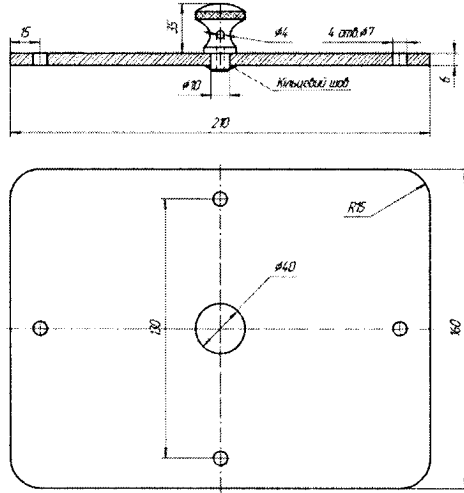


Рис. 6.24. Ескіз кришки огляду

6.12.2. Маслоказівник

Для контролю за рівнем мастила в корпусі конструктивно приймаємо маслоказівник круглий з прозорого матеріалу розміри якого наведено на рис. 6.25.

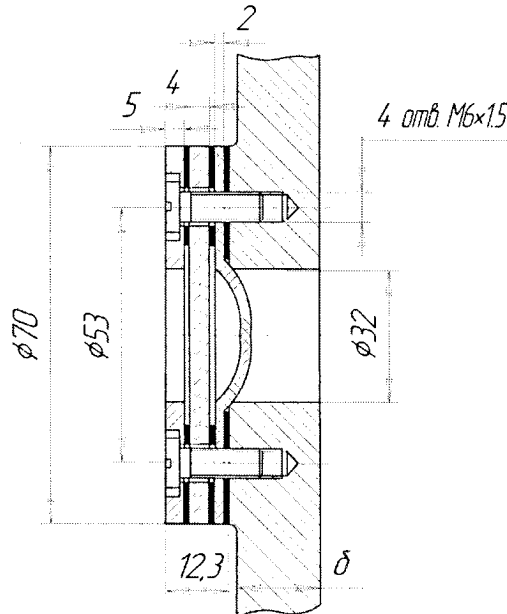
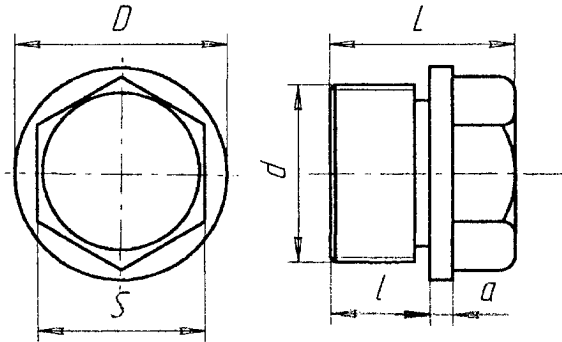


Рис. 6.25. Ескіз маслоказівника ліхтарного типу

6.12.3. Зливна пробка

Під час роботи передач продукти спрацювання поступово забруднюють мастило. З часом воно старіє, властивості його погіршуються. Бракувальними ознаками є підвищене кислотне число, збільшений вміст води, наявність механічних домішок. Тому мастило, залите в корпус редуктора, періодично замінюють. Для заміни мастила передбачають зливний отвір, що закривається пробкою з циліндричною нарізкою (рис. 6.26).



$D=30$ мм; $S=22$ мм; $L=28$ мм; $d=M20$; $l=15$ мм; $a=4$ мм

Рис. 6.26. Ескіз зливної пробки

6.13. Змащування зубчастих коліс

Зубчасті колеса змащуються простим способом – занурювання їх у мастило. Рівень мастила вибираємо таким, щоб найменше одна третина довжини зубця конічного колеса була занурена в мастило.

В'язкість мастила вибираємо в залежності від колової швидкості коліс і значення контактного напруження.

Для швидкохідної передачі: $\sigma_H = 392,5$ МПа; $V = 2,42$ м/с, тоді

$$5 \cdot 10^{-6} \frac{\sigma_H^3}{V} = 5 \cdot 10^{-6} \frac{392,5^3}{2,42} = 124,9 \approx 125.$$

Для косозубої передачі: $\sigma_H = 478,75$ МПа; $V = 0,76$ м/с, тоді

$$5 \cdot 10^{-6} \frac{\sigma_H^3}{V} = 5 \cdot 10^{-6} \frac{478,75^3}{0,76} = 722.$$

Для прямозубої передачі: $\sigma_H = 586,3$ МПа; $V = 0,27$ м/с, тоді

$$5 \cdot 10^{-6} \frac{\sigma_H^3}{V} = 5 \cdot 10^{-6} \frac{586,3^3}{0,27} = 3732.$$

За величинами: 125; 722 і 3732 із табл. 75 визначаємо відповідну кінематичну в'язкість: 71,5; 137; 295 *сст*.

Середнє значення кінематичної в'язкості

$$\frac{71,5 + 137 + 195}{3} \cong 168 \text{ сст.}$$

За середнім значенням $v_{50''} = 168 \text{ сст}$ призначаємо марку мастила ИРП – 150 (ГУ 38 – 101451 – 78), що має $v_{50''} = 140...160 \text{ сст}$ (табл. 76).

6.14. Змащування підшипників кочення

Внаслідок відносно невеликих колових швидкостей зубчастих коліс ($V=2,42; 0,76; 0,27 \text{ м/с}$) для мащення підшипників кочення застосовуємо пластичне мастило Літол–24.

Мастило закладають у підшипникові гнізда корпусів на 0,3...0,6 їхнього вільного об'єму і періодично поновлюють.

Для утримування мастила у підшипникових гніздах застосовуються мастилоутримуючі кільця за розмірами, що наведено на рис. 6.27.

Примітка. Розмір a і c вибираються конструктивно.

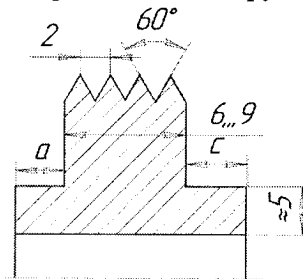


Рис. 6.27. Ескіз мастилоутримуючого кільця

6.15. Розрахунок і конструювання муфти

Тип муфти під час виконання курсового проекту задає керівник. Вибір розмірів і розрахунок заданої муфти виконується за методичними вказівками [8] або з використанням іншої рекомендованої літератури.

Для прикладу розглянемо випадок, коли задано кулачкову запобіжну муфту.

Тоді вихідними даними будуть:

$T_1 = 22 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – обертальний момент на швидкохідному валу (стор.64);
 $d_1 = 20 \text{ мм}$ – діаметр вхідної ділянки цього вала (с.85); $d_g = 32 \text{ мм}$ – діаметр вихідної ділянки вала двигуна (стор. 62); $\kappa_n = 1,5$ – коефіцієнт перевантаження (с.61).

За рекомендаціями [9] вибираємо матеріали півмуфт сталь 54Х з твердістю робочих поверхонь кулачків після гартування 50...55 HRC, $[\sigma]_{sv} = 35...40 \text{ МПа}$.

Розміри півмуфт можна вибрати такими, як для керованих муфт з числа стандартних [1, с.339, 335] або призначити за залежностями від діаметрів кінців валів, що з'єднуються. У даному випадку внаслідок різниці між діаметрами кінців валів двигуна та редуктора проводимо розрахунок і конструювання муфти $d_m = (1,5...2,5)d_g = (1,5...2,5) \cdot 32 = 48...80 \text{ мм}$, приймаємо $d_m = 70 \text{ мм}$ – середній діаметр кулачків;

$z = 2...11$ – кількість кулачків, прийmemo $z=3$;

$\beta = 3...10^\circ$ – кут нахилу кулачків, прийmemo $\beta=8^\circ$;

$D/D_1 = 1,4...1,7$ – відношення зовнішнього та внутрішнього діаметрів кулачків, прийmemo $D/D_1 = 1,4$;

$D = (2,5...4)d_g = (2,4...4) \cdot 32 = 80...128 \text{ мм}$, прийmemo $D = 80 \text{ мм}$.

Тоді $D_1 = \frac{80}{1,4} = 57,14 \text{ мм}$, прийmemo $D_1 = 60 \text{ мм}$;

$h=5 \text{ мм}$ – висота кулачків.

Орієнтуючись на отримані величини, розробляємо розрахункову схему кулачкової муфти (рис. 6.28).

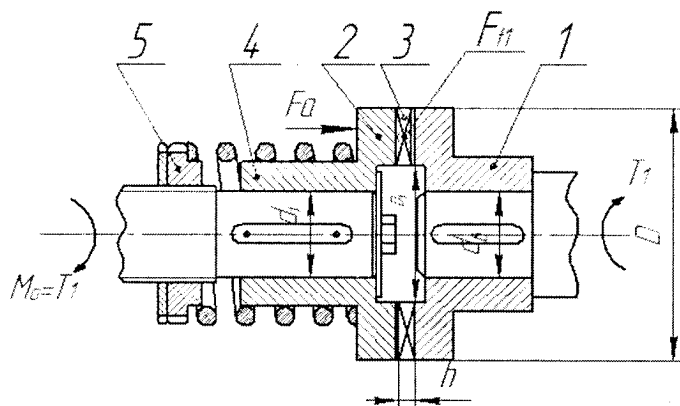


Рис. 6.28. Розрахункова схема кулачкової запобіжної муфти

Максимальний момент вимикання муфти

$$T_{\max} = \kappa_a T_1 = 2 \cdot 22 = 44 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $\kappa_a = 2$ – коефіцієнт вимикання муфти [1].

Сила, що діє на один кулачок півмуфти

$$F_{t1} = \frac{2T_{\max}}{d_m z} = \frac{2 \cdot 44 \cdot 10^3}{70 \cdot 3} = 419 \text{ Н}.$$

Площа робочої поверхні кулачка

$$A = h \frac{D - D_1}{2} = 5 \frac{80 - 60}{2} = 50 \text{ мм}^2;$$

Робоче напруження зминання на поверхні кулачків

$$\sigma_{зв} = \frac{F_{t1}}{A} = \frac{419}{50} = 8,4 \text{ МПа}.$$

Необхідна величина зусилля пружини для забезпечення розрахункового моменту вимикання

$$F_a = \frac{4T_p}{D + D_1} \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) - \frac{D - D_1}{2d_1} f \right],$$

де $\alpha = 2\beta = 16^\circ$ – кут профілю кулачків;

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \beta} = \operatorname{arctg} \frac{0,12}{\cos 8^\circ} = 6,9^\circ \text{ – зведений кут тертя ковзання між}$$

кулачками;

$f = 0,12$ – зведений коефіцієнт тертя ковзання між рухомою півмуфтою та валом.

Тоді маємо

$$F_a = \frac{4 \cdot 44 \cdot 10^3}{80 + 60} \left[\operatorname{tg}(16^\circ + 6,6^\circ) - \frac{80 - 60}{2 \cdot 20} 0,12 \right] = 455 \text{ Н}.$$

За значенням $F_a = 415 \text{ Н}$ вибирається стандартна пружина [1, с. 543], викреслюється за розмірами конструкція муфти та погоджується з керівником.

6.16. Рама редукторної установки

При монтажі приводів, що складаються з електродвигуна і редуктора, повинні бути додержані певні вимоги щодо точності відносного розміщення вузлів. Для цього вузли привода встановлюють на зварних рамах або литих плитах. При одиночному виробництві економічніше застосовувати рами,

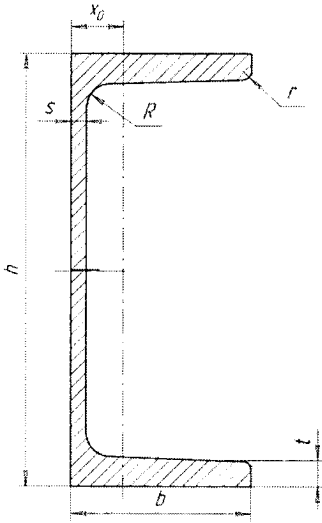


Рис. 6.29. Розміри швелера №14

зварені з елементів сортового прокату: швелерів, кутників, листів. При серійному випуску виробів вигідніше застосовувати плити.

Примітка.

Раму для закріплення на ній редуктора та двигуна студент розробляє самостійно, урахувавши висоту редуктора від місця роз'єму до нижньої площини та висоту двигуна від осі обертання ротора до площини його закріплення. Це є можливим після конструювання та викреслювання редуктора. Взірець робочого креслення рами наведено на рис.6.30. Перевагу необхідно надавати звареній із швелерів рами. Інші конструкції рам і способи їх кріплення наведено на рис. 10.5 і 10.6. Вибір швелера здійснюють за розміром діаметра фундаментних болтів М22.

Ширина полицки швелера дорівнює

$$b \geq 2,2d_f + (6...10)мм = 2,2 \cdot 22 + 10 = 58,4 \text{ мм}$$

Приймаємо швелер №14(табл. 87), що має розміри (рис. 6.29):

$$h=140 \text{ мм}; b=58 \text{ мм}; s=4,9 \text{ мм}; t=8,1 \text{ мм}; R=8,0 \text{ мм}; r=3,0 \text{ мм}; x_0=16,7 \text{ мм}$$

З швелера №14 виготовляють раму зварюванням.

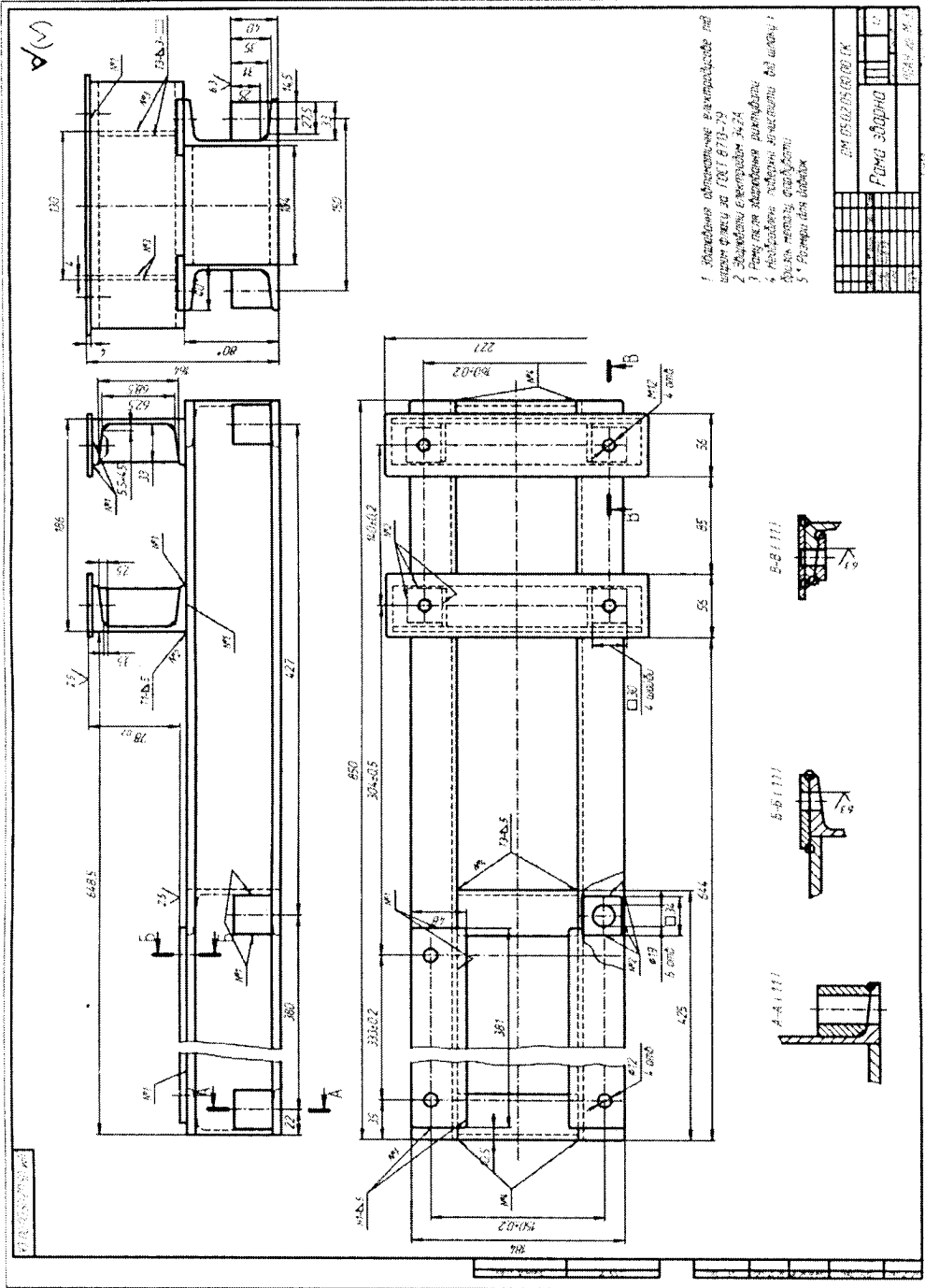


Рис. 6.30. Пример складального крепления зварної рами

7. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ПЛОСКОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Вихідні параметри: потужність на ведучому шківі $P_1=2,31$ кВт, передачне число пасової передачі $u_1=3,5$; колова швидкість ведучого шківa $\omega_1=104,6$ рад/с; робота в одну зміну з перевантаженням під час пуску – 150% від номінального. Передача розташована горизонтально. Прикладом застосування такої передачі може бути поз. 2 на рис. 6.1, б.

7.1. Вибір параметрів плоского приводного паса та схеми передачі

Для передачі вибираємо плоский гумотканинний пас із бельтингу – Б-820 з кількістю прокладок $i_n=3$ і товщиною паса $\delta=4$ мм (табл. 61).

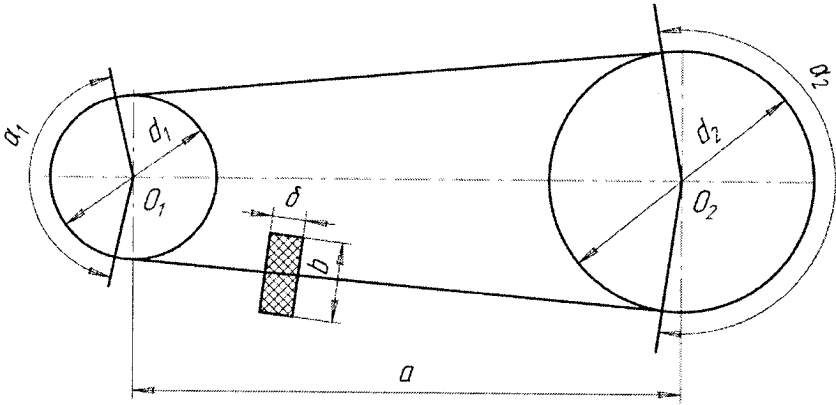


Рис. 7.1. Схема плоскoпасової передачі

7.2. Розрахунок основних параметрів передачі

Діаметр ведучого шківa

$$d_1 = (520 \dots 610) \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}} = (520 \dots 610) \sqrt[3]{\frac{2,31}{104,6}} = 145 \dots 170 \text{ мм.}$$

За табл. 61 стандартний діаметр $d_1=160$ мм.

Перевіряємо відношення $\frac{d_1}{\delta} = \frac{160}{4} = 40$, що відповідає рекомендації для

гумотканинних пасів $\frac{d_1}{\delta} = 30 \dots 40$ (примітка до табл. 61).

Швидкість руху приводного паса

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{104,6 \cdot 0,16}{2} = 8,4 \text{ м/с.}$$

Діаметр веденого шківів

$d_2 = u d_1 = 3,5 \cdot 160 = 560$ мм. Це є стандартний діаметр (табл. 61).

Передаточне відношення з урахуванням проковзування пасів на шківів

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{560}{160(1-0,03)} = 3,6, \text{ що відрізняється від заданого менше ніж}$$

на 3%, тому не потрібно перераховувати розміри шківів.

Міжосьова відстань $a = 2(d_1 + d_2) = 2(160 + 560) = 1440$ мм.

Кут обхвату ведучого шківів

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{560 - 160}{1440} = 164,1^\circ,$$

що є більшим від мінімального $\alpha_{1\min} = 157^\circ$.

Довжина приводного пасів

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 1440 + \frac{3,14}{2}(560 + 160) + \frac{(560 - 160)^2}{4 \cdot 1440} = 4038,14 \text{ мм.}$$

7.3. Оцінка довговічності пасів за кількістю пробігів

Кількість пробігів пасів

$$i = \frac{v}{l} = \frac{8,4 \cdot 10^3}{4038,14} = 2,08 \text{ с}^{-1},$$

що менше допустимого $[i] = 5 \text{ с}^{-1}$.

7.4. Розрахунок необхідної ширини та площі поперечного перерізу пасів

Розрахункове корисне навантаження пасів

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{2,31 \cdot 10^3}{8,4} = 275 \text{ Н.}$$

Допустиме питоме корисне навантаження

$$[i_n f_{to}] = i_n f_{to} c_\gamma c_p c_\alpha c_v = 8,3 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 0,95 \cdot 1,01 = 7,15 \text{ Н/мм},$$

де $i_n f_{to} = 8,3 \text{ Н/мм}$ – для $f_0 = 2,25 \text{ Н/мм}$ (табл. 61);

$c_\gamma = 1$ – для передачі горизонтальної;

$c_p = 0,9$ – для незначного коливання навантаження;

$c_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003(180^\circ - 164,1) = 0,95$ – коефіцієнт, що враховує кут обхвату пасом меншого шківів;

$c_v = 1,04 - 0,0004v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 8,4^2 = 1,01$ – коефіцієнт впливу на роботу передачі відцентрових сил.

Мінімальна ширина паса

$$b = \frac{F_t}{[i_n f_{to}]} = \frac{275}{7,15} = 38,46 \text{ мм}, \text{ стандартна ширина паса } b = 40 \text{ мм (табл. 61)}.$$

Площа поперечного перерізу паса

$$A = b\delta = 40 \cdot 4 = 160 \text{ мм}^2.$$

7.5. Визначення попереднього натягу паса і навантаження валів передачі

Необхідна сила попереднього натягу віток паса

$$F_0 = f_0 i_n b = 2,25 \cdot 3 \cdot 40 = 270 \text{ Н}.$$

Навантаження на вали передачі

$$F = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 270 \sin\left(\frac{164,1}{2}\right) = 535 \text{ Н}.$$

7.6. Термін роботи приводного паса

Напруження в пасі під час роботи передачі:

від попереднього натягу

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} = \frac{270}{160} = 1,68 \text{ МПа};$$

від передачі корисного навантаження

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} = \frac{275}{160} = 1,71 \text{ МПа};$$

від дії відцентрової сили

$$\sigma_v = 10^{-6} \rho v^2 = 10^{-6} \cdot 1,15 \cdot 10^3 \cdot 8,4^2 = 0,08 \text{ МПа};$$

напруження згинання паса на ведучому шківі

$$\sigma_{\sigma} = E \frac{\delta}{d_1} = 100 \frac{4}{160} = 2,5 \text{ МПа};$$

максимальне напруження в перерізі паса

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \sigma_t + \sigma_v + \sigma_{\sigma} = 1,68 + 1,71 + 0,08 + 2,5 = 5,97 \text{ МПа},$$

де $\rho = 1,15 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу прийнятого паса; $E = 100 \text{ МПа}$ – модуль пружності паса (табл. 63).

Термін роботи паса

$$h = 10^7 \frac{\left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m}{(3600 \text{inv})} = 10^7 \frac{\left(\frac{7}{5,97} \right)^6}{(3600 \cdot 2,08 \cdot 2 \cdot 0,5)} = 3470 \text{ год},$$

де $\sigma_N = 7 \text{ МПа}$; $m = 6$ – показник степені кривої втоми (табл.63); $n = 2$ – кількість шківів передачі; $\nu = 0,5$ – коефіцієнт для $u = 3,5$ (табл. 64).

Примітка. Одержані в результаті розрахунку пасової передачі розрахункові діаметри ведучого і веденого шківів, товщина і ширина паса є вихідними параметрами для конструювання шківів і натяжного пристрою.

Шківів виготовляють литими з чавуну марки СЧ 20 або легких сплавів, зварними із сталі, а також із пластмас. Чавунні литі шківів через небезпеку розриву від дії відцентрових сил застосовують при коловій швидкості до 30 м/с. При вищих швидкостях шківів виготовляють із сталі. Для зниження інерційних навантажень, особливо у високошвидкісних передачах, шківів виконують з легких сплавів.

8. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Вихідні параметри – див. попередній приклад 7.

8.1. Обертальний момент на ведучому шківі

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2,31 \cdot 10^3}{104,6} = 22 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

8.2. Вибір типу та розмірів приводного паса

За обертальним моментом $T_1=22 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і кутовою швидкістю $\omega_1=104,6 \text{ рад/с}$ попередньо вибираємо переріз клинового паса типу А. Згідно з табл. 66 такий пас має площу поперечного перерізу $A=81 \text{ мм}^2$, базову довжину $l_0=1700 \text{ мм}$, може працювати на шківі діаметром $d_1=112 \text{ мм}$ з допустимою потужністю $P_0=2,39 \text{ кВт}$, якщо швидкість паса до 15 м/с .

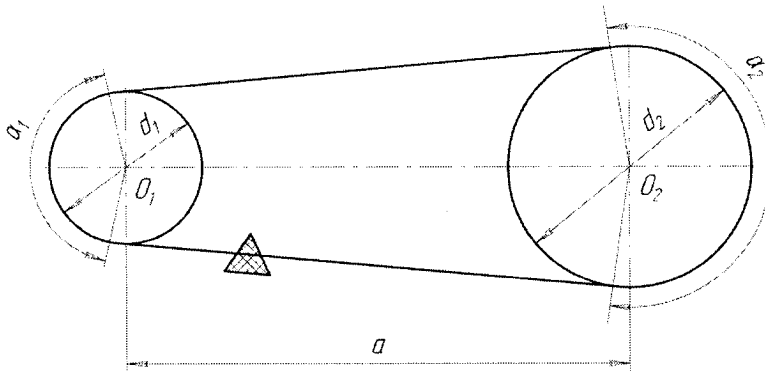


Рис. 8.1. Схема клинопасової передачі

8.3. Розрахунок основних параметрів передачі

Діаметр веденого шківів

$$d_2 = u d_1 = 3,5 \cdot 112 = 392 \text{ мм, за стандартом } d_2 = 400 \text{ мм.}$$

Швидкість руху паса

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{104,6 \cdot 0,112}{2} = 5,85 \text{ м/с.}$$

Передаточне відношення

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)} = \frac{400}{112(1-0,02)} = 3,6$$

Орієнтовна міжосьова відстань передачі

$$a = 1,5(d_1 + d_2) = 1,5(112 + 400) = 768 \text{ мм.}$$

Мінімальна довжина паса

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 768 + \frac{3,14}{2}(112 + 400) + \frac{(400 - 112)^2}{4 \cdot 768} = 2393,84 \text{ мм},$$

за стандартним рядом довжин клинових пасів $l=2500$ мм (табл. 66).

Фактична міжосьова відстань передачі

$$a_\phi = \frac{2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} =$$
$$= \frac{2 \times 2500 - 3,14(112 + 400) + \sqrt{(2 \times 2500 - 3,14(112 + 400))^2 - 8(400 - 112)^2}}{8} = 836 \text{ мм}.$$

Кількість пробігів паса

$$i = \frac{v}{l} = \frac{5,85 \cdot 10^3}{2500} = 2,34 \text{ с}^{-1},$$

що менше допустимого $[i]=12 \text{ с}^{-1}$.

Кут обхвату ведучого шківa

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a_\phi} = 180^\circ - 57^\circ \frac{400 - 112}{836} = 160^\circ,$$

що більше допустимого $\alpha_1 = 120^\circ$ [9, с. 240].

Схему передачі наведено на рис. 8.1.

8.4. Визначення кількості пасів

Попередньо вибираємо допоміжні коефіцієнти, що характеризують умови роботи приводного паса:

$c_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180 - \alpha_1) = 1 - 0,003 \cdot (180 - 160) = 0,94$ – коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату;

$$c_l = \sqrt[6]{\frac{l}{l_0}} = \sqrt[6]{\frac{2500}{1700}} = 1,06 \text{ – коефіцієнт фактичної довжини паса;}$$

$c_p = 0,9$ – якщо коливання навантаження незначні;

$c_z = 0,95$ – якщо кількість пасів $z=2 \dots 3$ [9, с. 247].

Допустима потужність для одного приводного паса типу А у заданих умовах роботи

$$[P] = P_0 c_\alpha c_l c_p c_z = 2,39 \cdot 0,94 \cdot 1,06 \cdot 0,9 \cdot 0,95 = 2,04 \text{ кВт.}$$

Кількість приводних пасів

$$z = \frac{P_1}{[P]} = \frac{2,31}{2,04} = 1,13, \text{ приймаємо } z=2.$$

8.5. Зусилля в пасовій передачі

Попередній натяг пасів

$$F_0 = \frac{0,85 P_1 c_l}{v c_\alpha c_p} = \frac{0,85 \cdot 2,31 \cdot 10^3 \cdot 1,06}{5,85 \cdot 0,94 \cdot 0,9} = 420,5 \text{ Н.}$$

Навантаження на вали з боку пасів

$$F = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 420,5 \cdot \sin\left(\frac{160}{2}\right) = 828 \text{ Н.}$$

За отриманими розмірами поперечного перерізу паса, його типу та діаметрами d_1 і d_2 вибирають конструкції стандартних шківів і, якщо є така вимога у завданні, викреслюють клинопасову передачу.

Примітка. Для клинового паса робочою поверхнею шківа є бокові сторони клинової канавки. Розміри і число канавок для клинових і поліклинових пасів стандартизовані. Кут профілю паса при згині на шківу змінюється порівняно з початковим, тому кут канавок установлюють залежно від діаметра шківа.

Шківні для клинових пасів виконують відповідно до стандартів із чавуну марки СЧ 15, сталевому литва 25 Л, алюмінієвих сплавів або зварними із штампованих дисків.

Для компенсації витягування паса в процесі експлуатації, а також для полегшення надівання нових пасів передбачають регулювання міжосьової відстані пасової передачі. Натяжний пристрій повинен забезпечувати зміну міжосьової відстані у межах від 0,97 a_ϕ до 1,06 a_ϕ .

9. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ЛАНЦОВОГОЇ ПЕРЕДАЧІ

Завдання. Привод до стрічкового конвеєра складається з електродвигуна 1, муфти 2, черв'ячного редуктора 3, горизонтальної ланцюгової передачі 4, барабана 5 і стрічки 6 (рис. 9.1). Відомі параметри привода: $F=6$ кН – корисна сила; $V=1$ м/с – швидкість руху стрічки; $D=0,4$ м – діаметр барабана; $h_4=15000$ год – строк служби ланцюгової передачі; $h_3=30000$ год. – строк служби черв'ячної передачі; пускове навантаження 130% від номінального. Режим роботи передач – середній нормальний СН.

Розрахувати ланцюгову передачу, що приведено на схемі (рис. 9.1).

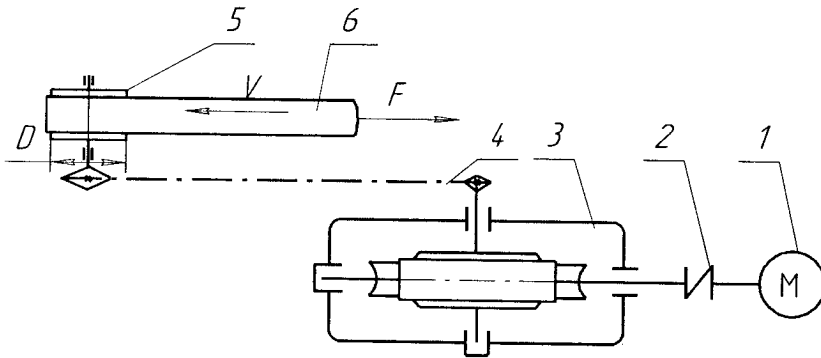


Рис. 9.1. Механічний привод стрічкового конвеєра.

9.1. Вибір електродвигуна та навантажувальні параметри передач

Потужність на барабані стрічкового конвеєра

$$P_3 = Fv = 6 \cdot 1 = 6 \text{ кВт.}$$

Кутова швидкість барабана

$$\omega_3 = \frac{2v}{D} = \frac{2 \cdot 1}{0,4} = 5 \text{ рад/с.}$$

Загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) привода

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^3 = 0,8 \cdot 0,95 \cdot 0,99^3 = 0,74,$$

де $\eta_1=0,8$ – ККД черв'ячного зачеплення;

$\eta_2=0,95$ – ККД ланцюгової передачі;

$\eta_3=0,99$ – ККД пари підшипників кочення (η_1, η_2, η_3 – табл. 73).

Потрібна потужність двигуна

$$P_1 = \frac{P_3}{\eta} = \frac{6}{0,74} = 8,108 \text{ кВт.}$$

Орієнтуючись на середні значення передаточних відношень черв'ячної та ланцюгової передач (табл. 73), за потужністю $P_1=8,108$ кВт вибираємо асинхронний електродвигун типу 4А132М2У3, що має потужність $P_d=11$ кВт і частоту обертання $n_d=2900$ об/хв (табл. 71) або кутову швидкість вала $\omega_d = \omega_1 = \frac{\pi n_d}{30} = \frac{3,14 \cdot 2900}{30} = 303,7$ рад/с.

9.2. Кінематичний розрахунок привода

Загальне передаточне число

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{303,7}{5} = 60,74.$$

Передаточне число ланцюгової передачі $u_2=2,5$ вибираємо на основі отримання відносно невеликого діаметра веденої зірки.

Передаточне число черв'ячного редуктора

$$u_1 = \frac{u}{u_2} = \frac{60,74}{2,5} = 24,3.$$

Кутова швидкість черв'яка та черв'ячного колеса

$$\omega_1 = 303,7 \text{ рад/с};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} = \frac{303,7}{24,3} = 12,5 \text{ рад/с}.$$

9.3. Потужність і обертальні моменти на валах

На черв'яку

$$P_1 \cong 8,11 \text{ кВт}; T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{8,11 \cdot 10^3}{303,7} = 26,7 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

на валу черв'ячного колеса

$$P_2 = P_1 \eta_1 \eta^2 = 8,11 \cdot 0,8 \cdot 0,99^2 = 6,36 \text{ кВт};$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{6,36 \cdot 10^3}{12,5} = 508,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на валу барабана

$$P_3 = 6 \text{ кВт}; T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{6 \cdot 10^3}{5} = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

9.4. Проектний розрахунок ланцюгової передачі

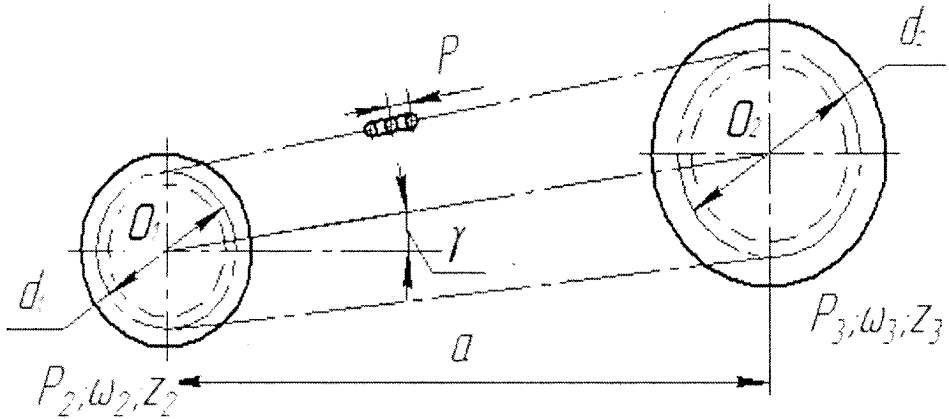


Рис. 9.2. Схема ланцюгової передачі

Якщо припустити, що крок ланцюга не буде більшим ніж 38,1 мм, то для $\omega_1 = 12,5 \text{ рад/с}$ за табл. 67 попередньо можна вибрати число зубців ведучої зірочки $z_1 = 15$.

Кількість зубців веденої зірочки

$$z_2 = z_1 u_2 = 15 \cdot 2,5 = 37,5, \text{ приймаємо } z_2 = 38.$$

Фактичне передаточне число

$$u_2 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{38}{15} = 2,53,$$

що на 3% відрізняється від прийнятого вище, тому перерахунок робити недоцільно.

Орієнтовне значення кроку ланцюга

$$\delta' = 13 \sqrt[3]{\frac{T_2}{z_1}} = 13 \sqrt[3]{\frac{508,8}{15}} = 41,9 \text{ мм.}$$

Із табл. 69 вибираємо ланцюг ПР-38,1 ГОСТ 13568-75, що має: крок $p = 38,1 \text{ мм}$; площу опорної поверхні шарніра $A_{оп} = 395 \text{ мм}^2$; руйнівне навантаження $F_{рн} = 127 \text{ кН}$; масу 1 м ланцюга $q = 5,5 \text{ кг/м}$.

Середня швидкість ланцюга

$$V = \frac{p \omega_2 z_1}{2\pi} = \frac{38,1 \cdot 10^{-3} \cdot 12,5 \cdot 15}{2 \cdot 3,14} = 1,14 \text{ м/с.}$$

Орієнтовна міжосьова відстань передачі

$$a' = 40P = 40 \cdot 38,1 = 1524 \text{ мм.}$$

Кількість ланок ланцюга

$$w' = \frac{2a'}{P} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{P(z_2 - z_1)^2}{a'(2\pi)^2} = \frac{2 \cdot 1524}{38,1} + \frac{15 + 38}{2} + \frac{38,1(38 - 15)^2}{1524(2 \cdot 3,14)^2} = 107,09,$$

приймаємо $w = 108$ – парне число.

Розрахункова міжосьова відстань

$$a_0 = \frac{P}{4} \left[w - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{\frac{[w - 0,5(z_1 + z_2)]^2 - 8(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2}} \right] =$$
$$= \frac{38,1}{4} \cdot \left[108 - 0,5(15 + 38) + \sqrt{\frac{[108 - 0,5(15 + 38)]^2 - 8(38 - 15)^2}{4 \cdot 3,14^2}} \right] = 1532 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань горизонтальної передачі з умови забезпечення провисання веденої вітки ланцюга

$$a = a_0 - 0,003a_0 = 1532 - 0,003 \cdot 1532 = 1527 \text{ мм.}$$

Ділильний діаметр зірочок

$$d_1 = P / \sin(\pi/z_1) = 38,1 / \sin(180/15) = 183,26 \text{ мм.}$$

$$d_2 = P / \sin(\pi/z_2) = 38,1 / \sin(180/38) = 544,29 \text{ мм.}$$

Корисне навантаження ланцюга

$$F_1 = 2T_2 / d_1 = 2 \cdot 508,8 / 183,26 \cdot 10^{-3} = 5553 \text{ Н.}$$

Максимальне корисне навантаження

$$F_{\max} = k_n F_1 = 1,3 \cdot 5553 = 7220 \text{ Н.}$$

Максимальна сила, що діє на вали передачі

$$F_{6\max} = 1,15 F_{\max} = 1,15 \cdot 7220 = 8303 \text{ Н.}$$

9.5. Розрахунок шарнірів ланцюга на стійкість проти спрацювання

Потрібні коефіцієнти:

$K_{Ecn} = 0,4$ – коефіцієнт інтенсивності режиму навантаження для СН (табл. 68);

$K_d = 1,3$ – коефіцієнт динамічності для помірних змін навантаження,

$K_m=1$ – коефіцієнт, що враховує кількість рядів.

Еквівалентне корисне навантаження

$$F_{Ecn} = K_{Ecn} F_t = 0,4 \times 5553 = 2221 \text{ Н.}$$

Допустимий тиск у шарнірах

$$[p]_{cn} = \frac{c}{h K_v K_R K_t} = \frac{4 \cdot 10^6}{15000 \cdot 5,4 \cdot 1,95 \cdot 3} = 8,4 \text{ МПа,}$$

де $c=4 \cdot 10^6$ – для граничної норми спрацювання ланцюга $\frac{\Delta P_t}{P_t} = 3\%$, [9, с. 389];

$K_v = \sqrt[3]{\omega_2^2} = \sqrt[3]{12,5^2} = 5,4$ – коефіцієнт впливу кутової швидкості на спрацювання шарнірів;

$$K_R = \frac{25}{z_1} \sqrt[4]{\frac{40}{a_0}} \frac{1}{\sqrt[6]{u_2}} = \frac{25}{15} \cdot \sqrt[4]{\frac{40}{1532}} \cdot \frac{1}{\sqrt[6]{2,53}} = 1,95 \text{ – коефіцієнт параметрів передачі;}$$

$K_e = K_n K_p K_{zm} = 1 \cdot 1 \cdot 3 = 3$ – коефіцієнт експлуатації [9, табл. 29.5].

Розрахунковий тиск у шарнірах ланцюга

$$p = \frac{F_{Ecn} K_d}{A_{om} K_m} = \frac{2221 \cdot 1,3}{395 \cdot 1} = 7,3 \text{ МПа.}$$

Стійкість шарнірів ланцюга проти спрацювання забезпечена, оскільки $p=7,3 \text{ МПа} < [p]_{cn}=8,4 \text{ МПа}$.

9.6. Перевірка пластин ланцюга на втому

Еквівалентне навантаження при розрахунку пластин на втому

$$F_{Eom} = K_{Eom} F_t = 0,65 \cdot 5553 = 3609 \text{ Н,}$$

де $K_{Eom}=0,65$ – коефіцієнт інтенсивності навантаження для СН (табл. 68).

Допустимий тиск у шарнірах ланцюга, що гарантує стійкість пластин проти втоми [9, с. 389]

$$[p]_{dn} = 270 \frac{k'_z k_h}{k_e k_p} = 270 \frac{1,25 \cdot 1}{13,2 \cdot 1,02} = 25 \text{ МПа,}$$

де $k'_z = \sqrt[3]{z_1} = \sqrt[3]{15} = 1,25$; $k_h = \sqrt{\frac{15 \cdot 10^3}{15000}} = 1$; $k_p = \sqrt[2.4]{\frac{P}{25,4}} = \sqrt[2.4]{\frac{38,1}{25,4}} = 1,02$ –

коефіцієнти, що враховують вплив на втомну міцність пластин відповідно числа зубців ведучої зірочки, терміну служби та кроку ланцюга;

$k_\alpha = 10^2 \sqrt{\omega_2} = 10^2 \sqrt{12,5} = 13,2$ – коефіцієнт, що враховує вплив кутової швидкості ведучої зірочки на втомну міцність пластин.

Розрахунковий тиск у шарнірах за умови втомної міцності пластин

$$p_{\text{вн}} = \frac{F_{\text{вн}} k_\alpha}{A_{\text{вн}} k_m} = \frac{3609 \cdot 1,3}{30,5 \cdot 1} = 11,97 \text{ МПа} \approx 12 \text{ МПа}.$$

Отже, втомна міцність пластин ланцюга забезпечена, оскільки

$$p_{\text{вн}} = 12 \text{ МПа} < [p]_{\text{вн}} = 25 \text{ МПа}.$$

9.7. Розрахунок ланцюга на міцність на випадок дії максимальних навантажень

Коефіцієнт запасу міцності

$$s = \frac{F_{\text{рн}}}{F_{\text{макс}}} = \frac{127 \cdot 10^3}{7220} = 17,6 > s_{\text{мін}} = 5,$$

де $F_{\text{рн}} = 127 \text{ кН}$ – руйнівне навантаження ланцюга (табл. 69);

$s_{\text{мін}} = 5$ – необхідний запас міцності ланцюга [9, с. 388].

Отже, міцність вибраного ланцюга забезпечено під час дії максимальних навантажень тому, що дійсний коефіцієнт запасу міцності є більшим за мінімально допустимий.

За отриманими параметрами та рекомендаціями щодо конструктивних особливостей [1] розробляється конструкція зірочок і на листах викреслюються елементи ланцюгової передачі.

Примітка. За умовами техніки безпеки передачі з гнучкими елементами потребують огорожень, які виконують у вигляді решіток чи кожухів. Кожух охороняє від попадання в передачу пилю і бруду. Ланцюгові передачі великої потужності розміщують у картері, який заповнюється мастилом.

10. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Вихідні параметри: $P_1=8,11 \text{ кВт}$; $\omega_1=303,7 \text{ рад/с}$; $\omega_2=12,5 \text{ рад/с}$; $u_1=24,3$; режим роботи – СН; короткочасні перевантаження до 130% від номінального; $T_1=26,7 \text{ Н·м}$; $h=30000 \text{ год.}$ (див. пп. 9.2 і 9.3 і схему на рис. 9.1).

10.1. Параметри навантаження черв'ячної передачі

Номінальний обертальний момент на валу черв'ячного колеса

$$T_2=508,8 \text{ Н·м (див. п. 9.3).}$$

Максимальний момент на черв'ячному колесі під час пуску

$$T_{2\text{max}} = k_n T_2 = 1,3 \cdot 508,8 = 561 \text{ Н·м,}$$

де $k_n \cong 1,3$ – для перевантаження до 130% під час пуску.

Орієнтовне значення швидкості ковзання в зачепленні

$$v_s = \frac{4\omega_1}{10^3} \sqrt[3]{T_2} = \frac{4 \cdot 303,7}{10^3} \sqrt[3]{508,8} = 9,7 \text{ м/с.}$$

Сумарна кількість циклів навантаження зубців колеса

$$N_{\Sigma 2} = \frac{1800\omega_2 h}{\pi} = \frac{1800 \cdot 12,5 \cdot 3000}{3,14} = 21,5 \cdot 10^7.$$

Еквівалентна кількість циклів навантаження зубців колеса

$$N_{FE2} = k_{FE} N_{\Sigma 2} = 0,04 \cdot 21,510,7 \cdot 10^7 = 0,86 \cdot 10^7,$$

де $K_{FE}=0,04$ – для середнього нормального режиму (табл. 7).

10.2. Вибір матеріалу черв'яка та черв'ячного колеса

Для виготовлення черв'яка вибираємо леговану сталь 40Х з гартуванням і відпусканням до твердості 45...50 HRC з шліфуванням робочих поверхонь витків нарізки (табл. 2).

Черв'ячне колесо складається із сталюого колісного центру і бронзового зубчастого вінця. Орієнтуючись на швидкість ковзання $v_s=9,7 \text{ м/с}$, вибираємо бронзу БрО10Ф1 (відливання в кокіль) з характеристиками: $\sigma_s=275 \text{ МПа}$; $\sigma_T=200 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{HO}=0,9\sigma_s c_v$; (табл. 5);

$$[\sigma]_{FO}=0,08\sigma_s+0,25\sigma_T; [\sigma]_{Hmax}=4\sigma_m; [\sigma]_{Fmax}=0,8\sigma_T \text{ (табл. 5).}$$

10.3. Допустимі напруження для розрахунків передачі

Для зубчастого вінця колеса, що виготовлений із олов'яної бронзи

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} = 0,9\sigma_s c_v = 0,9 \cdot 275 \cdot 0,8 = 198 \text{ МПа,}$$

де $c_v=0,8$ для $v_3>8$ м/с [9, с. 356].

Граничне допустиме контактне напруження

$$[\sigma]_{H \max} = 4\sigma_T = 4 \cdot 200 = 800 \text{ МПа.}$$

Для розрахунку зубців черв'ячного колеса на згин допустимі напруження такі:

$[\sigma]_{F0} = 0,08\sigma_s + 0,25\sigma_T = 0,08 \cdot 275 + 0,25 \cdot 200 = 72 \text{ МПа}$ – для бази випробувань, що дорівнює -10^6 [9, с. 356];

$[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} k_{FL} = 72 \cdot 0,85 = 61,2 \text{ МПа}$ – допустиме напруження згину,

де $k_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{4,3 \cdot 10^6}} = 0,85$ – коефіцієнт довговічності.

Максимальне допустиме напруження згину для зубців черв'ячного колеса

$$[\sigma]_{F \max} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ МПа.}$$

10.4. Проектний розрахунок передачі

10.4.1. Потрібні коефіцієнти:

$k_\alpha = 310 \text{ МПа}^{1/3}$ – для сталевго черв'яка та бронзового зубчастого вінця колеса;
 $z_1 = 2$ – кількість витків черв'яка, вибираємо попередньо;

$z_2 = u_1 z_1 = 24,3 \cdot 2 = 48,6$, приймаємо $z_2 = 49$ – кількість зубців черв'ячного колеса, орієнтуючись на передаточне відношення $u_1 = 24,3$;

тоді фактичне передаточне число

$$u_1 = \frac{49}{2} = 24,5; \Delta u = \frac{24,5 - 24,3}{24,3} \cdot 100\% = 0,8\%, \text{ що допустимо;}$$

$q = 10$ – коефіцієнт діаметра черв'яка, приймаємо попередньо, орієнтуючись на модуль зубців $m = 3 \dots 3,5 \text{ мм}$;

$$k_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 (1-x) = 1 + \left(\frac{49}{86}\right)^3 (1-0,5) = 1,1 \text{ – коефіцієнт концентрації напружень}$$

де $\theta = 86$ – коефіцієнт деформації черв'яка (табл. 21);

$x = 0,5$ – для режиму роботи СН.

10.4.2. Міжосьова відстань передачі

$$a_{w \min} = k_\alpha \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta}}{\left(\frac{z_2}{q} [\sigma]_H\right)^2}} = 360 \left(\frac{49}{10} + 1\right) \sqrt[3]{\frac{508,8 \cdot 1}{\left(\frac{49}{10} \cdot 198\right)^2}} = 153,6 \text{ м.м.}$$

Осьовий модуль черв'яка

$$m = \frac{2a_{\text{wmin}}}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 153,6}{49 + 10} = 5,2 \text{ мм, за табл. 25 стандартний модуль } m=5 \text{ мм і } q=12,5 \text{ (табл. 26).}$$

Фактична міжосьова відстань

$$a_w = \frac{m(z_2 + q)}{2} = \frac{5(49 + 12,5)}{2} = 153,75 \text{ мм.}$$

10.5. Попередні розрахунки параметрів передачі

Ділильні діаметри черв'яка та черв'ячного колеса:

$$d_1 = mq = 5 \cdot 12,5 = 62,5 \text{ мм;}$$

$$d_2 = mz_2 = 5 \cdot 49 = 245 \text{ мм.}$$

Перевірка

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{62,5 + 245}{2} = 153,75 \text{ мм.}$$

Кут підйому лінії витка черв'яка на ділильному циліндрі

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{2}{12,5} = 9^{\circ}6'.$$

Фактична швидкість ковзання у зачепленні

$$V_s = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cos \gamma} = \frac{303,7 \cdot 0,0625}{2 \cos 9^{\circ}6'} = 9,61 \text{ м/с.}$$

Швидкість ковзання практично дорівнює значенню, що визначено вище, тому перераховувати допустиме контактне напруження немає потреби.

Еквівалентна кількість зубців черв'ячного колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{49}{\cos^3 9^{\circ}6'} = 51..$$

Ширина зубчастого вінця черв'ячного колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \leq 0,75(d_1 + 2m) \leq 0,75(62,5 + 2 \cdot 5) \leq 54,3 \text{ мм,}$$

приймаємо $b_2=54 \text{ мм.}$

Колова сила, що діє на зубець черв'ячного колеса

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 508,8 \cdot 10^3}{245} = 4153 \text{ Н.}$$

10.6. Розрахунок передачі на контактну витривалість

Для розрахунку вибираємо допоміжні коефіцієнти:

$Z_M=210 \text{ МПа}^{1/2}$ – для пари сталь-бронза;

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \gamma}{\sin 2\alpha_n}} = \sqrt{\frac{2 \cos 9^{\circ}6'}{\sin 40^{\circ}}} = 1,75 \text{ – коефіцієнт форми спряжених повер-$$

хонь витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса;

$Z_\varepsilon=0,75$ – коефіцієнт сумарної довжини контактної лінії у зачепленні [9, с. 362];

$k_{HV}=1,2$ – динамічний коефіцієнт (табл. 20).

Питоме розрахункове колове навантаження

$$w_{Ht} = \frac{F_{t2}}{b_2} k_{H\beta} k_{HV} = \frac{4153}{54} \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 101,5 \text{ Н/мм.}$$

Розрахункове контактне напруження

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_2}} = 210 \cdot 1,75 \cdot 0,75 \sqrt{\frac{101,5}{245}} = 177,4 \text{ МПа.}$$

Отже, розрахункове контактне напруження менше допустимого, тобто

$$\sigma_H = 177,4 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 198 \text{ МПа.}$$

10.7. Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну міцність за максимальними навантаженнями

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2 \max}}{T_2}} = 177,4 \sqrt{\frac{561}{508,8}} = 186,3 \text{ МПа.}$$

Отже, контактна міцність зубців забезпечується, оскільки

$$\sigma_{H \max} = 186,3 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max} = 800 \text{ МПа.}$$

10.8. Розрахунок зубців черв'ячного колеса на втому при згині

Потрібні для цього розрахунку коефіцієнти:

$Y_F=1,445$ – коефіцієнт форми зубців (табл. 23);

$Y_\varepsilon=0,75$ – коефіцієнт перекриття зубців [9, с. 363];

$$Y_\beta = \frac{140 - \gamma}{140 \cos \gamma} = \frac{140 - 0,16}{140 \cos 9^{\circ}6'} \cong 1 \text{ – коефіцієнт нахилу зубців } (Y_\beta = 0,16 \text{ рад});$$

$k_{F\beta}=k_{H\beta}=1,1$ – коефіцієнт розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця колеса;

$k_{Fv}=k_{Hv}=1,2$ – динамічний коефіцієнт.

Питоме розрахункове навантаження зубців

$$w_{Fi} = \frac{F_{t2}}{b_2} k_{F\beta} k_{Fv} = \frac{4153}{54} \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 101,5 \text{ Н/мм.}$$

Розрахункове напруження згину

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y_\epsilon \frac{w_{Fi}}{m} = 1,445 \cdot 1 \cdot 0,75 \frac{101,5}{5} = 22 \text{ МПа.}$$

Міцність зубців колеса забезпечується, оскільки

$$\sigma_F = 22 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 61,2 \text{ МПа.}$$

10.9. Розрахунок міцності зубців на згин за максимальним навантаженням

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{T_{2max}}{T_2} = 22 \frac{561}{508,8} = 24,26 \text{ МПа,}$$

що менше допустимого $[\sigma]_{Fmax} = 160 \text{ МПа.}$

10.10. Основні розміри елементів передачі (рис. 10.1)

Висота головки витка черв'яка та зубця черв'ячного колеса

$$h_a = h_a^* m = 1 \cdot 5 = 5 \text{ мм.}$$

Висота ніжки витка черв'яка та зубця черв'ячного колеса

$$h_f = (h_a^* + c_0) m = (1 + 0,2) \cdot 5 = 6 \text{ мм.}$$

Висота витка черв'яка та зубця черв'ячного колеса

$$h = h_a + h_f = 5 + 6 = 11 \text{ мм.}$$

Радіальний зазор у зачепленні

$$c = c_0 m = 0,2 \cdot 5 = 1 \text{ мм.}$$

Товщина витка черв'яка

$$S = \frac{\pi m}{2} = \frac{3,14 \cdot 5}{2} = 7,85 \text{ мм}$$

Ділильні діаметри: $d_1 = 62,5 \text{ мм}; d_2 = 245 \text{ мм}$ (див. 10.5)

Діаметри вершин витків черв'яка і зубців черв'ячного колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 62,5 + 2 \cdot 5 = 72,5 \text{ мм;}$$

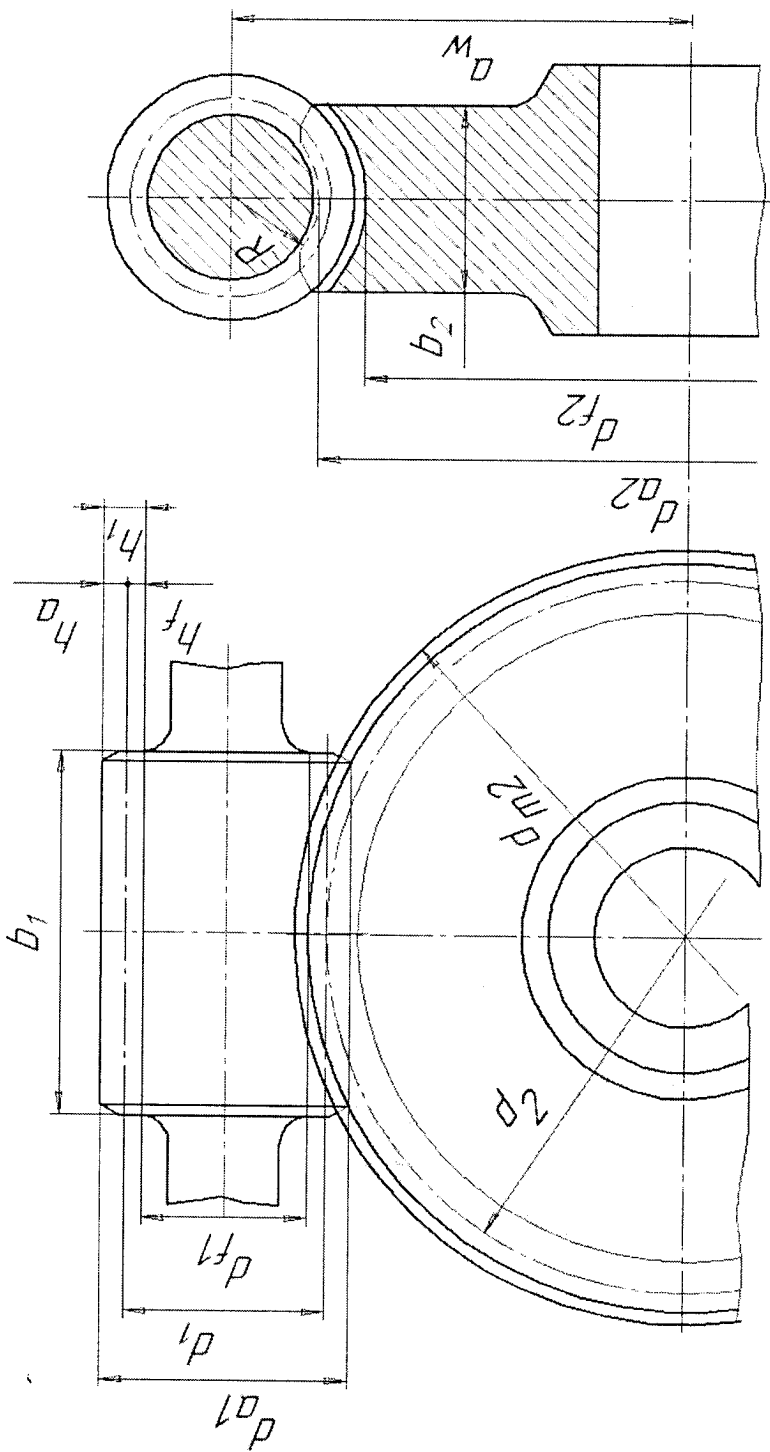


Рис. 10.1. Геометричні параметри деталей черв'ячної передачі

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 245 + 2 \cdot 5 = 255 \text{ мм.}$$

Діаметри западин черв'яка та колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 62,5 - 2 \cdot 6 = 50,5 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 245 - 2 \cdot 6 = 233 \text{ мм.}$$

Найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{M2} \leq d_{a2} + 1,5m \leq 255 + 1,5 \cdot 5 \leq 262,5 \text{ мм, приймаємо } d_{M2} = 262 \text{ мм.}$$

Довжина нарізаної частини черв'яка

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m \geq (11 + 0,06 \cdot 49)5 \geq 69,7 \text{ мм, приймаємо } b_1 = 70 \text{ мм.}$$

Ширина черв'ячного колеса $b_2 = 54 \text{ мм}$ (див. п. 10.5).

10.11. Зусилля у зачепленні передачі (рис. 10.2)

Колова сила на черв'ячному колесі дорівнює осьовій силі на черв'яку

$$F_{t2} = F_{a1} = 4153 \text{ Н (див. п. 10.5).}$$

Радіальна сила на колесі та черв'яку

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n = 4153 \operatorname{tg} 20^\circ = 1512 \text{ Н.}$$

Осьова сила на колесі, що дорівнює колівій силі на черв'яку

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 26,7 \cdot 10^3}{62,5} = 857 \text{ Н.}$$

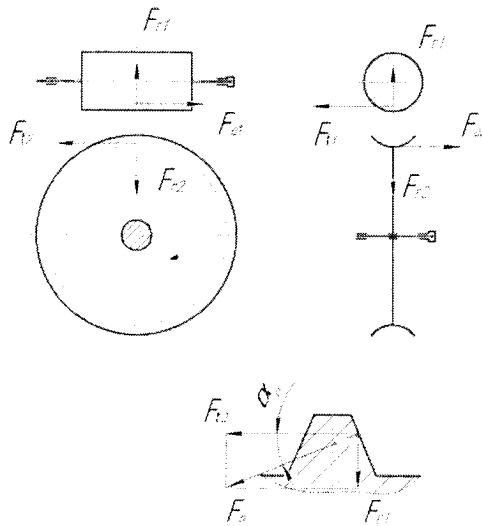


Рис. 10.2. Схема навантаження в черв'ячній передачі

10.12. Уточнення ККД черв'ячної передачі

Значення ККД передачі

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} 9^{\circ} 6'}{\operatorname{tg}(9^{\circ} 6' + 1^{\circ} 20')} = 0,84 \dots 0,85,$$

що відповідає табличному значенню (табл. 73),

$$\text{де } \rho = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha} = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos 20^{\circ}} = 1^{\circ} 20' - \text{зведений кут тертя.}$$

10.13. Перевірка черв'яка на жорсткість

Для виконання цього розрахунку потрібні наступні параметри: рівнодійна колової та радіальної сил черв'яка

$$F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2} = \sqrt{664,5^2 + 1512^2} = 1652 \text{ Н;}$$

осьовий момент інерції перерізу черв'яка

$$I_0 = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 50,5^4}{64} = 319091,4 \text{ мм}^4;$$

наближена відстань між опорами черв'яка

$$l \approx 0,8d_2 = 0,8 \cdot 245 = 196 \text{ мм.}$$

Розрахункова стрілка прогину осі черв'яка

$$y = \frac{Fl^3}{48EI_0} = \frac{1652 \cdot 196^3}{48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 319091,4} = 0,0041 \text{ мм.}$$

Жорсткість черв'яка забезпечується, оскільки

$$y = 0,0041 \text{ мм} < [y] = 0,01 \text{ м} = 0,05 \text{ мм.}$$

10.14. Розрахунок валів та вибір підшипників

Виконується подібно до прикладу 6 з урахуванням конкретної схеми навантажень. Тому тут повторювати немає потреби.

10.15. Конструювання деталей передачі

Конструктивні форми черв'яків наведено на рис.10.3.

Черв'як здебільшого виготовляють із сталі разом з валом. В залежності від розмірів його конструкція може бути вибрана із рис. 10.3, де наведено найбільш розповсюджені черв'яки. Черв'ячне колесо для заданих розмірів (d_{a2} , $d_{M2} \dots$) можна вибрати конструктивно за формою, що наведено на рис. 10.4.

Розміри: d_M , l_M , c визначаються подібно до зубчастих коліс.

Решта розмірів:

товщина вінця колеса $s = 2,5m = 2,5 \cdot 5 = 12,5$ мм;

товщина обода колісного центра

$s_1 = (1,2 \dots 1,3)s = (1,2 \dots 1,3)12,5 = (15 \dots 16,25)$ мм, приймаємо $s_1 = 16$ мм;

ширина виступу $h = 0,15b_2 = 0,15 \cdot 54 \approx 8$ мм;

висота виступу $t = 0,8h = 0,8 \cdot 8 = 6,4$ мм, приймаємо $t = 6$ мм;

діаметр фіксуючих гвинтів

$d_{\text{фв}} = (0,3 \dots 0,4)b_2 = (0,3 \dots 0,4)54 = (16,2 \dots 21,5)$ мм,

приймаємо $d_{\text{фв}} = 16$ мм (М16);

кількість фіксуючих гвинтів $z = 4$;

фаски притуплення $f_k \times 45^\circ = 0,5m \times 45^\circ = 2 \times 45^\circ$.

Діаметри отворів у дисках

$$d_2 = \frac{d_{f2} - 2s - 2s_1 - d_M}{5} = \frac{233 - 2 \cdot 12,5 - 2 \cdot 16 - d_M}{5} = \frac{176 - d_M}{5} \text{ мм,}$$

де d_M – діаметр маточини, що визначається після розрахунків вала черв'ячного колеса;

діаметр центрів отворів $d_1 = 2,5d_2$ (мм); кількість отворів $z_0 = 4 \dots 6$.

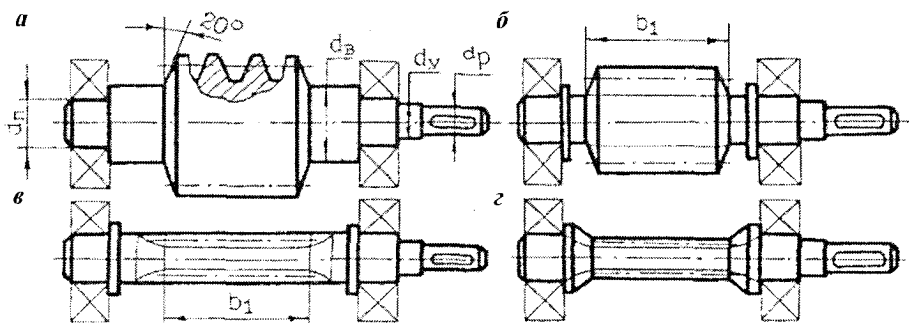


Рис. 10.3. Конструкції циліндричних черв'яків

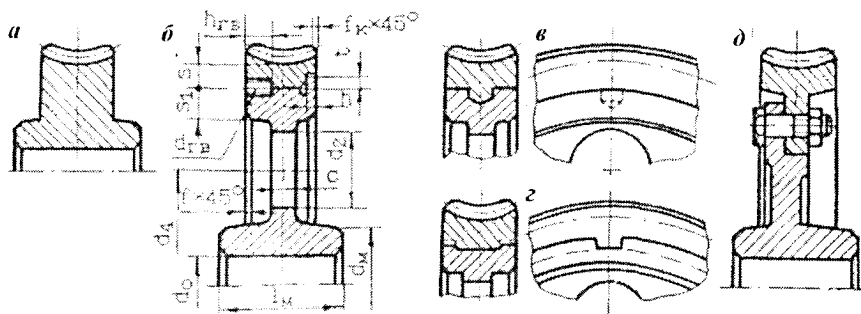


Рис. 10.4. Конструкції черв'ячних коліс

Розміри кріпильних болтів, корпусу та кришки редуктора, кришок підшипників і арматуру редуктора визначають або вибирають з атласів конструкцій подібно до попереднього прикладу 6.

10.16. Змащування та ущільнення

Змащування черв'ячної передачі здійснюється також зануренням колеса в мастило на висоту

$$h_M = 1,2 \frac{d_M - d_{f2}}{2} = 1,2 \frac{262 - 233}{2} = 17,4 \text{ мм, приймаємо } h_M = 18 \text{ мм.}$$

Кінетична в'язкість мастила:

Попередньо підраховуємо

$$\frac{10^{-3} \sigma_H^2}{\nu_s} = \frac{10^{-3} \cdot 177,4^2}{9,61} = 3,27;$$

за табл. 75 маємо $\nu_{100} = 12,2 \text{ мм}^2/\text{с}$;

за табл. 76 призначаємо марку мастила – ИГП-114.

Змащування підшипників валів здійснюють закладанням і періодичним поповненням пластичного мастила, тому що колова швидкість черв'ячного колеса в даному випадку

$$v_2 = \omega_2 \frac{d_2}{2} = 12,5 \frac{0,245}{2} = 1,53 \text{ м/с}$$

є меншою ніж 3 м/с.

Для утримування пластичного мастила в підшипникових гніздах у конструкції редуктора передбачаємо мазеутримуючі кільця (див. приклад 6, рис.6.27).

10.17. Тепловий розрахунок редуктора

Температура мастила

$$t_M = t_0 + \frac{P_1(1-\eta)}{KA} \leq [t]_M = (75 \dots 85)^\circ \text{C},$$

де $t_0 = 20^\circ \text{C}$ – температура (середня) середовища, в якому працює редуктор;

$P_1 = 8,11 \text{ кВт}$ – потужність на черв'яку (див. завдання);

$\eta = 0,84$ – ККД черв'ячної передачі;

$K = (9 \dots 17) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C})$ – коефіцієнт теплопередачі;

$A, \text{ м}^2$ – площа охолоджуваної поверхні корпусу редуктора з урахуванням половини сумарної площі ребер (можна підраховувати після викреслювання редуктора).

10.18. Розрахунок і проектування муфти

Виконання цього пункту можливе після одержання студентом конкретного типу муфти, яку задає керівник проекту. Розрахунок і проектування муфт можна знайти в [8]. Для прикладу розглянемо варіант, коли задана пружна втулко-пальцева муфта, що передає момент $T_1 = 26,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$, з короткочасним перевантаженням до 130% від номінального (с.127).

$$T_p = \kappa_n T_1 = 1,3 \cdot 26,7 = 34,71 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $\kappa_n = 1,3$ для перевантаження 130% від номінального.

Приймаємо $d = 22 \text{ мм}$.

Основні розміри муфти. За розрахунковим моментом $T_p = 34,71 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і діаметром вала $d = 22 \text{ мм}$ вибирається муфта МПВП 1-22, що має:

$$T_{\max} = 55 \text{ Н}\cdot\text{м}; D = 100 \text{ мм}; L = 104 \text{ мм}; D_s = 68 \text{ мм}; l_s = 4 \text{ мм}; l_l = 28 \text{ мм}; z = 4 [8].$$

Розрахункова схема навантаження наведена на рис. 10.5.

Виконання 1

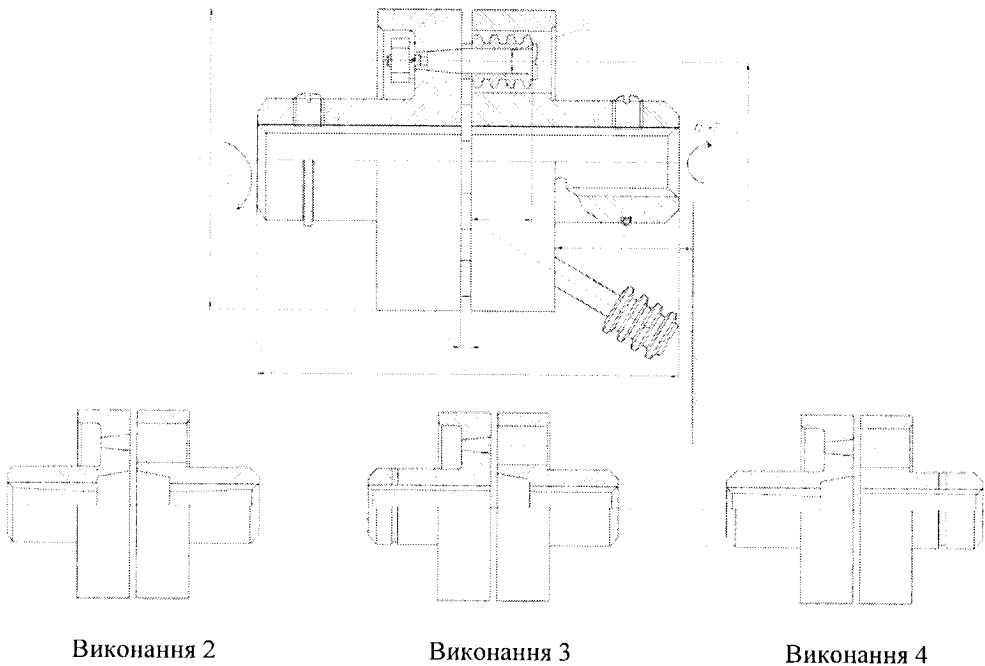


Рис. 10.5. Розрахункова схема та варіант виконання пальцевої муфти

Таблиця 3.1. Основні параметри деяких МПВП

Позначення муфти	<i>d</i> , мм		<i>D</i> , мм	<i>L</i> , мм	<i>B</i> , мм	<i>B₁</i> , мм	<i>T_{max}</i> , Н·м	<i>ω_{max}</i> , рад/с
	1-й ряд	2-й ряд						
МПВП1-16	16	–	90	84	1...4	28	32	660
МПВП1-18	18	–						
МПВП1-20	20	–						
МПВП1-22	22	–	100	104	1...5	42	55	585
МПВП1-25	25	–						
МПВП1-28	28	–	120	125	1...5	42	130	497
МПВП1-30	–	30						
МПВП1-32	32	–						
МПВП1-35	–	35	140	165	1...5	42	240	418
МПВП1-36	36	–						
МПВП1-38	–	38						
МПВП1-40	40	–	170	226	2...6	55	450	350
МПВП1-42	–	42						
МПВП1-45	45	–						
МПВП1-48	–	48	190	226	2...6	55	700	314
МПВП1-50	50	–						
МПВП1-55	55	–						
МПВП1-60	60	–	220	286	2...8	70	1100	277
МПВП1-65	–	65						
МПВП1-70	70	–	250	288	2...8	70	2000	234

Перевірка міцності гумових втулок за умовою $p = \frac{F_{11}}{A} \leq [p]$,

де $F_{11} = \frac{2T_p}{D_{1z}}$ – колова сила, з якою палець тисне на поверхню дотику з

втулкою;

$A = d_1 l_1$ – зведена площа робочої поверхні втулки;

$[p] = 2,0 \dots 2,5 \text{ МПа}$ – допустимий тиск для гуми втулок [9].
Остаточо маємо

$$p = \frac{2T_p}{D_1 z d_1 l_1} = \frac{2 \cdot 34,71 \cdot 10^3}{68 \cdot 4 \cdot 10 \cdot 28} = 0,91 \text{ МПа},$$

що є менше за допустиме.

Перевірка міцності пальців

Ураховуючи конструктивні особливості, палець можна розглядати як консольну балку. Розрахункова схема має бути такою, що наведена на рис. 10.6.

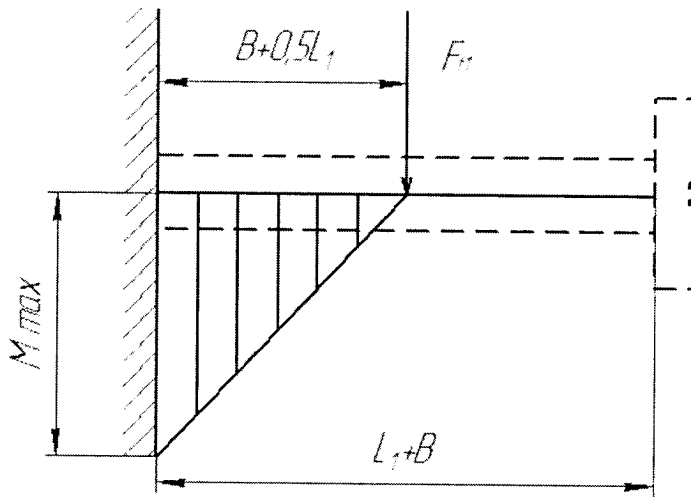


Рис. 10.6. Розрахункова схема пальця

Максимальний динамічний момент

$$M_{\max} = F_{r1} (B + 0,5l_1).$$

Осьовий момент опору небезпечного перерізу пальця

$$W_0 = \frac{\pi d_1^3}{32}.$$

Із умови на згин пальця

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{\max}}{W_0} = \frac{64T_p (B + 0,5l_1)}{D_1 z \pi d_1^3} = \frac{64 \cdot 34,71 \cdot 10^3 (4 + 0,5 \cdot 28)}{68 \cdot 4 \cdot 3,14 \cdot 10^3} = 36,4 \text{ МПа}.$$

Міцність пальців забезпечено, оскільки

$$\sigma_{зр} = 36,4 \text{ МПа} < [\sigma]_{зр} = 60 \dots 70 \text{ МПа} [9].$$

За розмірами викреслюється муфта та погоджується її конструкція з керівником проекту.

10.19. Рама редукторної установки

Конструкцію та основні розміри рами студенти розробляють після підрахування значень діаметрів кріпильних болтів (див. приклад б), визначення потрібного номера швелера та порівняння габаритів двигуна та редуктора. Способи кріплення рами до фундаменту наведено на рис. 10.7.

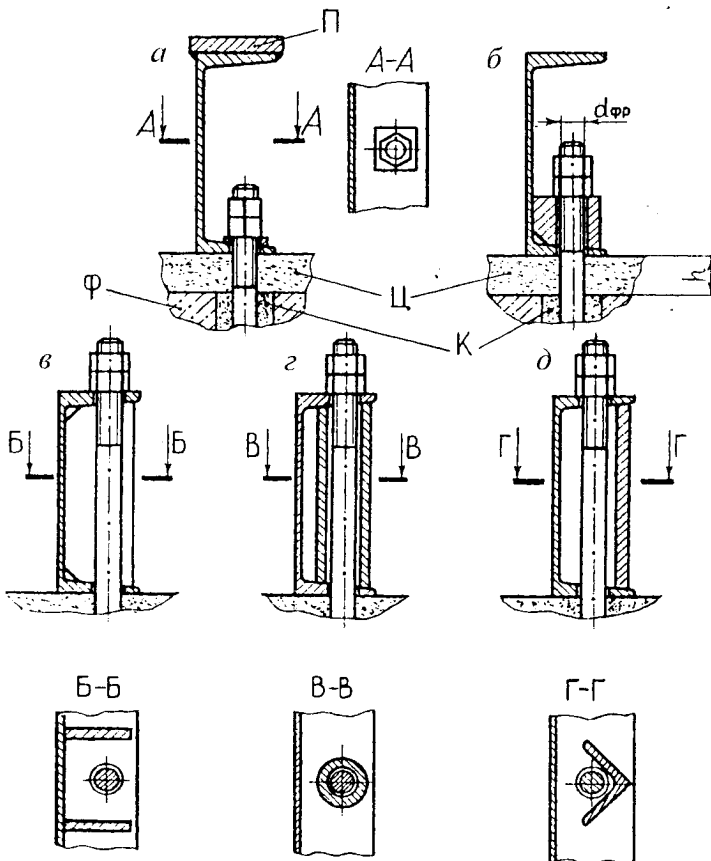


Рис. 10.7. Способи кріплення рами до фундаменту:
а – з накладною П і косою шайбою; *б* – з косою підкладкою; *в* – з двома пластинами; *г* – з трубкою; *д* – з кутником

Робоче креслення рами наведено на рис. 6.30. Взірці деяких конструкцій рам подано на рис. 10.8.

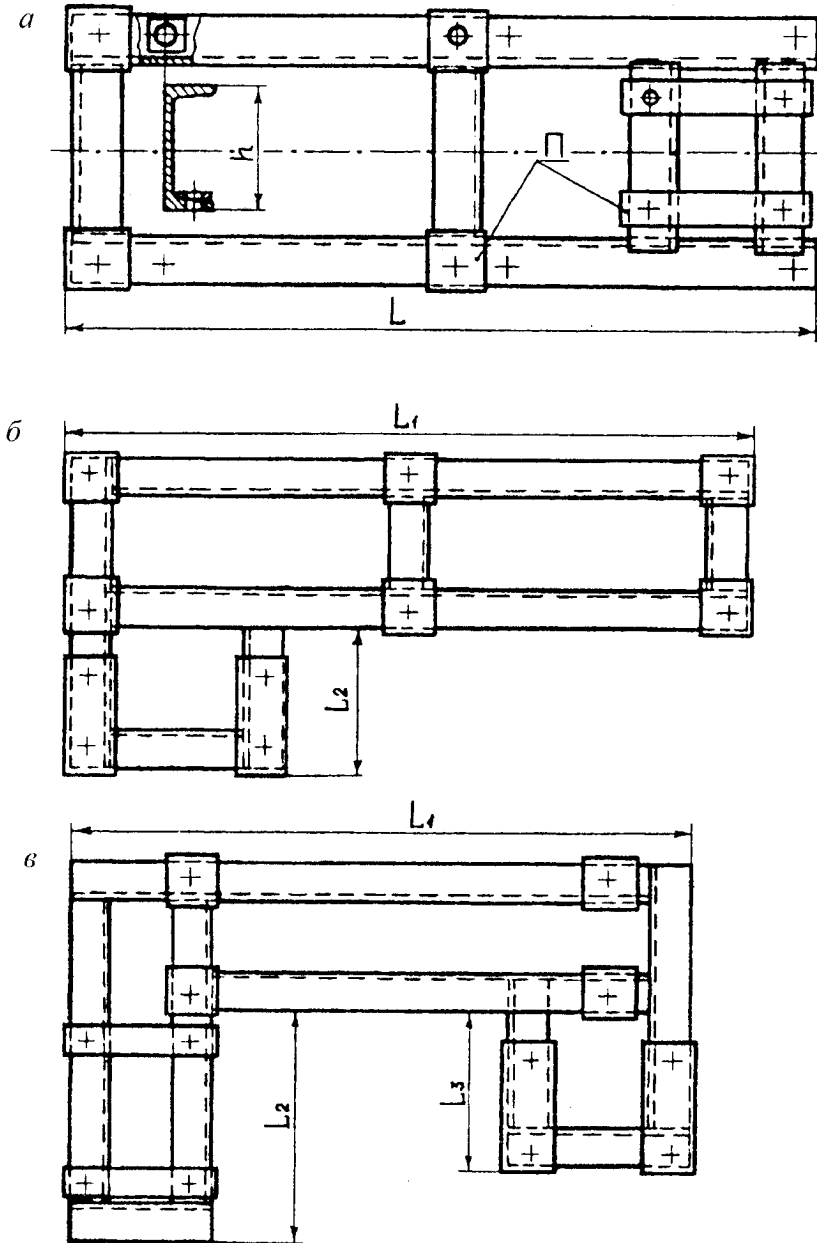


Рис. 10.8. Взірці зварних рам для розміщення редуктора і двигуна:
 а – симетричного; б, в – несиметричного

11. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ГЛОБОЇДНОЇ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Вихідні параметри: $P_2 = 5 \text{ кВт}$; $\omega_2 = 10 \text{ рад/с}$; матеріал вінця черв'ячного колеса глобоїдної передачі - бронза БрО10Ф1; точність передачі – нормальна; режим роботи – короточасні перевантаження до 125%; кінематична схема привода, що наведена на рис. 11.1, де 1 – електродвигун, 2 – муфта, 3 – редуктор з глобоїдною черв'ячною передачею, 4 – зірочка та 5 – ланцюг конвеєра.

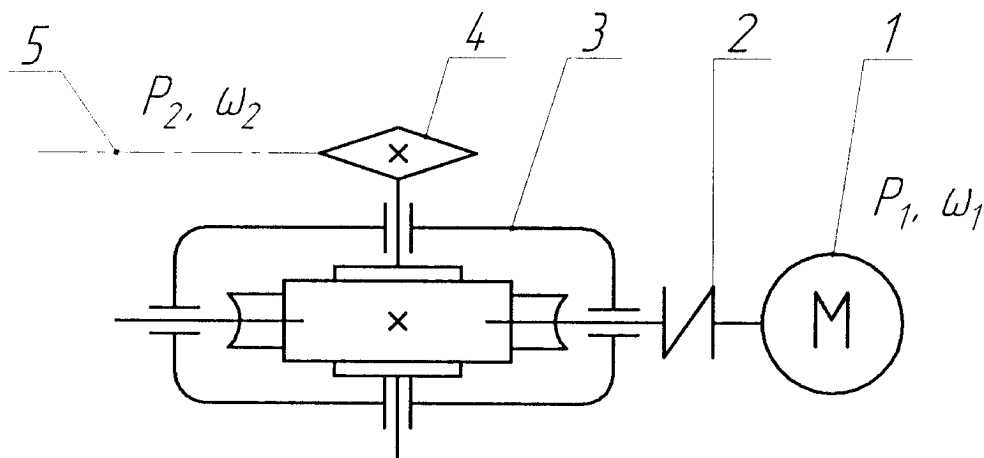


Рис. 11.1. Механічний привод з глобоїдною черв'ячною передачею

11.1. Вибір електродвигуна і кінематичні параметри передачі

Загальний коефіцієнт корисної дії привода

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3^2 = 0,99 \cdot 0,80 \cdot 0,99^2 = 0,78,$$

де $\eta_1 = 0,99$ – ККД муфти; $\eta_2 = 0,80$ – ККД черв'ячної передачі; $\eta_3 = 0,99$ – ККД пари підшипників кочення (табл.73).

Потрібна потужність електродвигуна

$$P_1 = P_2 / \eta = 5 / 0,78 = 6,41 \text{ кВт}.$$

Ураховуючи рекомендації (табл.73) передаточне відношення для даної схеми можемо взяти у межах

$$u = 10 \dots 40.$$

Приймаємо $u = 30$.

Отже, швидкість обертання ротора електродвигуна

$$\omega_1 = \omega_2 u = 10 \cdot 30 = 300 \text{ рад/с}.$$

Для забезпечення мінімальних габаритів, потрібно вибрати асинхронний електродвигун з високою частотою обертання типу 4А112М2У3 (табл.71),

що має потужність $P_d=7,5 \text{ кВт}$ і частоту обертання $n_d=2900 \text{ об/хв}$, яка відповідає кутовій швидкості

$$\omega_1 = \pi n_d / 30 = 3,14 \cdot 2900 / 30 = 303,5 \text{ рад/с.}$$

Фактичне передаточне відношення

$$u = \omega_1 / \omega_2 = 303,5 / 30 = 10,1.$$

Відхилення від заданого передаточного відношення

$$\Delta u = (10,1 - 10) / 100 = 0,01\%, \text{ що допустимо.}$$

11.2. Розрахунок параметрів навантаження та вибір міжосьової відстані глобоїдної черв'ячної передачі

Номінальний обертальний момент на валу черв'ячного колеса

$$T_2 = P_2 \cdot 10^3 / \omega_2 = 5 \cdot 10^3 / 10 = 500 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Номінальний обертальний момент на черв'яку

$$T_1 = P_1 \cdot 10^3 / \omega_1 = 6,41 \cdot 10^3 / 303,5 = 21,12 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Максимальний момент на черв'ячному колесі під час перевантажень

$$T_{2\max} = T_2 K_n = 500 \cdot 1,25 = 625 \text{ Н}\cdot\text{м,}$$

де $K_n=1,25$ – коефіцієнт, що враховує перевантаження до 125%.

Номінальна потужність на валу черв'яка

$$P_{1н} = P_1 / K_m K_T K_p = 6,41 / 1 \cdot 1 \cdot 0,85 = 7,54 \text{ кВт,}$$

де $K_m = 1$ – коефіцієнт матеріалу глобоїдної черв'ячної передачі (табл. 81); $K_T=1$ – коефіцієнт для нормальної точності; $K_p = 0,85$ – коефіцієнт режиму (табл.82).

За номінальною потужністю на валу черв'яка визначають міжосьову відстань передачі $a = 123 \text{ мм}$ (рис.11.2) і узгоджують її з стандартним значенням (табл.83), $a = 125 \text{ мм}$.

11.3. Розрахунок основних геометричних параметрів (рис. 11.3)

Призначаємо число заходів черв'яка $z_1 = 2$, яке частіше застосовується, тоді кількість зубців черв'ячного колеса

$$z_2 = z_1 u = 2 \cdot 30 = 60.$$

Коефіцієнт діаметра черв'яка $q=10$ призначають залежно від кількості зубців черв'ячного колеса, орієнтуючись на такі величини:

z_2	до 40	41 – 50	51 – 60	більше 60
q	6 – 8	7 – 10	8 – 11	9 – 13

Діаметр ділильного кола черв'яка

$$d_1 = 2 a q / (q + z_2) = 2 \cdot 125 \cdot 10 / (10 + 60) = 35,71 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_1 = 40 \text{ мм}$ - стандартне значення (табл.84).

Діаметр розрахункового кола колеса

$$d_2 = 2a - d_1 = 2 \cdot 125 - 40 = 210 \text{ мм.}$$

Ширина вінця черв'ячного колеса

$$b_2 = (0,6 - 0,8) d_1 = (0,6 - 0,8) 40 = 24 - 32 \text{ мм,}$$

приймаємо $b_2 = 25 \text{ мм}$ (табл.84).

