

**МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра механіки і проектування машин**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**до виконання розрахунково-графічних  
та контрольних робіт  
з дисципліни**

***«ДЕТАЛІ МАШИН І ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ»***

**Харків – 2018**

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 14 листопада 2016 р., протокол № 4.

Призначено для студентів спеціальності «Галузеве машинобудування».

Укладачі:

доценти О. В. Надтока,  
В. В. Захарченко,  
С. В. Бобрицький

Рецензент

проф. О. А. Логвіненко

## МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахунково-графічних  
та контрольних робіт  
з дисципліни

*«ДЕТАЛІ МАШИН І ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ»*

Відповідальний за випуск Бобрицький Н.А.

Редактор Третьякова К. А.

---

Підписано до друку 03.04.17 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 3,5. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,

61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
Методичні рекомендації до виконання розрахунково-графічної роботи (РГР).....	5
1 Вибір матеріалу і допустимих напружень для розрахунку зубчастих передач.....	8
2 Розрахунок прямозубої циліндричної передачі із зовнішнім зачепленням.....	11
3 Розрахунок косозубої циліндричної передачі із зовнішнім зачепленням.....	15
4 Розрахунок передачі Новікова.....	21
5 Розрахунок прямозубої конічної передачі.....	24
6 Розрахунок конічної передачі з непрямыми зубцями.....	29
7 Розрахунок черв'ячної передачі.....	35
8 Розрахунок відкритої циліндричної передачі.....	42
9 Розрахунок відкритої конічної передачі.....	45
10 Розрахунок клинопасової передачі.....	49
11 Розрахунок ланцюгової передачі.....	51
12 Виконання креслень.....	54
12.1 Конструювання зубчастих коліс.....	54
12.2 Конструювання черв'ячних коліс.....	55
12.3 Конструювання шківів пасових передач.....	56
12.4 Конструювання зірочок ланцюгових передач.....	57
Список літератури.....	59
Додаток А. Вибір матеріалу та допустимих напружень.....	60
Додаток Б. Зубчасті передачі.....	66
Додаток В. Пасові передачі.....	75
Додаток Г. Ланцюгові передачі.....	77
Додаток Д. Виконання креслень.....	80
Додаток Е. Номінальні розміри (ГОСТ 6636-69).....	86

## ВСТУП

Дисципліна «Деталі машин і основи конструювання» (ДМ і ОК) включає основи проектування машин і механізмів. Метою її вивчення є здобування знань, необхідних для виконання розрахунків і конструювання деталей та вузлів машин. Знання і досвід, здобуті студентом при проектуванні, є базою для подальших конструкторських робіт при виконанні курсових проектів зі спеціальних дисциплін і дипломного проекту.

У свою чергу курс базується на загальноосвітніх і загальнотехнічних дисциплінах: теоретичній механіці, опорі матеріалів, теорії механізмів і машин, метрології, технології металів, машинобудівного креслення.

У результаті вивчення дисципліни студент повинен знати головні критерії працездатності окремих вузлів машини і механізмів, види їх пошкодження, основи теорії і розрахунку деталей та вузлів машин, типові конструкції, їх властивості і галузь їх застосування.

Студент повинен уміти самостійно конструювати вузли машин загального призначення, ураховувати вимоги технологічності, економічності, стандартизації й уніфікації машин, вибирати матеріали для деталей, виконувати розрахунки, оформлення графічної і текстової конструкторської документації згідно з вимогами ЄСКД і ЄСДП, користуватись типовими програмами ЕОМ.

Студенти заочної форми навчання номер завдання вибирають за останньою цифрою шифру, а варіант – за передостанньою. Студенти денної форми навчання вибирають варіант за передостанньою цифрою шифру, розраховують усі види передач, а креслення виконують для передачі, вибраної за останньою цифрою шифру.

При вивченні навчального курсу «Деталі машин і основи конструювання» студенти денної та заочної форм навчання на сайті університету (електронна адреса: [www.kart.edu.ua](http://www.kart.edu.ua)) можуть ознайомитися з матеріалами, які містять базову інформацію навчального курсу, його структуру, робочу програму, лекційний матеріал, питання для підготовки до модульного контролю та екзамену (заліку).

## МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ (РГР)

Програмою дисципліни передбачено виконання РГР (для заочної форми навчання – контрольної роботи), у якій необхідно розрахувати передачу і виконати згідно з варіантом робоче креслення колеса, шківа, зірочки.

Методика виконання завдань з цього курсу істотно відрізняється від методики виконання з попередніх курсів. Ця відмінність полягає у необхідності користування довідковою технічною літературою, стандартами і відомими нормальми, таблицями, рисунками, давати обґрунтування у виборі різних величин і коефіцієнтів, що входять до розрахункових формул, складати розрахункові схеми, рисунки проектно-конструкторського характеру. Тому важливе не тільки знання теорії, але й надбання навичок у самостійному виконанні поставлених завдань і оволодіння методикою розрахунку деталей машин. Нижче наведені вихідні дані (таблиця 1) для розрахунків різних передач, які виконують після вивчення матеріалу на лекціях, практичних і лабораторних заняттях. У цьому випадку особливу важливість має послідовність і точність розрахунків, розмірність величин, використання довідкового матеріалу (таблиць, рисунків, наведених у додатках А-Е).

У цих методичних вказівках наведено методики виконання розрахунків. У методиках розмірність величин надана у квадратних дужках (наприклад, [мм]), точність обчислення (кількість знаків після коми) надані у фігурних дужках (наприклад, для значення 36,45 {2}).

Таблиця 1

ПЕРЕДАЧА	ХАРАКТЕРИСТИКИ	ВАРІАНТ									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1 Циліндрична прямозуба	$P_1, кВт$	4,5	5	6,5	8	10	3	12	15	18	20
	$n_1, хг^{-1}$	1300	1450	900	850	800	1100	900	300	1600	1900
	$и$	6	5	4	3	2	4	6	3	5	4
2 Циліндрична косозуба	$P_1, кВт$	12	13	15	18	20	25	12	15	18	20
	$n_1, хг^{-1}$	700	900	2400	2700	2900	2500	900	1300	1600	1900
	$и$	4	5	3,5	3	2	4,5	6	3	5	4
3 Циліндрична Новікова	$P_1, кВт$	30	28	24	20	17	14	12	15	18	20
	$n_1, хг^{-1}$	2300	1800	2100	2800	2010	1700	900	1300	1600	1900
	$и$	4	3	5	6	3,5	2,5	6	3	5	4
4 Конічна прямозуба	$P_1, кВт$	4,5	6,5	8,5	9,5	12	15	12	15	18	20
	$n_1, хг^{-1}$	450	380	280	1400	1300	1100	900	1300	1600	1900
	$и$	4	3	2,5	2	4	3,5	3	3	2	4
5 Конічна непрямозуба	$P_1, кВт$	16	18	24	28	30	32	25	20	15	13
	$n_1, хг^{-1}$	940	1700	1800	2300	2700	2800	2500	2000	1800	1400
	$и$	2	2,5	2	3,5	4,5	5,5	4	3,5	3	5
6 Черв'ячна	$P_1, кВт$	4	6	8	11	13	15	10	8	6	7
	$n_1, хг^{-1}$	920	970	740	1300	1650	2100	1000	1200	960	840
	$и$	12	10	14	16	20	25	40	50	30	20
7 Відкрита циліндрична	$P_1, кВт$	2,5	2,0	1,5	1,0	5	1,8	6	4	3	2
	$n_1, хг^{-1}$	50	40	30	20	10	30	600	500	300	200
	$и$	7	8	10	12	14	8	3	4	2	5