Міжосьова відстань, мм Потужність на валу черв'яка, $P_{i \max}$ кВт

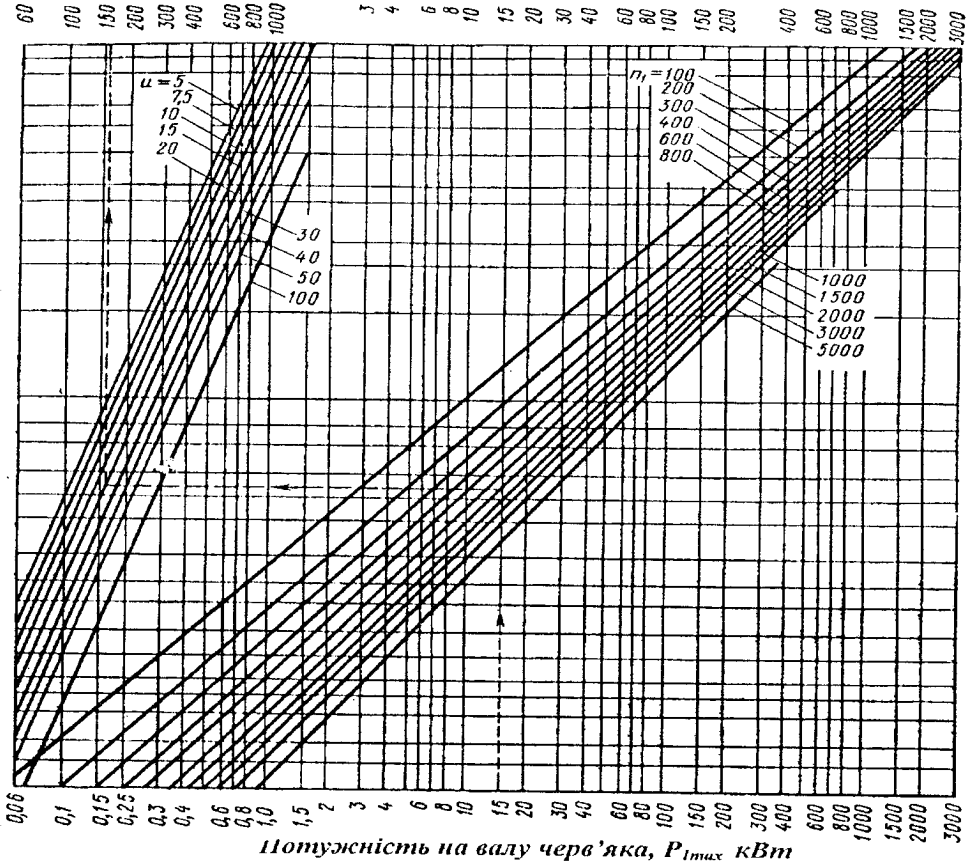


Рис. 11.2. Графік для визначення міжосьової відстані глобoidної черв'ячної передачі

Коловий модуль зачеплення для колеса або осьовий для черв'яка

$$m = d_2 / z_2 = 210 / 60 = 3,5 \text{ мм, що відповідає табл. 25.}$$

Розрахунковий обхват

$$k_c = z_2 / 10 = 60 / 10 = 6 \text{ (узгодити з рядом: 3,5; 4,5; 5,5; 6,5), } k_c = 6,5.$$

Теоретичний обхват

$$k_T = (1,1 - 1,2) k_c = (1,1 - 1,2) 6,5 = 7,15 - 7,8, \text{ приймаємо } k_T = 7,5.$$

Половина кута теоретичного обхвату

$$\nu_0 = 180^\circ k_T / z_2 = 180^\circ \cdot 7,5 / 60 = 22,5^\circ.$$

Робоча висота зубця черв'ячного колеса

$h = (1,4 - 1,7) m = (1,4 - 1,7) 3,5 = 4,9 - 5,95$ мм (уточнюється за табл.85), $h = 5,5$ мм.

Висота головки зубця черв'ячного колеса

$h_{a2} = (0,30 - 0,45) h = (0,30 - 0,45) 5,5 = 1,65 - 2,47$ мм, приймасмо $h_{a2} = 2,2$ мм (уточнюється за табл. 85).

Висота головки витка черв'яка

$$h_{a1} = h - h_{a2} = 5,5 - 2,2 = 3,3 \text{ мм.}$$

Радіальний зазор

$$c = (0,15 - 0,25) m = (0,15 - 0,25) 3,5 = 0,525 - 0,875 \text{ мм;}$$

$$c_{min} = 0,1 \quad h = 0,1 \cdot 5,5 = 0,55 \text{ мм.}$$

Радіус перехідної кривої: ніжки витка черв'яка та ніжки зубця черв'ячного колеса

$$\rho_{f1} = \rho_{f2} = c = 0,55 \text{ мм.}$$

Радіус притуплення головок витків черв'яка

$$\rho_{\kappa} = c = 0,55 \text{ мм.}$$

Радіус впадин черв'яка на середній площині колеса

$$R_{f1} = 0,5 d_1 + c + h_{a2} = 0,5 \cdot 210 + 0,55 + 2,2 = 107,75 \text{ мм.}$$

Діаметри вершин витків черв'яка і зубців черв'ячного колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2 h_{a1} = 40 + 2 \cdot 3,3 = 46,6 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = 2(R_{f1} - c) = 2(107,75 - 0,55) = 214,4 \text{ мм.}$$

Радіус вершин витків черв'яка на середній площині колеса

$$R_{a1} = a - 0,5 d_{a1} = 125 - 0,5 \cdot 40 = 105 \text{ мм.}$$

Діаметри впадин витків черв'яка і зубців черв'ячного колеса

$$d_{f1} = 2(a - R_{f1}) = 2(125 - 107,75) = 34,5 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = 2(R_{a1} - c) = 2(105 - 0,55) = 208,9 \text{ мм.}$$

Довжина нарізаної частини черв'яка

$$l = d_2 \sin \nu_c = 210 \sin 19,5^\circ = 70 \text{ мм.}$$

Найбільший діаметр впадин витків черв'яка

$$d_{f1max} = 2(a - \sqrt{R_{f1}^2 - 0,25l^2}) = 2(125 - \sqrt{107,75^2 - 0,25 \cdot 70^2}) = 45,2 \text{ мм.}$$

Кути фасок черв'яка та колеса приймаються в межах:

$$\Phi_1 = 20 - 40^\circ; \quad \Phi_2 = 30 - 40^\circ.$$

Радіус вершин зубців черв'ячного колеса на середній площині черв'яка

$$R_{a2} \geq 0,53 d_{f1max} = 0,53 \cdot 45,2 = 24 \text{ мм.}$$

Глибина модифікації

$$\Delta = (3 \cdot 10^{-4} + 34 \cdot 10^{-6} u) a = (3 \cdot 10^{-4} + 34 \cdot 10^{-6} \cdot 30) 125 = 0,165 \text{ мм.}$$

Зріз кінців витків черв'яка:

глибина $\Delta_j = 0,03 h = 0,03 \cdot 5,5 = 0,165$ мм;

висота $h_j = 0,5 h = 0,5 \cdot 5,5 = 2,75$ мм.

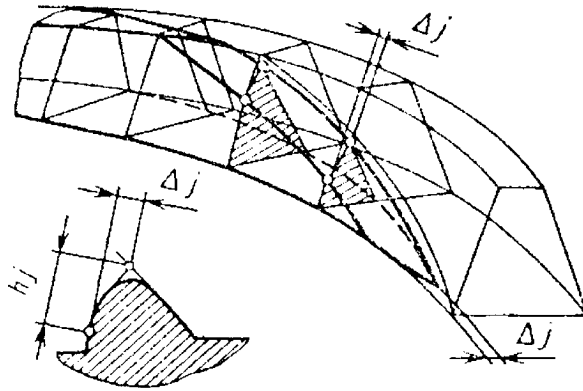


Рис. 11.5. Параметри зрізу кінців витків черв'яка

Подальша послідовність проектування подібна до черв'ячного редуктора з циліндричним черв'яком (10-й приклад).

12. ЗМІСТ ДОВІДКОВОГО МАТЕРІАЛУ ДЛЯ ВИКОПАШНЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Останнім часом склалася така ситуація, що обсяг довідкової літератури державною мовою є дуже обмеженим, тому виникла потреба в навчальному посібнику подати довідковий матеріал, що є потрібним для студентів під час проектування. Враховуючи, що весь обсяг потрібних довідкових величин, що використовуються під час курсового проектування, подати в одному посібнику є проблематичним, то автори уклали комплект основних таблиць, за якими можна здійснювати розрахунки і виконати креслення курсового проекту з деталей машин, та вказали посилання на використані джерела.

*Довідковий матеріал складається з 76-ти таблиць,
що включають такі розділи:*

- 12.1. Матеріали, що застосовуються для зубчастих і черв'ячних передач, і дані для визначення допустимих напружень (табл. 1...6).
- 12.2. Коефіцієнти для розрахунку зубчастих і черв'ячних передач (табл. 7...23).
- 12.3. Стандартні елементи зубчастих і черв'ячних передач (табл. 24...29).
- 12.4. Довідкові дані для розрахунку і проектування валів (табл. 30...37).
- 12.5. Довідкові дані для вибору підшипників кочення (табл. 38...51).
- 12.6. Довідкові дані для вибору розмірів і конструювання кришок підшипників (табл. 52...54).
- 12.7. Конструювання особливих ділянок валів (табл. 55...60).
- 12.8. Довідкові дані для розрахунку пасових передач (табл. 61...70).
- 12.9. Довідковий матеріал для вибору електродвигунів, ККД, передавальних чисел і мащення редукторів (табл. 71...80).
- 12.10. Довідковий матеріал для глобоїдної черв'ячної передачі (табл. 81...86).

Довідковий матеріал в основному подається у вигляді таблиць, з деякими примітками. Повніше пояснення будь-якого параметра цих таблиць при потребі читач знайде в літературних джерелах, список яких подано в кінці посібника.

12.1. Матеріали, що застосовуються для зубчастих і черв'ячних передач, і дані для визначення допустимих напружень

Таблиця 1. Рекомендації щодо вибору матеріалів для зубчастих коліс

Матеріали коліс і термообробка	Умови роботи передачі
Сталь (H<HB 350) – чавун	Тихохідні передачі великих габаритів і невисокої точності (8-ма, 9-та ступені). Менш чутливі до недостатнього змащування
Сталь – сталь; покращення H ≤ HB 350	Дрібносерійне виробництво. Редуктори як спеціальні, так і загального призначення. Невеликі навантаження і швидкості, відсутність жорстких вимог до габаритів.
Сталь – сталь; гартування об'ємне або поверхневе	Колеса із середньою несучою здатністю і підвищеною швидкістю коробок передач і спеціальних редукторів загального машинобудування. Колеса коробок передач, що зрідка переключаються (не на ходу) .
Сталь – сталь; цементация, нітроцементация з гартуванням H>HB 350	Відповідальні високонавантажені передачі при підвищених вимогах до габаритів, які працюють на високих швидкостях, висока точність (5, 6, 7-а ступені). Потрібні додаткові оброблювальні операції. Колеса коробок передач, що часто переключаються.
Поліамід-сталь	Колеса, які працюють з високими швидкостями і малими навантаженнями, при недостатній жорсткості конструкції; зменшують шум передачі. Сполучене стальне колесо повинно бути достатньо твердим H>HB 300 і з високою чистотою обробки. Значні габарити.

Таблиця 2. Механічні властивості сталей, що застосовуються для виготовлення зубчастих коліс [6], [9]

Марка сталі. Температура гартування.	Температура відпуску в °С	Переріз заготовки в мм	σ_b , МПа	σ_t , МПа	Твердість НВ	
Сталь 35 Гартування від 850°С в маслі	200	-----	765-1170	595-1010	335	
	300		765-1060	560-910	302	
	400		695-940	520-785	268	
	500		665-805	470-645	235	
	600		627-705	402-510	204	
	700		580-660	342-440	180	
Сталь 35 Гартування від 860°С у воді	400	20	765-920	615-745	260	
		40	635-765	490-550	220	
		60	615-715	450-510	202	
	500	20	685-805	530-628	226	
		40	595-705	450-500	198	
		60	580-665	412-460	185	
	600	20	615-675	412-470	191	
		40	570-650	392-420	175	
		60	530-600	362-402	168	
	Сталь 35	Нормалізація	До 100	510	270	140-187
			100-300	490	260	
			300-500	470	240	
500-700			450	230		
Сталь 40 Гартування від 850°С в мастилі	200	-----	920-1460	755-1310	415	
	300		862-1270	715-1130	360	
	400		805-1100	637-930	310	
	500		735-890	550-735	258	
	600		665-765	450-550	220	
	700		618-695	382-480	190	

Марка сталі. Температура гартування.	Температура відпуску в °С	Переріз заготовки в мм	σ_b , МПа	σ_T , МПа	Твер- дість, НВ
Сталь 40 Гартування від 850°С у воді	400	20	842-990	686-813	280
		40	705-842	520-598	240
		60	666-775	490-550	217
	500	20	745-852	588-676	239
		40	646-765	470-530	215
		60	618-705	430-490	200
	600	20	646-705	440-490	200
		40	618-686	412-450	190
		60	558-627	382-421	180
Сталь 40	Нормалізація	До 100	550	280	152-207
		100-300	530	270	
		300-500	510	260	
		500-700	490	250	
Сталь 45 Гартування від 840°С в мастилі	200	-----	1175-1720	1010-1620	492
	300		1060-1500	910-1350	418
	400		940-1265	785-1100	350
	500		805-970	646-823	285
	600		715-805	510-598	236
	700		646-725	440-530	199
Сталь 45 Гартування від 840°С у воді	400	20	930-1060	745-872	302
		40	765-900	558-627	260
		60	715-823	510-578	234
	500	20	805-900	558-715	227
		40	705-823	500-550	228
		60	666-755	460-510	210
	600	20	676-735	470-510	209
		40	646-715	422-460	203
		60	598-666	402-431	190

Марка сталі. Температура гартування.	Температура відпуску в °С	Переріз заготовки в мм	σ_b , МПа	σ_T , МПа	Твер- дість, НВ	
Сталь 45	Нормалізація	До 100	590	300	167-217	
		100-300	570	290		
		300-500	550	280		
		500-700	530	270		
Сталь 50 Гартування від 840°С в мастилі	200	-----	1460-2010	1315-1910	578	
	300		1270-1720	1130-1570	480	
	400		1100-1430	940-1250	393	
	500		892-1040	735-910	310	
	600		765-852	550-657	250	
	700		685-755	480-568	210	
Сталь 50 Гартування від 840°С у воді	400	20	986-1130	813-930	280-325	
		40	883-960	598-686	240-280	
		60	765-882	550-608	217-249	
	500	20	852-950	676-765	239-268	
		40	765-862	540-686	215-250	
		60	705-765	490-540	200-225	
	600	20	705-805	490-540	200-217	
		40	685-755	451-480	190-215	
		60	637-715	421-451	180-200	
	Сталь 50	Нормалізація	До 100	610	320	180-229
			100-300	590	300	
			300-500	570	290	
Сталь 85 Гартування від 840°С в маслі	200	-----	1730-2280	1620-2220	655	
	300		1500-1940	1350-1790	540	
	400		1265-1590	1100-1380	435	
	500		970-1120	824-1000	353	
	600		805-891	598-705	267	
	700		725-795	530-618	219	

Марка сталі. Температура гартування.	Температура відпуску в °С	Переріз заготовки в мм	σ_b , МПа	σ_T , МПа	Твер- дість НВ
Сталь 55 Гартування від 850°С у воді	400	20	1060-1215	872-985	341
		40	902-1000	637-745	290
		60	824-930	588-647	266
	500	20	902-1010	715-805	285
		40	825-902	550-608	264
		60	755-853	510-570	239
	600	20	735-795	510-558	225
		40	715-785	460-500	225
		60	666-745	431-480	210
Сталь 55	Нормалізація	До 100	650	330	185-229
		100-300	630	320	
		300-500	610	310	
Сталь 50Г	Нормалізація	До 150	640	370	190-229
		150-400	610	320	
Сталь 40Х Гартування від 840°-860°С у маслі	540-580	До 50	785-930	637-735	229-280
		До 100	735	510	229-280
		100-200	735	490	215-302
		200-300	735	440	215-302
	580-640	До 100	685	490	200-269
		100-200	685	470	200-269
		200-300	637	392	187-236
		300-500	637	372	187-236
Сталь 40Х	Нормалізація	До 60	980	790	200-230
		100-200	760	490	
		200-300	740	490	
		300-600	690	440	

Марка сталі. Температура гартування.	Температура відпуску в °С	Переріз заготовки в мм	σ_b , МПа	σ_T , МПа	Твер- дість НВ	
Сталь 35ХГС Гартування від 880°С в маслі (відпуск в маслі)	200	-----	1710	1570	500	
	300		1630	1460	472	
	400		1450	1295	423	
	500		1235	1100	365	
	600		1010	890	300	
	700		845	755	225	
Сталь 35ХГС Гартування від 880°С в маслі (відпуск у воді)	400	20	1380	1305	425	
		40	1200	1120	373	
		60	1140	1050	335	
	500	20	1110	1000	322	
		40	1080	940	310	
		60	960	862	270	
	600	20	950	834	290	
		40	950	795	280	
		60	862	765	250	
	Сталь 40ХН Гартування від 830°С в маслі	180-200	До 40	1570	1370	48-54
		420-450	До 20	1275	1080	4045
	До 60		1180	980		
Сталь 40ХН Гартування від 850°С в маслі	500-600	До 100	833	588	240-280	
		100-300	785	570	230-280	
		300-500	735	550	220-270	
		500-700	685	530	220-260	

Примітка. σ_b – границя міцності; σ_T – границя текучості. Якщо зубчасті колеса нарізають після остаточної термообробки, то максимально допустима твердість не повинна перевищувати 320...380 НВ.

Сталі із твердістю понад 350 НВ застосовують для високонавантажених зубчастих коліс відносно невеликих розмірів. Нарізання зубців таких коліс виконують до остаточної термічної або хімічно-термічної обробки.

**Таблиця 3. Границі обмеженої контактної витривалості
поверхні зубців σ_{Hlimb} [10]**

Способи термічної і хіміко-термічної обробки зубців	Середня твердість поверхні зубів	Групи матеріалів	Значення σ_{Hlimb} , МПа
Відпал, нормалізація або покращення	$H \leq HB 350$	Сталі леговані та вуглецеві	$\sigma_{Hlimb} = 2H_{HB} + 70$
Об'ємне гартування	HRC 38...50		$\sigma_{Hlimb} = 18H_{HRC} + 150$
Поверхнєве гартування	HRC 40...50		$\sigma_{Hlimb} = 17H_{HRC} + 200$
Цементация і нітроцементация	$H \geq HRC 56$	Сталі леговані	$\sigma_{Hlimb} = 23H_{HRC}$
Азотування	HV 550...750		$\sigma_{Hlimb} = 15H_{HV}$
Без термообробки	HB 170...260	Чавун	$\sigma_{Hlimb} = 2H_{HB}$

Таблиця 4. Границі обмеженої витривалості σ_{Hlimb}^0 для зубців сталених коліс при роботі зубів однією стороною і коефіцієнти безпеки S_F [10]

Термічна обробка	Твердість зубців		Марка сталей	σ_{Hlimb}^0 , МПа	Значення S_F при ймовірності не руйнування 98%/99%
	на поверхні	в середині			
Нормалізація, покращення	HB 180...350		40, 45, 40X, 40XH, 35XM, 35 XГC	1,8118	1,75/2,2
Об'ємне гартування	HRC 45...55		40X, 40XH, 35XM	500-600	1,75/2,2
Гартування в т. ч. по всьому контуру	HRC 56...63 HRC 45...55	HRC 27...35	55ПП, У6, 40X, 40XH, 35XM	900 650	1,75/2,2
Гартування в т. ч. наскрізна з захватом впадин	HRC 45...55		40X, 35XM, 40XH	550	1,75/2,2
Цементация з автоматичним регулювання процесів	HRC 57...62	HRC 25...40	Леговані	850-950	1,55/1,95
Цементация	HRC 57...62		Леговані	750-800	1,75/2,2
Нітроцементация з автоматичним регулювання процесів	HRC 56...63		25 XГТ, 30XГТ, 35X, 25XГМ	750 1000	1,55/1,95
Нітроцементация	HRC 56...63		25XГТ, 30XГТ, 35X	700	1,65/2,0

Більше значення σ_{Hlimb}^0 і менше значення S_F для запобігання зменшення вуглецю, а також для сталей з вмістом $Ni > 1\%$

Таблиця 5. Механічні характеристики і основні допустимі напруження для матеріалів черв'ячних коліс

Матеріал віння черв'ячного колеса	Спосіб в'длання	Гранична міцності σ_w , МПа	Гранична течуності σ_T , МПа	Базове напруження				Допустиме максимальне напруження, МПа	
				Контактиє		З'гнуу для навантаження		$[\sigma]_{\text{Hmax}}$	$[\sigma]_{\text{Tmax}}$
				$H_1 \geq 45\text{HRC}$	$H_2 \leq 45\text{HRC}$	реверсивного	нереврсивного		
Бр О10Н1Ф1	Відцентровий	285	165						
	В кокіль	275	200						
	В землю	230	140	0,9 $\sigma_{\text{с}}$	0,75 $\sigma_{\text{с}}$			4 $\sigma_{\text{с}}$	
	В кокіль	200	90						
	В землю	145	80						
Бр А10Ж4Н4	Відцентровий	700	460						
	В кокіль	650	430			0,08 $\sigma_{\text{в}}$ + 0,25 $\sigma_{\text{т}}$	0,16 $\sigma_{\text{в}}$		0,8 $\sigma_{\text{т}}$
	В кокіль	550	360						
	В землю	450	300	300-25V _s	275-25V _s			2 $\sigma_{\text{с}}$	
	Відцентровий	530	245						
Бр А9Ж3Л	В кокіль	500	230						
	В землю	425	195						
	В землю	315	-			175-35V _s	0,075 $\sigma_{\text{в}}$	0,9 $\sigma_{\text{с}}$	0,75 $\sigma_{\text{в}}$
Чавун: СЧ15 СЧ18	В землю	355	-						
	В землю	-	-						
Примітка. Швидкість ковзання $V_{\text{с}}$ в м/с.									

Таблиця 6. Допустимі контактні напруження для черв'ячних коліс із умови стійкості проги заїдання [6]

Матеріали		σ _{цр} в МПа при швидкості ковзання v _с в м/с								
Черв'ячного колеса	Черв'яка	0	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
Бр. АЖ 9-4Л	Сталь НРС > 45	-	-	182	179	173	167	161	150	138
Бр. АЖН 10-4-4Л	те ж	-	-	196	192	187	181	175	164	152
СЧ 15 або СЧ 18	Сталь 20 або 20Х цементована	184	155	128	113	84,5	-	-	-	-
СЧ 12 або СЧ 15	Сталь 45 або Ст.6	170	141	113	98	70,7	-	-	-	-

11.2. Коefіцієнти для розрахунку зубчастих і черв'ячних передач

Таблиця 7. Коefіцієнти інтенсивності режимів навантаження k_{HE} і k_{FE} [3]

Вид передачі	Вид розрахунку	Матеріали зубчастих коліс	Термообробка	m	K _{FE}	K _{HE} і K _{FE} при режимі навантаження передачі				
						П	В	СР	СН	Л
Циліндрична і конічна зубчасті	На контактну витривалість	Сталь	будь-яка	6	K _{HE}	1,000	0,466	0,250	0,185	0,060
	На витривалість при згині	Сталь	покращення, нормалізація, азотування цементация, об'ємне або поверхневе гартування	6	K _{FE}	1,000	0,270	0,143	0,072	0,020
Черв'ячна	На контактну витривалість	Олов'янисті бронзи	-	8	K _{HE}	1,000	0,416	0,200	0,171	0,034
	На витривалість при згині		-	9	K _{FE}	1,000	0,200	0,100	0,040	0,004

Таблиця 8. Орієнтовні значення граничних радіальних швидкостей (м/с) для силових передач [6]

Ступінь точності за нормами плавності ГОСТ 1643-72; СТ СЕВ 641-77; СТ СЕВ 186-75	Прямі зубці		Непрямі зубці	
	циліндрична передача	конічна передача	циліндрична передача	конічна передача
5 і більш точні	≥ 15	≥ 12	≥ 30	≥ 20
6	до 15	до 12	до 30	до 20
7	" 10	" 8	" 15	" 10
8	" 6	" 4	" 10	" 7
9	" 2	" 1,5	" 4	" 3

Таблиця 9. Рекомендації з вибору ступенів точності для силових передач [4]

Ступінь точності не нижче	Швидкість ковзання v , м/с	Обробка	Примітки
7	10	Черв'як загартований, шліфований і полірований. Колесо нарізається шліфованими черв'ячними фрезами. Обкатування під навантаженням	Передачі з підвищеними швидкостями і малим шумом, з підвищеними вимогами до габаритів.
8	5	Допускається черв'як з $H \leq H\text{В} 350$, не шліфований. Колесо нарізається шліфованою черв'ячною фрезою. Рекомендуються обкатування під навантаженням.	Передачі середньошвидкісні з середніми вимогами щодо шуму, габаритів і точності
9	2	Черв'як з $H \leq H\text{В} 350$ не шліфується. Колесо нарізається будь-яким способом.	Передачі низькошвидкісні, короткочасно працюючі і з ручним приводом.

Таблиця 10. Значення коефіцієнта Z_H для зубчастих передач без зміщення контуру [9]

Кут нахилу лінії зубців β , град. Z_H	0	10	15	20	25	30	35	40
	1,76	1,74	1,71	1,67	1,62	1,56	1,50	1,42

Таблиця 11. Значення коефіцієнта δ_n [3]

Твердість поверхні зубців	Вид зубців	δ_n
При твердості зубців колеса або шестірни $H \leq HB 350$	Прямі без модифікації головки	0,006
	Прямі з модифікацією головки	0,004
	Косі і шевронні	0,002
При твердості зубців колеса або шестірни $H > HB 350$	Прямі без модифікації головки	0,014
	Прямі з модифікацією головки	0,010
	Косі і шевронні	0,004

Таблиця 12. Значення коефіцієнта δ_F [3]

Вид зубців	δ_F
Прямі без модифікації головки	0,016
Прямі з модифікацією головки	0,011
Косі і шевронні	0,006

Таблиця 13. Значення коефіцієнта g_0 [3]

Модуль m , мм	Ступінь точності за нормами плавності (СТ СЕВ 641-77, СТ СЕВ 642-77)					
	4	5	6	7	8	9
$\leq 3,55$	17	28	38	47	56	73
$> 3,55$ до 10	22	31	42	53	61	82
< 10	-	37	48	64	73	100

Примітка. В конічних зубчатих передачах g_0 вибирається для передачі, виконаної на один ступінь менш точною в порівнянні з прийнятим ступенем точності.

Таблиця 14. Граничні значення w_{Ht} (w_{Ft}), Н/мм [3]

Модуль m , мм	Ступінь точності за нормами плавності (СТ СЕВ 641-77 СТ СЕВ 642-77)					
	4	5	6	7	8	9
$\leq 3,55$	32	85	160	240	380	700
$> 3,55$ до 10	53	105	194	310	410	880
< 10	-	150	250	450	590	1050

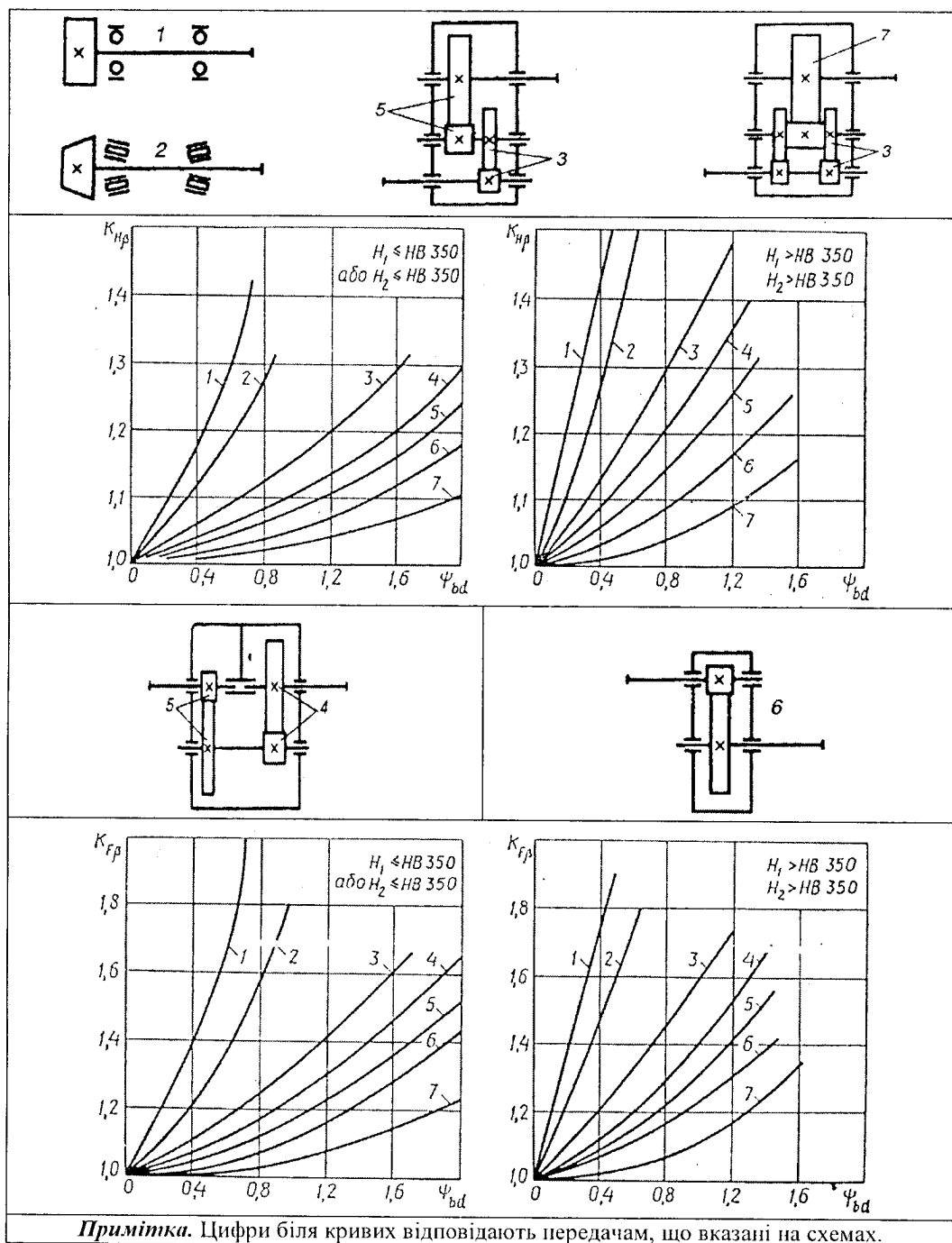
Таблиця 15. Значення коефіцієнта $k_{H\alpha}$ для зубчастих передач з непрямыми зубцями [9]

Колова швидкість v , м/с	Ступінь точності за нормами плавності (СТ СЕВ 641-77 СТ СЕВ 642-77)				
	5	6	7	8	9
2,5	1	1,01	1,03	1,05	1,13
5	1	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,01	1,03	1,07	1,13	-
15	1,01	1,04	1,09	-	-
20	1,02	1,05	1,12	-	-
25	1,02	1,06	-	-	-

Таблиця 16. Значення коефіцієнтів k_{α} , k_d і Z_M

Коефіцієнт	Тип передачі	Матеріали шестерні і колеса (черв'яка і черв'ячного колеса)			
		сталь-сталь	чавун-чавун	сталь-чавун	сталь-бронза
k_{α} , МПа ^{1/3}	Циліндрична прямозуба	495	415	445	430
	Циліндрична косозуба і шевронна	430	360	390	375
	Черв'ячна	-	-	315	310
k_d , МПа ^{1/3}	Конічна прямозуба	1000	825	870	850
	Конічна з тангенціальними зубами	870	720	757	740
	Конічна з круговими зубами	835	680	730	710
Z_M , МПа ^{1/2}	Для всіх передач	275	200	215	210

Таблиця 17. Орієнтовні значення коефіцієнта $k_{H\beta}$ $k_{F\beta}$ циліндричних зубчастих передач [3], [6] для поданих схем



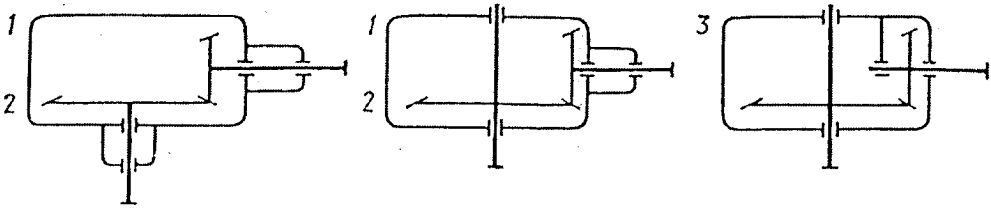
Таблиця 18. Коефіцієнти динамічного навантаження зубців k_{Hv} і k_{Fv}

Ступінь точності за нормою плавності	Твердість зубців колеса	Коефіцієнт	Колова швидкість зубців v , м/с		
			1	2	4
6	$H_2 \leq 350$ HB	K_{Hv}	1,03/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03
		K_{Fv}	1,06/1,02	1,13/1,05	1,26/1,10
	$H_2 \geq 40$ HRC	K_{Hv}	1,02/1,00	1,04/1,00	1,07/1,02
		K_{Fv}	1,02/1,01	1,04/1,02	1,08/1,03
7	$H_2 \leq 350$ HB	K_{Hv}	1,04/1,02	1,07/1,03	1,14/1,05
		K_{Fv}	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11
	$H_2 \geq 40$ HRC	K_{Hv}	1,03/1,00	1,05/1,01	1,09/1,02
		K_{Fv}	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03
8	$H_2 \leq 350$ HB	K_{Hv}	1,04/1,01	1,08/1,02	1,16/1,04
		K_{Fv}	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11
	$H_2 \geq 40$ HRC	K_{Hv}	1,03/1,01	1,06/1,01	1,10/1,02
		K_{Fv}	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03
9	$H_2 \leq 350$ HB	K_{Hv}	1,05/1,01	1,10/1,03	1,20/1,05
		K_{Fv}	1,13/1,04	1,28/1,07	1,5/1,14
	$H_2 \geq 40$ HRC	K_{Hv}	1,04/1,01	1,07/1,01	1,13/1,02
		K_{Fv}	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04

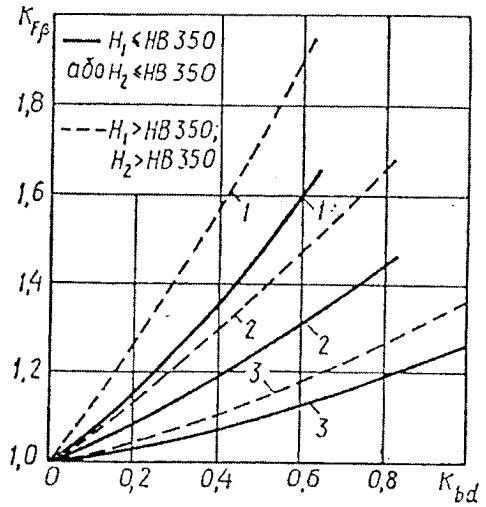
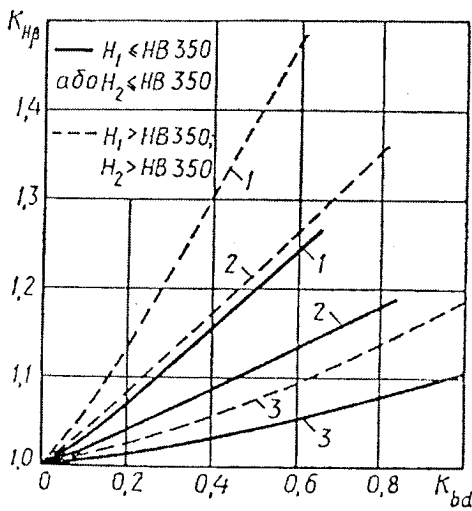
Продовження табл. 18

Ступінь точності за нормою плавності	Твердість зубців колеса	Коефіцієнт	Колова швидкість зубців v , м/с		
			6	8	10
6	$H_2 \leq 350$ HB	K_{Hv}	1,17/1,04	1,23/1,06	1,28/1,07
		K_{Fv}	1,40/1,15	1,53/1,20	1,67/1,25
	$H_2 \geq 40$ HRC	K_{Hv}	1,10/1,02	1,15/1,03	1,18/1,04
		K_{Fv}	1,11/1,04	1,14/1,06	1,17/1,07
7	$H_2 \leq 350$ HB	K_{Hv}	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
		K_{Fv}	1,50/1,16	1,67/1,22	1,80/1,27
	$H_2 \geq 40$ HRC	K_{Hv}	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04
		K_{Fv}	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	$H_2 \leq 350$ HB	K_{Hv}	1,24/1,06	1,32/1,07	1,40/1,08
		K_{Fv}	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	$H_2 \geq 40$ HRC	K_{Hv}	1,16/1,03	1,22/1,04	1,26/1,05
		K_{Fv}	1,16/1,05	1,21/1,07	1,26/1,08
9	$H_2 \leq 350$ HB	K_{Hv}	1,30/1,07	1,40/1,09	1,50/1,12
		K_{Fv}	1,77/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	$H_2 \geq 40$ HRC	K_{Hv}	1,20/1,03	1,26/1,04	1,32/1,05
		K_{Fv}	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09

Таблиця 19. Орієнтовні значення коефіцієнтів $k_{H\beta}$ і $k_{F\beta}$ для конічних коліс



- 1 – Опори валів – кулькові підшипники
 2 – Опори валів – роликові підшипники
 3 – Опори валів – кулькові або роликові підшипники



Примітка. Цифри біля кривих відповідають передачам, що вказані на схемах.

$k_{H\beta}$, $k_{F\beta}$ – коефіцієнти, що враховують розподіл навантаження по ширині зубчастих вінців коліс відповідно при розрахунку на контактну витривалість і витривалість при згині;

$k_{bd} = b/d_{v1}$ – коефіцієнт, що враховує відношення ширини колеса до діляльного діаметра еквівалентного колеса.

Таблиця 20. Коефіцієнти $k_{H\gamma}$ ($k_{F\gamma}$), що враховують динамічне навантаження для черв'ячних передач [6]

Ступінь точності	Швидкість ковзання v_g в м/с		
	До 1,5	1,5-3	7,5-12
6	–	–	1,1
7	1	1	1,2
8	1,5	1,25	–
9	1,25	–	–

Таблиця 21. Значення коефіцієнта деформації черв'яка θ [5]

Z_1	Коефіцієнт деформації θ при q							
	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14	16
1	57	72	89	108	127	157	179	194
2	45	57	71	86	102	125	149	163
4	37	47	58	70	82	101	120	131

Таблиця 22. Значення коефіцієнта Y_F , що враховує форму зубця, для зубчастих передач без зміщення контуру [9]

Число зубців z або z_v	17	18	19	20	21	22	24	25	28	30
Y_F	4,26	4,20	4,11	4,08	4,01	4,00	3,92	3,90	3,82	3,80
Число зубців z або z_v	32	37	40	45	50	60	80	100	150	∞
Y_F	3,78	3,71	3,70	3,68	3,65	3,62	3,61	3,60	3,60	3,63

Таблиця 23. Значення коефіцієнта Y_F , що враховує форму зубця черв'ячного колеса [3]

Число зубців z_v	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
Число зубців z_v	40	45	50	60	80	100	150	∞
Y_F	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

12.3. Стандартні елементи зубчастих і черв'ячних передач

Таблиця 24. Модулі m зубчатих коліс, мм (ГОСТ 9563-60)

1-й ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28	36

Примітка:

1. При виборі модулів ряду 1 надавати перевагу перед рядом
2. Для циліндричних зубчастих коліс допускається:
 - а) в тракторній промисловості застосування модулів 3,75; 4,25 і 6,5 мм;
 - б) в автомобільній промисловості застосування модулів, які відрізняються від встановлених в дійсному стандарті.
3. Для конічних зубчатих коліс допускається:
 - а) визначати модуль на середній конусній відстані;
 - б) в мотивованих випадках застосування модулів, які відрізняються від вказаних в таблиці.
4. Модулі стандарту (0,05...0,9) мм і (40...100) мм в цій таблиці не подано.

Таблиця 25. Модулі m в осьовому перерізі черв'яка, мм (ГОСТ 19672-74)

1-й ряд	2	2,5	-	3,15	-	4,0	5,0	-	6,3	-	8,0	10	-	12,5	16	20	25
2-й ряд	-	-	3,0	-	3,5	-	-	6,0	-	7,0	-	-	12	-	-	-	-

Примітка:

1. 1-му ряду слід надавати перевагу перед 2-м.
2. Модулі 0,1...1,6 мм в таблиці не наведено.

Таблиця 26. Коефіцієнти діаметра черв'яка q (ГОСТ 19672-74)

1-й ряд	6,3	-	8,0	-	10,0	-	12,5	-	16,0	-	20,0	-	25,0
2-й ряд	-	7,1	-	9,0	-	11,2	-	14,0	-	18,0	-	22,4	-

Примітка:

1. 1-му ряду слід надавати перевагу перед 2-м.
2. Допускається застосування коефіцієнтів 7,5 і 12,0.
3. $q = 25$ за можливості не застосовувати.