Продовження таблиці 1

ПЕРЕДАЧА	ХАРАКТЕРИСТИКИ	ВАРІАНТ									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
8 Відкрита конічна	$P_1, кВт$	6	9	12	15	10	7	5	7	8	9
	$\eta_1, хв^{-1}$	1500	1400	3000	2000	1000	1500	530	720	900	700
9 Клинопасова	$u$	11	7	5	4	2	3	4	3	2	3
	$P_1, кВт$	3	2	5	7	9	12	10	8	6	5
10 Ланцюгова	$\eta_1, хв^{-1}$	1450	960	1550	2200	970	1500	1100	1000	940	850
	$u$	3	4	2	4	4	5	4	3	2	3,5
	$P_1, кВт$	4	7	5	6	9	12	14	5	4	3
	$\eta_1, хв^{-1}$	700	800	1450	650	970	500	1100	300	200	100
	$u$	4	2	3	4	4	3	2	3	2	4

# 1 ВИБІР МАТЕРІАЛУ І ДОПУСТИМИХ НАПРУЖЕНЬ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Вихідні дані:  $P_1$  – потужність на ведучому валу, кВт;  
 $n_1$  – частота обертання ведучого вала, хв<sup>-1</sup>;  
 $u$  – передаточне відношення.

1.1 Кутова швидкість  $\omega_1$  [с<sup>-1</sup>] {1}

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} .$$

1.2 Крутний момент на ведучому валу  $T_1$  [Н·мм] {0}

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^6}{\omega_1} .$$

1.3 ККД передачі  $\eta$  {2}

$$\eta = 0,97 \dots 0,99 .$$

1.4 Крутний момент на веденому валу  $T_2$  [Н·мм] {0}

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta .$$

1.5 Матеріали та термообробка шестірні і колеса при індивідуальному виробництві (за таблицею А.1).

1.6 Межа контактної витривалості шестірні  $\sigma_{H01}$  і колеса  $\sigma_{H02}$  [МПа] {0} (за таблицею А.2).

1.7 Коефіцієнт безпеки шестірні  $S_{H1}$  і колеса  $S_{H2}$  (за таблицею А.2).

1.8 Базове число циклів шестірні  $N_{H01}$  і  $N_{H02}$  (за рисунком А.1).

1.9 Частота обертання веденого вала  $n_2$  [хв<sup>-1</sup>] {1}



$$n_2 = \frac{n_1}{u}$$

1.10 Сумарне число циклів шестірні  $N_{\Sigma 1}$  і колеса  $N_{\Sigma 2} \{0\}$

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot n \cdot t_{\Sigma},$$

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

1.11 Коефіцієнт, що враховує режим роботи  $K_{HE}$  (за таблицею А.3).

1.12 Еквівалентне число циклів шестірні  $N_{HE1}$  і колеса  $N_{HE2} \{0\}$

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma}.$$

1.13 Коефіцієнт довговічності шестірні  $K_{HL1}$  і колеса  $K_{HL2}$  при  $HV \leq 350$  (в іншому випадку рекомендації [1])  $\{0\}$

$$\left. \begin{aligned} K_{HL1} &= \sqrt[6]{\frac{N_{H01}}{N_{HE1}}} \\ K_{HL2} &= \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_{HE2}}} \end{aligned} \right\} \geq 1 \leq 2,4.$$

Якщо в результаті розрахунку отримано значення  $K_{HL1,2} < 1$ , необхідно прийняти  $K_{HL1,2} = 1$ . Якщо отримано значення  $K_{HL1,2} > 2,4$ , необхідно прийняти  $K_{HL1,2} = 2,4$ .

1.14 Допустимі контактні напруження для шестірні  $[\sigma_H]_1$  і колеса  $[\sigma_H]_2$  [МПа]  $\{0\}$

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0} \cdot K_{HL}}{S_H}.$$

Допустимі контактні напруження  $[\sigma_H]$  в подальших розрахунках приймаємо як найменші з  $[\sigma_H]_1$  і  $[\sigma_H]_2$  (при твердості шестірні і колеса  $\leq 350$  НВ, в іншому разі за рекомендаціями [1]).

1.15 Границя витривалості при згинанні шестірні  $\sigma_{F01}$  і колеса  $\sigma_{F02}$  [МПа] {0} (за таблицею А.2).

1.16 Коефіцієнти безпеки для шестерні  $S_{F1}$  і колеса  $S_{F2}$  (за таблицею А.2).

1.17 Базове число циклів шестірні і колеса  
 $N_{F01} = N_{F02} = 4 \cdot 10^6$ .

1.18 Коефіцієнт, що враховує режим роботи (за таблицею А.3).

$$K_{FE1} = K_{FE2}.$$

1.19 Еквівалентне число циклів шестірні  $N_{FE1}$  і колеса  $N_{FE2}$  {0}

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma}.$$

1.20 Коефіцієнт довговічності шестерні  $K_{FL1}$  і колеса  $K_{FL2}$  при НВ  $\leq 350$  (в іншому випадку за рекомендаціями [1]) {1}

$$\left. \begin{aligned} K_{FL1} &= \sqrt[6]{\frac{N_{F01}}{N_{FE1}}} \\ K_{FL2} &= \sqrt[6]{\frac{N_{F02}}{N_{FE2}}} \end{aligned} \right\} \geq 1 \leq 2.$$

Якщо в результаті розрахунку отримано значення  $K_{FL1,2} < 1$ , необхідно прийняти  $K_{FL1,2} = 1$ . Якщо отримано значення  $K_{FL1,2} > 2$ , необхідно прийняти  $K_{FL1,2} = 2$ .

1.21 Допустимі напруження згинання шестірні  $[\sigma_F]_1$  і колеса  $[\sigma_F]_2$  [МПа] {0}

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0} \cdot K_{FL}}{S_F} K_{FC}.$$

де  $K_{FC}$  – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього прикладення навантаження. При односторонньому навантаженні (неревверсивна передача) прийняти  $K_{FC} = 1$ .

1.22 Допустимі напруження для перевірки статичної міцності при короткочасних перенавантаженнях шестірні  $[\sigma_H]_{\max}$  і колеса  $[\sigma_F]_{\max}$  [МПа] {0} (за таблицею А.2).

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

## 2 РОЗРАХУНОК ПРЯМОЗУБОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ ІЗ ЗОВНІШНІМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

2.1 Вихідні дані: потужність  $P_1$ , частота обертання  $n_1$ , передаточне відношення  $u$  (за таблицею 1)<sup>1</sup>.

2.2 Обертальні моменти  $T_1$ ,  $T_2$ , матеріал, допустимі напруження  $[\sigma_H]$ ,  $[\sigma_F]$ ,  $[\sigma_H]_{\max}$ ,  $[\sigma_F]_{\max}$  (розділ 1).

2.3 Коефіцієнт ширини колеса відносно міжосьової відстані  $\psi_{ba}$  (за таблицею Б.1).

2.4 Коефіцієнт ширини колеса відносно діаметра шестірні  $\psi_{bd}$  {2}

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

$\psi_{bd \max}$  (за таблицею Б.1).

2.5 Коефіцієнт концентрації навантаження  $K_{H\beta}$  {2} (за рисунком Б.1).

2.6 Міжосьова відстань,  $a$  [мм] {0} (проектний розрахунок)

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

Значення міжосьової відстані  $a$  приймаємо за рядом  $R_a40$  (за таблицею Б.2). У подальших розрахунках використовується прийняте за рядом  $R_a40$  значення  $a$ .

---

<sup>1</sup> При виконанні курсового проекту чи курсової роботи значення  $P$ ,  $n$ ,  $u$  та  $T$  розраховуються у розділі «Кінематичний та енергетичний розрахунок привода».

2.7 Ширина колеса  $b'$  [мм] {1}

$$b' = \psi_{ba} \cdot a.$$

2.8 Коефіцієнт ширини колеса відносно модуля  $\psi_m$  (за таблицею Б.3).

2.9 Модуль зубців  $m'$  [мм] {2}

$$m' = \frac{b'}{\psi_m} \geq 1,5.$$

Значення модуля  $m$  прийняти за 1-м рядом стандарту (за таблицею Б.4).

2.10 Сумарне число зубців  $z_\Sigma$  {0}

$$z_\Sigma = \frac{2a}{m},$$

де  $z_\Sigma$  повинно бути цілим числом.