Таблиця 27. Ділильний кут підйому лінії витка черв'яка γ

Z_1	q						
	25	22,4	20,0	18,0	16,0	14,0	12,5
1	2°17'26"	2°33'22"	2°51'45"	3°10'47"	3°34'35"	4°05'08"	4°34'26"
2	4°34'26"	5°06'08"	5°42'38"	6°20'25"	7°07'30"	8°07'48"	9°05'25"
4	9°05'25"	10°07'29"	11°18'36"	12°31'44"	14°02'10"	15°56'49"	17°44'41"
Z_1	q						
	12,0	11,2	10,0	9,0	8,0	7,5	7,1
1	4°45'49"	5°06'08"	5°42'38"	6°20'25"	7°07'30"	7°35'41"	8°01'02"
2	9°27'44"	10°07'29"	11°18'36"	12°31'44"	14°02'10"	14°55'59"	15°48'55"
4	18°25'06"	19°39'14"	21°48'05"	23°57'45"	26°33'54"	28°04'21"	29°23'46"

Таблиця 28. Шорсткість поверхні базового отвору і робочих поверхонь зубців [5]

Ступінь точності коліс	Шорсткість поверхонь (клас)				
	Базового отвору при діаметрі > 10 мм	Профіль зубів			Виступів
		Циліндричних і черв'ячних коліс	Конічних коліс	Витків черв'яка	
6	0,63 (8)	0,63 (8)	0,63 (8)	0,63 (8)	0,63 (8)
7	1,25 (7)	1,25 (7)	0,63 (8)	0,63 (8)	1,25 (7)
8	2,5 (6)	R _z 20 (5)	1,25 (7)	1,25 (7)	2,5 (6)
9	R _z 20 (5)	R _z 40 (4)	R _z 20 (5)	2,5 (6)	R _z 20 (5)

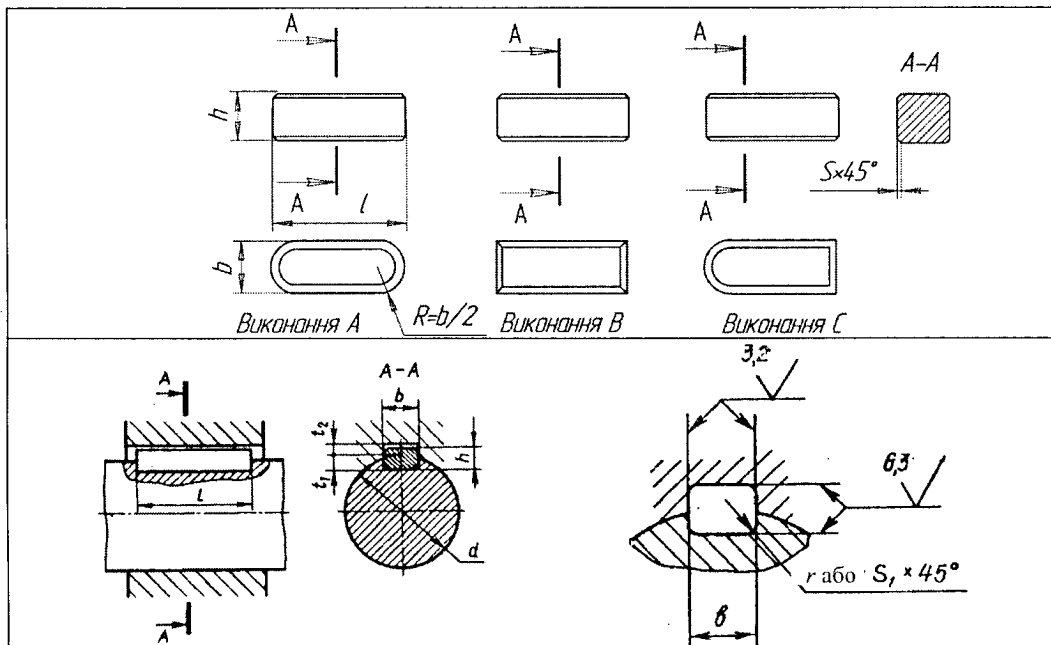
Таблиця 29. Граничні відхилення діаметрів вершин зубців [5]

Зубчасте колесо (черв'як)	Вид спряження	Ступінь кінематичної точності			
		6	7	8	9
Циліндричне	В	h7	h8	h8	h10
	С	h6	h7	h8	h8
Конічне	В	-	h8	h8	h10
Черв'ячне	В	-	h8	h8	h16
Черв'як	В	-	h7	h7	h8

12.4. Довідкові дані для розрахунку і проектування валів

Таблиця 30. Основні розміри шпонок і перерізів пазів

Шпонки призматичні (ГОСТ 23360-80)



Шпонки призматичні (ГОСТ 23360-80) (розміри в мм)

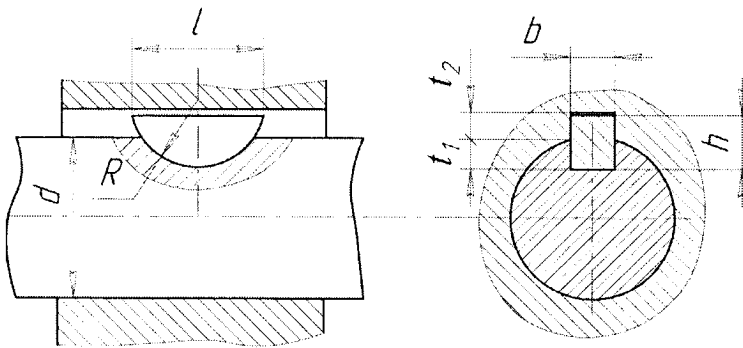
Діаметр вала, d	Переріз шпонки		Фаска шпонки, s	Глибина паза		Довжина, l
	b	h		вала, t_1	маточини, t_2	
Від 12 до 17	5	5	0,25-0,4	3	2,3	10-56
»17»20	6	6		3,5	2,8	14-70
»22»30	8	7		4	3,3	18-90
»30»38	10	8	0,4-0,6	5	3,3	22-110
»38»44	12	8		5	3,3	28-140
»44»50	14	9		5,5	3,8	36-160
»50»58	16	10		6	4,3	45-180
»58»65	18	11		7	4,4	50-200
»65»75	20	12	0,6-0,8	7,5	4,9	56-220
»75»85	22	14		9	5,4	63-250
»85»95	25	14		9	5,4	70-280

Примітка:

- Довжину l (мм) призматичної шпонки вибирають із ряду: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 280.
- Приклад позначення шпонки з розмірами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 80$ мм: Шпонка 18×11×80 ГОСТ 23360-80.

3. Дозволяється застосовувати шпонки з довжиною, яка виходить за границі діапазону довжин, вказаного в таблиці.
4. На робочому кресленні повинен проставлятися один розмір для вала t_1 (переважний варіант) або $d-t_1$ і для втулки $d-t_2$.
5. Допускається в окремих обґрунтованих випадках (пустотілі вали, передачі понижених крутячих моментів і т.п.) застосовувати менші розміри перерізів стандартних шпонок на валах великих діаметрів, за винятком вихідних кінців валів.
6. Матеріали – сталь чистотягнута для шпонок з тимчасовим опором не менше 590 МПа.
7. Дані для діапазонів діаметрів від 6 до 12 мм і від 95 до 110 мм в даній таблиці не наведено.

Шпонки сегментні (ГОСТ 24071-80) (розміри в мм)

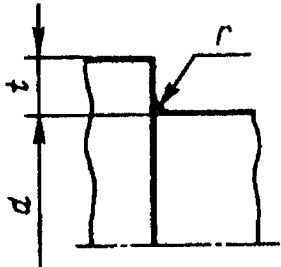
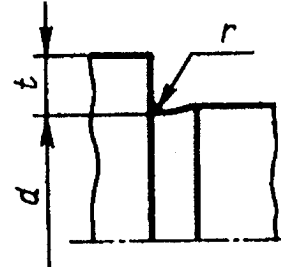
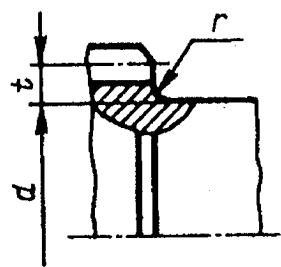


Діаметр вала, d	Розміри шпонки, $b \times h \times R \times l$	Глибина пазів	
		Вала, t_1	Маточини, t_2
Від 8 до 10	3x5x6,5x12,6	3,8	1,4
»10 »12	3x6,5x8x15,7	5,3	1,4
»12 »14	4x6,5x8x15,7	6,0	1,8
»14 »16	4x7,5x9,5x18,6	6,0	1,8
»16 »18	5x6,5x8x15,7	4,5	2,3
»18 »20	5x7,5x9,5x18,6	5,5	2,3
»20 »24	6x9x11x21,6	6,5	2,9
»24 »30	8x10x12,5x24,5	7,0	3,5
»30 »36	10x13x16x31,4	9,5	4,2
»36 »42	12x19x32,5x59,1	15,5	4,4

Таблиця 31. Значення ефективних коефіцієнтів концентрації напружень при згині k_σ і крученні k_τ для валів із шпонковою канавкою [6]

	Спосіб одержання шпонкової канавки	σ_s матеріалу вала в МПа							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
K_σ	Торцевою фрезою	1,51	1,64	1,76	1,89	2,01	2,14	2,26	2,5
	Дисковою фрезою	1,3	1,38	1,46	1,54	1,62	1,64	1,77	1,92
K_τ	Торцевою фрезою	1,20	1,37	1,54	1,71	1,88	2,05	2,22	2,39
	Дисковою фрезою	1,20	1,37	1,54	1,71	1,88	2,05	2,22	2,39

Таблиця 32. Значення ефективних коефіцієнтів концентрації напружень для валів з галтелями [1]

t/r	r/d	k_σ при σ_s , МПа					k_τ при σ_s , МПа		
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,75	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,5

Таблиця 33. Коефіцієнти зниження границі витривалості при згині k_σ/k_d і при крученні k_τ/k_d для валів (з краю насаджених деталей) [6]

d ва- ла, мм	поса- дка	k_σ/k_d при σ_B , МПа						k_τ/k_d при σ_B , МПа					
		500	600	700	800	900	1000	500	600	700	800	900	1000
30	r6	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50	3,75	1,90	2,05	2,29	2,33	2,50	2,65
	k6	1,88	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	1,58	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09
	h6	1,63	1,79	1,95	2,11	2,38	2,44	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86
≥ 50	r6	3,05	3,36	3,60	3,96	4,28	4,60	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26
	k6	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	1,87	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57
	h6	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,00	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20
≥ 100	r6	3,29	3,60	3,94	4,29	4,60	4,90	2,37	2,50	2,76	2,95	3,16	3,34
	k6	2,46	2,70	2,96	3,20	3,46	3,90	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80
	h6	2,13	2,34	2,56	2,96	3,00	3,18	1,68	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31

Примітка. Для посадки внутрішніх кілець підшипників кочення слід приймати значення k_σ/k_d і k_τ/k_d , відповідно до посадки r6.

Таблиця 34. Коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу вала k_d [6]

Матеріал вала	k_d при d в мм							
	10	20	30	40	50	70	100	200
Вуглецева сталь $\sigma_a = 400...500$ МПа	0,98	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,63
Вуглецева і легована сталь $\sigma_a = 500...800$ МПа	0,97	0,89	0,85	0,81	0,78	0,73	0,68	0,61
Легована сталь $\sigma_a = 800...1200$ МПа	0,95	0,86	0,81	0,77	0,74	0,69	0,65	0,59

Таблиця 35. Нормальні лінійні розміри (ГОСТ 6636-69)

1-й	Ряди			Додаткові розміри	Ряди			Додаткові розміри	Ряди			Додаткові розміри		
	2-й	3-й	4-й		1-й	2-й	3-й		4-й	1-й	2-й		3-й	4-й
0,1		1,1	1,05		10		10,5	10,2	10,8	100		105	102	108
	1,2		1,15			12	11,5	11,2	11,8		125	110	112	115
		1,4	1,3	1,25			13	12,5	13,5				130	135
			1,5	1,45			15	14,5	15,5				150	155
1,6		1,8	1,7	1,65	16		17	16,5	17,5	160			170	175
	2,0		1,9	1,85		20	19	18,5	19,5		200	180	185	195
		2,2	2,1	2,05			21	20,5	21,5				210	215
			2,4	2,3			22	23				220	230	
2,5		2,8	2,6	2,7	25		28	27	29	250			260	270
	3,2		3,0	3,1		32	30	31	33		320	280	300	315
		3,6	3,4	3,5			34	35	37				340	350
			3,8	3,9			36	39				360	380	390
4,0		4,5	4,2	4,1	40		42	41	44	400			420	440
	5,0		4,8	4,6		50	48	46	49		500	450	480	490
		5,6	5,3	5,2			53	52	55				530	545
			6,0	5,8			56	58	62			560	600	615
6,3		7,1	6,7	6,5	63		67	65	70	630			670	690
	8,0		7,5	7,3		80	75	73	78		800	710	750	775
		9,0	8,5	8,2			85	82	88				850	875
			9,5	9,2			90	92	98			900	950	957

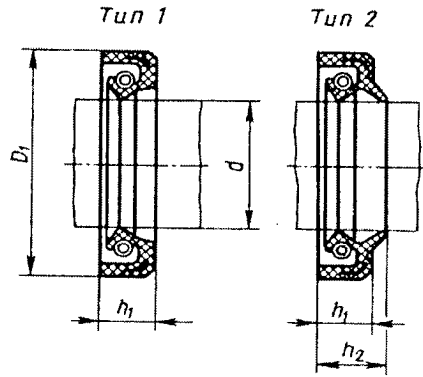
Примітка:

1. Стандарт застосовується для вибору конструктивних лінійних розмірів (діаметрів, довжин, висот і ін.) в машинобудуванні.
2. В 2-й ряд, крім вказаних в ньому розмірів, входять також всі розміри 1-го ряду; в 3-й ряд входять також всі розміри 1-го і 2-го рядів; а в 4-й ряд входять всі розміри трьох попередніх рядів.
3. При виборі розмірів 1-му ряду слід надавати перевагу перед 2-м, 2-му-3м; а 3-му-4-м.
4. Додаткові розміри допускається застосовувати лише в технічно обґрунтованих випадках.
5. В таблиці не приведені розміри в інтервалі 0,001...0,950 мм і 1000...20000 мм.

Таблиця 36. Ущільнення опор з підшипниками кочення

Сальникове ущільнення					
Щільнине ущільнення					
Лабіринтне радіальне та осьове ущільнення					
Розміри ущільнень, мм					
Діаметр вала d	a	r	c	e	f
До 45	4...8	1,0...1,5	0,2...0,5	0,5	5с
від 50 до 75	6...10	1,25...1,5	0,3...0,5	0,5...0,7	
від 80 до 105	8...12	1,25...2,0	0,4...0,5	0,5...1,0	
від 110 до 140	10...15	1,5...2,5	0,5	0,5...1,5	
150 і більше	12...20	2,0...2,5	0,5	0,5...1,5	

Таблиця 37. Форма і розміри в мм гумових армованих манжет для ущільнення валів (за ГОСТ 8752-79)



Діаметр вала, d	D_1		h_1	h_2	Діаметр вала, d	D_1		h_1	h_2
	1-й ряд	2-й ряд				1-й і 2-й ряди	1-й ряд		
20	40	35	8	12	42	62	65	10	14
		37				68			
		38	10	14	44	-	62		
		42				65			
21	40	37	8	12	45	65	62	10	14
22		42	10	14			70		
24	40	35	8	12	48	70	65	10	14
		42	10	14			72		
25	42	42			8	12	50	70	72
		45	75						
26	45	40	8	12	52	75	80	10	14
		47	10	14			72		
28	-	45			10	14	55	80	75
		47	82						
		50	-						
30	52	45	10	14	58	80	75	10	14
		47					82		
30	52	50	10	14	60	85	80	10	14
		50					82		

Діаметр вала, d	D_1		h_1	h_2	Діаметр вала, d	D_1		h_1	h_2
	1-й ряд	2-й ряд	1-й і 2-й ряди			1-й ряд	2-й ряд	1-й і 2-й ряди	
32	58	45	10	14	62	-	80	10	14
35		50					82		
		47					85		
		50					90		
36	58	52	10	14	63	90	-	10	14
		55			65	95	10	14	
38		55			67	-	90	12	16
		60			68	-	90		
	62	70	95	100	10	14			
40	60	55	10	14	71	95	-	10	14
		58			75	100	-	10	14
		62					102	12	16

Примітка.

1. Приклад позначення манжети типу 1 для вала діаметром $d = 50$ мм з зовнішнім діаметром $D_1 = 70$ мм з гуми 3-ї групи (на основі нітрильного синтетичного каучуку): **Манжета 1-50×70-3 ГОСТ 8752-79.**

2. Колова швидкість вала 5...20 м/с.

Радіальне биття вала не повинне перевищувати 0,08 мм при частоті обертання вала 1500...4000 об/хв.

Шорсткість поверхні вала $R_a = 0,25 \dots 0,66$ мкм.

Твердість поверхні вала або втулки – 30...50 HRC.

Температура в місці контакту манжети з валом від -45 °С до $+150$ °С.

Надлишковий тиск мастила або води перед манжетою не більше 0,05 МПа.

12.5. Довідкові дані для вибору підшипників кочення

Таблиця 38. Числове значення f_{ω} для кулькових підшипників [1]

n , об/хв	ω , рад/с	f_{ω}	n , об/хв	ω , рад/с	f_{ω}	n , об/хв	ω , рад/с	f_{ω}
10	1,046	1,494	240	25,10	0,518	820	85,85	0,344
15	1,569	1,305	250	26,15	0,511	840	87,95	0,341
20	2,092	1,186	260	27,20	0,504	860	90,04	0,339
25	2,615	1,100	270	28,24	0,498	880	92,14	0,336
30	3,138	1,036	280	29,29	0,492	900	94,23	0,333
			290	30,33	0,485	920	96,32	0,331
35	3,661	0,984	300	31,38	0,481	940	98,42	0,329
40	4,184	0,941	310	32,43	0,476	960	100,51	0,326
45	4,707	0,905	320	33,47	0,471	980	102,61	0,324
50	5,230	0,874	330	34,52	0,466	1000	104,70	0,322
55	5,753	0,845	340	35,56	0,461	1050	109,94	0,317
60	6,276	0,822	350	36,61	0,457	1100	115,17	0,312
65	6,799	0,800	360	37,66	0,453	1150	120,41	0,307
70	7,322	0,781	370	38,70	0,448	1200	125,04	0,303
75	7,845	0,763	380	39,75	0,444	1250	130,88	0,299
80	8,368	0,747	390	40,79	0,441	1300	136,11	0,295
85	8,891	0,732	400	41,84	0,437	1350	141,35	0,291
90	9,414	0,718	410	42,89	0,433	1400	146,58	0,288
95	9,937	0,705	420	43,93	0,430	1450	151,82	0,284
100	10,46	0,693	430	44,98	0,426	1500	157,05	0,281
105	10,98	0,682	440	46,07	0,423	1550	162,29	0,278
110	11,50	0,672	450	47,12	0,420	1600	167,52	0,275
115	12,03	0,662	460	48,16	0,417	1650	172,76	0,272
120	12,55	0,652	470	49,21	0,414	1700	177,99	0,270
125	13,07	0,644	480	50,26	0,411	1750	183,23	0,267
130	13,60	0,635	490	51,30	0,408	1800	188,46	0,265
135	14,12	0,627	500	52,35	0,406	1850	193,76	0,262
140	14,64	0,620	520	54,44	0,400	1900	198,93	0,260
145	15,17	0,613	540	56,54	0,395	1950	204,17	0,258
150	15,69	0,606	560	58,63	0,390	2000	209,40	0,265
155	16,21	0,599	580	60,73	0,386	2100	219,87	0,251
160	16,74	0,593	600	62,82	0,382	2200	230,34	0,247
165	17,26	0,586	620	64,91	0,378	2300	240,81	0,244
170	17,78	0,581	640	67,01	0,374	2400	251,28	0,240
175	18,30	0,575	660	69,10	0,370	2500	261,75	0,237
180	18,83	0,570	680	71,20	0,366	2600	272,22	0,234
185	19,35	0,565	700	73,29	0,363	2700	282,69	0,231
190	19,87	0,560	720	75,38	0,359	2800	293,16	0,228
195	20,40	0,555	740	77,48	0,356	2900	303,63	0,226
200	20,92	0,550	760	79,57	0,353	3000	314,10	0,223
210	21,97	0,541	780	81,67	0,350			
220	23,01	0,533	800	83,76	0,347			
230	24,06	0,525						

Таблиця 38 а. Числове значення f_{ω} для роликів підшипників [1]

n , об/хв	ω , рад/с	f_{ω}	n , об/хв	ω , рад/с	f_{ω}	n , об/хв	ω , рад/с	f_{ω}
10	1,046	1,435	240	25,10	0,553	820	85,85	0,383
15	1,569	1,271	250	26,15	0,546	840	87,95	0,380
20	2,092	1,166	260	27,20	0,540	860	90,04	0,377
25	2,615	1,090	270	28,24	0,534	880	92,14	0,375
30	3,138	1,032	280	29,29	0,528	900	94,23	0,372
35	3,661	0,986	290	30,33	0,523	920	96,32	0,370
40	4,184	0,947	300	31,38	0,517	940	98,42	0,367
45	4,707	0,914	310	32,43	0,512	960	100,51	0,365
50	5,230	0,886	320	33,47	0,507	980	102,61	0,363
55	5,753	0,860	330	34,52	0,503	1000	104,70	0,361
60	6,276	0,838	340	35,56	0,498	1050	109,94	0,355
65	6,799	0,818	350	36,61	0,494	1100	115,17	0,350
70	7,322	0,800	360	37,66	0,490	1150	120,41	0,346
75	7,845	0,784	370	38,70	0,486	1200	125,04	0,341
80	8,368	0,769	380	39,75	0,482	1250	130,88	0,337
85	8,891	0,755	390	40,79	0,478	1300	136,11	0,333
90	9,414	0,742	400	41,84	0,475	1350	141,35	0,329
95	9,937	0,730	410	42,89	0,471	1400	146,58	0,326
100	10,46	0,719	420	43,93	0,467	1450	151,82	0,322
105	10,98	0,709	430	44,98	0,464	1500	157,05	0,319
110	11,50	0,699	440	46,07	0,461	1550	162,29	0,316
115	12,03	0,650	450	47,12	0,458	1600	167,52	0,313
120	12,55	0,643	460	48,16	0,455	1650	172,76	0,310
125	13,07	0,637	470	49,21	0,452	1700	177,99	0,307
130	13,60	0,665	480	50,26	0,449	1750	183,23	0,305
135	14,12	0,657	490	51,30	0,447	1800	188,46	0,302
140	14,64	0,650	500	52,35	0,444	1850	193,76	0,300
145	15,17	0,643	520	54,44	0,439	1900	198,93	0,297
150	15,69	0,637	540	56,54	0,434	1950	204,17	0,295
155	16,21	0,631	560	58,63	0,429	2000	209,40	0,293
160	16,74	0,625	580	60,73	0,425	2100	219,87	0,289
165	17,26	0,619	600	62,82	0,420	2200	230,34	0,285
170	17,78	0,613	620	64,91	0,416	2300	240,81	0,281
175	18,30	0,608	640	67,01	0,412	2400	251,28	0,277
180	18,83	0,603	660	69,10	0,408	2500	261,75	0,274
185	19,35	0,598	680	71,20	0,405	2600	272,22	0,271
190	19,87	0,593	700	73,29	0,401	2700	282,69	0,268
195	20,40	0,589	720	75,38	0,398	2800	293,16	0,265
200	20,92	0,584	740	77,48	0,395	2900	303,63	0,262
210	21,97	0,576	760	79,57	0,391	3000	314,10	0,259
220	23,01	0,568	780	81,67	0,388			
230	24,06	0,560	800	83,76	0,385			

Таблиця 39. Коефіцієнт довговічності f_h для кулькових підшипників [1]

L_h , год	f_h	L_h , год	f_h	L_h , год	f_h	L_h , год	f_h
100	0,585	2500	1,710	8500	2,570	19000	3,360
200	0,737	3000	1,815	9000	2,620	20000	3,420
300	0,843	3500	1,910	9500	2,670	22000	3,530
400	0,928	4000	2,000	10000	2,710	24000	3,630
500	1,000	4500	2,080	11000	2,800	26000	3,730
600	1,065	5000	2,150	12000	2,890	28000	3,820
700	1,120	5500	2,225	13000	2,960	30000	3,910
800	1,170	6000	2,290	14000	3,040	32000	4,000
900	1,215	6500	2,355	15000	3,110	34000	4,080
1000	1,260	7000	2,410	16000	3,180	36000	4,160
1500	1,445	7500	2,470	17000	3,240	38000	4,240
2000	1,590	8000	2,520	18000	3,300	40000	4,310

Таблиця 40. Коефіцієнт довговічності f_h для роликових підшипників [1]

L_h , год	f_h	L_h , год	f_h	L_h , год	f_h	L_h , год	f_h
100	0,617	2500	1,620	8500	2,340	19000	2,980
200	0,760	3000	1,710	9000	2,380	20000	3,020
300	0,858	3500	1,795	9500	2,420	22000	3,110
400	0,935	4000	1,865	10000	2,460	24000	3,190
500	1,000	4500	1,937	11000	2,530	26000	3,270
600	1,055	5000	2,000	12000	2,590	28000	3,350
700	1,105	5500	2,050	13000	2,660	30000	3,420
800	1,150	6000	2,110	14000	2,720	32000	3,480
900	1,190	6500	2,160	15000	2,770	34000	3,550
1000	1,230	7000	2,210	16000	2,830	36000	3,610
1500	1,390	7500	2,250	17000	2,880	38000	3,670
2000	1,515	8000	2,300	18000	2,930	40000	3,720

Таблиця 41. Значення коефіцієнта безпеки K_S для підшипників [6]

Характер навантаження	K_S
Спокійне навантаження (без поштовхів)	1,0
Легкі поштовхи. Короткочасні перевантаження до 125% від розрахункового навантаження	1,0-1,2
Помірні поштовхи і вібрації. Короткочасні перевантаження до 150% від розрахункового навантаження	1,3-1,8
Значні поштовхи і вібрації. Короткочасні перевантаження до 200% від розрахункового навантаження.	1,9-2,5
Навантаження з сильними ударами і перевантаженнями, короткочасними і довгими, які досягають 300% від розрахункового навантаження.	2,5-3,0

Таблиця 42. Значення температурного коефіцієнту K_T [6]

Робоча температура підшипника в $^{\circ}\text{C}$	≤ 100	125	150	175	200	225	250	300
K_T	1	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40	1,60

Таблиця 43. Коефіцієнти радіальних (X і X_0) і осьових (Y і Y_0) навантажень за ГОСТ 18855-73 і ГОСТ 18854-73

Тип підшипників	$\frac{R_\alpha}{C_0}$	e	$\frac{R_\alpha}{VF_r} \leq e$		$\frac{R_\alpha}{VF_r} > e$		X_0	Y_0	
			X	Y	X	Y			
Радіальні кулькові однорядні типу 0000	0,014	0,19	1	0	0,56	2,30	0,6	0,5	
	0,028	0,22				1,99			
	0,056	0,26				1,71			
	0,084	0,28				1,55			
	0,110	0,30				1,45			
	0,170	0,34				1,31			
	0,280	0,38				1,15			
	0,420	0,42				1,04			
	0,560	0,44				1,00			
Радіальні кулькові сферичні дворядні типу 1000	-	1,5 tg α (див. каталог підшипників)	1	0,42 ctg α (див. каталог підшипників)	0,65	0,65 ctg α (див. каталог підшипників)	1,0	0,44 ctg α (див. каталог підшипників)	
Радіально-упорні роликіві конічні однорядні типу 7000	-	1,5 tg α (див. каталог підшипників)	1	0	0,40	0,40 ctg α (див. каталог підшипників)	0,5	0,22 ctg α (див. каталог підшипників)	
Радіально-упорні кулькові однорядні	Тип 36000 $\alpha = 12^\circ$	0,014	1	0	0,45	1,81	0,5	0,46	
		0,029				1,62			
		0,059				1,46			
		0,086				1,34			
		0,110				1,22			
		0,170				1,13			
		0,290				1,04			
		0,430				1,01			
	0,570	1,00							
	Тип 46000 $\alpha = 26^\circ$	-	1	0	0,41	0,87	0,5	0,37	
Тип 66000 $\alpha = 36^\circ$	-	1	0	0,37	0,66	0,5	0,28		
Радіальні з циліндричними роликами однорядні типу 2000; 12000; 32000; 42000			Осьового навантаження не передають, тому $X = X_0 = 1$ $Y = Y_0 = 0$						
Примітка. Коефіцієнти Y і e для проміжних величин відношення F_a/C_0 визначаються інтерполяцією.									

Таблиця 44. Значення коефіцієнта e

Тип підшипника	Значення e при F_r / C_0									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
36000	0,35	0,41	0,44	0,48	0,50	0,52	0,54	0,55	0,56	0,57

Таблиця 45. Значення осьових навантажень для радіально-упорних підшипників

Осьове навантаження на підшипник	Направлення зовнішнього осьового навантаження			
	F_{a12}		F_{a21}	
	$F_{a12} + F_{s1} > F_{s2}$	$F_{a12} + F_{s1} < F_{s2}$	$F_{a21} + F_{s2} < F_{s1}$	$F_{a21} + F_{s2} > F_{s1}$
	Встановлення підшипників "у розпір"			
F_{a1}	F_{s1}	$F_{s2} - F_{a12}$	F_{s1}	$F_{s2} + F_{a21}$
F_{a2}	$F_{s1} + F_{a12}$	F_{s2}	$F_{s1} - F_{a21}$	F_{s2}
	Встановлення підшипників "в розтяжку"			
F_{a1}	$F_{s2} + F_{a12}$	F_{s1}	$F_{s2} - F_{a21}$	F_{s1}
F_{a2}	F_{s2}	$F_{s1} - F_{a12}$	F_{s2}	$F_{s1} + F_{a21}$

Примітка. F_{s1} і F_{s2} – осьові складові сили у підшипниках опор відповідно 1 і 2.

Таблиця 46. Кулькові підшипники радіальні однорядні (ГОСТ 8338-75)

Умовні позначення підшипників	Розміри, мм										Маса, кг	d_{2max}	D_{2max}	α , не менше	
	d	D	B	r	Кульки		Розрахункові параметри								
					D_w	Z	C	C_n	H	$n_{гр}$ об./ХВ					
Наплетка серія діаметрів 8, серія ширин 1															
1000084*	4	9	2,5	0,2	1,3	9	420	190	40000	0,0007	5	7,8	1,8		
1000088*	8	16	4	0,4	2	10	980	500	31500	0,0034	9,8	14	1,8		
1000801*	12	21	5	0,5	2	12	1070	600	31500	0,007	14	19	2,0		
1000802*	15	24	5	0,5	2,38	12	1470	850	25000	0,008	17	22	2,0		
1000805*	25	37	7	0,5	3,17	16	2890	2020	20000	0,02	27	35	2,0		
1000807	35	47	7	0,5	3,17	21	3250	2650	16000	0,03	37	45	2,0		
1000812*	60	78	10	0,5	5	24	7910	7500	8000	0,12	62	76	3,0		
1000813	65	85	10	1	5,56	22	9100	8490	8000	0,13	69	81	3,0		
1000814	70	90	10	1	5,56	24	9460	9260	8000	0,18	74	86	3,0		
1000816*	80	100	10	1	4,76	32	8090	9070	6300	0,22	84	96	3,0		
1000818	90	115	13	1,5	7,14	24	14900	15300	6300	0,30	95	110	3,0		
1000821	105	130	13	1,5	7,14	27	15600	17200	5000	0,45	110	125	3,0		

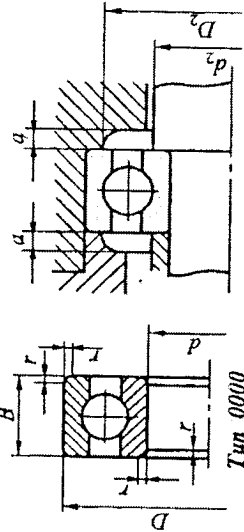
Еквівалентне радіальне навантаження на підшипник:

- динамічне: $F_E = F_r$, якщо $F_r/F_r \leq e$;

$F_E = 0,56F_r + YF_{a0}$, якщо $F_r/F_r > e$;

- статичне: $F_{0E} = 0,6F_r + 0,5F_{a0}$;

якщо $F_{0E} < F_r$, то приймати $F_{0E} = F_r$.



Розміри, мм

Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	Кульки		Розрахункові параметри			Маса, кг	d _{зміст}	D _{зміст}	α, не менше	
					D _в	Z	C	C ₀						n _{гр} , об/хв
								H						
1000822	110	140	16	1,5	8,73	25	22000	23800	5000	0,54	115	135	3,0	
1000824*	120	150	16	1,5	9,12	25	23700	26000	4000	0,7	125	145	3,0	
1000828*	140	175	18	2	9,52	28	26700	31800	4000	1,08	145	169	4,0	
1000830*	150	190	20	2	12,3	23	38900	43500	3150	1,43	155	184	4,0	
1000832*	160	200	20	2	11,5	26	36300	43000	3150	1,49	165	194	4,0	
1000834	170	215	22	2	13,49	24	46900	54600	3150	2,0	175	209	4,0	
1000836	180	225	22	2	13,5	25	47600	56900	2500	2,03	185	219	4,0	
1000844	220	270	24	2,5	12,7	34	49080	68500	2000	2,85	226	262	4,0	
1000856	280	350	33	3	21,4	25	110000	144000	1250	9,5	288	341	5,0	
1000864	320	400	38	3,5	23,02	28	133000	185500	1600	11,8	330	390	5,0	
Надлегка серія діаметрів 9, серія ширин 1														
1000091*	1	4	1,6	0,2	0,68	6	200	30	40000	0,0001	1,8	3,2	1,8	
1000092*	2	6	2,3	0,2	1	7	220	90	40000	0,0004	3,2	4,8	1,8	
1000093*	3	8	3	0,2	1,59	6	440	200	40000	0,0007	4,2	7	1,8	
1000094*	4	11	4	0,3	2	7	750	350	40000	0,002	5,2	9,8	1,8	
1000095	5	13	4	0,4	2	8	850	400	40000	0,0025	6,6	11,5	1,8	
1000096	6	15	5	0,4	2,38	8	1160	570	40000	0,004	7,8	13	1,8	
1000097	7	17	5	0,5	3	7	1580	790	31500	0,005	9	15	1,8	
1000098	8	19	6	0,5	3	8	1750	900	31500	0,008	9,8	17	1,8	
1000099	9	20	6	0,5	3,5	7	2100	1070	31500	0,008	11	18	1,8	
1000900	10	22	6	0,5	3,97	7	2620	1380	31500	0,009	12	20	1,8	
1000901	12	24	6	0,5	3,97	7	2660	1380	31500	0,01	14	22	2,0	
1000902*	15	28	7	0,5	3,18	12	2530	1510	25000	0,017	17	26	2,0	
1000903	17	30	7	0,5	3,5	11	2850	1680	25000	0,018	19	28	2,0	
1000904	20	37	9	0,5	5	10	5140	3120	20000	0,035	22	35	2,0	
1000905	25	42	9	0,5	5	12	5740	3750	16000	0,042	27	40	2,0	

Продовження табл. 46

Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	Кольки		Розрахункові параметри				Маса, кг	$d_{\text{залив}}$	$D_{\text{залив}}$	α , не менше
					D_w	Z	C	H		$n_{\text{пр}}$, об/хв				
								C_0	C_n					
1000906	30	47	9	0,5	5	13	5950	4060	16000	0,049	32	45	2,0	
1000907	35	55	10	1,0	5,95	13	8160	5760	12500	0,086	39	51	2,0	
1000908	40	62	12	1,0	6,35	14	9540	7060	12500	0,11	44	58	2,0	
1000909	45	68	12	1,0	7,14	13	12300	8290	10000	0,15	49	64	2,0	
1000911	55	80	13	1,5	6,35	18	12500	10200	8000	0,19	60	75	3,0	
1000912	60	85	13	1,5	7,14	19	12300	10800	8000	0,26	65	80	3,0	
1000913*	65	90	13	1,5	7,14	19	13700	12100	8000	0,28	70	85	3,0	
1000915	75	105	16	1,5	8,73	18	19100	17200	6300	0,38	80	100	3,0	
1000916	80	110	16	1,5	9,53	17	21600	19300	6300	0,43	85	105	3,0	
1000917*	85	120	18	2,0	9,53	18	25000	22600	5000	0,7	91	114	3,0	
1000918	90	125	18	2,0	10,32	18	25800	24000	5000	0,7	96	119	3,0	
1000919	95	130	18	2,0	10,32	18	25500	24000	5000	0,76	101	124	3,0	
1000920	100	140	20	2,0	10,32	19	35300	32300	5000	1,02	106	134	3,0	
1000921	105	145	20	2,0	12,7	17	36400	34300	4000	1,02	111	139	3,0	
1000922	110	150	20	2,0	11,51	19	31900	31500	4000	1,1	116	144	3,0	
1000924	120	165	22	2,0	13,49	18	41600	41000	4000	1,4	127	159	3,0	
1000926	130	180	24	2,5	15,08	18	51100	51200	3150	1,86	137	172	4,0	
1000928	140	190	24	2,5	15,08	19	52300	54000	3150	2,1	147	182	4,0	
1000932	160	220	28	3	17,46	18	66800	68600	3150	3,1	168	211	4,0	
1000934	170	230	28	3	17,46	19	69800	76200	2500	3,2	178	221	4,0	
1000940*	200	280	38	3,5	23,81	17	112000	121000	2500	7,7	209	270	4,0	
1000944	220	300	38	3,5	22,23	20	107000	123000	2000	8,1	229	290	4,0	
1000948	240	320	38	3,5	22,23	22	112000	136000	2000	9,6	249	310	4,0	
1000956	280	380	46	3,5	30,16	18	164000	205000	1600	14,5	289	370	5,0	
1000964	320	440	56	4	36,51	18	217000	300000	1250	23	331	428	5,0	

Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	Кульки		Розрахункові параметри			Маса, кг	d _{2,зміст}	D _{2,зміст}	α, не менше
					D _{вн}	Z	C	C _н					
								H					
Особливо легка серія діаметрів 1, серія ширин 7													
7000101	12	28	7	0,5	4,76	8	4000	2270	25000	0,018	14	26	2,0
7000102	15	32	8	0,5	4,76	8	4060	2270	25000	0,025	17	30	2,0
7000103	17	35	8	0,5	5,16	9	4680	2660	20000	0,036	19	33	2,0
7000105	25	47	8	0,5	5,56	11	6570	4240	16000	0,06	29	43	2,0
7000106	30	55	9	0,5	5,56	14	7560	5400	12500	0,10	32	53	2,0
7000107	35	62	9	0,5	5,56	15	7740	5790	12500	0,11	37	60	2,0
7000108	40	68	9	0,5	6,35	16	10300	8060	10000	0,13	42	66	2,0
7000109	45	75	10	1,0	6,35	17	10500	8570	10000	0,17	49	71	2,0
7000110	50	80	10	1,0	6,35	18	10800	9070	8000	0,18	54	76	2,0
7000111	55	90	11	1,0	7,14	17	12900	10800	8000	0,28	59	86	3,0
7000112	60	95	11	1,0	7,14	18	13200	11500	6300	0,29	64	91	3,0
7000113	65	100	11	1,0	7,14	19	13500	12100	6300	0,34	69	96	3,0
7000114	70	110	13	1,0	7,94	18	15800	14200	6300	0,45	74	106	3,0
Особливо легка серія діаметрів 1, серія ширин 0													
17	7	19	6	0,5	3,97	6	2240	1180	31500	0,007	9	17	1,8
18	8	22	7	0,5	3,97	7	2600	1380	31500	0,012	10	20	1,8
100	10	26	8	0,5	4,76	7	3600	2000	31500	0,019	12	24	1,8
101	12	28	8	0,5	4,76	8	4000	2270	25000	0,022	14	26	2,0
104	20	42	12	1,0	6,35	9	7360	4540	16000	0,07	24	38,8	2,0
105	25	47	12	1,0	6,35	10	7900	5040	12500	0,08	29	43,8	2,0
106	30	55	13	1,5	7,14	11	10400	7020	12500	0,12	35	50	2,0
107	35	62	14	1,5	7,94	11	12500	8660	10000	0,16	40	57	2,0
108	40	68	15	1,5	7,94	12	13200	9450	10000	0,19	45	63	2,0
109	45	75	16	1,5	8,73	13	16500	12400	10000	0,24	50	70	2,0
110	50	80	16	1,5	8,73	12	16300	12400	8000	0,25	55	75	2,0

Продовження табл. 46

Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	Кульки		Розрахункові параметри				Маса, кг	$d_{\text{зміст}}$	$D_{\text{зміст}}$	α , не менше
					D_w	Z	C	C_0	H	n_1 , об./хв				
111	55	90	18	2,0	10,32	13	22000	17300	8000	0,39	62	84	3,0	
112	60	95	18	2,0	11,11	12	24100	18300	6300	0,39	68	88	3,0	
113	65	100	18	2,0	10,32	15	24000	20000	6300	0,45	72	93	3,0	
114	70	110	20	2,0	12,3	13	30300	24600	6300	0,6	77	103	3,0	
115	75	115	20	2,0	12,3	14	30100	24600	6300	0,66	82	108	3,0	
116	80	125	22	2,0	13,5	14	37400	31900	5000	0,85	87	118	3,0	
117	85	130	22	2,0	13,5	14	37100	31900	5000	0,91	92	123	3,0	
118	90	140	24	2,5	14,3	15	41100	35700	5000	1,2	98	132	3,0	
119	95	145	24	2,5	14,3	14	40800	35700	4000	1,21	103	137	3,0	
120	100	150	24	2,5	14,3	15	42300	38300	4000	1,29	108	142	3,0	
121	105	160	26	3,0	17,46	13	56600	49600	4000	1,6	114	151	3,0	
122	110	170	28	3,0	18,3	13	64300	58300	4000	2,0	119	161	3,0	
124	120	180	28	3,0	18,3	15	66600	62500	4000	2,05	129	171	3,0	
126	130	200	33	3,0	20,6	14	79700	74500	3150	3,7	139	191	4,0	
128	140	210	33	3,0	20,6	15	82700	79900	3150	3,9	150	200	4,0	
130	150	225	35	3,5	22,2	16	98600	98800	3150	4,2	162	212	4,0	
132	160	240	38	3,5	23,8	15	107000	106000	2500	6,4	172	227	4,0	
134	170	260	42	3,5	27	14	126000	127000	2500	8,6	182	247	4,0	
136	180	280	46	3,5	30,16	14	148000	159000	2500	11	192	267	4,0	
138	190	290	46	3,5	28,58	15	147000	159000	2000	11,43	202	278	4,0	
140	200	310	51	3,5	33,3	13	162000	181000	2000	14,4	212	298	4,0	
148	240	360	56	4	36,5	14	192000	233000	1600	22,4	254	346	4,0	
156	280	420	65	5	41,28	12	237000	319000	1250	33,6	298	402	5,0	
164	320	480	74	5	44,45	16	271000	395000	1250	48,2	338	462	5,0	

Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	Кульки		Розрахункові параметри			Маса, кг	$d_{2\text{найб}}$	$D_{2\text{найб}}$	a , не менше
					D_w	Z	C	C_0	$n_{гр}$, об./хв				
Легка серія діаметрів 2, серія ширини 0													
23	3	10	4	0,3	1,59	7	500	220	40000	0,001	4,2	8,5	1,8
24	4	13	5	0,4	2,38	6	920	430	40000	0,003	5,5	11,2	1,8
25	5	16	5	0,5	3,18	6	1500	760	40000	0,005	6,5	14	1,8
26	6	19	6	0,5	3,97	6	2210	1180	31500	0,008	8,2	17	1,8
27	7	22	7	0,5	3,97	7	2560	1380	31500	0,013	9,2	19,5	1,8
28	8	24	7	0,5	3,97	7	2620	1380	31500	0,019	10,2	22	1,8
29	9	26	8	1,0	4,76	7	3570	2000	31500	0,019	12	22,5	1,8
200	10	30	9	1,0	5,95	6	4690	2660	25000	0,03	14	26	1,8
201	12	32	10	1,0	5,56	7	4780	2700	25000	0,037	16	28	2,0
202	15	35	11	1,0	5,95	8	5970	3540	20000	0,045	19	31	2,0
203	17	40	12	1,0	7,14	7	7520	4470	20000	0,06	21	36	2,0
204	20	47	14	1,5	7,94	8	10000	6300	16000	0,1	25	42	2,0
205	25	52	15	1,5	7,94	9	11000	7090	12500	0,12	30	47	2,0
206	30	62	16	1,5	9,53	9	15300	10200	12500	0,2	35	57	2,0
207	35	72	17	2,0	11,11	9	20100	13900	10000	0,29	42	65	2,0
208	40	80	18	2,0	12,7	9	25600	18100	8000	0,36	46,5	73	2,0
209	45	85	19	2,0	12,7	9	25700	18100	8000	0,41	52	78	2,0
210	50	90	20	2,0	12,7	10	27500	20200	8000	0,47	57	83	2,0
211	55	100	21	2,5	14,29	10	34000	25600	6300	0,6	64	91	3,0
212	60	110	22	2,5	15,88	10	41100	31500	6300	0,8	68	101	3,0
213	65	120	23	2,5	16,67	10	44900	34700	6300	0,98	73	111	3,0
214	70	125	24	2,5	17,46	10	48800	38100	5000	1,08	78	116	3,0
215	75	130	25	2,5	17,46	11	51900	41900	5000	1,18	83	121	3,0
216	80	140	26	3,0	19,05	10	57000	45400	5000	1,4	90	129	3,0
217	85	150	28	3	19,84	11	65400	54100	5000	1,8	95	139	3,0

Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	Кульки		Розрахункові параметри			Маса, кг	$d_{\text{Знайв}}$	$D_{\text{Знайв}}$	α , не менше	
					D_w	Z	C	H						$n_{\text{гр}}$ об/хв
								C_u	C_a					
218	90	160	30	3	22,23	10	75300	61700	4000	2,2	100	149	3,0	
219	95	170	32	3,5	23,81	10	85300	70900	4000	2,7	106	158	3,0	
220	100	180	34	3,5	25,4	10	95800	80600	4000	3,2	111	168	3,0	
221	105	190	36	3,5	26,99	10	104000	91000	4000	3,6	116	178	4,0	
222	110	200	38	3,5	28,58	10	113000	102000	3150	4,5	121	188	4,0	
224	120	215	40	3,5	30,16	10	122000	114000	3150	5,2	131	203	4,0	
226	130	230	40	4	28,58	11	120000	112000	3150	7,5	143	216	4,0	
228	140	250	42	4	28,58	11	126000	122000	2500	9,8	153	236	4,0	
230	150	270	45	4	33,34	11	149000	153000	2500	12,3	163	256	4,0	
232	160	290	48	4	34,92	11	158000	168000	2000	15,0	173	276	4,0	
234	170	310	52	5	41,28	10	189000	213000	2000	16,5	187	293	4,0	
236	180	320	52	5	38,1	11	178000	200000	2000	17,5	197	303	4,0	
238	190	340	55	5	41,28	11	200000	233000	1600	23,3	207	323	4,0	
244	220	400	65	5	44,5	11	220000	272000	1250	32,4	237	383	4,0	
Середня серія діаметрів 3, серія ширини 0														
34	4	16	5	0,5	3,18	6	1480	760	40000	0,005	6,2	13,4	1,8	
35	5	19	6	0,5	3,97	6	2170	1180	31500	0,008	7,2	16,4	1,8	
300	10	35	11	1	7,14	6	6360	3830	25000	0,05	14,0	30,8	1,8	
301	12	37	12	1,5	7,94	6	7630	4730	20000	0,06	17,0	31,2	2,0	
302	15	42	13	1,5	7,94	7	8900	5510	20000	0,08	20,0	36,2	2,0	
303	17	47	14	1,5	9,53	6	10900	6800	16000	0,11	22	41,2	2,0	
304	20	52	15	2	9,53	7	12500	7940	16000	0,14	26,5	45	2,0	
305	25	62	17	2	11,51	7	17600	11600	12500	0,23	31,5	55	2,0	
306	30	72	19	2	12,3	8	22000	15100	10000	0,34	36,5	65	2,0	
307	35	80	21	2,5	14,29	7	26200	17900	10000	0,44	43	71	2,0	
308	40	90	23	2,5	15,08	8	31900	22700	8000	0,63	48	81	2,0	

Продовження табл. 46

Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	Кульки		Розрахункові параметри			Маса, кг	d _{з'яв}	D _{з'яв}	a, не менше	
					D _в	Z	C	H						n _{гр} об/хв
								C ₀	H					
309	45	100	25	2,5	17,46	8	37800	26700	8000	0,83	53	91	2,0	
310	50	110	27	3	19,05	8	48500	36300	6300	1,08	60	99	2,0	
311	55	120	29	3	20,64	8	56000	42600	6300	1,35	64,4	111	3,0	
312	60	130	31	3,5	22,23	8	64100	49400	5000	1,70	71	118	3,0	
313	65	140	33	3,5	23,81	8	72700	56700	5000	2,11	76	128	3,0	
314	70	150	35	3,5	25,4	8	81700	64500	5000	2,6	81	138	3,0	
315	75	160	37	3,5	26,99	8	89000	72800	4000	3,1	86	148	3,0	
316	80	170	39	3,5	28,58	8	96500	81700	4000	3,6	91	158	3,0	
317	85	180	41	4	30,16	8	104000	91000	4000	4,3	98	166	3,0	
318	90	190	43	4	31,75	8	112000	101000	4000	5,1	103	176	3,0	
319	95	200	45	4	33,34	8	120000	111000	3150	5,7	109	186	3,0	
320	100	215	47	4	36,51	8	136000	133000	3150	7,0	113	201	3,0	
321	105	225	49	4	38,1	8	144000	145000	3150	8,2	118	211	3,0	
322	110	240	50	4	41,28	8	161000	170000	3150	9,8	123	226	3,0	
324	120	260	55	4	42,86	8	170000	184000	2500	12,3	133	246	4,0	
326	130	280	58	5	44,45	8	180000	198000	2000	15,2	147	263	4,0	
330	150	320	65	5	50,8	8	217000	258000	2000	27,6	167	303	4,0	
Важка серія діаметрів 4, серія ширин 0														
403	17	62	17	2	12,7	6	17800	12100	12500	0,37	24	53	2,0	
405	25	80	21	2,5	16,67	6	29200	20800	10000	0,5	33,4	70	2,0	
406	30	90	23	2,5	19,05	6	37200	27200	8000	0,72	38,4	80	2,0	
407	35	100	25	2,5	20,64	6	43600	31900	8000	0,93	43,4	90	2,0	

Продовження табл. 46

Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	Кульки		Розрахункові параметри			Маса, кг	$d_{зміст}$	$D_{зміст}$	α , не менше	
					D_w	Z	C	C_n	H					$n_{гр}$, об/хв
408	40	110	27	3	22,23	6	50300	37000	6300	1,2	49,4	97	2,0	
409	45	120	29	3	23,02	7	60400	46400	6300	1,52	54,4	107	2,0	
410	50	130	31	3,5	25,4	7	68500	53000	5000	1,91	63	116	2,0	
411	55	140	33	3,5	26,99	7	78700	63700	5000	2,3	68	126	3,0	
412	60	150	35	3,5	28,58	7	85600	71400	4000	2,8	73	136	3,0	
413	65	160	37	3,5	30,16	7	92600	79600	4000	3,4	78	146	3,0	
414	70	180	42	4	34,93	7	113000	107000	4000	5,3	85	164	3,0	
416	80	200	48	4	38,1	7	128000	127000	3150	7,0	95	184	3,0	
417	85	210	52	5	39,69	7	136000	138000	3150	8,0	105	190	3,0	

Приклад позначення підшипника за ГОСТ 8338-75 з умовним позначенням 315:

Підшипник 315 ГОСТ-8338-75.

Таблиця 47. Кулькові підшипники радіальні дворядні сферичні (ГОСТ 5720-75)

Еквівалентне радіальне навантаження на підшипник:
 - динамічне: $F_{\text{д}} = F_r + YF_a$, якщо $F_d/F_r \leq e$;
 $F_{\text{д}} = 0,65F_r + YF_a$, якщо $F_d/F_r > e$;
 - статичне: $F_{\text{ст}} = F_r + Y_0F_a$;
 якщо $F_{\text{ст}} < F_r$, то приймають $F_{\text{ст}} = F_r$.

Тип 10000

Умовні позначення підшипників	Розміри, мм																	
	d	D	B	r	d _ф	Кульки		Розрахункові параметри			e	Y		γ ₀	Маса кг	d _{2нннн}	D _{2нннн}	a
						D _w	Z	C	C ₀	H		n _{гр} об/хв	$F_{\text{ст}}/F_r$					
Легка серія																		
1005	5	19	6	0,5	12	3,18	8	1990	540	31500	0,34	1,87	2,9	1,96	0,009	7,2	16,4	1,8
1006	6	19	6	0,5	13	3,18	8	1950	540	31500	0,34	1,87	2,9	1,96	0,009	8,2	17	1,8
1007	7	22	7	0,5	13	3,18	10	2100	670	31500	0,33	1,89	2,92	1,98	0,014	9,2	19,5	1,8
1008	8	22	7	0,5	13	3,18	10	2060	670	31500	0,33	1,89	2,92	1,98	0,014	10	20	1,8
1009	9	26	8	1,0	13	3,97	9	2970	940	31500	0,33	1,87	2,89	1,95	0,022	12	22,5	1,8
1200	10	30	9	1,0	12	4,76	9	4240	1360	25000	0,32	1,96	3,03	2,05	0,033	14	26	1,8
1201	12	32	10	1,0	13	4,76	10	4330	1510	25000	0,33	1,88	2,92	1,97	0,04	16	28	2,0
1202	15	35	11	1,0	12	5,56	10	5790	2050	20000	0,33	1,90	2,94	1,99	0,05	19	31	2,0
1203	17	40	12	1,5	12	5,56	12	6130	2470	20000	0,31	2,05	3,18	2,15	0,07	21	36	2,0
1204	20	47	14	1,5	10	6,35	12	7720	3240	16000	0,27	2,31	3,57	2,42	0,12	25	42	2,0
1205	25	52	15	1,5	10	7,14	12	9440	4100	16000	0,27	2,32	3,6	2,44	0,14	30	47	2,0
1206	30	62	16	1,5	9	7,94	14	12200	5920	12500	0,24	2,58	3,99	2,7	0,22	35	57	2,0
1207	35	72	17	2,0	9	7,94	16	12300	6780	10000	0,23	2,74	4,24	2,87	0,32	42	65	2,0

Продовження табл. 47

Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	α'	Кульки		Розрахункові параметри			e	Y		Y ₀	Маса кг	d _{зміш}	D _{зміш}	a
						D _b	Z	C	C ₀	H		об/кв	в					
1208	40	80	18	2,0	8	8,73	17	15100	8720	10000	0,22	2,87	4,44	3,01	0,42	46,5	73	2,0
1209	45	85	19	2,0	8	9,53	16	17000	9770	8000	0,21	2,97	4,6	3,11	0,47	52	78	2,0
1210	50	90	20	2,0	8	9,53	18	17700	11000	8000	0,21	3,13	4,85	3,28	0,53	57	83	2,0
1211	55	100	21	2,5	7	0,32	19	21000	13600	6300	0,2	3,2	5,0	3,39	0,71	63	91	3,0
1212	60	110	22	2,5	7	1,11	19	23800	15800	6300	0,19	3,4	5,27	3,57	0,88	68	101	3,0
1213	65	120	23	2,5	6	1,11	21	24400	17500	6300	0,17	3,7	5,73	3,88	1,15	74	111	3,0
1214	70	125	24	2,5	7	11,90	20	27000	19100	5000	0,18	3,5	5,43	3,68	1,26	78	116	3,0
1215	75	130	25	2,5	7	12,7	20	30500	21800	5000	0,18	3,6	5,57	3,77	1,36	83	121	3,0
1216	80	140	26	3,0	6	12,7	22	31400	24000	5000	0,16	3,9	6,10	4,13	1,67	90	129	3,0
1217	85	150	28	3,0	6	14,29	21	38700	29000	4000	0,17	3,69	5,71	3,87	2,10	95	139	3,0
1218	90	160	30	3,0	6	15,86	19	44700	32400	4000	0,17	3,76	5,82	3,94	2,50	100	149	3,0
1220	100	180	34	3,5	7	17,46	20	54400	41200	4000	0,17	3,63	5,63	3,81	3,7	111	168	3,0
1221	105	190	36	3,5	7	18,26	20	58700	45000	3150	0,18	3,59	5,56	3,76	4,4	116	178	3,0
1222	110	200	38	5,5	7	19,84	20	69400	53200	3150	0,17	3,64	5,64	3,82	5,2	121	188	3,0
1224	120	215	42	3,5	1	23,02	19	93700	71500	2500	0,19	3,27	5,05	3,42	6,8	131	203	3,0
Легка широка серія																		
1500	10	30	14	1	14	5,56	9	6020	1730	25000	0,65	0,97	1,5	1,02	0,04	14	26	1,8
1506	30	62	20	1,5	15	7,94	14	11900	5810	10000	0,39	1,59	2,47	1,67	0,26	35	57	2,0
1507	35	72	23	2,0	14	9,35	14	16900	8380	10000	0,37	1,69	2,62	1,77	0,40	42	65	2,0
1508	40	80	23	2,0	13	9,53	16	17500	9640	8000	0,33	1,90	2,94	1,99	0,51	46,5	73	2,0
1509	45	85	23	2,0	12	9,53	18	18200	10900	8000	0,31	2,06	3,19	2,16	0,55	52	78	2,0
1510	50	90	23	2,0	11	9,53	19	18200	11500	6300	0,29	2,2	3,41	2,31	0,59	57	83	2,0
1515	75	130	31	2,5	10	13,49	20	34900	24500	4000	0,24	2,67	4,13	2,79	1,75	83	121	3
1516	80	140	33	3,0	10	14,29	20	38300	27400	4000	0,25	2,49	3,85	2,61	2,0	90	129	3
1517	85	150	36	3,0	10	15,88	19	45700	32100	3150	0,25	2,48	3,84	2,60	2,5	95	139	3

Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	α	Кульки		Розрахункові параметри			e	Y		Y ₀	Маса кг	$d_{зміт}$	D _{зміт}	a	
						D _{вн}	Z	C	C ₀	H		n _{пр} об/хв	$\frac{F_a \leq e}{F_r}$						$\frac{F_a > e}{F_r}$
1300	10	35	11	1	12	5,56	9	5690	1840	20000	0,33	1,91	2,96	2,0	0,06	14,0	30,8	1,8	
1301	12	37	12	1,5	13	6,35	9	7390	2400	20000	0,35	1,81	2,8	1,9	0,07	17,0	31,2	2,0	
1302	15	42	13	1,5	13	6,35	10	7370	2680	20000	0,33	1,89	2,92	1,98	0,09	20,0	36,2	2,0	
1303	17	47	14	1,5	12	7,14	11	9730	3730	16000	0,33	1,92	2,97	2,01	0,13	22,0	41,2	2,0	
1304	20	52	15	2,0	11	7,14	12	9760	4090	12500	0,29	2,17	3,35	2,27	0,16	26,3	45	2,0	
1305	25	62	17	2,0	11	8,73	12	14100	6120	10000	0,28	2,26	3,49	2,36	0,26	31,3	55	2,0	
1306	10	72	19	2,0	10	9,53	13	16800	7900	10000	0,26	2,46	3,80	2,58	0,39	36,3	65	2,0	
1307	35	80	7,1	2,5	9	10,32	14	20000	10000	8000	0,25	2,57	3,98	2,69	0,50	43,0	71	2,0	
1308	40	90	7,3	2,5	10	11,11	15	23300	12400	8000	0,23	2,61	4,05	2,74	0,70	48	81	2,0	
1309	45	100	7,5	2,5	9	12,7	15	30000	16200	6300	0,25	2,54	3,93	2,66	0,96	33	91	2,0	
1310	50	110	7,7	3,0	9	14,29	13	34100	17800	6300	0,24	2,68	4,14	2,80	1,21	55	99	2,0	
1311	55	120	29	3,0	9	15,08	15	40600	22900	5000	0,23	2,70	4,17	2,82	1,58	64,4	111	3,0	
1312	60	130	31	3,5	9	15,88	16	45800	27100	5000	0,23	2,80	4,33	2,93	1,96	71,0	118	3,0	
1313	65	140	33	3,5	9	16,67	16	49200	29900	5000	0,23	2,79	4,31	2,92	2,5	76	128	3,0	
1314	70	150	35	3,5	8	18,26	16	58600	35900	4000	0,22	2,81	4,35	2,95	3,0	81	138	3,0	
1315	75	160	37	3,5	8	19,05	16	62400	39100	4000	0,22	2,84	4,39	2,97	3,6	86	148	3,0	
1316	80	170	39	3,5	8	20,64	15	69900	43000	4000	0,22	2,92	4,52	3,06	4,3	91	138	3,0	
1317	85	180	41	4,0	8	21,43	16	77200	49500	4000	0,22	2,90	4,49	3,04	5,1	98	166	3,0	
1318	90	190	43	4,0	8	23,81	15	91800	57200	3150	0,22	2,82	4,36	2,95	5,7	103	176	3,0	
1320	100	215	47	4,0	9	26,99	15	113000	73400	3150	0,24	2,67	4,14	2,8	8,3	113	202	3,0	

Продовження табл. 47

Умовні позначення підшипників	d	D	B	r	d _ф	Кульки		Розрахункові параметри			Y		Маса кг	d _{зміну}	D _{зміну}	a		
						D _н	Z	H	C	C ₀	об/хв	e					$\frac{F_a \leq e}{F_r}$	$\frac{F_a > e}{F_r}$
Середня широкя серія																		
1605	75	62	74	7,0	17	10,32	11	18900	7600	10000	0,47	1,34	2,07	1,4	0,34	31,3	53	2,0
1606	30	72	27	2,0	16	11,91	11	24400	10200	10000	0,44	1,43	2,22	1,5	0,5	36,5	65	2,0
1607	35	80	31	2,5	17	13,49	11	30500	13000	8000	0,46	1,36	2,11	1,43	0,68	43	71	2,0
1608	40	90	33	2,5	16	14,29	12	34900	16000	6300	0,43	1,46	2,25	1,52	0,93	48	81	2,0
1609	45	100	36	2,5	16	15,81	12	42300	19800	6300	0,42	1,51	2,33	1,58	1,23	53	91	2,0
1610	50	110	40	3,0	16	17,46	12	50000	23900	6300	0,43	1,48	2,29	1,55	1,64	60	100	2,0
1611	55	120	43	3,0	15	19,05	12	58600	28600	5000	0,41	1,52	2,36	1,6	2,1	64,4	111	3,0
1612	60	130	46	3,5	15	20,64	12	67700	33600	5000	0,41	1,56	2,41	1,63	2,6	71	118	3,0
1613	65	140	48	3,5	14	21,43	13	75300	39300	4000	0,38	1,65	2,55	1,73	3,2	76	128	3,0
1614	70	150	51	3,5	14	23,02	13	85700	45400	4000	0,38	1,68	2,59	1,76	3,92	81	138	3,0
1616	80	170	58	3,5	14	26,99	13	107000	58800	3150	0,37	1,68	2,61	1,76	6,1	91	158	3,0

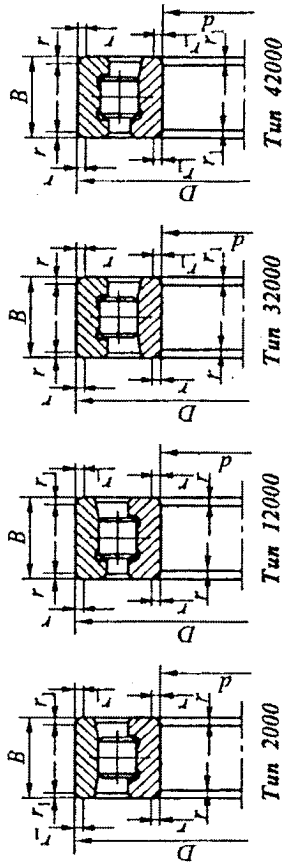
Приклад умовного позначення підшипника 1204 за ГОСТ 5720-75
Підшипник 1204 ГОСТ 5720-75.

Таблиця 48. Роликові підшипники радіальні з короткими циліндричними роликами (ГОСТ 8328-75)

Еквівалентне радіальне навантаження на підшипник:

- динамічне $F_F = F_r$;

- статичне $F_{ст} = F_r$.



Розміри, мм.

Умовне позначення підшипників для типів	d	D	B	r	r ₁	Ролики			Розрахункові параметри			Маса, кг	
						D _в	l	Z	C	C _b	H		n _{гр} , об/хв
2000	32000												
Надлегка серія													
1002912	60	85	13	1,5	1,0	6,5	6,5	24	20700	16800	8000	0,248	
1002916	80	110	16	1,5	1,0	7,5	7,5	28	28200	24500	6300	0,471	
-	1032917*	85	120	18	2,0	1,5	9,0	26	44600	35000	6300	0,60	
-	1032920*	100	140	20	2,0	1,5	10	26	49600	44600	5000	0,88	
-	1032924	120	165	22	2,0	11,5	11	30	66200	63900	4000	1,31	
1002926*	130	180	24	2,5	1,0	12	12	30	79000	78000	3150	2,05	
1002928	140	190	24	2,5	1,0	12	12	30	78100	78400	3150	2,1	
-	1032930*	150	210	28	3,0	1,0	15	30	119000	119000	3150	2,8	
1002932	160	220	28	3,0	1,0	15	15	30	128000	132000	2500	3,0	
-	1032948	240	320	38	3,5	1,5	20	34	238000	269000	2000	9,05	
1002952	260	360	46	3,5	1,5	25	25	31	323000	355000	1600	14,5	
-	1032956	280	380	46	3,5	1,5	25	30	311000	343000	1600	15,4	
Особливо легка серія													
-	32106	30	55	13	1,5	0,8	6	14	11000	7020	16000	0,137	
-	32109	45	75	16	1,5	1,0	8	18	19100	13400	10000	0,307	

Продовження табл. 48

Умовне позначення підшипників для типів		d	D	B	r	r _i	Розлики			Розрахункові параметри				Маса, кг	
							D _н	l	Z	C	H	C ₀	n _{гп} об/хв		
2000	32000														
2110	32110	50	80	16	1,5	1,0	7,5	18	21500	15700	10000	0,333			
2111	32111	55	90	18	2,0	1,5	9	18	32000	24200	8000	0,40			
2113	-	65	100	18	2,0	1,5	9	20	34000	26900	6300	0,55			
-	32114	70	110	20	2,0	1,5	10	20	42100	34300	6300	0,76			
-	32116	80	125	22	2,0	1,5	11	20	51300	42600	6300	1,08			
2118*	32118	90	140	24	2,5	2,0	12	22	61300	52300	5000	1,30			
-	32119	95	145	24	2,5	2,0	12	24	60900	52300	5000	1,50			
-	32121	105	160	26	3,0	2,0	13	24	81500	74100	4000	1,84			
-	32122	110	170	28	3,0	2,0	15	20	91200	79200	4000	2,40			
2124	32124	120	180	28	3,0	2,0	15	24	103000	95000	4000	2,50			
-	32126	130	200	33	3,0	2,0	18	22	142000	131000	3150	3,52			
-	32128	140	210	33	3,0	2,0	18	22	151000	143000	3150	3,75			
-	32130	150	225	35	3,5	2,5	19	24	157000	148000	2500	4,76			
2132	32132	160	240	38	3,5	2,5	20	20	174000	167000	2500	6,00			
2134*	32134	170	260	42	3,5	3,5	23	24	235000	228000	2500	8,40			
-	32138	190	290	46	3,5	3,5	25	24	289000	290000	2000	11,70			
-	32140	200	310	51	3,5	3,5	28	24	349000	350000	2000	14,00			
-	32144	220	340	56	4,0	4,0	30	24	399000	410000	1600	18,90			
-	32152	260	400	65	5,0	5,0	40	21	630000	639000	1250	30,20			
-	32160	300	460	74	5,0	5,0	40	24	681000	731000	1000	46,10			
Легка широка серія															
2505	-	25	52	18	1,5	1,0	6,5	9	18000	12600	12500	0,19			
-	32507*	35	72	23	2,0	1,0	9	13	39300	30400	10000	0,48			
-	32508*	40	80	23	2,0	2,0	10	14	46500	36300	8000	0,55			
-	32512*	60	110	28	2,5	2,5	12	18	74700	63400	6300	1,14			
-	32518	90	160	40	3	3	18	18	176000	164000	5000	3,6			
2519	-	95	170	43	3,5	3,5	19	28	191000	178000	4000	4,35			
-	32520	100	180	46	3,5	3,5	20	30	206000	193000	4000	5,62			
2524	32524	120	215	58	3,5	3,5	24	36	308000	302000	3150	9,50			
2528	-	140	250	68	4,0	4,0	26	39	346000	380000	2500	15,0			
2532	32532	160	290	80	4,0	4,0	32	52	565000	591000	2000	24,0			

2000	Умове позначення підшипників для типів		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>r₁</i>	Ролики			Розрахункові параметри				Маса, кг	
	12000	32000						42000	<i>D_w</i>	<i>l</i>	<i>Z</i>	<i>C</i>	<i>C₀</i>	<i>H</i>		<i>n_{гр}</i> , об/хв
Легка серія																
-	-	32202	42202	15	35	11	1,0	0,5	5	5	10	5630	3080	20000	0,05	
-	-	32203	-	17	40	12	1,0	0,5	5,5	5,5	10	9720	6050	16000	0,07	
2204	12204	32204	42204	20	47	14	1,5	1,0	6,5	6,5	11	11900	7380	16000	0,13	
-	-	32205	42205	25	52	15	1,5	1,0	6,5	6,5	13	13400	8610	12500	0,15	
2206	-	32206	42206	30	62	16	1,5	1,0	7,5	7,5	13	17300	11400	12500	0,24	
2207	12207	32207	42207	35	72	17	2,0	1,0	9	9	13	25600	17500	10000	0,35	
2208	12208	32208	42208	40	80	18	2,0	2,0	10	10	14	33700	24000	10000	0,40	
2209	-	32209	42209	45	85	19	2,0	2,0	10	10	15	35300	25700	8000	0,49	
2210	12210	32210	42210	50	90	20	2,0	2,0	10	10	17	38700	29200	8000	0,57	
2211	12211	32211	42211	55	100	21	2,5	2,0	11	11	17	43700	32900	8000	0,76	
2212	12212	32212	42212	60	110	22	2,5	2,5	12	12	18	54800	42800	6300	0,95	
2213	12213	32213	42213	65	120	23	2,5	2,5	13	13	17	62100	48600	6300	1,20	
2214	-	32214	-	70	125	24	2,5	2,5	13	13	17	61800	48600	5000	1,30	
2215	-	32215	42215	75	130	25	2,5	2,5	14	14	18	75400	61000	5000	1,40	
2216	-	32216	42216	80	140	26	3,0	3,0	15	15	18	79500	63400	5000	1,80	
2217	-	-	42217	85	150	28	3,0	3,0	16	16	18	99000	82400	4000	2,27	
2218	12218	32218	42218	90	160	30	3,0	3,0	18	18	17	121000	101000	4000	2,80	
-	-	32219	42219	95	170	32	3,5	3,5	19	19	18	132000	111000	4000	2,90	
2220	-	32220	-	100	180	34	3,5	3,5	20	20	16	135000	111000	3150	4,00	
-	-	32221	42221	105	190	36	3,5	3,5	21	21	18	163000	140000	3150	5,00	
2222	-	32222	-	110	200	38	3,5	3,5	23	23	17	188000	162000	3150	6,00	
2224	-	32224	42224	120	215	40	3,5	3,5	24	24	18	213000	188000	3150	6,60	
2226	-	32226	42226	130	230	40	4,0	4,0	24	24	19	221000	199000	2500	7,50	
2228	12228	32228	42228	140	250	42	4,0	4,0	26	26	19	259000	237000	2500	9,60	
2230	-	32230	42230	150	270	45	4,0	4,0	28	28	19	301000	279000	2500	12,40	
2232	-	32232	-	160	290	48	4,0	4,0	32	32	17	341000	306000	2000	14,50	
2234	-	32234	42234	170	310	52	5,0	5,0	32	32	20	393000	375000	2000	18,30	
2236	-	-	-	180	320	52	5,0	5,0	32	32	20	362000	337000	2000	18,50	
-	-	32240	42240	200	360	58	5,0	5,0	36	36	20	496000	485000	1600	28,00	
-	-	32244	42244	220	400	65	5,0	5,0	40	40	20	628000	630000	1600	39,00	

Продовження табл. 48

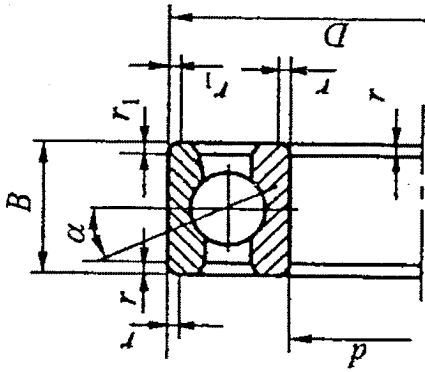
Умовне позначення підшипників для типів			d	D	B	r	r _i	Ролики			Розрахункові параметри			Маса, кг	
2000	12000	32000						42000	D _в	l	Z	C	C ₀		H
Середня серія															
2305	12305	-	42305	25	62	17	2,0	2,0	9	9	11	22600	14800	10000	0,30
2306	-	32306	42306	30	72	19	2,0	2,0	10	10	12	30200	20600	10000	0,40
2307	12307	-	42307	35	80	21	2,5	2,0	11	11	12	34100	23200	8000	0,55
2308	12308	32308	42308	40	90	23	2,5	2,5	12	12	12	41000	28500	8000	0,77
2309	12309	32309	-	45	100	25	2,5	2,5	14	14	12	56500	40700	8000	1,00
2310	12310	32310	42310	50	110	27	3,0	3,0	15	15	12	65200	47500	6300	1,35
2311	12311	32311	42311	55	120	29	3,0	3,0	17	17	12	84000	62800	6300	1,70
2312	12312	32312	42312	60	130	31	3,5	3,5	18	18	13	100000	77200	5000	2,10
2313	-	32313	42313	65	140	33	3,5	3,5	19	19	13	105000	80400	5000	2,60
2314	-	32314	42314	70	150	35	3,5	3,5	20	20	14	123000	97300	5000	3,20
2315	-	32315	42315	75	160	37	3,5	3,5	22	22	13	142000	112000	4000	3,8
2316	12316	32316	-	80	170	39	3,5	3,5	22	22	14	150000	121000	4000	4,4
2317	-	32317	42317	85	180	41	4,0	4,0	24	24	14	179000	146000	4000	5,5
2318	12318	32318	-	90	190	43	4,0	4,0	25	25	14	194000	160000	3150	6,1
2319	-	32319	42319	95	200	45	4,0	4,0	26	26	14	210000	175000	3150	7,2
2320	12320	32320	42320	100	215	47	4,0	4,0	28	28	14	243000	205000	3150	9,0
2322	-	32322	42322	110	240	50	4,0	4,0	32	32	14	307000	262000	2500	12,5
2324	-	32324	42324	120	260	55	4,0	4,0	36	36	14	388000	339000	2500	15,5
2326	-	32326	-	130	280	58	5,0	5,0	38	38	14	432000	382000	2500	18,5
-	-	32328	42328	140	300	62	5,0	5,0	40	40	14	478000	426000	2000	22,9
-	-	32330	42330	150	320	65	5,0	5,0	42	42	14	526000	473000	2000	27,4
-	-	32332	-	160	340	68	5,0	5,0	42	42	15	552000	507000	2000	32,3
-	-	32334	-	170	360	72	5,0	5,0	45	45	15	632000	588000	1600	37,7
-	-	32336	42336	180	380	75	5,0	5,0	50	50	15	779000	736000	1600	45,3
-	-	32340	-	200	420	80	6	6	54	54	15	877000	834000	1600	57,4

Умовне позначення підшипників для типів	Умовне позначення		d	D	B	r	r _i	Ролики			Розрахункові параметри			Маса, кг			
	2000	12000						32000	42000	D _w	l	Z	C		C ₀	H	n _{гп} об/хв
Середня широка серія																	
-	-	32605	-	25	62	24	2,0	2,0	9	14	11	37400	28300	10000	0,407		
-	-	-	42606	30	72	27	2,0	2,0	10	14	12	41600	31200	10000	0,708		
-	-	32607	42607	35	80	31	2,5	2,0	11	15	12	46700	34800	8000	0,84		
-	-	32608	-	40	90	33	2,5	2,5	12	18	12	61000	47500	8000	1,09		
2609	12609	-	-	45	100	36	2,5	2,5	14	20	12	79300	62800	8000	1,38		
-	-	32610	-	50	110	40	3,0	3,0	15	25	12	104000	87100	6300	2,0		
2611	-	-	-	55	120	43	3,0	3,0	17	24	12	115000	94200	6300	2,15		
2612	-	32612	42612	60	130	46	3,5	3,5	18	26	13	140000	118000	5000	3,16		
-	12613	32613	42613	65	140	48	3,5	3,5	19	28	13	152000	129000	5000	3,65		
2614	-	-	42614	70	150	51	3,5	3,5	20	30	14	181000	159000	5000	4,53		
-	-	32615	42615	75	160	55	3,5	3,5	22	34	13	212000	187000	4000	5,80		
-	-	32616	42616	80	170	58	3,5	3,5	22	34	14	224000	202000	4000	7,00		
-	-	32617	-	85	180	60	4,0	4,0	24	36	14	259000	235000	4000	7,77		
-	-	-	42618	90	190	64	4,0	4,0	25	36	14	270000	245000	3150	8,76		
-	-	32619	-	95	200	67	4,0	4,0	26	40	14	309000	287000	3150	11,0		
-	-	-	42620	100	215	73	4,0	4,0	28	44	16	363000	343000	3150	14,0		
-	-	32622	42622	110	240	80	4,0	4,0	32	52	14	474000	459000	2500	15,4		
-	12624	32624	42624	120	260	86	4,0	4,0	36	58	13	559000	542000	2500	23,5		
2626	-	-	42626	130	280	93	5,0	5,0	38	62	14	664000	662000	2500	31,0		
-	-	32630	42630	150	320	108	5,0	5,0	42	65	14	769000	771000	2000	44,0		
2634	-	32634	-	170	360	120	5,0	5,0	48	80	14	106000	110000	1600	63,2		

2000	Умове позначення підшипників для типів			<i>d</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>r₁</i>	Ролики			Розрахункові параметри				Маса, кг
	12000	32000	42000					<i>D_н</i>	<i>l</i>	<i>Z</i>	<i>C</i>	<i>H</i>	<i>C₀</i>	<i>n_{гр}</i> об/хв	
-	-	-	42408	40	110	27	3,0	3,0	17	17	11	78000	57600	6300	1,37
-	-	-	42409	45	120	29	3,0	3,0	18	18	11	94000	71400	6300	1,9
-	-	32410	42410	50	130	31	3,5	3,5	20	20	11	102000	76500	5000	2,3
2411	-	-	42411	55	140	33	3,5	3,5	20	20	12	110000	83400	5000	2,9
-	-	32412	42412	60	150	35	3,5	3,5	22	22	12	133000	103000	5000	3,4
2413	-	32413	42413	65	160	37	3,5	3,5	23	23	12	146000	114000	4000	4,6
-	-	32414	-	70	180	42	4,0	4,0	26	26	12	187000	150000	4000	6,1
-	-	-	42415	75	190	45	4,0	4,0	28	28	12	216000	176000	4000	7,7
2416	-	32416*	-	80	200	48	4,0	4,0	30	30	12	248000	204000	3150	8,2
-	-	32417	42417	85	210	52	5,0	5,0	32	32	12	271000	225000	3150	10,0
-	-	32418	-	90	225	54	5,0	5,0	34	34	12	307000	257000	3150	11,8
-	-	32419	-	95	240	55	5,0	5,0	34	34	13	327000	278000	3150	13,8
-	-	-	42420	100	250	58	5,0	5,0	36	36	13	367000	315000	2500	16,3
-	-	32421	-	105	260	60	5,0	5,0	38	38	13	407000	354000	2500	17,6
-	-	32422	42422	110	280	65	5,0	5,0	40	40	13	452000	396000	2500	23,0
-	-	32424*	-	120	310	72	6,0	6,0	45	45	13	568000	510000	2500	30,2
-	-	32426*	42426*	130	340	78	6,0	6,0	52	52	12	685000	615000	1600	39,0
-	-	32428*	42428*	140	360	82	6,0	6,0	54	54	12	739000	667000	1600	48,0

Приклад умовного позначення підшипника 32315 за ГОСТ 8328-75
Підшипник 32315 ГОСТ 8328-75.

Таблиця 49. Кулькові підшипники радіально-упорні однорядні (ГОСТ 831-75)



Еквівалентне радіальне навантаження на підшипник:

динамічне: $F_e = X F_r + Y F_a$
 статичне: $F_{0e} = X_0 F_r + Y_0 F_a$
 якщо $F_{0e} < F_r$, то приймати $F_{0e} = F_r$.

Типи
 36000 ($\alpha=12^\circ$)
 46000 ($\alpha=26^\circ$)
 66000 ($\alpha=36^\circ$)

Тип 46000				Тип 36000			
$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,68$	$\frac{F_a}{F_r} > 0,68$	$\frac{F_a}{F_r} > 0,68$		$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,68$	$\frac{F_a}{F_r} > 0,68$		Y_0
		X	Y		X	Y	
1,0	0	0,41	0,87	1,0	0	0,46	0,46
Тип 66000							
$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,99$	$\frac{F_a}{F_r} > 0,99$	$\frac{F_a}{F_r} > 0,99$		1,0 <th colspan="2">$\frac{F_a}{F_r} > 0,68$</th> <th rowspan="2">Y_0</th>	$\frac{F_a}{F_r} > 0,68$		Y_0
		X	Y		X	Y	
1,0	0	0,36	0,64	0,57	0,54	0,54	0,28
Тип 36000							
$\frac{F_a}{C_0}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,68$		1,0 <th colspan="2">$\frac{F_a}{F_r} > 0,68$</th> <th rowspan="2">Y_0</th>	$\frac{F_a}{F_r} > 0,68$		Y_0
		X	Y		X	Y	
0,014	0,030	0,014	0,030	0,014	0,030	0,030	1,81
0,029	0,034	0,029	0,034	0,029	0,034	0,034	1,62
0,057	0,37	0,057	0,37	0,057	0,37	0,37	1,46
0,086	0,41	0,086	0,41	0,086	0,41	0,41	1,34
0,11	0,45	0,11	0,45	0,11	0,45	0,45	1,22
0,17	0,48	0,17	0,48	0,17	0,48	0,48	1,13
0,29	0,52	0,29	0,52	0,29	0,52	0,52	1,04
0,43	0,54	0,43	0,54	0,43	0,54	0,54	1,01
0,57	0,54	0,57	0,54	0,57	0,54	0,54	1,00

Умовні позначення підшипників для типів	d	D	B	r	r ₁	Кульки		Розрахункові параметри						Маса, кг			
						D _{вн}	Z	C			C _н				V _{гр} об'єм		
								Тип	Тип	Тип	Тип	Тип	Тип		Тип	Тип	
36000	46000							Тип	Тип	Тип	Тип	Тип	Тип	Тип	Тип	Тип	Тип
								36000	46000	36000	46000	36000	46000	36000	46000	36000	46000
Особливо легка серія																	
36100*	10	26	8	0,5	0,3	4,76	9	4170	-	2500	-	40000	-	40000	-	0,03	
36103*	17	35	10	0,5	0,3	5,16	11	5710	-	3580	-	25000	-	25000	-	0,04	
36104*	20	42	12	1	0,3	6,35	11	8300	-	5420	-	20000	-	20000	-	0,068	
-	46106	30	55	1,5	0,5	7,14	18	-	11200	-	8030	-	12500	-	12500	0,18	
-	46108	40	68	1,5	0,5	7,94	16	-	14600	-	11300	-	10000	-	10000	0,22	
-	46109	45	75	1,5	0,5	8,31	16	-	17300	-	13700	-	10000	-	10000	0,28	
-	46111	55	90	2,0	1,0	10,3	18	-	25200	-	21500	-	8000	-	8000	0,38	
-	46112	60	95	2,0	1,0	11,11	18	-	28800	-	25000	-	8000	-	8000	0,48	
-	46114	70	110	2,0	1,0	12,3	19	-	35600	-	32300	-	6300	-	6300	0,72	
-	46115	75	115	2,0	1,0	12,3	20	-	35300	-	32300	-	6300	-	6300	0,78	
-	46116	80	125	2,0	1,0	13,49	20	-	43200	-	40900	-	6300	-	6300	0,9	
-	45117	85	130	2,0	1,0	13,49	21	-	44300	-	43000	-	5000	-	5000	1,04	
-	46118	90	140	2,5	1,2	14,29	21	-	47400	-	45900	-	5000	-	5000	1,43	
-	46120	100	150	2,5	1,2	15,08	22	-	50200	-	48500	-	5000	-	5000	1,56	
-	46122	110	170	2,8	1,5	18,26	20	-	74400	-	74900	-	4000	-	4000	2,37	
-	46124	120	180	2,8	1,5	18,26	22	-	78300	-	82400	-	4000	-	4000	2,38	
-	46126	130	200	3,0	1,5	20,64	22	-	98100	-	105000	-	4000	-	4000	4,14	
-	46130	150	225	3,5	2,0	22,23	22	-	111000	-	122000	-	3150	-	3150	4,98	
-	46132*	160	240	3,5	2,0	23,91	22	-	126000	-	140000	-	3150	-	3150	6,1	
-	46134	170	260	4,2	3,5	2,0	27	21	154000	-	172000	-	2500	-	2500	8,2	
-	46136	180	280	4,6	3,5	2,0	28,58	22	177000	-	215000	-	3150	-	3150	10,7	
Легка серія																	
36201	-	12	32	1,0	0,3	5,5	9	5580	-	3400	-	31500	-	31500	-	0,04	
36202	46202	15	35	1,0	0,3	5,95	10	6380	6070	3900	3580	25000	20000	25000	20000	0,045	
36203	46203	17	40	1,0	0,3	7,1	10	9430	9000	6240	5730	25000	20000	25000	20000	0,06	

Умовні позначення підшипників для типів	d	D	B	r	r ₁	Кульки	Розрахункові параметри										Маса, кг					
							C _v		C ₀		H		C ₀		H _{гр} об'хв							
							Тип	Значення	Тип	Значення	Тип	Значення	Тип	Значення	Тип	Значення						
36000	46000					Z	Тип	Значення	Тип	Значення	Тип	Значення	Тип	Значення	Тип	Значення	Тип	Значення	Тип	Значення		
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	7,94	11	36000	46000	46000	36000	46000	36000	46000	36000	46000	36000	46000	36000	46000	0,1
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	7,94	12	12300	11600	8470	7790	20000	16000	16000	20000	16000	16000	20000	16000	16000	0,12
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	9,53	12	13100	12400	9240	8500	16000	12500	10000	12500	10000	10000	12500	10000	10000	0,19
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	11,11	12	18200	17200	13300	12200	12500	10000	10000	12500	10000	10000	12500	10000	10000	0,27
36208	46208	40	80	18	2,0	1,0	12,7	12	24000	22700	18100	16600	12500	10000	10000	12500	10000	10000	12500	10000	10000	0,37
36209	46209	45	85	19	2,0	1,0	12,7	13	30600	28900	23700	21700	10000	8000	8000	10000	8000	8000	10000	8000	8000	0,42
36210	46210	50	90	20	2,0	1,0	12,7	14	32300	30400	25600	23600	10000	8000	8000	10000	8000	8000	10000	8000	8000	0,47
36211	46211*	55	100	21	2,5	1,2	14,29	14	33900	31800	27600	25400	8000	6300	6300	8000	6300	6300	8000	6300	6300	0,58
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	15,88	14	41900	39400	34900	32100	8000	6300	6300	8000	6300	6300	8000	6300	6300	0,77
-	46213	65	120	23	2,5	1,2	16,67	15	48200	45400	40100	36800	6300	6300	6300	6300	6300	6300	6300	6300	6300	0,98
36214	-	70	125	24	2,5	1,2	17,46	15	6300	-	55900	-	6300	-	6300	-	6300	-	6300	-	6300	1,04
-	46215	75	130	25	2,5	1,2	17,46	16	-	61500	-	54800	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	1,39
36216	46216	80	140	26	3,0	1,5	19,05	15	73500	68900	66600	61200	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	1,68
36217	46217	85	150	28	3,0	1,5	19,84	15	79000	74000	72200	66400	5000	4000	4000	5000	4000	4000	5000	4000	4000	1,88
36218	46218	90	160	30	3,0	1,5	22,23	14	92800	87100	84600	77700	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	2,2
36219	-	95	170	32	3,5	2,0	23,81	15	110000	-	104000	-	4000	-	4000	-	4000	-	4000	-	4000	2,6
-	46220	100	180	34	3,5	2,0	25,44	15	-	116000	-	109000	-	3150	3,2	3150	-	3150	-	3150	-	3,2
-	46222	110	200	38	3,5	2,0	28,57	15	-	137000	-	138000	-	3150	4,5	3150	-	3150	-	3150	-	4,5
-	46224*	120	215	40	3,5	2,9	30,16	15	-	148000	-	153000	-	3150	6,45	3150	-	3150	-	3150	-	6,45
-	46226	130	230	40	4,0	2,0	28,57	17	-	147000	-	156000	-	3150	7,4	3150	-	3150	-	3150	-	7,4
-	46230*	150	270	45	4,0	2,0	33,3	17	-	182000	-	212000	-	2500	12,9	2500	-	2500	-	2500	-	12,9
36234*	46234	170	310	52	5,0	2,5	41,28	16	254000	238000	333000	306000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	16,5
36236*	-	180	320	52	5,0	2,5	38,1	16	234000	-	302000	-	2000	-	2000	-	2000	-	2000	-	2000	17,5
36240	46240*	200	360	58	5,0	2,5	41,28	16	261000	244000	354000	325000	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	24
-	46244	220	400	65	5,0	2,5	44,45	16	-	258000	-	355000	-	1250	36	1250	-	1250	-	1250	-	36

Умовні позначення підшипників для типів	d	D	B	r	r ₁	Кульки		Розрахункові параметри						Маса, кг		
						D _к	Z	C		C ₀					n _{гр} , об/хв	
								Тип	Тип	Тип	Тип	Тип	Тип		Тип	Тип
36000	46000							Тип	Тип	Тип	Тип	Тип	Тип	Тип	Тип	Тип
								36000	46000	36000	46000	36000	46000	36000	46000	46000
Серія серія																
-	46303*	17	47	14	1,5	0,5	9,53	8	-	12600	-	8150	-	-	16000	0,11
-	46304*	20	52	15	2,0	1,0	9,53	9	-	14000	-	9170	-	-	16000	0,17
-	46305	25	62	17	2,0	1,0	11,51	10	-	21100	-	14900	-	-	10000	0,23
-	46306	30	72	19	2,0	1,0	12,3	11	-	25600	-	18700	-	-	10000	0,35
-	46307	35	80	21	2,5	1,2	14,29	11	-	33400	-	25200	-	-	8000	0,44
46308	-	40	90	23	2,5	1,2	15,08	12	39200	-	30700	-	8000	-	-	0,63
46309	-	45	100	25	2,5	1,2	17,46	11	48100	-	37700	-	6300	-	-	0,83
46310	-	50	110	27	3,0	1,5	19,09	11	56300	-	44800	-	6390	-	-	1,08
46311*	66311*	55	120	29	3,0	1,5	20,64	12	68900	60600	57400	47400	6300	5000	5000	1,45
46312	-	60	130	31	3,5	2,0	22,23	12	78800	-	66600	-	6300	-	-	1,71
46313	-	65	140	33	3,5	2,0	23,81	12	89000	-	76400	-	5000	-	-	2,09
46314	66314	70	150	35	3,5	2,0	25,4	12	100000	93300	87000	78300	4000	4000	4000	3,3
46318	-	90	190	43	4,0	2,0	31,75	12	129000	-	125000	-	3150	-	-	5,0
46320	-	100	215	47	4,0	2,0	36,51	12	167000	-	180000	-	3150	-	-	8,14
-	66322	110	240	50	4,0	2,0	41,28	11	-	174000	-	190000	-	-	2500	11,0
46330	66330	150	320	65	5,0	2,5	44,4	13	280000	246000	377000	313000	2000	1600	1600	26,0
-	66406*	30	90	23	2,5	1,2	16,67	10	-	38400	-	28100	-	-	6300	0,77
-	66407	35	100	25	2,5	1,2	18,26	10	-	45400	-	33700	-	-	6300	1,05
-	66408	40	110	27	3,0	1,5	20,64	10	-	52700	-	38800	-	-	5000	1,37
-	66409	45	120	29	3,0	1,5	23,02	10	-	64000	-	48200	-	-	5000	1,75
-	66410	50	130	31	3,5	2,0	24,61	10	-	77600	-	61200	-	-	3150	2,17
-	66412	60	150	35	3,5	2,0	26,99	11	-	98000	-	81000	-	-	2500	3,52
-	66414	70	180	42	4	2,0	36,51	10	-	119000	-	111000	-	-	1600	5,7
-	66418	90	225	54	5	2,5	41,28	10	-	163000	-	172000	-	-	1250	12,0

Приклад умовного позначення підшипника 46205 за ГОСТ 831-75

Підшипник 46205 ГОСТ 831-75.

Таблиця 50. Роликові підшипники радіально-упорні конічні однорядні ГОСТ 333-79)

Еквівалентне радіальне навантаження на підшипник:
 - динамічне: $F_E = F_r$, якщо $F_d/F_r < e$;
 $F_E = 0,4F_r + YF_{tr}$, якщо $F_d/F_r > e$;
 - статичне: $F_E = 0,5F_r + Y_0F_{tr}$;
 якщо $F_{OE} \leq F_r$, то приймати $F_{OE} = F_r$.

Розміри, мм.

Умовне позначення підшипників	d	D	B	c	T	r	r_1	α^0	Ролики			Розрахункові параметри				Маса, кг	$D_{1ннн}$	$d_{2ннн}$	$D_{2ннн}$	$d_{1ннн}$	$D_{2ннн}$	$d_{1ннн}$	$a_{1ннн}$	$a_{2ннн}$			
									D_w	l	Z	C	C_0	kH	$n_{тр}$ об/хв										e	Y	Y_0
Надлегка серія діаметрів 9																											
2007913	65	90	16	14	17	1,5	0,5	16	5,3	11	35	30,9	33,1	5000	0,42	1,42	0,78	0,32	878	77	84	70	1	4,5			
2007928	140	190	30	26	32	2,5	0,8	12	10,7	20	37	127	157	2500	0,33	1,82	1,00	2,5	184	150	182	150	6	8			
2007934*	170	230	36	31	38	3,0	1,0	17	13,0	25	38	169	218	1600	0,46	1,29	0,71	4,4	224	180	220	180	8	10			
2007938	190	260	42	36	45	3,0	1,0	14	16,0	28,5	33	256	315	1600	0,38	1,57	0,86	6,5	253	200	250	200	8	10			
2007944	220	300	48	41	51	3,5	1,2	12	15,4	33,5	38	343	458	1250	0,31	1,94	1,07	10,0	290	232	288	235	8	12			
2007948	240	320	48	41	51	3,5	1,2	17	18,2	33,5	40	347	472	1000	0,45	1,34	0,74	10,9	312	252	308	250	8	13			
2007952	260	360	60	51	64	3,5	1,2	14	24,2	41,5	33	505	650	1000	0,37	1,62	0,89	18,4	350	272	348	7,70	8	14			
2007960	300	420	72	62	76	4,0	1,5	11	27,3	48,5	34	680	916	800	0,28	2,12	1,17	31,1	406	314	400	320	8	15			
2007972	360	480	72	62	76	4,0	1,5	12	28	48,5	40	740	1060	630	0,33	1,83	1,01	35,8	466	374	460	38	9	18			
Особливо легка серія діаметрів 1																											
2007106	30	55	16	14	17	1,5	0,5	9	5,31	10,3	19	23,5	19,9	8000	0,24	2,50	1,38	0,169	52	36	49	35	3	4,5			
2007107	35	62	17	15	18	1,5	0,5	10	5,31	10,3	22	25,6	2,3	8000	0,27	2,21	1,22	0,224	59	41	56	40	4	4,5			
2007108	40	68	18	16	19	1,5	0,5	12	7	11	19	31,9	28,4	6300	0,33	1,84	1,01	0,27	65,5	46	62	45	4	4,5			

Умовне позначення підшипників	d	D	B	c	T	r	r ₁	α ⁰	Ролики			Розрахункові параметри					D _{пннм}	D _{знннб}	D _{знннв}	D _{знннп}	D _{знннм}			
									D _н	l	Z	C	C ₀	κН	n _{нр} , об/хв	e						γ	γ ₀	Маса, кг
2007109	45	75	19	16	20	1,5	0,5	11	7,5	12,6	19	40	34,8	6300	0,3	2,0	1,1	0,333	72	51	69	50	4	4,5
2007111	55	90	22	19	23	2,0	0,8	13	8,1	12,8	21	49,1	45,2	5000	0,33	1,8	0,99	0,541	86	62	83	61	4	5,5
2007113	65	100	22	19	23	2,0	0,8	14	8,1	13,8	24	52,9	51,3	4000	0,38	1,59	0,87	0,62	96,5	72	92	71	4	5,5
2007114	70	110	24	20	25	2,0	0,8	11	9,3	16	24	67,6	65,8	4000	0,29	2,11	1,16	0,834	105	77	102	76	5	6
2007115	75	115	24	20	25	2,0	0,8	11	9,3	14,5	25	68	66,7	4000	0,3	2,0	1,1	0,909	110,5	82	108	82	5	7
2007116	80	125	27	23	29	2,0	0,8	13	11,2	17,6	22	88,4	85,5	3150	0,34	1,77	0,97	1,34	120	87	118	87	6	7
2007118	90	140	30	26	32	2,5	0,8	13	12,45	20,3	22	111	111	3150	0,34	1,76	0,97	1,63	134,5	99	130	99	6	8
2007119	95	145	30	26	32	2,5	0,8	13	13	20,4	22	114	115	3150	0,36	1,69	0,93	1,75	140	104	135	105	6	8
2007120	100	150	30	26	32	2,5	0,8	14	12,45	20,3	24	117	120	2500	0,37	1,62	0,89	1,82	145	109	140	109	6	8
2007122	110	170	36	31	38	3,0	1,0	13	15	25	23	161	166	2500	0,35	1,73	0,95	2,9	163,5	120	160	120	7	9
2007124	120	180	36	31	38	3,0	1,0	14	15	25	25	169	180	2000	0,37	1,62	0,89	3,11	175	130	170	130	7	9
2007128	140	210	42	36	45	3,0	1,0	14	17,5	28	25	226	247	2000	0,37	1,62	0,89	5,08	203	152	200	152	8	11
2007132	160	240	48	41	51	3,5	1,2	14	20	33,5	26	309	351	1600	0,37	1,62	0,89	7,74	232	172	228	175	8	12
2007136	180	280	60	52	64	3,5	1,2	11	24,3	40	24	425	484	1250	0,28	2,16	1,19	13,4	268	192	268	200	10	16
2007138	190	290	60	52	64	3,5	1,2	14	25	40	25	445	519	1250	0,29	2,06	1,13	14,4	279	202	278	202	10	16
2007140	200	310	66	56	70	3,5	1,2	14	25	47	26	510	617	1250	0,38	1,6	0,88	18,5	297	212	298	220	11	17
2007144	220	340	72	59	76	4,0	1,5	13	30	50,2	24	614	716	1250	0,35	1,73	0,95	22,9	326	234	326	240	12	19
2007148	240	360	72	62	76	4,0	1,5	12	27,7	51,2	27	634	793	1000	0,32	1,89	1,04	26,0	348	254	346	260	12	19
2007152	260	400	82	71	87	5,0	2,0	11	33,6	59,5	26	806	1000	800	0,3	2,03	1,11	36,9	384	280	382	287	14	22
2007156	280	420	82	71	87	5,0	2,0	14	35	57,3	27	846	1040	800	0,37	1,62	0,89	39,2	406	300	402	305	14	22
2007160	300	460	95	82	100	5,0	2,0	11	35,8	64,1	27	1000	1290	800	0,31	1,94	1,07	55,9	442	320	440	330	14	22
2007164	320	480	95	82	100	5,0	2,0	11	35,8	65	26	1040	1360	630	0,33	1,85	1,01	59,1	462	340	460	350	14	22

Легка серія діаметрів 2

7202	15	35	11	9	11,75	1,0	0,3	17	3,9	6,4	14	8,78	6,14	12500	0,45	1,33	0,73	0,054	32	20	-	19	2	3
7203	17	40	12	11	13,25	1,5	0,5	12	5,7	7	12	13,8	9,3	12500	0,31	1,91	1,05	0,074	37	23	-	22,5	3	3
7204	20	47	14	12	15,25	1,5	0,5	14	6,7	8,5	12	19,1	13,3	10000	0,36	1,67	0,92	0,12	43,5	26	41	26	3	3
7205	25	52	15	13	16,25	1,5	0,5	14	6,7	8,5	14	23,9	17,9	10000	0,36	1,67	0,92	0,15	48,5	31	46	31	3	3

Умовне позначення підшипників	d	D	B	c	T	r	r ₁	α ⁰	Ролики			Розрахункові параметри				D _{вн}	D _{вн}	D _{вн}	D _{вн}	D _{вн}	D _{вн}			
									D _{вн}	l	Z	C	C ₀	n _{гр.} об/хв	e							γ	γ _n	Маса, кг
7206	30	62	16	14	17,25	1,5	0,5	14	8	10,2	14	29,8	22,3	8000	0,36	1,65	0,91	0,233	58,5	36	55	37	3	3
7207	35	72	17	15	18,25	2,0	0,8	14	9,2	10,5	14	35,2	26,3	6300	0,37	1,62	0,89	0,327	68,5	42	65	43	4	3
7208	40	80	20	16	19,75	2,0	0,8	14	9,9	12,2	15	42,4	32,7	6300	0,38	1,56	0,86	0,446	75,5	47	72	48	4	3,5
7209	45	85	19	16	20,75	2,0	0,8	15	9,9	12,2	16	42,7	33,4	5000	0,41	1,45	0,80	0,485	81,5	52	78	53	4	4,5
7210	50	90	21	17	21,75	2,0	0,8	14	11,7	14,8	14	52,9	40,6	5000	0,37	1,6	0,88	0,539	86,5	57	82	57	4	4,5
7211	55	100	21	18	22,75	2,5	0,8	15	11,7	14,8	16	57,9	46,1	5000	0,41	1,46	0,80	0,709	95	64	90	63	5	4,5
7212	60	110	24	19	23,75	2,5	0,8	13	13,1	14,2	16	72,2	58,4	4000	0,35	1,71	0,94	0,895	105,5	69	100	69	5	4,5
7214	70	125	26	21	26,25	2,5	0,8	14	14,2	17,4	17	95,9	82,1	4000	0,37	1,62	0,89	1,33	120	79	115	80	6	5
7215	75	130	26	22	27,25	2,5	0,8	15	14,2	17,4	18	97,6	84,5	3150	0,39	1,55	0,85	1,42	125	84	120	85	6	5
7216	80	140	26	22	28,25	3,0	1,0	16	14,2	17,4	20	106	95,2	3150	0,42	1,43	0,78	1,67	134	90	130	90	6	6
7217	85	150	28	24	30,25	3,0	1,0	16	16,7	17,0	17	109	91,4	3150	0,43	1,38	0,76	2,1	142,5	95	140	96	7	6,5
7218	90	160	31	26	32,5	3,0	1,0	14	17,5	20	18	141	125	2500	0,38	1,56	0,86	2,52	152,5	100	150	102	7	6,5
7219	95	170	32	27	34,5	3,5	1,2	14	18,7	20	18	145	131	2500	0,41	1,48	0,81	3,2	163	107	155	110	7	7,5
7220	100	180	34	29	37	3,5	1,2	15	18,7	22,7	19	162	146	2500	0,40	1,49	0,82	3,81	170	112	165	114	7	8
7224	120	215	41	34	43,5	3,5	1,2	15	23,4	27,3	19	252	237	2000	0,39	1,55	0,86	6,2	205	132	200	135	11	9,5
7230	150	270	45	38	49	4,0	1,5	14	31	27,0	18	330	300	1600	0,37	1,62	0,89	10,3	255	164	255	168	12	11
Легка широка серія діаметрів 5																								
7506	40	67	705	17	21,25	1,5	0,5	14	7,9	13	14	34,9	27,5	8000	0,37	1,65	0,90	0,29	58,5	36	55	37	3	4
7507	45	72	23,0	20	24,25	2,0	0,8	13	9,7	14,7	14	50,2	40,3	6300	0,35	1,73	0,95	0,449	68,5	42	65	43	4	5
7508	40	80	23,5	19	24,75	2,0	0,8	14	9,7	14,7	16	53,9	44,8	6300	0,38	1,58	0,87	0,576	75,5	47	72	48	4	5,5
7509	45	85	23,5	19	24,75	2,0	0,8	16	9,7	14,7	16	51,6	42,6	5000	0,42	1,44	0,80	0,618	81,5	52	78	53	4	5,5
7510	50	90	23,5	19	24,75	2,0	0,8	16	8,9	16,7	19	59,8	54,5	5000	0,42	1,43	0,78	0,64	86,5	57	82	57	4	5,5
7511	55	100	25,0	21	26,75	2,5	0,8	16	11,5	17,4	16	72,2	61,6	5000	0,36	1,67	0,92	0,825	95	64	90	63	5	5,5
7512	60	110	28,0	24	29,75	2,5	0,8	15	11,6	18,6	18	84	75,6	4000	0,39	1,53	0,84	1,19	105,5	69	100	69	5	5,5
7513	65	120	31	27	32,75	2,5	0,8	14	13,4	22	17	109	98,9	4000	0,37	1,62	0,89	1,57	115	74	110	75	6	5,5
7514	70	125	31,0	21	33,25	2,5	0,8	15	13,4	22	18	110	101	3150	0,39	1,55	0,85	1,6	120	79	115	80	6	6
7515	75	130	31,0	27	33,25	2,5	0,8	15	13,4	22	19	115	108	3150	0,41	1,48	0,81	1,76	125	84	120	85	6	6

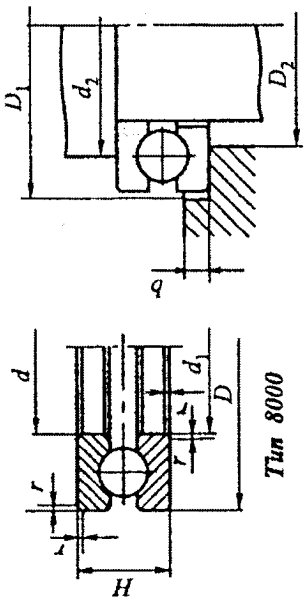
Умовне позначення підшипників	d	D	B	c	T	r	r _t	α ⁰	Ролики			Розрахункові параметри					D _{вн} , мм	D _{звн}	D _{звн}	D _{звн}	a _{вн} , мм	a _{звн}			
									D _{вн}	l	Z	C	C ₀	κН	n _г , об/хв	e							γ	γ ₀	Маса, кг
7516	80	140	33,0	28	35,25	3,0	1,0	15	14,7	23,4	19	133	126	3150	0,40	1,49	0,82	2,15	134	90	130	90	6	7	
7517	85	150	36,0	30	38,5	3,0	1,0	15	15,5	25,7	19	151	141	3150	0,39	1,55	0,85	2,8	142,5	95	140	96	7	8,5	
7518	90	160	40,0	34	42,5	3,0	1,0	15	17,3	27,6	18	179	171	2500	0,39	1,55	0,85	3,44	152,5	100	150	102	7	8,5	
7519	95	170	45,5	37	45,5	3,5	1,2	14	18,4	33,4	18	225	225	2500	0,38	1,57	0,86	4,42	163	107	155	110	7	10	
7520	100	180	46,0	39	49	3,5	1,2	15	18,4	33,4	19	232	236	2500	0,40	1,49	0,82	5,14	170	112	165	114	7	10	
7522	110	200	53,0	46	56	3,5	1,2	15	21,2	40	18	291	296	2000	0,39	1,55	0,85	7,37	190	122	185	125	9	10	
7524	120	215	58,0	50	61,5	3,5	1,2	15	21,6	43,3	20	351	379	2000	0,41	1,46	0,80	9,2	205	132	200	135	10	11,5	
7526	130	230	64,0	54	67,75	4,0	1,5	16	22,2	48,4	21	387	429	2000	0,43	1,39	0,77	11,8	221	144	215	144	10	13,5	
7528	140	250	68,0	58	71,75	4,0	1,5	12	27,2	50,8	19	498	538	1600	0,33	1,83	1,01	14,9	239	154	235	157	10	13,5	
7530	150	270	74	60	77	4,0	1,5	15	28,8	54,6	19	549	598	1600	0,39	1,55	0,85	18,0	255	164	255	168	10	13,5	
7532	160	290	80,0	67	84	4,0	1,5	14	31,1	54,6	20	555	599	1600	0,28	2,12	1,17	22,2	271	174	275	185	10	13,5	
7536	180	320	86,0	70	91	5,0	2,0	14	34,6	60	16	644	679	1000	0,36	1,65	0,90	27,6	302	197	300	205	10	16	
7538	190	340	92,0	75	97	5,0	2,0	11	33,5	63	20	776	888	1000	0,30	2,03	1,11	35,4	320	207	320	220	10	17	
Середня серія діаметрів 3																									
7304	20	52	16	13	16,25	2,0	0,8	11	8	10,2	11	25	17,7	10000	0,30	2,03	1,11	0,17	48,5	27	45	27	3	3	
7305	25	62	17	15	18,25	2,0	0,8	14	9,5	10	13	29,6	20,9	8000	0,36	1,66	0,92	0,253	58,5	32	55	33	3	3	
7306	30	72	19	17	20,75	2,0	0,8	14	9,9	12,7	13	40	29,9	6300	0,34	1,78	0,98	0,458	68	37	65	38	3	4,5	
7307	35	80	21	18	22,75	2,5	0,8	12	11,7	14,8	12	48,1	35,3	6300	0,32	1,88	1,03	0,496	76	44	71	43	5	4,5	
7308	40	90	23	20	25,25	2,5	0,8	11	13,1	14,2	12	61	46	5000	0,28	2,16	1,19	0,703	86	49	80	50	5	5	
7309	45	100	26	22	27,25	2,5	0,8	11	14,3	16	13	76,1	59,3	5000	0,29	2,09	1,15	1,01	95	54	90	55	5	5	
7310	50	110	29	23	29,25	3,0	1,0	12	16,7	19,4	12	96,6	75,9	4000	0,31	1,84	1,06	1,33	105	60	100	61	5	6	
7311	55	120	29	25	31,5	3,0	1,0	13	16,7	19,4	13	102	81,5	4000	0,33	1,90	0,99	1,64	114	65	110	67	5	6,5	
7312	60	130	31	27	33,5	3,5	1,2	12	17,5	20	14	118	96,3	4000	0,30	1,97	1,08	2,0	124	72	118	72	5	7,5	
7313	65	140	33	28	36	3,5	1,2	12	18,7	21	14	134	111	3150	0,30	1,97	1,08	2,54	132	77	128	78	6	8	
7314	70	150	37	30	38	3,5	1,2	12	22,8	24,6	12	168	137	3150	0,31	1,94	1,06	3,09	142	82	138	83	6	8	
7315	75	160	37	31	40	3,5	1,2	12	22,8	24,6	13	178	148	3150	0,33	1,83	1,01	3,63	152	87	148	91	6	9	
7317	85	180	41	35	44,5	4,0	1,5	12	23,4	27,3	15	221	195	2500	0,31	1,91	1,05	5,21	167	99	166	102	7	10,5	

Умовне позначення підшипників	d	D	B	e	T	r	r ₁	α ⁰	Ролики			Розрахункові параметри					D _{вн}	D _{вн}	D _{вн}	D _{вн}	D _{вн}	D _{вн}	
									D _{вн}	l	Z	C	C ₀	n _{гр} , об/хв	e	γ							γ ₀
7318	90	190	43	36	46,5	4,0	1,5	12	22,7	27,3	13	240	201	2500	0,32	1,88	1,03	178	104	175	108	7	10,5
7320	100	215	47	39	51,5	4,0	1,5	12	29	32	14	290	270	2000	0,318	1,88	1,03	202	114	200	121	7	12,5
Середня широка серія діаметрів б																							
7604	20	52	21,0	18,5	22,25	2,0	0,8	11	7,9	13	11	29,5	22	10000	0,30	2,01	1,11	48,5	27	45	27	3	4
7605	25	62	24,0	21,0	25,25	2,0	0,8	11	8,9	16,7	12	45,5	36,6	8000	0,27	2,19	1,20	58,5	32	55	33	4	5
7606	30	72	29,0	23,0	28,75	2,0	0,8	12	10,2	20,4	12	61,3	51	6300	0,32	1,88	1,03	68	37	65	38	5	5,5
7607	35	80	31,0	27,0	32,75	2,5	0,8	11	10,5	22	13	71,6	61,5	6300	0,30	2,03	1,11	76	44	71	43	5	7,5
7608	40	90	33,0	28,5	35,25	2,5	0,8	11	12	23,4	13	80	67,2	5000	0,30	2,03	1,11	86	49	80	50	5	8
7609	45	100	36,0	31,0	38,25	3,0	1,0	11	13,7	24,4	13	104	90,5	4000	0,29	2,06	1,13	95	54	90	55	5	8
7610	50	110	40,0	34,0	42,25	3,0	1,0	11	14,8	28	13	122	108	4000	0,30	2,03	1,11	105	60	100	61	5	9
7611	55	120	44,5	35,0	45,5	3,0	1,0	12	14,8	28	15	148	140	4000	0,32	1,85	1,02	114	65	110	67	5	10,5
7612	60	130	47,5	37,0	48,5	3,5	1,2	12	17	33	14	171	157	3150	0,3	1,97	1,08	124	72	118	72	6	11,5
7613	65	140	48,0	41,0	51	3,5	1,2	12	17	33	15	178	168	3150	0,33	1,83	1,01	132	77	128	78	6	12
7614	70	150	51,0	43,0	54	3,5	1,2	13	19,8	35	13	204	186	3150	0,35	1,71	0,94	142	82	138	83	7	12
7615	75	160	55,0	46,5	58	3,5	1,2	11	21,2	40	14	249	235	2500	0,30	1,99	1,2	152	87	148	91	7	13
7616	80	170	59,4	49,0	61,5	3,5	1,2	12	19,4	43,2	14	294	291	2500	0,32	1,89	1,04	160	92	158	97	7	13,5
7618	90	190	66,5	51,4	67,5	4,0	1,5	11	25,5	49	14	369	363	2000	0,30	1,99	1,20	178	104	175	108	12	14,5
7620	100	215	73,0	61,5	77,5	4,0	1,5	12	27,5	53	15	451	459	2000	0,31	1,91	1,05	202	114	200	121	12	17,5
7622	110	240	80,0	66,0	84,5	4,0	1,5	11	34,5	56,9	14	490	505	1600	0,33	1,82	1,0	225	124	220	135	14	19,5
7624	120	260	86,0	70,5	90,5	4,0	1,5	12	34	61	14	601	610	1600	0,31	1,97	1,08	240	134	235	145	14	19,5
7634	170	360	120,0	100,0	127	5,0	2,0	13	49,2	87,3	15	1080	1170	1000	0,32	1,88	1,03	335	190	340	205	15	22

Приклад умовного позначення підшипника 7210 за ГОСТ 333-79
Підшипник 7210 ГОСТ333-79.

Таблиця 51. Кулькові підшипники упорні одинарні (ГОСТ 6874-75)

Еквівалентне осьове навантаження на підшипник:
 - динамічне $F_E = F_d$;
 - статичне $F_{0E} = F_{0d}$



Тип 8000

Умовні позначення підшипників	Розміри, мм.														
	d	D	H	d ₁	r	Кульки		Розрахункові параметри			Маса, кг	d _{звн}	D _{звн}	D ₁	b _{звн}
						D _{зв}	Z	C	C ₀	n _{пр} , об/хв					
Особливо легка серія діаметрів 1															
8100	10	24	9	10,2	0,5	4,76	10	6580	11300	8000	0,02	19	15	24,5	2
8101	12	26	9	12,2	0,5	4,76	11	6970	12500	8000	0,02	21	17	26,5	2
8102	15	28	9	15,2	0,5	4,76	12	7430	13600	8000	0,024	23	20	28,5	2
8103	17	30	9	17,2	0,5	4,76	14	8220	15900	6300	0,03	25	22	30,5	2
8104	20	35	10	20,2	0,5	5,56	14	11000	21600	6300	0,04	29	26	35,5	2
8105	25	42	11	25,2	1	5,56	17	12500	26200	6300	0,06	35	32	42,5	3
8106	30	47	11	30,2	1	5,56	19	13800	29300	5000	0,07	40	37	47,5	3
8107	35	52	12	35,2	1	6,25	20	16800	37200	5000	0,084	45	43	52,5	3
8108	40	60	13	40,2	1	7,14	20	23000	51000	5000	0,12	52	48	60,5	3
8109	45	65	14	45,2	1	7,14	22	24300	56100	4000	0,15	57	53	65,5	3
8110	50	70	14	50,2	1	7,14	24	25700	61200	4000	0,16	62	58	70,5	3
8111	55	78	16	55,2	1	8,5	23	34200	83000	4000	0,24	69	64	78,5	3
8112	60	85	17	60,2	1,5	8,73	24	37500	91500	3150	0,29	75	70	85,5	4
8113	65	90	18	65,2	1,5	9,53	23	42800	104000	3150	0,34	80	75	90,5	4

Умовні позначення підшипників	d	D	H	d_f	r	Кульки		Розрахункові параметри				Маса, кг	$D_{2\text{ннн}}$	D_f	$D_{2\text{ннн}}$	
						D_w	Z	C	H		C_0					$n_{гр}$, об/хв
									C	C_0						
8114	70	95	18	70,2	1,5	9,53	25	46000	113000	3150	0,36	85	80	95,5	4	
8115	75	100	19	75,2	1,5	9,53	26	47400	118000	2500	0,42	90	85	101	4	
8116	80	105	19	80,2	1,5	9,53	27	48700	122000	2500	0,43	95	90	106	4	
8117	85	110	19	85,2	1,5	9,53	29	59000	132000	2500	0,46	100	95	111	4	
8118	90	120	22	90,2	1,5	11,11	26	61800	161000	2500	0,68	108	102	121	6	
8120	100	135	25	100,2	1,5	12,7	27	81600	218000	2000	1,0	121	114	136	6	
8122	110	145	25	110,2	1,5	11,91	29	82900	222000	2000	1,08	131	124	146	6	
8124	120	155	25	120,2	1,5	12,7	29	88000	250000	1600	1,16	141	134	156	6	
8126	130	170	30	130,3	1,5	15,08	27	108000	307000	1600	1,87	154	146	171	7	
8128	140	180	31	140,3	1,5	15,08	28	112000	318000	1600	2,1	164	156	181	8	
8130	150	190	31	150,3	1,5	15,08	30	120000	365000	1600	2,2	174	166	191	8	
8132	160	200	31	160,3	1,5	15,08	32	122000	364000	1250	2,4	184	176	202	8	
8134	170	215	34	170,3	2	17,46	30	151000	457000	1250	3,3	197	188	217	8	
8136	180	225	34	180,3	2	17,46	31	158000	473000	1250	3,5	205	198	227	8	
8140	200	250	37	200,3	2	19,05	32	184000	581000	1000	4,4	230	220	252	11	
8144	220	270	37	220,3	2	19,05	35	197000	635000	1000	4,6	250	240	272	11	
8148	240	300	45	240,3	2,5	23,02	32	250000	848000	800	7,6	276	264	302	11	
8152	260	320	45	260,3	2,5	23,02	35	268000	900000	800	8,1	296	284	322	11	
8156	280	350	53	280,3	2,5	26,99	32	329000	1170000	800	12,2	322	308	352	11	
8164	320	400	63	320,4	3	31,75	31	428000	1560000	800	18,9	368	352	402	16	
8168	340	420	64	340,4	3	31,75	33	441000	1660000	630	20,0	388	372	422	16	
8172	360	440	65	360,4	3	31,75	34	454000	1710000	630	22,0	404	392	442	16	
8180	400	480	65	400,4	3	31,75	38	487000	1920000	500	23,4	448	432	482	16	
81/500*	500	600	80	500,5	3,5	38,1	40	330000	2050000	400	45,8	560	540	602	19	

Умовні позначення підшип- ників	d	D	H	d_i	r	Кульки		Розрахункові параметри				Маса, кг	$d_{\text{норм}}$	$D_{\text{норм}}$	$b_{\text{норм}}$
						D_w	Z	C	C_n	$n_{\text{гр}}$ об/хв					
											Н				
Легка серія діаметрів 2															
8201	12	28	11	12,2	1	5,56	10	8680	15400	6300	0,034	22	18	28,5	3
8202	15	32	12	15,2	1	5,56	12	9870	18600	6300	0,041	25	22	32,5	3
8204	20	40	14	20,2	1	7,14	12	15800	30600	5000	0,080	32	28	40,5	3,5
8205	25	47	15	25,2	1	7,94	13	20400	41000	5000	0,12	38	34	47,5	3,5
8206	30	52	16	30,2	1	7,94	15	23000	47200	4000	0,14	43	39	52,5	3,5
8207	35	62	18	35,2	1,5	9,53	15	31600	68000	4000	0,22	52	45	62,5	3,5
8208	40	68	19	40,2	1,5	10,32	15	37500	79900	3150	0,27	57	51	68,5	3,5
8209	45	73	20	45,2	1,5	10,32	17	39500	90500	3150	0,32	62	56	73,5	3,5
8210	50	78	22	50,2	1,5	11,11	17	46000	105000	3150	0,39	67	61	78,5	3,5
8211	55	90	25	55,2	1,5	12,7	16	56600	129000	2500	0,61	76	69	90,5	6
8212	60	95	26	60,2	1,5	13,49	17	65800	155000	2500	0,69	81	74	95,5	6
8213	65	100	27	65,2	1,5	12,7	19	65800	153000	2500	0,75	86	79	101	6
8214	70	105	27	70,2	1,5	12,7	20	65800	161000	2500	0,80	91	82	106	6
8215	75	110	27	75,2	1,5	12,7	21	68400	169000	2000	0,86	96	89	111	6
8216	80	115	28	80,2	1,5	13,49	21	76300	191000	2000	0,95	101	94	116	7
8217	85	125	31	85,2	1,5	15,88	19	94700	239000	2000	1,30	109	101	126	7
8218	90	135	35	90,2	2	17,46	17	112000	290000	1600	1,86	117	108	136	7
8220	100	150	38	100,2	2	19,84	17	132000	335000	1600	2,40	130	120	151	9
8222	110	160	38	110,2	2	19,84	18	138000	394000	1250	2,60	140	130	161	9
8224	120	170	39	120,2	2	19,84	20	145000	413000	1250	2,80	150	140	171	9
8226	130	190	45	130,3	2,5	23,81	18	178000	567000	1250	4,20	166	154	191	9
8228	140	200	46	140,3	2,5	23,81	19	191000	595000	1250	4,50	176	164	202	12
8230	150	215	50	150,3	2,5	23,02	22	217000	645000	1000	6,50	189	176	217	12
8236	180	250	56	180,3	2,5	27,78	21	263000	810000	800	8,9	222	208	252	12
8240	200	280	62	200,3	3	31,75	21	329000	1060000	630	12,4	248	232	282	15
8244	220	300	63	220,3	3,0	31,75	22	336000	1110000	630	13,7	268	252	302	15

Умовні

позначення підшип- ників підшип- ників	d	D	H	d_i	r	Кульки		Розрахункові параметри				Маса, кг	$d_{\text{підшипн}}$	$D_{\text{підшипн}}$	$b_{\text{підшипн}}$
						D_w	Z	C	C_0	$n_{\text{пр}}$	об/хв				
8256	280	380	80	280,3	3,5	38,1	24	480000	1740000	500	27,8	340	320	382	20
8260	300	420	95	300,3	4	44,45	22	566000	2170000	400	44,2	372	348	422	26
8268	340	460	96	340,4	4	44,45	25	625000	2470000	315	52	12	388	462	26
8272	360	500	110	360,4	5	53,98	22	756000	3200000	315	67,75	444	416	502	26
8292	460	620	130	460,5	6	57,15	26	947000	4250000	350	117,2	556	524	623	33
8296	480	650	135	480,5	6	63,5	24	102000	4840000	200	138,5	582	548	653	33
Середня серія діаметрів 3															
8305	25	52	18	25,2	1,5	9,53	11	25700	49900	4000	0,18	41	35	57	5
8306	30	60	21	30,2	1,5	11,11	11	32900	67900	3150	0,27	48	42	60,5	5
8307	35	68	24	35,2	1,5	11,91	12	40800	85000	3150	0,39	55	48	68,5	6
8308	40	78	26	40,2	1,5	13,49	12	51300	109000	2500	0,55	63	55	78,5	6
8309	45	85	28	45,2	1,5	14,29	13	59200	133000	2500	0,69	69	61	85,5	6
8310	50	95	31	50,2	2	15,88	13	71000	164000	2500	1,0	77	68	95,5	6
8311	55	105	35	55,2	2	18,26	13	92100	217000	2000	1,34	85	75	106	8
8312	60	110	35	60,2	2	18,26	13	92100	217000	2000	1,43	90	80	111	8
8313	65	115	36	65,2	2	19,05	14	104000	254000	2000	1,57	95	85	116	8
8314	70	125	40	70,2	2	20,64	10	120000	298000	1600	2,1	103	92	126	8
8315	75	135	44	75,2	2,5	22,23	14	138000	346000	1600	2,7	111	99	136	11
8316	80	140	44	80,2	2,5	22,23	14	138000	346000	1600	2,8	116	104	141	11

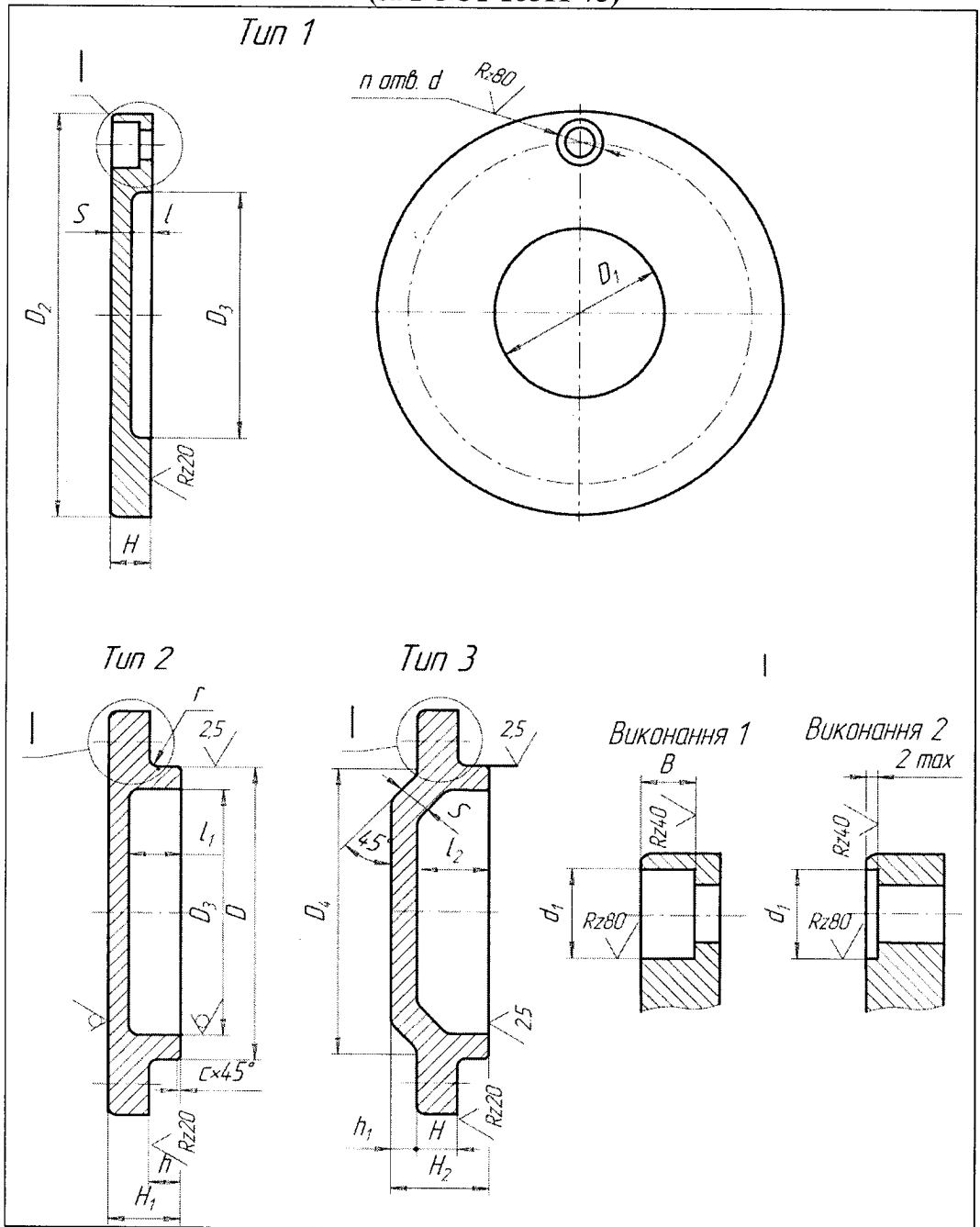
Продовження табл. 51

Умовні позначення підшипників	d	D	H	d_f	r	Кульки		Розрахункові параметри				Маса, кг	$D_{\text{зізн}}^*$	D_i	$D_{\text{зізн}}^*$
						D_w	Z	C	C_B	$n_{\text{пр. об./хв}}$					
											H				
8318	90	155	50	90,2	2,5	25,4	14	171000	452000	1250	3,9	129	116	156	12
8320	100	170	55	100,2	2,5	26,99	14	184000	490000	1250	5,1	142	128	171	12
8322	110	190	63	110,2	3,0	31,75	13	230000	655000	1000	7,9	158	152	191	15
8324	120	210	70	120,2	3,5	35,72	13	276000	829000	1000	10,9	174	156	212	18
8326	130	225	75	130,3	3,5	38,1	13	303000	944000	800	13,3	187	168	227	18
8330	150	250	80	150,3	3,5	38,1	14	329000	1020000	630	16,7	210	190	252	20
8336	180	300	95	180,3	4	44,45	15	441000	1480000	500	28,17	252	228	302	22
8340	200	340	110	200,3	5	53,98	14	559000	2040000	400	43,6	284	256	342	25
Важка серія діаметрів 4															
8420	100	210	85	100,2	4	44,45	10	329000	988000	630	14,9	166	144	212	20
8426	130	270	110	130,3	5	57,15	10	480000	1630000	500	31,8	214	186	272	25

Приклад умовного позначення підшипника 8210 за ГОСТ 6874-75
Підшипник 8210 ГОСТ6874-75.

12.6. Довідкові дані конструювання кришок підшипників

Таблиця 52. Конструкція і розміри торцевих глухих кришок (за ГОСТ 18511-73)

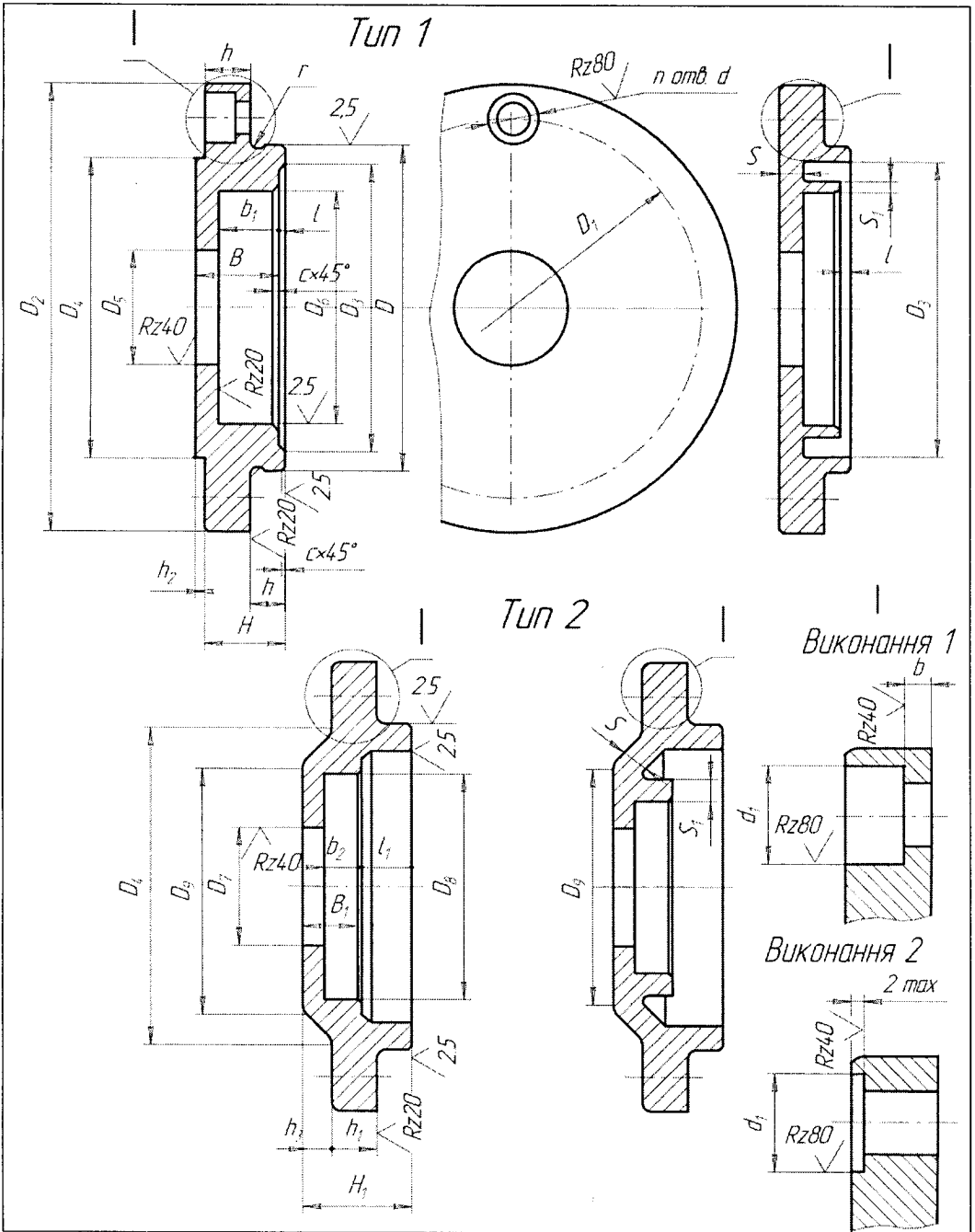


<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>D</i> ₃	<i>D</i> ₄	<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>n</i>	<i>H</i> *	<i>H</i> ₁ *	<i>H</i> ₂ *	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>h</i>	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>S</i>	<i>C</i>	<i>R</i>																
40	54	70	34	40	7	12	14	4	10	15	20	5	10	15	5	5	4	5	0,6	0,6																
42				42															0,6																	
44	60	78	38	44															7		12	14	4	10	15	20	5	10	15	5	5	4	5	0,6	0,6	
45				45																														0,6		
47				47																														1,0		
50	68	82	44	50															7		12	14	4	10	15	20	5	10	15	5	5	4	5	1,0	0,6	
52				52	0,6																															
55	75	95	48	55	7	12	14	4	10	15	22	5	10	17	5	7	4	5	1,0	0,6																
58				58																	0,6															
60	78	95	52	60																	7	12	14	4	10	15	22	5	10	17	5	7	4	5	1,0	0,6
62				62	0,6																															
65	84	105	58	65	9	15	20	4	12	18	26	6	12	20	6	8	4	6	1,0	0,6																
68				68																	0,6															
70	90	110	62	9																	15	20	4	12	18	26	6	12	20	6	8	4	6	1,0	0,6	
72			72																																	0,6
75			75		0,6																															
80	100	120	72	80	9	15	20	6	12	18	26	6	12	20	6	8	4	6	1,0	0,6																
85				85																	0,6															
90	110	130	80	90																	9	15	20	6	12	18	26	6	12	20	6	8	4	6	1,0	0,6
95				95	0,6																															
100	120	145	90	100	11	18	24	6	15	23	32	8	16	25	8	9	5	7	1,6	0,6																
105	130	155	95	105																	11	18	24	6	15	23	32	8	16	25	8	9	5	7	1,6	0,6
110				110																																
115	140	165	105	115																	11	18	24	6	15	23	32	8	16	25	8	9	5	7	1,6	0,6
120				120																																
125	150	175	115	125																	11	18	24	6	15	23	32	8	16	25	8	9	5	7	1,6	0,6
130				130	0,6																															
135	160	185	125	135	11	18	24	6	15	23	32	8	16	25	8	9	5	7	1,6	0,6																
140				140																	0,6															
145	170	195	130	145	11	18	24	6	15	23	32	8	16	25	8	9	5	7	1,6	0,6																
145	145	0,6																																		

* Розмір для довідок.

Приклад умовного позначення кришки глухої, що має $D=72$ мм, тип 2, виконання 1**Кришка 72-2-1 ГОСТ 18511-73.**

Таблиця 53. Конструкція і розміри торцевих кришок з отвором для манжетного ущільнення (за ГОСТ 18512-73)



<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>D</i> ₃	<i>D</i> ₄	<i>Вал</i> [*]	<i>D</i> ₅	<i>D</i> ₆	<i>Вал</i> [*]	<i>D</i> ₇	<i>D</i> ₈	<i>D</i> ₉	<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>n</i>
40	54	70	34	40	15	16	30	14	15	28	36	7	12	14	4
					17	18	32	14	15	28	36				
42	54	70	34	40	12	13	28	12	13	28	36	7	12	14	4
					15	16	30	16	17	30	38				
47	60	78	38	47	15	16	30	14	15	28	36	7	12	14	4
					17	18	32	17	18	32	40				
					20	21	40	17	18	32	40				
52	66	82	44	50	17	18	32	17	18	32	40	7	12	14	4
					20	21	40	20	21	40	48				
					25	26	42	20	21	40	48				
55	75	95	48	50	25	26	42	25	26	42	48	7	12	14	4
60	78	95	52	60	25	26	42	25	26	42	50				
62	78	95	52	60	17	18	32	14	15	28	26	7	12	14	4
					20	21	40	20	21	40	48				
					25	26	42	25	26	42	50				
					30	31	52	25	26	42	50				
					32	33	52	-	-	-	-				
65	84	105	58	68	35	36	58	-	-	-	-	9	15	20	4
68	84	105	58	68	30	31	52	30	31	52	62	9	15	20	4
					35	36	58	30	31	52	62				
					40	41	60	30	31	52	62				
70	90	110	62	72	40	41	60	-	-	-	-	9	15	20	4
72	90	110	62	72	20	21	40	16	17	30	40	9	15	20	4
					25	26	42	25	26	42	52				
					30	31	52	30	31	52	62				
					35	36	58	30	31	52	62				
					38	39	58	30	31	52	62				
45	46	65	30	31	52	62									
75	90	110	64	72	35	36	58	35	36	58	68	9	15	20	4
					45	46	65	40	41	60	70				
80	100	120	72	80	25	26	42	20	21	40	50	9	15	20	6
					30	31	52	20	21	40	50				
					35	36	58	30	31	52	62				
80	110	120	72	80	40	41	60	35	36	58	68	9	15	20	6
					45	46	65	45	46	65	75				
					50	51	70	45	46	65	75				
85	110	120	72	80	35	36	58	40	41	60	70	9	15	20	6
					45	46	65	40	41	60	70				
90	110	130	80	92	30	31	52	25	26	42	52	9	15	20	6
					40	41	60	35	36	58	68				
					50	51	70	45	46	65	75				
					55	56	80	50	51	70	80				
95	110	130	80	92	40	41	60	45	46	65	75	9	15	20	6
					50	51	70	50	51	70	80				
					60	61,5	85	50	51	70	80				

<i>D</i>	<i>D₁</i>	<i>D₂</i>	<i>D₃</i>	<i>D₄</i>	<i>Вал</i> *	<i>D₅</i>	<i>D₆</i>	<i>Вал</i> **	<i>D₇</i>	<i>D₈</i>	<i>D₉</i>	<i>d</i>	<i>d₁</i>	<i>d₂</i>	<i>n</i>
100	120	145	90	100	35	36	58	30	31	52	62	11	18	24	6
					45	46	65	40	41	60	70				
					55	56	80	50	51	70	80				
					65	66,5	90	50	51	70	80				
105	130	155	95	110	45	46	65	50	51	70	80	11	18	24	6
					55	56	80	50	51	70	80				
					70	71,5	95	50	51	70	80				
110	130	155	95	110	40	41	60	35	36	58	68	11	18	24	6
					50	51	70	45	46	65	75				
					60	61,5	85	50	51	70	80				
					70	71,5	95	55	56	80	90				
					75	76,5	100	55	56	80	90				
115	140	165	105	120	50	51	70	60	61	85	95	11	18	24	6
					65	56,5	90	65	66	90	100				
					75	76,5	100	65	66	90	100				
					80	81,5	105	65	66	90	100				
120	140	165	105	120	45	46	65	40	41	60	70	11	18	24	6
					55	56	80	50	51	70	80				
					65	66,5	90	60	61	85	95				
					75	76,5	100	60	61	85	95				
					80	81,5	105	60	61	85	95				
125	150	175	115	125	85	86,5	110	60	61	85	95	11	18	24	6
					55	56	80	65	66	90	100				
					70	71,5	95	70	71	95	105				
					80	81,5	105	80	81	105	115				
130	150	175	115	125	85	86,5	110	80	81	105	115	11	18	24	6
					50	51	70	45	46	65	75				
					60	61,5	85	50	51	70	80				
					75	76,5	100	55	56	80	90				
					85	86,5	110	65	66,5	90	100				
135	160	185	125	135	85	86,5	110	75	76,5	100	110	11	18	24	6
					60	61,5	85	65	66,5	90	100				
					75	76,5	100	80	81,5	105	115				
					90	92	120	80	81,5	105	115				
					100	102	125	80	81,5	105	115				
140	160	185	125	135	55	56	80	50	51	70	80	11	18	24	6
					65	66,5	90	60	61,5	85	95				
					70	71,5	95	70	71,5	95	105				
					80	81,5	105	80	81,5	105	116				
					90	92	120	80	81,5	105	116				
					95	97	120	80	81,5	105	116				
145	170	195	130	145	100	102	125	80	81,5	105	116	11	18	24	6
					75	76,5	100	85	86,5	110	121				
					95	97	120	95	97	120	131				
					105	107	130	95	97	120	131				

*Розміри для довідок.

**Діаметр вала або втулки.

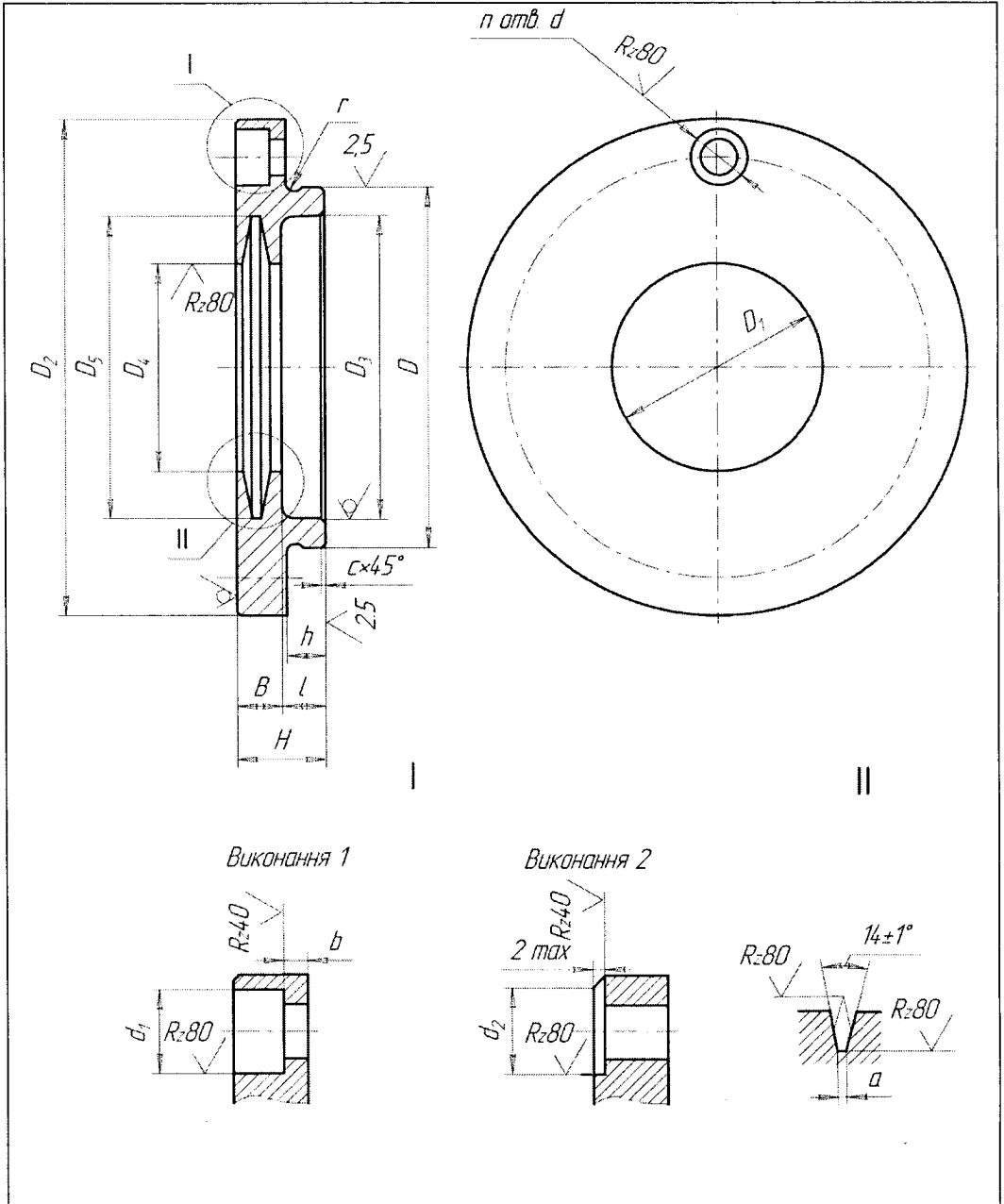
H^*	H_1^*	h	h_1	h_2	h_3	l	l_1	B	B_1	b	b_1	b_2	S	S_1	c	r
15	22	5	10	-	7	2	10	13	12	4	8	8	5	-	0,6	0,6
15 15 17	22	5	10	- - 2	7	2	10	13 13 15	12	4	8 8 11	8	5	-	0,6	0,6
15 17 17	22 27 27	5	10	- 2 2	7 12 12	2	10 12 12	13 15 15	12 15 15	4	8 11 11	8 11 11	5	4	1,0	0,6
17	28	5	10	2	13	2	13	15	15	4	11	11	5	4	1,0	0,6
15 17 17 17 17	22 27 28 28 -	5	10	- 2 2 2 2	7 12 13 13 -	2	10 12 13 13 -	13 15 15 15 15	12 15 15	4	8 11 11 11 11	8 11 11	5	4	1,0	0,6
17	-	5	10	2	-	2	-	15	-	4	11	-	5	4	1,0	0,6
17	28	6	12	-	10	2	13	15	15	4	11	11	6	5	1,0	0,6
17	-	6	12	-	-	2	-	15	-	4	11	-	6	5	1,0	0,6
17	22 28 28 28 30	6	12	-	4 10 10 10 12	2	10 13 13 13 15	15	12 15 15 15 15	4	11	11 11 11 11	6	5	1,0	0,6
17	31	6	12	-	13	3	16	15	15	4	11	11	6	5	1,0	0,6
18	27 28 28	6	12	-	9 10 10	3	12 13 13	15	15	4	11	11	6	5	1,0	0,6
18	30 33 33	6	12	-	12 15 15	3	15 18 18	15	15	4	11	11	6	5	1,0	0,6
18	31	6	12	-	13	3	16	15	15	4	11	11	6	5	1,0	0,6
18 18 18 21	28 30 33 34	6	12	- - - 3	10 12 15 16	3	13 15 18 19	15 15 15 18	15	4	11 11 11 13,6	11	6	5	1,0	0,6
18 18 21	33 34 34	6	12	- - 3	15 16 16	3	18 19 19	15 15 18	15	4	11 11 13,6	11	6	5	1,0	0,6

H^*	H_1^*	h	h_1	h_2	h_3	l	l_1	B	B_1	b	b_1	b_2	S	S_1	c	r	
23	30	8	15	-	7	3	13	20	17	5	11	11	7	5,5	1,6	0,6	
	33				10		16				11						
	36				13		19				13,6						
	36				13		19				13,6						
23	36	8	15	-	13	3	19	20	17	5	11,0 13,6 13,6	11	7	5,5	1,6	0,6	
23	32	8	15	-	9	3	15	20	17	5	11	11	7	5,5	1,6	0,6	
	35				12		18		11		11						
	36				13		19		11		11						
	39				16		19		13,6		13,6						
	39				16		19		13,6		13,6						
23	41	8	15	-	18	3	21	20	20	5	11,0	13,6	13,6	7	5,5	1,6	0,6
	42				19		22				13,6						
	42				19		22				13,6						
	42				19		22				13,6						
23	33	8	15	-	10	3	16	20	17	5	11,0	11,0	7	5,5	1,6	0,6	
	36				13		19		13,6		11,0						
	41				18		21		13,6		13,6						
	41				18		21		13,6		13,6						
	41				18		21		13,6		13,6						
	41				18		21		13,6		13,6						
23	42	8	15	-	19	3	22	20	20	5	13,6	13,6	7	5,5	1,6	0,6	
	42				19		22										
	46				23		26										
	46				23		26										
	46				23		26										
23	35	8	15	-	12	3	18	20	17	5	11,0	11,0	7	5,5	1,6	0,6	
	36				13		19		13,6		11,0						
	39				16		19		13,6		13,6						
	42				19		22		13,6		13,6						
	43				20		23		13,6		13,6						
23	42	8	15	-	19	3	22	20	20	5	13,6	13,6	7	5,5	1,6	0,6	
	46				23		26										
	46				23		26										
	46				23		26										
23	36	8	15	-	13	3	19	20	17	5	13,6	11,0	7	5,5	1,6	0,6	
	41				18		21		20			13,6					
	42				19		22		20			13,6					
	46				23		26		20			13,6					
	46				23		26		20			13,6					
	46				23		26		20			13,6					
23	47	8	15	-	24	3	27	20	20	5	13,6	13,6	7	5,5	1,6	0,6	
	48				25		28										
	48				25		28										
	48				25		28										

Приклад умовного позначення кришки, що має $D=80$ мм, тип 2, вик. 2.

Кришка 80-2-2 ГОСТ 18512-73.

Таблиця 54. Конструкції і розміри торцевих кришок з канавкою для ущільнювального кільця (за ГОСТ 11641-73)



**Розміри в мм торцевих кришок з капавкою для ущільнювального кільця
(за ГОСТ 11641-73)**

<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>D</i> ₃	<i>Вал</i> [*]	<i>D</i> ₄	<i>D</i> ₅	<i>D</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>n</i>	<i>H</i> [*]	<i>h</i>	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>B</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>r</i>
40	54	70	34	15	16	24	7	12	14	4	15	5	8	12,5	7	2	4	0,6	0,6
				17	18	28							7		8				
				20	21	31							7		8				
				25	26	38							7		9				
42	54	70	34	12	13	21	7	12	14	4	15	5	8	12,5	7	2	4	0,6	0,6
				15	16	24							7		7				
				20	21	31							7		8				
				25	26	38							7		9				
44	60	78	38	17	18	28	7	12	14	4	15	5	7	12,5	8	3	4	0,6	0,6
45	60	78	38	20	21	31	7	12	14	4	15	5	7	12,5	8	3	4	0,6	0,6
				30	31	43							6		9				
47	60	78	38	15	16	24	7	12	14	4	15	5	8	12,5	7	2	4	1	0,6
				17	18	28							7		8				
				20	21	31							7		8				
				25	26	38							7		9				
50	66	82	44	30	31	43	7	12	14	4	15	5	6	12,5	9	4	4	1	0,6
				35	36	48							6		9				
				40	41	53							6		9				
				45	46	58							6		9				
52	66	82	44	17	18	28	7	12	14	4	15	5	7	12,5	8	3	4	1	0,6
				20	21	31							7		8				
				25	26	38							7		9				
				30	31	43							6		9				
55	75	95	48	25	26	38	7	12	14	4	15	5	6	12,5	9	4	4	1	0,6
				30	31	43							6		9				
				35	36	48							6		9				
				40	41	53							6		9				
58	75	95	48	45	46	58	7	12	14	4	15	5	6	12,5	9	4	4	1	0,6
60	78	95	52	25	26	38	7	12	14	4	15	5	6	12,5	9	4	4	1	0,6
				30	31	43							6		9				
				35	36	48							6		9				
				40	41	53							6		9				
62	78	95	52	17	18	28	7	12	14	4	15	5	7	12,5	8	3	4	1	0,6
				20	21	31							7		8				
				25	26	38							7		9				
				30	31	43							6		9				
				35	36	48							6		9				
				40	41	53							6		9				
45	46	58	6	9															
65	84	105	58	35	36	48	9	15	20	4	18	6	8	15	10	4	4	1	0,6
				45	46	58							8		10				

<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>D</i> ₃	<i>Вал</i> ^{**}	<i>D</i> ₄	<i>D</i> ₅	<i>D</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>n</i>	<i>H</i> [*]	<i>h</i>	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>B</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>r</i>
68	84	105	58	30	31	43	9	15	20	4	18	6	8	15	10	4	4	1	0,6
				35	36	48							8		10	4			
				40	41	53							8		10	4			
				45	46	58							8		10	4			
				50	51	67							7		11	5			
70	90	110	62	30	31	43	9	15	20	4	18	6	8	15	10	4	4	1	0,6
				40	41	53							8		10	4			
				50	51	67							7		11	5			
				55	56	72							7		11	5			
72	90	110	62	20	21	31	9	15	20	4	18	6	9	15	9	3	4	1	0,6
				25	26	38							8		10	4			
				30	31	43							8		10	4			
				35	36	48							8		10	4			
				40	41	53							8		10	4			
				45	46	58							8		10	4			
				50	51	67							7		11	5			
55	56	72	7	11	5														
75	90	110	64	35	36	48	9	15	20	4	18	6	8	15	10	4	4	1	0,6
				45	46	58							8		10	4			
				55	56	72							7		11	5			
				60	61	77							7		11	5			
80	100	120	72	25	26	38	9	15	20	4	18	6	8	15	10	4	4	1	0,6
				30	31	43							8		10	4			
				35	36	48							8		10	4			
				40	41	53							8		10	4			
				45	46	58							8		10	4			
				50	51	67							7		11	5			
				55	56	72							7		11	5			
				60	61	77							7		11	5			
65	66	82	7	11	5														
85	100	120	72	35	36	48	9	15	20	4	18	6	8	15	10	4	4	1	0,6
				40	41	53							8		10	4			
				45	46	58							8		10	4			
				50	51	67							7		11	5			
				55	56	72							7		11	5			
				60	61,5	77							7		11	5			
90	110	130	80	30	31	43	9	15	20	4	18	6	8	15	10	4	4	1	0,6
				35	36	48							8		10	4			
				40	41	53							8		10	4			
				45	46	58							8		10	4			
				50	51	67							7		11	5			
				55	56	72							7		11	5			
				60	61,5	77							7		11	5			
				65	66,5	82							7		11	5			

<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>D</i> ₃	<i>Вал</i> [*]	<i>D</i> ₄	<i>D</i> ₅	<i>D</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>n</i>	<i>H</i> [*]	<i>h</i>	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>B</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>r</i>
95	110	130	80	40	41	53	9	15	20	6	18	6	8	15	10	4	4	1	0,6
				50	51	67							7		11	5			
				60	61,5	77							7		11	5			
				70	71,5	89							6		12	6			
100	120	145	90	35	36	48	11	18	24	6	23	8	14	20,5	9	4	5	1,6	0,6
				40	41	53							14		9	4			
				45	46	58							14		9	4			
				50	51	67							13		10	4			
				55	56	72							13		10	5			
				65	66,5	82							13		10	5			
				70	71,5	89							12		11	5			
75	76,5	94	12	11	66														
105	130	155	95	45	46	58	11	18	24	6	23	8	14	20,5	9	4	5	1,6	0,6
				55	56	72							13		10	5			
				70	71,5	89							12		11	6			
				75	76,5	94							12		11	6			
				80	81,5	99							12		11	6			
110	130	155	95	40	41	53	11	18	24	6	23	8	14	20,5	9	4	5	1,6	0,6
				45	46	58							14		9	4			
				50	51	67							13		10	5			
				55	56	72							13		10	5			
				60	61,5	77							13		10	5			
				70	71,5	89							12		11	6			
				75	76,5	94							12		11	6			
				80	81,5	99							12		11	6			
85	86,5	104	12	11	6														
115	140	165	105	65	66,5	82	11	18	24	6	23	8	13	20,5	10	5	5	1,6	0,6
				75	76,5	94							12		11	6			
				80	81,5	99							12		11	6			
				85	86,5	104							12		11	6			
				45	46	58							11		18	24			
50	51	67	13	10	5														
55	56	72	13	10	5														
60	61,5	77	13	10	5														
65	66,5	82	12	11	6														
75	76,5	94	12	11	6														
80	81,5	99	12	11	6														
85	86,5	104	12	11	6														
90	92	111	11	12	7														

<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>D</i> ₃	Вал**			<i>D</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>n</i>	<i>H</i> *	<i>h</i>	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>B</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>r</i>
125	150	175	115	55	56	72	11	18	24	6	23	8	11	19,5	12	5	5	1,6	0,6
				70	71,5	89							10		13	6			
				80	81,5	99							10		13	6			
				85	86,5	104							10		13	6			
				90	92	111							9		14	7			
				100	102	125							8		15	8			
130	150	175	115	50	51	67	11	18	24	6	23	8	11	19,5	12	5	5	1,6	0,6
				55	56	72							11		12	5			
				60	61,5	77							11		12	5			
				65	66,5	82							11		12	5			
				70	71,5	89							10		13	6			
				75	76,5	94							10		13	6			
				85	86,5	104							10		13	6			
				90	92	111							9		14	7			
				95	97	116							9		14	7			
				100	102	125							8		15	8			
135	160	185	125	60	61,5	77	11	18	24	6	23	8	11	19,5	12	5	5	1,6	0,6
				75	76,5	94							10		13	6			
				90	92	111							9		14	7			
				100	102	125							8		15	8			
140	160	185	125	55	56	72	11	18	24	6	23	8	11	19,5	12	5	5	1,6	0,6
				60	61,5	77							11		12	5			
				65	66,5	82							11		12	5			
				70	71,5	89							10		13	6			
				75	76,5	94							10		13	6			
				80	81,5	99							10		13	6			
				85	86,5	104							10		13	6			
				90	92	111							9		14	7			
				95	97	116							9		14	7			
				100	102	125							8		15	8			
110	112	135	8	15	8														
145	170	195	130	75	76,5	94	11	18	24	6	23	8	10	19,5	13	6	5	1,6	0,6
				95	97	116							9		14	7			
				105	107	130							8		15	8			
				110	112	135							8		15	8			
				120	122	145							8		15	8			

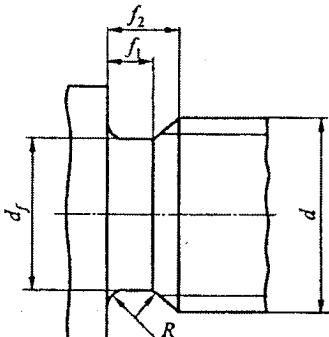
*Розміри для довідок.

**Діаметр вала або втулки.

Приклад умовного позначення кришки, що має $D=130$ мм, вик. 1:*Кришка 130-1 ГОСТ 11641-73.*

12.7. Конструювання особливих ділянок валів

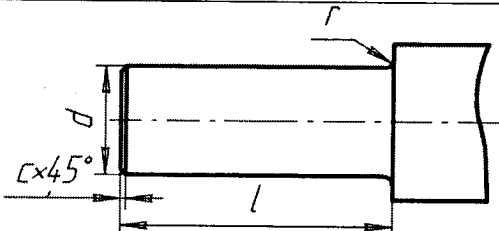
Таблиця 55. Розміри проточок для різьби під круглі гайки



Розміри, мм.

Крок різьби	f_{1min}	f_{2max}	d_f	R
1,0	2,1	3,5	d-1,6	0,5
1,25	2,2	4,2	d-2,0	0,75
1,5	3,2	5,2	d-2,3	0,75
1,75	4,0	6,0	d-2,5	1,0
2,0	4,5	7,0	d-3,0	1,0
2,5	5,6	8,7	d-3,6	1,25
3,0	6,7	10,5	d-4,4	1,5

Таблиця 55А. Кінці валів циліндричні



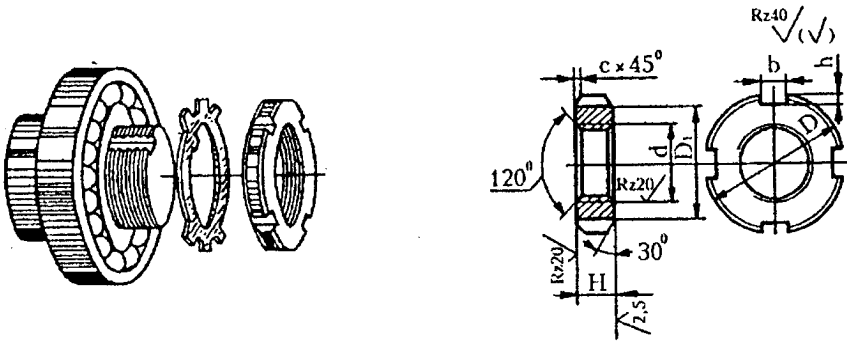
Розміри, мм.

d	l		r	c	d	l		r	c
	виконання					виконання			
	1	2				1	2		
20,22	50	36	1,6	1,0	50,55	110	82	2,5	2,0
25,28	60	42			60,70	140	105		
32,36	80	58	2,0	1,6	80,90	170	130	3,0	2,5
40,45	110	82			100,11	210	165		

Примітка.

1. Виконання валів: 1 – довгі; 2 – короткі.
2. Поля допусків діаметра d : при d до 30 мм – $j6$, понад 30 до 50 мм – $k6$, понад 50 мм – $m6$.

Таблиця 56. Круглі гайки шліцеві



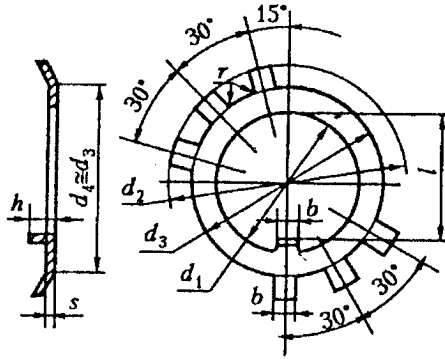
Розміри, мм.

<i>d</i>	<i>Крок різьби</i>	<i>D</i>	<i>D₁</i>	<i>c</i>	<i>H</i>	<i>b</i>	<i>h</i>
10	1,25	22	15	0,6	8	4	2,0
12	1,25	26	18	0,6			
14		28	20				
16	1,5	30	22	1,0	10	5	2,5
18		32	24				
20		34	27				
22		38	30				
24		42	34				
27		45	34				
30		48	39				
33		52	42	1,0	12	8	4
36		55	48				
39		60	48	1,6	12	8	4
42	65	56					
45	2	70	56	1,0	15	10	5
48		75	64				
52		80	64				
56		85	72				
60		90	75				
64		95	80				
68		100	80	1,6	18	12	6
72		105	90				
76		110	90	1,6	18	12	6
80		115	100				
85	120	105					
90	125	110					
96	130	110					
100	135	120					

Приклад умовного позначення круглої шліцевої гайки нормальної точності з діаметром $d=64$ мм і кроком різьби 2мм, з полем допуску 6H зі сталі 35X:

Гайка M64×2, 6H. 35X ГОСТ 11871-80.

Таблиця 57. Стопорні шайби спеціальні



Розміри, мм.

Діаметр різьби	d_1	d_2	d_3	b	h	l	r	s
10	10,5	26	16	3,5		7		
12	12,5	28	18	3,8		9		
14	14,5	30	20	3,8	3	11	0,2	
16	16,5	32	22			13		
18	18,5	34	24			15		
20	20,5	37	27			17	0,5	1
22	22,5	40	30	4,8	4	19		
24	24,5	44	33			21		
27	27,5	47	36			24		
30	30,5	50	39			27	0,5	
33	33,5	54	42			30		
36	36,5	58	45	5,8	5	33		
38	39,5	62	48			36		
42	42,5	67	52			39		
45	45,5	72	56	7,8	6	42		
48	48,5	77	60			45		
52	52,5	82	65			49	0,8	1,6
56	57	87	70			53		
60	61	92	75	9,5		57		
64	65	97	80			61		
68	69	102	85			65		
72	73	107	90			69		
76	77	112	95			73		
80	81	117	100	11,5	7	76	1,0	2,0
85	86	122	105			81		
90	91	127	110			86		
95	96	132	115			91		
100	101	137	120			96		

Приклад умовного позначення спеціальної стопорної шайби для круглої шліцевої гайки з діаметром різьби 64 мм:

Шайба 64 ГОСТ 11872-80.

Таблиця 58. Шорсткість поверхні при механічних методах обробки

Оброблювані поверхні	Методи обробки		Параметри шорсткості													
			Rz					Ra					Rz			
			320	160	80	40	20	2,5	1,25	0,63	0,32	0,160	0,080	0,040	0,100	
Зовнішні циліндричні	Обточування	Попереднє	■	■	■	■										
		Чистове			■	■	■	■								
		Тонке						■	■	■	■					
	Шліфування	Попереднє						■	■	■						
		Чистове							■	■	■					
		Тонке								■	■	■				
	Притирання	Грубе								■	■	■				
		Середнє									■	■	■			
		Тонке										■	■	■	■	■
	Обробка абразивним полотном									■	■	■	■			
Обточування роликком									■	■	■	■				
Шліфування Суперфінішування											■	■	■	■		
Внутрішні циліндричні	Розточування	Попереднє	■	■	■	■										
		Чистове			■	■	■	■								
		Тонке				■	■	■	■	■						
	Свердління				■	■	■									
					■	■	■	■								
	Зенкерування	Чорнове			■	■	■									
		Чистове			■	■	■	■								
	Розверчування	Нормальне							■	■						
		Точне								■	■	■				
		Тонке									■	■	■	■		
	Протягування							■	■	■						
	Внутрішнє шліфування	Попереднє							■	■	■					
		Чистове								■	■	■	■			
	Калібрування кулькою									■	■	■	■			
	Притирання	Грубе								■	■	■				
		Середнє									■	■	■			
Тонке											■	■	■	■	■	
Шліфування Притирання Хонінгування	Нормальне								■	■	■	■				
	Дзеркальне											■	■	■	■	

Оброблювані поверхні	Методи обробки		Параметри шорсткості														
			Rz					Ra					Rz				
			320	160	80	40	20	2,5	1,25	0,63	0,32	0,160	0,080	0,040	0,100		
Площини	Стругання	Попереднє															
		Чистове															
		Тонке															
	Циліндричне фрезерування	Попереднє															
		Чистове															
		Тонке															
	Торцьове фрезерування	Попереднє															
		Чистове															
		Тонке															
	Торцьове точіння	Попереднє															
		Чистове															
		Тонке															
	Плоске шліфування	Попереднє															
		Чистове															
Притирання	Грубе																
	Середнє																
	Тонке																
Обробка зубців коліс	стругання, фрезерування																
	фрезерування черв'ячною фрезею																
	шевінгування																
	шліфування																
	притирання і обкочування																
Анодно-механічна обробка	рядова																
	тонка																
Електромеханічна розмірна обробка	рядова																
	тонка																
Електроіскрова обробка	чистова																
	тонка																
Ультразвукова обробка (отвори, заглиблення)																	

Таблиця 59. Поверхні отворів і валів в системі отвору залежно від класу точності

Клас точності (квалітет)	Позначення полів допусків		РОЗМІРИ, мм																							
			Від 1		До 3		18		30		50		80		120		180		260		360		500		630	
			3	6	10	18	30	50	80	120	180	260	360	500	630	1000										
2 (6-7)	ОТВІР	A	H7	Ra=2,5																						
		Гр	u7	Ra=2,5																						
	ВАЛ	Гр	r6, s6	Ra=2,5																						
		Г	n6	Ra=2,5																						
		Г	k6	Ra=2,5																						
		Г	js6	Ra=2,5																						
		С	h6	Ra=2,5																						
		Д	g6	Ra=2,5																						
		Х	f7	Ra=2,5																						
		Л	e7	Ra=2,5																						
2а (7-8)	ОТВІР	A2a	H8	Ra=1,25																						
	ВАЛ	Гр _{2а}	s7, u8	Ra=1,25																						
3 (8-9)	ОТВІР	A3	H8, H9	Ra=2,5																						
		Гр ₂₃	u8	Ra=2,5																						
	ВАЛ	Гр ₁₃	x8, u8, s8	Ra=2,5																						
		С3	h8, h9	Ra=2,5																						
		Х3	f9, e9, e8	Ra=2,5																						
		Л3	d9	Ra=2,5																						
		ОТВІР	A4	H11	Ra=2,5																					
		С4	h11	Ra=2,5																						
		Х4	d11	Ra=2,5																						
		Л4	b11, c11	Ra=2,5																						
4 (11)	ВАЛ	Л4	b11, c11	Ra=2,5																						
		Л4	a11	Ra=2,5																						
5 (12)	ОТВІР	A5	H12	Ra=2,5																						
	ВАЛ	С5	h12	Ra=2,5																						
7 (14)	ОТВІР	A7	H14	Ra=2,5																						
		Л7	d14	Ra=2,5																						

Таблиця 60. Числові значення допусків

Інтервал номіналь- них роз- мірів,мм		Квалітет													
		5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Понад	До	мкм							мм						
3	6	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,20	1,80
6	10	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,50	2,20
10	18	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,80	2,70
18	30	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,10	3,30
30	50	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,50	3,90
50	80	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,00	4,60
80	120	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,50	5,40
120	180	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,00	6,30
180	250	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,60	6,20
250	315	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,20	8,10
315	400	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,70	8,90
400	500	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,00	4,00	6,30	9,70
500	630	30	44	70	110	175	280	440	0,70	1,10	1,75	2,80	4,40	7,00	11,0
630	800	35	50	80	125	200	320	500	0,80	1,25	2,00	3,20	5,00	8,00	12,5
800	1000	40	56	90	140	230	360	560	0,90	1,40	2,30	3,60	5,60	9,00	14,0
1000	1250	46	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,60	4,20	6,60	10,5	16,5
1250	1600	54	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,10	5,00	7,80	12,5	19,5
1600	2000	65	92	150	230	370	600	920	1,50	2,30	3,70	6,00	9,20	15,0	23,0

**Таблиця 60А. Числові значення основних відхилень валів,
мкм (ГОСТ 25346-89)**

Інтервал розмірів, мм		Основні відхилення																				
		<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>js</i>	<i>k</i>		<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	
		Для всіх квалітетів							квалітети		Для всіх квалітетів											
									Від 4 до 7	решта												
Понад	До	Верхнє відхилення <i>es</i>							Нижнє відхилення <i>ei</i>													
3	6	-70	-30	-20	-14	-4	0	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	28	-	35		
6	10	-80	-40	-25	-13	-5	0	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	34	-	42		
10	14	-95	-50	-32	-16	-6	0	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	40	-	50		
14	18																	39	45	-	60	
18	24	-110	-65	-40	-20	-7	0	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35	-	41	47	54	63	73		
24	30															41	48	55	64	75	88	
30	40	-120	-80	-50	-25	-9	0	+2	0	+9	+17	+26	+34	+43	-	48	60	68	80	94	112	
40	50	-130														54	70	81	97	114	136	
50	65	-140	-100	-60	-30	-10	0	+2	0	+11	+20	+32	41	53	66	87	102	122	144	172		
65	80	-150											43	59	75	102	120	146	174	210		
80	100	-170	-120	-72	-36	-12	0	+3	0	+13	+23	+37	51	71	91	124	146	178	214	258		
100	120	-180											54	79	104	144	172	210	254	310		
140	160	-210	-145	-85	-43	-14	0	+3	0	+15	+27	+43	63	92	122	170	202	248	300	365		
140	160	-210											65	100	134	190	228	280	340	415		
160	180	-230											68	108	146	210	252	310	380	465		
180	200	-240	-170	-100	-50	-15	0	+4	0	+17	+31	+50	77	122	166	236	284	350	425	520		
200	225	-260											80	130	180	258	310	385	470	575		
225	250	-280											84	140	196	284	340	425	520	640		

Див. примітку до табл. 60

Таблиця 60 Б. Числові значення основних відхилень отворів, мкм (ГОСТ 25346-89)

Інтервал розмірів, мм	С	D	E	F	G	H	H _s	K	Для квалітетів								Δ, мкм											
									M	N	P	R	S	T	U	V		X	Y	Z								
																					До 8	Понад 8	До 8	Понад 8	До 8	Понад 8	До 8	Понад 8
До 3	Нижче відхилення EI												Верхнє відхилення ES															
	3	6	+70	30	20	-14	-4	0	-1	-	-4	-4	-8	0	-12	-15	-19	-	-23	-	-28	-	-35	1	3	4	6	
6	10	+80	+40	-25	-13	-5	0	-1	-	-6	-6	-10	0	-15	-19	-23	-	-28	-	-34	-	-40	-	-42	2	3	6	7
10	14	-95	-50	-32	-16	-6	0	-1	-	-7	-7	-12	0	-18	-23	-28	-	-33	-	-40	-	-45	-	-50	3	3	7	9
14	18	-110	-65	-40	-20	-7	0	-2	-	-8	-8	-15	0	-22	-28	-35	-	-41	-	-47	-	-54	-	-63	3	4	8	12
18	24	-120	-80	-50	-25	-9	0	-2	-	-9	-9	-11	0	-26	-34	-43	-	-48	-	-54	-	-63	-	-73	3	4	8	12
24	38	-130	-90	-60	-30	-10	0	-2	-	-11	-11	-20	0	-32	-41	-53	-	-54	-	-63	-	-73	-	-88	4	5	9	14
30	40	-140	-100	-70	-40	-11	0	-2	-	-11	-11	-20	0	-32	-43	-59	-	-66	-	-75	-	-88	-	-102	5	6	11	16
48	50	-150	-110	-80	-50	-12	0	-3	-	-13	-13	-23	0	-37	-51	-71	-	-75	-	-87	-	-102	-	-122	5	6	11	16
50	65	-170	-120	-90	-60	-13	0	-3	-	-13	-13	-23	0	-37	-51	-71	-	-91	-	-102	-	-120	-	-146	5	6	11	16
65	80	-180	-130	-100	-70	-14	0	-3	-	-13	-13	-23	0	-37	-54	-79	-	-104	-	-114	-	-144	-	-172	5	6	11	16
80	100	-180	-140	-110	-80	-16	0	-3	-	-13	-13	-23	0	-37	-54	-79	-	-104	-	-114	-	-144	-	-172	5	6	11	16
100	120	-180	-140	-110	-80	-16	0	-3	-	-13	-13	-23	0	-37	-54	-79	-	-104	-	-114	-	-144	-	-172	5	6	11	16
120	180	-180	-140	-110	-80	-16	0	-3	-	-13	-13	-23	0	-37	-54	-79	-	-104	-	-114	-	-144	-	-172	5	6	11	16

Примітка:

1. Граничні відхилення полів допусків js_6 і $JS_7 \pm IT/2$ (IT-допуск на розмір);
2. Для полів допусків від js_7 до js_{11} і від JS_7 до JS_{11} непарні числові значення IT заокруглити до ближчого меншого парного числа, щоб граничні відхилення $\pm IT/2$ були цілі числа.

12.8. Довідкові дані для розрахунків пасових передач

Таблиця 61. Параметри гумотканинних пасів БКНЛ-65, Б-820

Число прокладок паса	Товщина паса δ , мм	Стандартна ширина b , мм	Діаметр меншого шківa d_1 , мм	Питоме корисне навантаження $i_n f_{10}$, Н/мм для f_o , Н/мм		
				2	2,25	2,5
2	3	20;25;30; 40;45	80	5,0	5,4	5,8
			100	5,2	5,6	6,0
			125	5,3	5,7	6,1
3	4,5	20;25;30; 40;45;50;	125	7,1	8,3	8,8
			160	7,3	8,5	9,1
			200	7,5	8,7	9,3
4	6	60;70;75; 80;85;90;	180	10,2	11,1	12,0
			224	10,5	11,4	12,3
			280	10,7	11,6	12,5
5	7,5	100;125;150; 200;250	250	12,7	14,0	15,1
			315	13,0	14,4	15,5
			400	13,2	14,6	15,8

Примітка. Для плоских пасів можна брати відношення d_1/δ : 30...40 – гумотканинні паси; 25...30 – бавовняні; 25...35 – шкіряні; 70...80 – синтетичні паси.

Таблиця 62. Значення коефіцієнта C_p режиму роботи

Кількість змін роботи	Режим навантаження		
	Незначне коливання навантаження	Значні коливання навантаження	Ударні навантаження
Однозмінна C_{p1}	0,9...0,8	0,8...0,7	0,7...0,6
Двозмінна C_{p2}	0,87 C_{p1}		
Тризмінна C_{p3}	0,72 C_{p1}		

Таблиця 63. Параметри для розрахунку пасів

Параметр	Тип паса			
	Гумотканинні	Бавовняні	Шкіряні	Клинові
Границя міцності σ_b , МПа	45	35	22	60
Модуль пружності E , МПа	80..118	67...100	100..147	106...160
Густина ρ , г/см ³	1,15	0,95	1,05	1,15
Обмежена границя витривалості σ_N , МПа	7	4	10	9
Показник степені m кривої втоми	6	5	7	8
Напруження попереднього натягу паса σ_o , МПа	1,6...2,0	1,6...2,0	1,6...2,0	1,2..1,6

Примітка. Значення σ_N подано для бази випробувань $N_0=10^7$.

Таблиця 64. Коефіцієнт ν впливу напружень в пасі на шківях

Передаточне число	1	1,5	2	3
Значення коефіцієнта ν	1	0,8	0,6	0,5

Таблиця 65. ККД окремих типів пасових передач [4]

Тип передачі	η
З відкритим плоским пасом	0,98
З кордшнуровим пасом	0,92...0,98
З кордтканинним пасом	0,87...0,92
З натяжним роликом	0,95

Таблиця 66. Розміри та допустима потужність P_0 клинових пасів

Переріз і базова довжина паса	Площа перерізу A , мм ²	Діаметр меншого шківя d_1 , мм	P_0 , кВт, для швидкості паса v , м/с			
			5	10	15	20
О 1320	47	63	0,49	0,82	1,03	1,11
		71	0,56	0,92	1,22	1,37
		80	0,62	1,07	1,41	1,60
А 1700	81	90	0,84	1,39	1,75	1,88
		100	0,95	1,60	2,07	2,31
		112	1,05	1,82	2,39	2,74
Б 2240	138	125	1,39	2,26	2,80	-
		140	1,61	2,70	3,45	3,83
		160	1,83	3,15	4,13	4,73
В 3750	230	200	2,77	4,59	5,80	6,33
		224	3,15	5,35	6,95	7,86
		280	3,48	6,02	7,94	9,18
УО 1600	56	63	0,95	1,50	1,68	1,85
		71	1,18	1,95	2,35	2,73
		80	1,38	2,34	2,92	3,50
УА 2500	95	90	1,56	2,57	3,60	-
		100	1,89	3,15	4,35	-
		112	2,17	3,72	4,60	5,61
УБ 3550	158	140	2,95	5,00	7,01	-
		160	3,45	5,98	7,60	9,10
		180	3,80	6,70	8,80	10,60

Примітка. Стандартні довжини клинових пасів, мм: 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1120; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4750; 5300; 6300; 7500; 9000; 10000.

УВАГА!

Попередній вибір перерізу клинових пасів можна зробити за обертальним моментом T_I на ведучому шкиву при його кутовій швидкості $\omega > 25$ рад/с

T_I , Н·м	<10	10...30	30...120	120...350	<150	150...500	500...1700
Переріз	О	А	Б	В	УО	УА	УБ

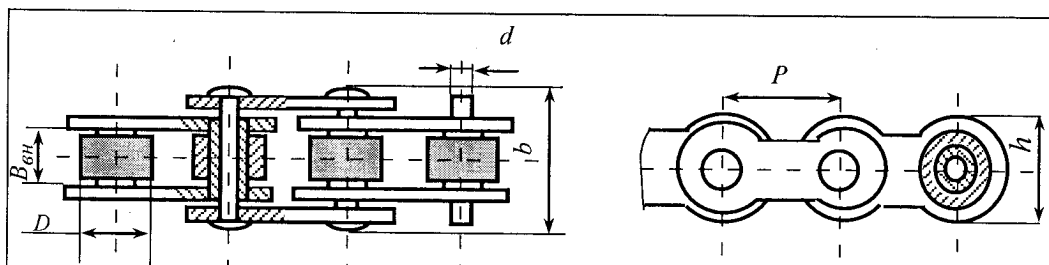
Таблиця 67. Числа зубців і граничні кутові швидкості меншої зірочки

Число зубців z_1	$\omega_{I\max}$ (рад/с) для кроків ланцюга P в мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Роликові ланцюги ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР і ПРИ								
15	230	190	135	115	100	75	65	60
19	240	200	145	120	105	80	70	65
23	250	210	150	125	110	80	75	65
27	255	215	155	130	110	85	75	70
Зубчасті ланцюги								
17...35	330	265	220	165	130	-	-	-

Таблиця 68. Значення коефіцієнтів k_{Ecn} і k_{Esm} для типових режимів навантаження

Коефіцієнти інтенсивності	Режими навантаження				
	П	В	СР	СН	Л
k_{Ecn}	1	0,8	0,6	0,40	0,20
k_{Esm}	1	0,8	0,7	0,65	0,45

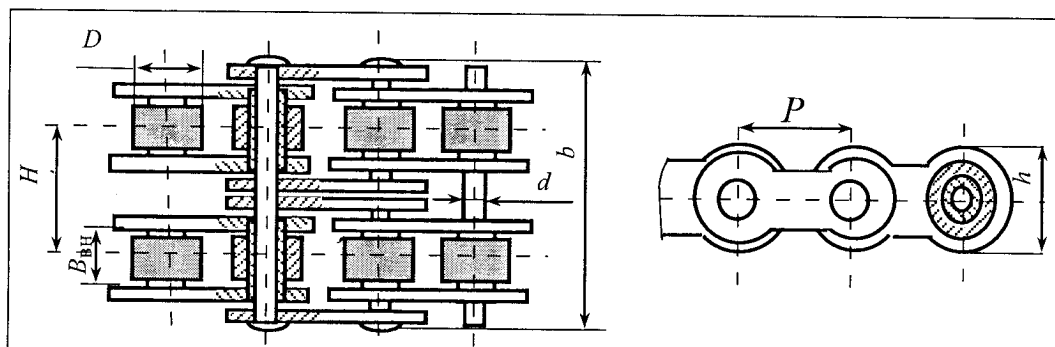
Таблиця 69. Ланцюги приводні роликові однорядні ПР. Розміри, мм



P	$B_{ВН}$	d	D	h	b	$F_{рн}, кН$	$q, кз/м$	$A_{оп}, мм^2$
8,000	3,00	2,00	5,00	7,5	12	4,6	0,20	11,0
9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9,1	0,45	28,1
12,700	7,75	4,45	8,51	11,8	21	18,2	0,75	39,6
15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	22,7	1,00	54,8
19,050	12,70	5,96	11,91	18,2	33	31,8	1,90	105,8
25,400	15,88	7,95	15,88	24,2	39	60,0	2,60	179,7
31,750	19,05	9,55	19,05	30,2	46	88,5	3,80	262,0
38,100	25,40	11,12	22,23	36,2	58	127,0	5,50	334,0
44,450	25,40	12,72	25,40	42,4	62	172,4	7,50	473,0
50,800	31,75	14,29	28,58	48,3	72	226,8	9,70	646,0

УВАГА! Дозволяється зменшити $F_{рн}$ для перехідних ланок на 20%.
 Приклад позначення, крок 25,4 мм: Ланцюг ПР 25.4 ГОСТ 13568-75.

Таблиця 70. Ланцюги приводні роликові дворядні 2ПР. Розміри, мм



P	$B_{ВН}$	d	D	h	b	H	$F_{рн}, кН$	$q, кз/м$	$A_{оп}, мм^2$
12,700	7,75	4,45	8,51	11,8	35	13,92	31,8	1,4	105
15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	41	16,59	45,4	1,9	140
19,050	12,70	5,96	11,91	18,2	54	25,50	72,0	3,6	211
25,400	15,88	7,95	15,88	24,2	68	29,29	113,4	5,0	359
31,750	19,05	9,55	19,05	30,2	82	35,76	177,0	7,3	524
38,100	25,40	11,12	22,23	36,2	104	45,44	254,0	11,0	788
44,450	25,40	12,72	25,40	42,4	110	48,87	344,8	14,4	946
50,800	31,75	14,29	28,58	48,3	130	56,55	453,6	19,1	1292

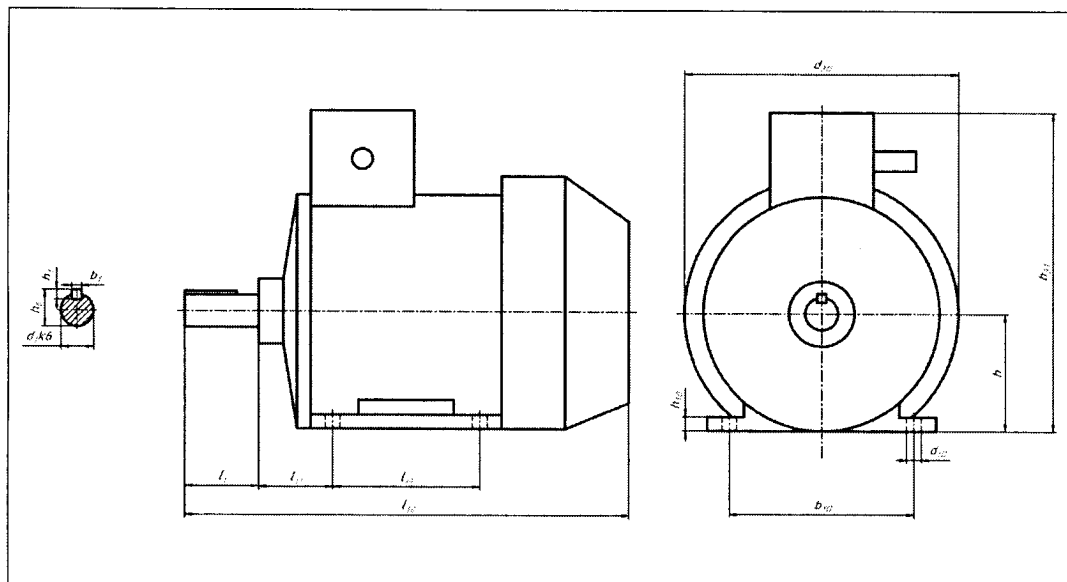
УВАГА! Дозволяється зменшити $F_{рн}$ для перехідних ланок на 20%.
 Приклад позначення, крок 25,4 мм: Ланцюг 2ПР 25.4 ГОСТ 13568-75.

12.9. Довідковий матеріал з вибору електродвигунів, ККД, передаточних чисел і мащення редукторів

Таблиця 71. Основні технічні дані асинхронних двигунів серії 4А

Потужність <i>P</i> , кВт	Тип двигуна	Частота обертання		$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	ККД, %	cos φ	
		<i>n</i> , об/хв	ω , рад/с					
1,1	4A71B2Y3	2810	294,1	2,0	2,2	77,5	0,87	
	4A80A4Y3	1420	148,6			75,0	0,81	
	4A80B6Y3	920	96,3			74,0	0,74	
	4A90LB8Y3	700	73,3	1,6	1,7	70,0	0,68	
1,5	4A80A2Y3	2850	298,3	2,0	2,2	81,0	0,85	
	4A80B4Y3	1415	148,1			77,0	0,83	
	4A90L6Y3	935	97,8			75,0	0,74	
	4A90LB8Y3	700	73,3	1,6	1,7	74,0	0,65	
2,2	4A80B2Y3	2850	298,3	2,0	2,2	83,0	0,87	
	4A90L4Y3	1425	149,1			80,0	0,83	
	4A1006Y3	950	99,4			81	0,73	
	4A112MA8Y3	700	73,3	1,8	1,7	76,5	0,71	
3	4A90L2Y3	2840	297,2	2,0	2,2	84,5	0,88	
	4A100S4Y3	1435	150,2			82,0	0,83	
	4A112MA6Y3	955	99,9			81,0	0,76	
	4A112MB8Y3	700	73,3	1,8	1,7	79,0	0,74	
4	4A100S2Y3	2880	301,4	2,0	2,2	86,5	0,89	
	4A100L4Y3	1430	149,7			84,0	0,84	
	4A112MB6Y3	950	99,4			82,0	0,81	
	4A132S8Y3	720	75,3	1,8	1,7	83,0	0,70	
5,5	4A100L2Y3	2800	293,1	2,0	2,2	87,5	0,91	
	4A112M4Y3	1445	151,2			85,0	0,85	
	4A132S6Y3	965	101,0			85,0	0,80	
	4A132M8Y3	720	75,3	1,8	1,7	83,0	0,74	
7,5	4A112M2Y3	2900	303,5	1,6	2,2	87,5	0,88	
	4A132S4Y3	1455	152,3	2,0			0,86	
	4A132M6Y3	970	101,5	85,5			0,81	
	4A160S8Y3	730	76,4	1,4	1,7	86,0	0,75	
11	4A132M2Y3	2900	303,5	1,6	2,2	87,5	0,90	
	4A132M4Y3	1460	152,8	2,0			0,87	
	4A160S6Y3	975	102	1,2			2,0	86,0
	4A160M8Y3	730	76,4	1,4	1,7	87,0	0,75	
15	4A160S2Y3	2940	307,7	1,4	2,2	88,0	0,91	
	4A160S4Y3	1465	153,3	2,0			0,88	
	4A160M6Y3	975	102	1,2			2,0	87,5
	4A180M8Y3	730	76,4	1,4	1,7	87,0	0,82	
18,5	4A160M2Y3	2940	307,7	1,4	2,2	88,5	0,92	
	4A160M4Y3	1465	153,3				89,5	0,88
	4A180M6Y3	975	102				1,2	2,0
22	4A180S2Y3	2945	308,2	1,4	2,2	88,5	0,91	
	4A180S4Y3	1470	153,8				90,0	0,90
30	4A180M2Y3	2945	308,2	1,4	2,2	90,0	0,92	
	4A180M4Y3	1470	153,8				90,5	0,90

Таблиця 72. Габаритні, установлювальні і присьднувальні розміри електродвигунів серії 4А, виконання закрите з обдувом (М100) за ГОСТ 19523-81

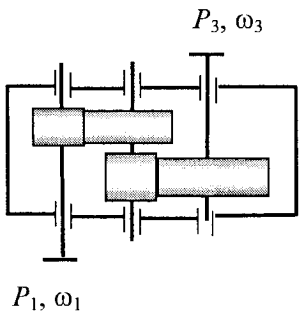
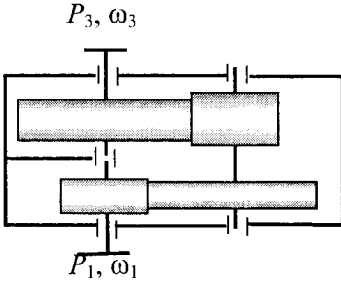


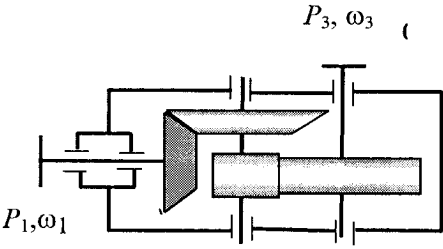
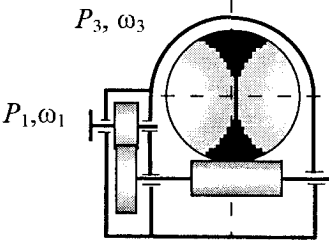
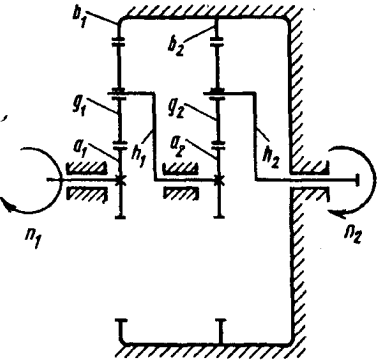
Тип дви-гуна	Число полюсів	Габаритні розміри, мм			Встановлювальні і присьднувальні розміри, мм										
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}	b_1	b_{10}	h	h_1	h_5	h_{10}
4A71	2,4,6,8	285	201	170	40	90	45	19	7	6	112	71	6	21,5	9
4A80A		300	218	186	50	100	50	22	10		125	80		24,5	10
4A80B		320									140	90		27,0	11
4A90L		350	243	208	60	125	56	24	8	160	100	7	31,0	12	
4A100S		362	263	235		112	63	28		190	112		35,0		
4A100L		392			80	140	70	32	12	10	216	132	8	41,0	13
4A112M		452	310	260			89	38	10					216	
4A132S		480	350	32	80	140	89	38	10	216	132	8	41,0	13	
4A132M		530													
4A160S		2	624	430	358	110	1178	108	42	15	12	254	160	9	45
	4,6,8	48							14		51,5				
4A160M	2	667	470	410	110	210	121	42	15	12	279	180	8	45,0	20
	4,6,8							48		14			51,5		
4A180	2	662	470	410	110	203	121	48	15	14	279	180	9	51,5	20
	4,6,8							55		16			59,0		
4A180M	2	702	470	410	110	241	121	48	15	14	279	180	9	51,5	20
	4,6,8							55		16			59,0		

Таблиця 73. Значення ККД і передаточних чисел

Пари тертя	ККД	η
Циліндрична зубчаста передача	0,96...0,98	2...6
Конічна зубчаста передача	0,95...0,97	2...4
Черв'ячна передача	0,70...0,90	10...40
Ланцюгова передача	0,94...0,96	2...6
Пасова передача	0,94...0,96	2...5
Фрикційна передача	0,90...0,95	2...4
Пара підшипників кочення	0,990...0,995	-
Пара підшипників ковзання	0,97...0,98	-
Муфти пружні	0,96...0,99	-

Таблиця 74. Співвідношення між передаточними числами двоступінчастих редукторів

Редуктор	Схема	Передаточне число	
		$u_{шв}$	u_m
Двоступінчастий за розгорнутою схемою	 <p style="text-align: center;">P_3, ω_3</p> <p style="text-align: center;">P_1, ω_1</p>	$u_{ред}/u_m$	$0,88\sqrt{u_{ред}}$
Двоступінчастий співвісний	 <p style="text-align: center;">P_3, ω_3</p> <p style="text-align: center;">P_1, ω_1</p>	$u_{ред}/u_m$	$0,9\sqrt{u_{ред}}$

<p>Конічно-циліндричний</p>		<p>$u_{ред}/u_m$</p>	<p>$0,633\sqrt{u_{ред}}$</p>
<p>Циліндрично-черв'ячний</p>		<p>1.6...3, 15</p>	<p>$u_{ред}/u_{шв}$</p>
<p>Планетарний двоступінчастий</p> <p>$u_{ред} \leq 25$ $25 < u_{ред} \leq 63$ $u_{ред} > 63$</p>		<p>4 $u_{ред}/6,3$ 10</p>	<p>$u_{ред}/4$ 6,3 $0,1u_{ред}$</p>

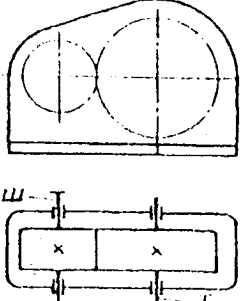
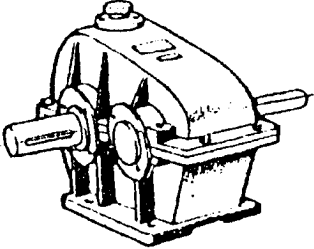
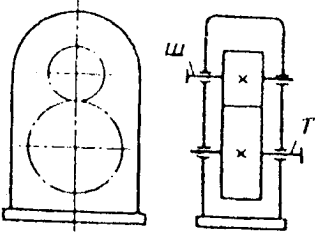
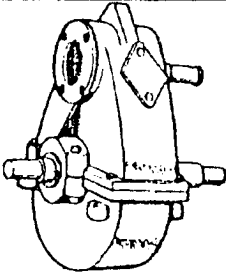
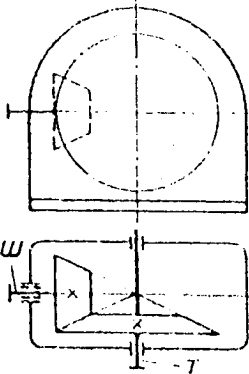
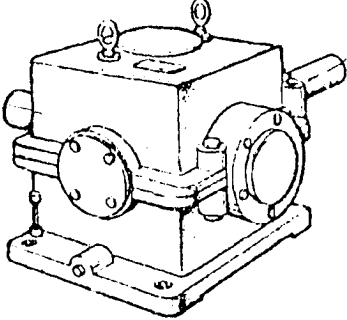
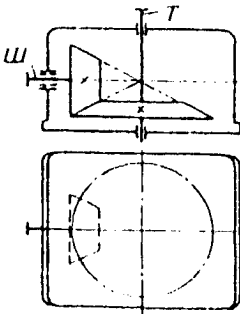
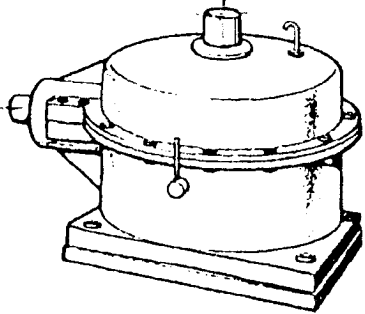
Таблиця 75. Рекомендації щодо вибору в'язкості мастил для редукторів

Зубчасті		Черв'ячні		Зубчасті		Черв'ячні	
$\frac{5\sigma_H^3}{10^6 \nu}$	V_{50° , мм ² /с	$\frac{\sigma_H^2}{10^3 \nu}$	V_{100° , мм ² /с	$\frac{5\sigma_H^3}{10^6 \nu}$	V_{50° , мм ² /с	$\frac{\sigma_H^2}{10^3 \nu}$	V_{100° , мм ² /с
10	34	1,25	8,5	500	120	12,5	21
20	38	2,00	10,0	1000	160	20,0	26
50	50	3,20	12,0	2000	220	32,0	33
100	67	5,00	14,0	5000	350	50,0	42
200	85	8,00	17,0				

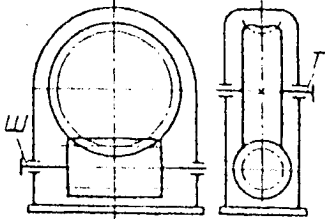
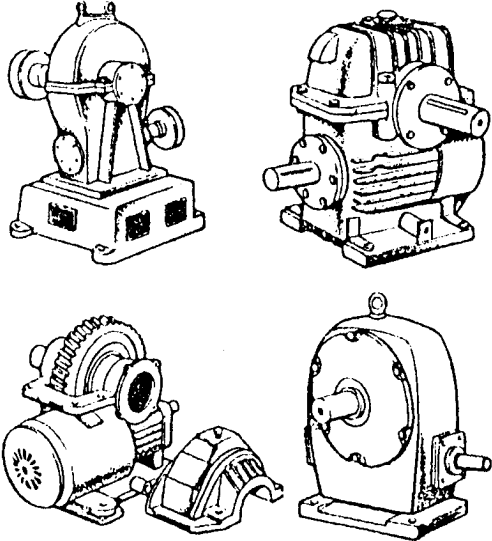
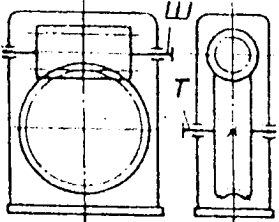
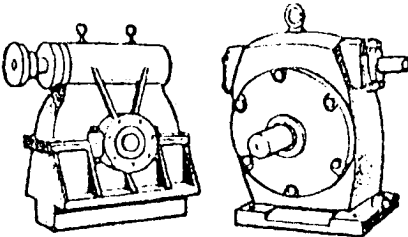
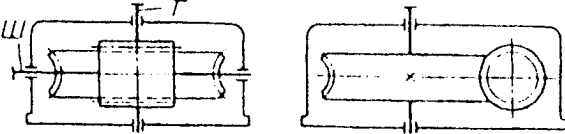
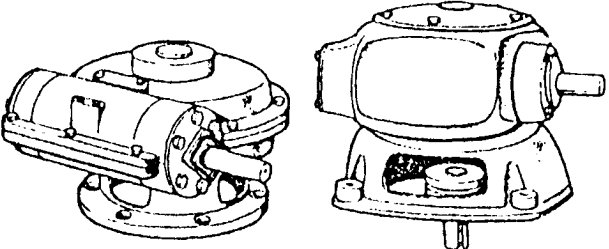
Таблиця 76. Марки мастил та їх кінематична в'язкість

Марка мастила	Кінематична в'язкість ν , мм ² /с	
	50 ⁰ С	100 ⁰ С
<u>Зубчасті редуктори:</u>		
ИРП-75 (ТУ 38 - 101451 - 78)	72...80	11...13
ИРП-150 (ТУ 38 - 101451 - 78)	140...160	18...20
И-40А (ГОСТ 20799 - 88)	40	-
И-50А (ГОСТ 20799 - 88)	50	7
ТАП-15В (ГОСТ 23652 - 79)	120	15
ИТП-200 (ТУ 38 - 101292 - 79)	220...240	-
<u>Черв'ячні редуктори:</u>		
ИГП-114 (ТУ 38 - 101413 - 78)	110...120	15
ИГП-152 (ТУ 38 - 101413 - 78)	147...158	20
АСЗ _п -6 (ТУ 38 - 10111 - 75)	-	6
МС-20 (ГОСТ 21743 - 76)	157	20

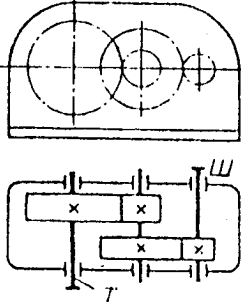
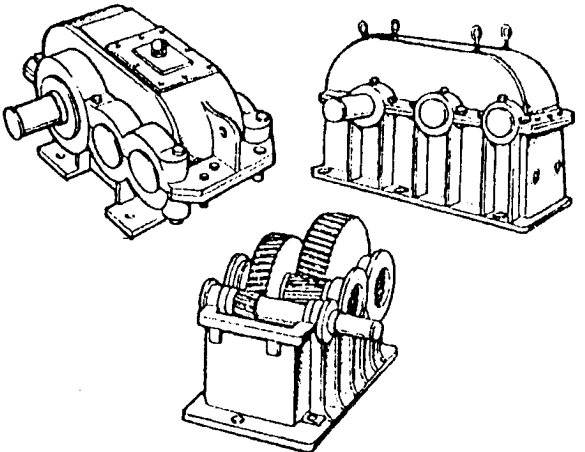
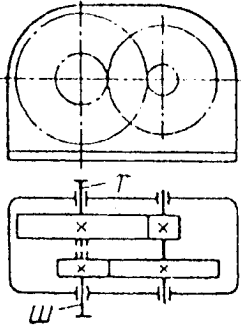
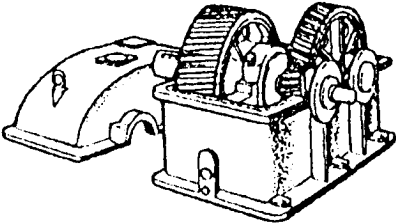
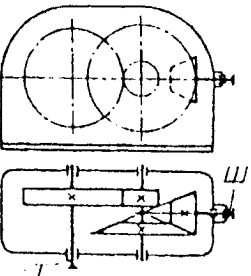
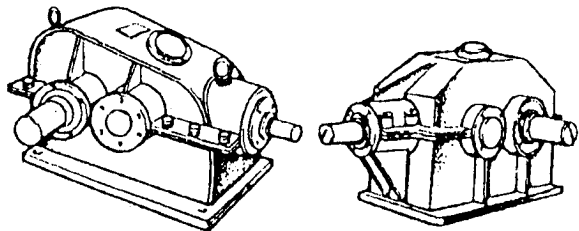
Таблиця 77. Типи одноступінчастих зубчастих редукторів

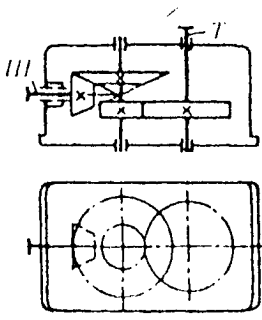
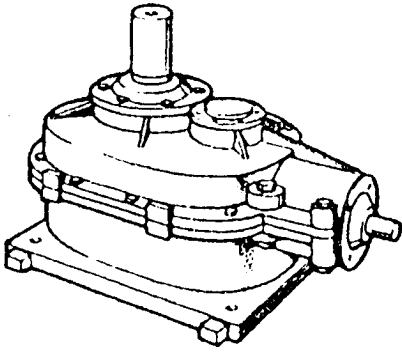
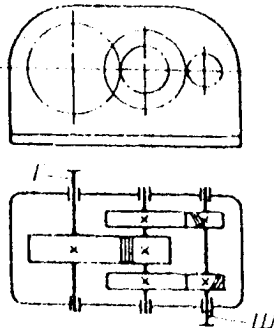
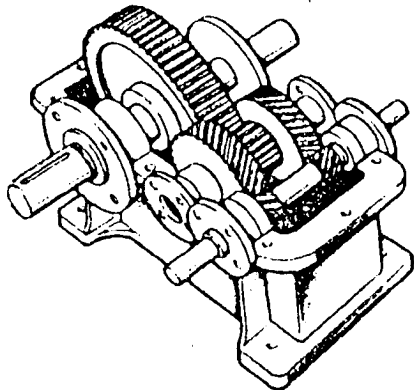
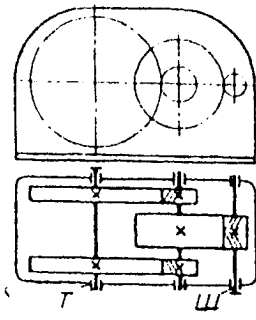
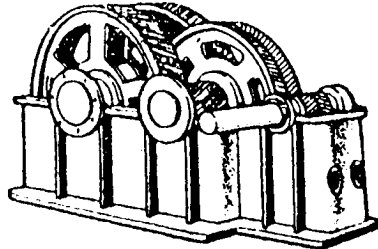
Типи редукторів	Кінематичні схеми	Загальний вигляд
Горизонтальний з циліндричними колесами		
Вертикальний з циліндричними колесами		
Конічний з горизонтальними валами		
Конічний з вертикальним тихохідним валом		

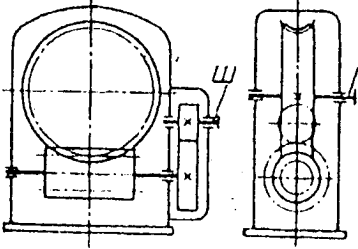
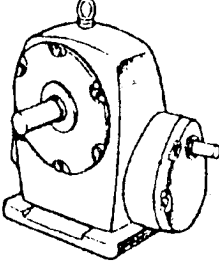
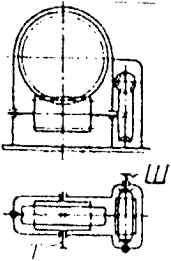
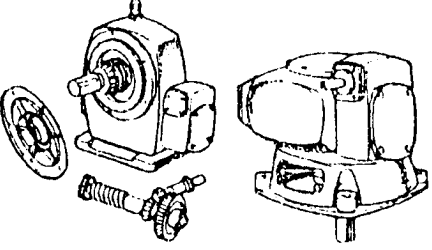
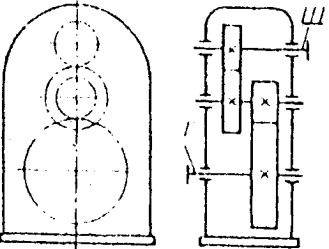
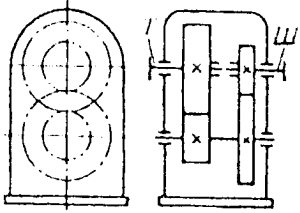
Таблиця 78. Типи одноступінчастих черв'ячних редукторів

Типи редукторів	Кінематичні схеми	Загальний вигляд
З нижнім розміщенням черв'яка		
З верхнім розміщенням черв'яка		
З вертикальним розміщенням тихохідного вала		

Таблиця 79. Двоступінчасті редуктори

Типи редукторів	Кінематичні схеми	Загальний вигляд
Розгорнутий з циліндричними колесами		
Співвісний з циліндричними колесами		
Конічно-циліндричний горизонтальний		

Типи редукторів	Кінематичні схеми	Загальний вигляд
<p>Конічно-циліндричний з вертикальним тиххідним валом</p>		
<p>Горизонтальний з роздвоєним швидкохідним ступенем</p>		
<p>Горизонтальний з роздвоєним тиххідним ступенем</p>		

Типи редукторів	Кінематичні схеми	Загальний вигляд
Зубчато-черв'яний з циліндричними колесами		
Двоступінчастий черв'ячний редуктор		
Кінематичні схеми двоступінчастих вертикальних редукторів		
		

Таблиця 80. Триступінчасті та планетарні редуктори

Типи редукторів	Кінематичні схеми	Загальний вигляд
Триступінчастий кінчно-циліндричний розгорнутий		
Триступінчастий кінчно-циліндричний співвісний		
Планетарний редуктор		

Примітка: Ш – швидкохідний вал;
Т – тихохідний вал.

12.10. Довідковий матеріал для глобоїдної черв'ячної передачі

Таблиця 81. Значення коефіцієнта матеріалу черв'ячного колеса K_M

Матеріал колеса	Твердість сталевого черв'яка, HRC	K_M
БрО10Ф1	32 – 38	1,0
БрО6Ц6С3		0,9
БрА9Ж3Л БрА10Ж4НЧЛ БрА10Ж3Мц2 ЛЦ23А6Ж3Мц2	50 – 55	0,8 – 0,9
	28 – 35	
СЧ 10, СЧ 15, СЧ 18, СЧ 20	30 – 35	0,5

Таблиця 82. Значення коефіцієнта режиму роботи передачі K_p

Режим роботи глобоїдної черв'ячної передачі	K_p	
Неперервна робота на протязі 8 – 10 год. з короткочасним перевантаженням:	200%	0,75
	125%	0,85
	Цілодобова робота спокійна без поштовхів	1,0
Періодична робота на протязі 15 хв. з спокійним навантаженням з перервою до 2 год.	1,4	

Таблиця 83. Основні стандартні параметри глобоїдної черв'ячної передачі

Міжосьова відстань a				Номінальні передаточні числа			
1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
40	-	250	280	10	11,2	31,5	35,5
50	-	315	335	12,5	14	40	45
63	-	400	450	16	18	50	56
80	-	500	560	20	22,4	63	71
100	-	630	710	25	28	80	90
125	140	800	900				
160	180	1000	1120				
200	224	1250	1400				

- Примітка.** 1. 1-й ряд має перевагу перед 2-м рядом.
2. Фактичне значення передаточного відношення може відрізнятись від стандартного не більше за 4%.

Таблиця 84. Значення ділительних діаметрів черв'яка та ширини вінця черв'ячного колеса

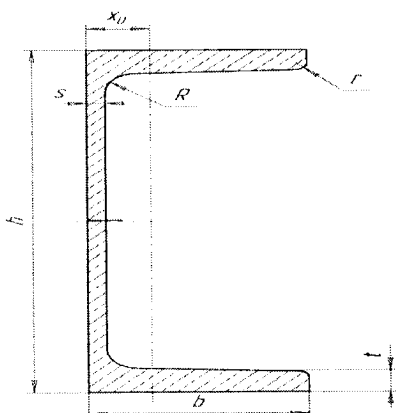
Міжосьова відстань	Ділительний діаметр черв'яка			Ширина колеса
	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	
40	-	16	18,0	10
50	-	20	22,4	12
63	-	25	28,0	16
80	-	31,5	35,5	20
100	-	40	45,0	25
125	-	50	56,0	32
140	50	56	-	36
160	56	63	-	40
180	63	71	-	45
200	71	80	-	50
224	80	90	-	56
250	90	100	-	63
280	100	112	-	71
315	112	125	-	80
355	125	140	-	90
400	140	160	-	100
450	160	180	-	110
500	180	200	-	125
560	200	224	-	140
630	224	250	-	160

Таблиця 85. Робоча висота зубця черв'ячного колеса h і висота головки зубця черв'ячного колеса h_{a2}

a	Кількість зубців черв'ячного колеса глобоїдної черв'ячної передачі													
	35 - 37		40 - 42		45		49; 50		55; 56		61 - 63		67 - 71	
	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}
40	3,2	1,4	2,8	1,2	2,5	1,2	2,2	1	2	0,8	1,8	0,8	1,6	0,6
50	4	1,6	3,6	1,6	3,2	1,4	2,8	1,2	2,5	1,2	2,2	1	2	0,8
63	5	2	4,5	2	4	1,6	3,6	1,6	3,2	1,4	2,8	1,2	2,5	1,2
80	5	2,5	5,5	2,5	5	2	4,5	2	4	1,6	3,6	1,6	3,2	1,4
100	8	3,2	7	2,8	6	2,5	5,5	2,5	5	2	4,5	2	4	1,6
125	10	4	9	3,5	8	3,2	7	2,8	6	2,5	5,5	2,2	5	2
140	11	4,5	10	4	9	3,5	8	3,2	7	2,8	6	2,5	5,5	2,2
160	12	5	11	4,5	10	4	9	3,5	8	3	7	2,8	6	2,5
180	14	5,5	12	5	11	4,5	10	4	9	3,2	8	3	7	2,8
200	16	6	14	5,5	12	5	11	4,5	10	3,5	9	3,2	8	3
224	18	6,5	16	6	14	5,5	12	5	11	4	10	3,5	9	3,2
250	20	7	18	6,5	16	6	14	5,5	12	4,5	11	4	10	3,5
280	22	8	20	7	18	6,5	16	6	14	5	12	4,5	11	4

Таблиця 86. Кількість зубців черв'ячного колеса z_2 і число заходів черв'яка z_1 глобоїдної черв'ячної передачі

u	a				u	a				u	a			
	40 - 630		710-1600			40 - 630		710-1600			40 - 630		710-1600	
	z_2	z_1	z_2	z_1		z_2	z_1	z_2	z_1		z_2	z_1	z_2	z_1
10	40	4	-	-	22,4	45	2	67	3	50	50	-	49	-
11,2	35	4	-	-	25	50	2	49	-	56	56	-	55	-
12,5	37	-	49	4	28	56	2	55	-	63	63	1	61	-
14	42	-	55	4	31,5	63	2	61	-	71	71	-	71	1
16	48	2	49	3	35,5	35	1	71	2	80	-	-	79	-
18	35	-	55	3	40	40	1	79	-	90	-	-	91	-
20	40	-	61	3	45	45	1	91	-	-	-	-	-	-



**Таблиця 87. Розміри (мм)
стандартного прокату зі швелерним
поперечним перерізом**

№ профілю	h , мм	b , мм	s , мм	t , мм	R , мм	r , мм	x_0 , мм
8	80	45	4,8	7,4	6,5	2,5	14,8
10	100	50	4,8	7,5	7,0	3,0	15,5
12	120	54	5,0	7,7	7,5	3,0	15,9
14	140	58	5,0	8,0	8,0	3,0	16,6
14a	140	62	5,0	8,5	8,0	3,0	18,4
16	160	64	5,0	8,3	8,5	3,5	17,9
16a	160	68	5,0	8,8	8,5	3,5	19,8
18	180	70	5,0	8,7	9,0	3,5	19,5
18a	180	74	5,0	9,2	9,0	3,5	21,3
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	20,7
20a	200	80	5,2	9,6	9,5	4,0	22,7

Продовження табл. 87

22	220	82	5,3	9,6	10,0	4,0	22,4
22a	220	87	5,3	10,2	10,0	4,0	24,7
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0	24,2
24a	240	95	5,6	10,7	10,5	4,0	26,7
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	24,7
30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0	25,2
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0	25,9
36	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0	26,8
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0	27,5

Таблиця 88. Рекомендовані посадки деталей машин

Назва деталей	Назва місця	Посадка
<p>Зубчасті та черв'ячні колеса на валу:</p> <ul style="list-style-type: none"> - прямозубе зі шпонкою - прямозубе зі шпонкою - косозубе, конічне і черв'ячні зі шпонкою - косозубе, конічне і черв'ячні зі шпонкою - черв'ячні колеса - черв'ячні колеса 	<p>Робоча ділянка вала Направляюча ділянка вала</p> <p>Робоча ділянка вала</p> <p>Направляюча ділянка вала</p> <p>Постійне навантаження</p> <p>Помірні поштовхи</p>	<p><i>H7/p6</i> <i>H7/d11</i></p> <p><i>H7/r6, H7/s6</i></p> <p><i>H7/d11</i> <i>H7/k6</i> <i>H7/m6,</i> <i>H7/n6</i></p>
<p>Шківні пасових передач на валах:</p> <ul style="list-style-type: none"> - шківні зі шпонкою - шківні зі шпонкою 	<p>Постійне навантаження</p> <p>Помірні поштовхи</p>	<p><i>H7/k6</i> <i>H7/m6,</i> <i>H7/n6</i></p>
<p>Зірочки ланцюгових передач на валах:</p> <ul style="list-style-type: none"> - зірочка зі шпонкою - зірочка зі шпонкою 	<p>Постійне навантаження</p> <p>Помірні поштовхи</p>	<p><i>H7/k6</i> <i>H7/m6,</i> <i>H7/n6</i></p>
<p>Підшипники кочення в корпусі, на валу:</p> <ul style="list-style-type: none"> - посадки в корпусі - посадки на валу - посадки в корпусі - посадки на валу 	<p>Легкий і нормальний режими</p> <p>Легкий і нормальний режими</p> <p>Нормальний і важкий режими</p> <p>Нормальний і важкий режими</p>	<p><i>I_{s7}</i> <i>j_{s6}, k6</i> <i>H7, K7</i> <i>k6, m6</i></p>
<p>Стакани та кришки в корпусі:</p> <ul style="list-style-type: none"> - стакан рухомий під час монтажу - стакан нерухомий під час монтажу - кришка рухома під час монтажу - кришка нерухома під час монтажу 		<p><i>H7/j_{s6}</i> <i>H7/k6</i> <i>H7/d11</i> <i>H7/k6</i></p>
<p>Посадки шпонок:</p> <ul style="list-style-type: none"> - шпонки в паз вала - шпонки в паз маточини 		<p><i>N9/h9</i> <i>I_{s6}/h6</i></p>

ЛІТЕРАТУРА

Основна

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. – М.: Машиностроение, 1979-1982. Т1.-728 с.; Т2.-559 с.; Т.3. – 557 с.
2. Бочков В.Н. и др. Детали машин: Атлас. – М., 1983.- 164с.
3. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1986. – 359 с.
4. Заблонський К.І. Деталі машин: Підручник. – Одеса: Астропринт, 1999. – 404 с.
5. Кудрявцев В.Н. Курсовое проектирование деталей машин. – Л.: Машиностроение, 1984. – 400с.
6. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунку. – Львів: НУЛП, 2009. – 216 с.
7. Малащенко В.О., Павлице В.Т. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунків. – Львів.: НУЛП, 1999. – 116с.
8. Малащенко В.О., Павлице В.Т. Проектування муфт приводів. – Львів: НУЛП, 2001. – 34с.
9. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – Львів: Афіша, 2003. – 558с.
10. Чернавский С.А. и др. Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение. 1984. – 560 с.
11. Курмаз Л.В. Основи конструювання деталей машин. – Харків: Підручник НТУ “ХП”, 2010. – 532 с.

Додаткова

11. Шевченко С.В. Детали машин. Расчеты, конструирование, задачи. – Луганск, изд. ВУГУ, 2000. – 487 с.
12. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. – 6-е изд., исп. – М.: Высш. шк., 2000. – 447 с.
13. Киркач Н.Ф., Баласаян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Х.: Вища школа. Изд-во Харьк. ун-та, 1991. – 275 с.
14. Малько Б.Д., Семчішак В.М. та інші. Курсове проектування деталей машин. – Ів.-Франківськ: Факел, 2003. – 438 с.
15. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов. – К.: Вища школа. Главное изд-во, 1990. – 151 с.
16. Приводы машин: Атлас конструкций: В 5 ч. Ч.1. Редукторы и мотор-редукторы. Конструкция, параметры и основы конструирования: Учебное

пособие / П.Н. Учаев, А.В. Васильев, Е.Д. Роговой и др.; Под общ. ред. П.Н. Учаева. – К.: Вища шк.; 2001. – 455 с.

17. ДСТУ 2330-93. Передачі зубчасті і фрикційні. Терміни та визначення.

18. ДСТУ 2458-94. Передачі черв'ячні циліндричні. Основні параметри.

19. ДСТУ 2983-95. Черв'ячні передачі. Терміни та визначення.

20. ДСТУ 3523-97. Передачі черв'ячні циліндричні. Розрахунок геометрії.

21. ДСТУ 3107-95. Редуктори циліндричні. Параметри.

22. ДСТУ 3599-97. Редуктори конічні та конічно-циліндричні.

Параметри.

23. ДСТУ 2278-93. Муфти механічні. Терміни та визначення.

Навчальне видання

Малащенко Володимир Олександрович
Янків Володимир Венедиктович

Деталі машин

Проектування елементів механічних Приводів

Керівник видавничого проекту Піча С. В.

Підписано до друку з оригінал-макета 15. 04. 2013 р.
Формат 60×84/16. Умовн. друк. арк. 10,62. Гарнітура Таймс Нью-Роман
Тираж 300 прим. Зам. № 26-13

Видавництво ПП “Новий Світ-2000”
а/с 5026, м. Львів-53, 79053, Україна,
E-mail: povyisvit2000@lviv.farlep.net.

Свідоцтво про внесення суб’єкта видавничої справи до Державного реєстру
видавців і розповсюджувачів видавничої продукції: серія ДК № 59 від
25.05.2000 р., видане Державним комітетом інформаційної політики,
телебачення та радіомовлення України.