2.11 Число зубців шестерні  $z_1$  {0}

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{(u+1)} > z_{\min} = 17.$$

У разі невиконання умови  $z_{\min} < 17$  необхідно перерахувати пункти 2.8–2.10.

2.12 Число зубців колеса  $z_2$  {0}

$$z_2 = z_\Sigma - z_1.$$

2.13 Фактичне передаточне число  $u$  {2}

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

2.14 Ділильні діаметри шестірні  $d_1$  і колеса  $d_2$  [мм] {2}

$$d = m \cdot z.$$

2.15 Частота обертання колеса  $n_2$  [хв<sup>-1</sup>] {0}

$$n_2 = \frac{n_1}{u}.$$

2.16 Колова швидкість  $V$  [м/с] {2}

$$V = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 10^3}.$$

2.17 Коефіцієнт динамічного навантаження  $K_{HV}$  {2} (за таблицею Б.6). Ступінь точності за таблицею Б.5.

2.18 Коефіцієнт розрахункового навантаження  $K_H$  {2}

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

2.19 Кут зачеплення для стандартних передач  $\alpha = 20^0$ .

2.20 Контактні напруження  $\sigma_H$  [МПа] {0}

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

$\sigma_H$  і  $[\sigma_H]$  не повинні розходитися більш ніж на 4 %. При невідповідності умови визначити

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

2.21 Коефіцієнт форми зубця шестірні  $Y_{F1}$  і колеса  $Y_{F2}$  при  $X=0$  {2} (за рисунком Б.2).

2.22 Відношення  $\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}}$  і  $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}$  {1}.

Далі розрахунок ведеться для того колеса пари, для якого менше  $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ .

2.23 Коефіцієнт динамічного навантаження  $K_{FV}$  {2} (за таблицею Б.6).

2.24 Коефіцієнт концентрації навантаження  $K_{F\beta}$  {2} (за рисунком Б.1).

2.25 Коефіцієнт розрахункового навантаження  $K_F$  {2}

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

2.26 Колова сила  $F_t$  [Н] {0}

$$F_t = \frac{2T}{d}.$$

2.27 Напруження згинання  $\sigma_F$  [МПа] {0}

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

2.28 Максимальне контактне напруження  $\sigma_{H \max}$  [МПа] {0}

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}} \leq [\sigma_H]_{\max},$$

де  $\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} = 2$ .

2.29 Максимальне напруження згинання  $\sigma_{F \max}$  [МПа] {0}

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} \leq [\sigma_F]_{\max}.$$

2.30 Діаметри вершин шестірні  $d_{a1}$  та колеса  $d_{a2}$  [мм] {2}

$$d_a = d + 2m.$$

2.31 Діаметри западин шестірні  $d_{f1}$  та колеса  $d_{f2}$  [мм] {2}

$$d_f = d - 2,5m.$$

2.32 Сили в зачепленні:

колова сила  $F_t$  [Н] {0} (пункт 2.26);

радіальна сила  $F_r$  [Н] {0}:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

### **3 РОЗРАХУНОК КОСОЗУБОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ ІЗ ЗОВНІШНІМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ**

3.1 Вихідні дані: потужність  $P_1$ , частота обертання  $n_1$ , передаточне відношення  $u$  (за таблицею 1)<sup>2</sup>.

3.2 Обертальні моменти  $T_1$ ,  $T_2$ , матеріал, допустимі напруження  $[\sigma_H]$ ,  $[\sigma_F]$ ,  $[\sigma_H]_{MAX}$ ,  $[\sigma_F]_{MAX}$  (розділ 1).

3.3 Коефіцієнт ширини колеса відносно міжосьової відстані  $\psi_{ba}$  (за таблицею Б.1).

3.4 Коефіцієнт ширини колеса відносно діаметра шестірні  $\psi_{bd}$  {2}

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

$\psi_{bd \max}$  (за таблицею Б.1).

3.5 Коефіцієнт концентрації навантаження  $K_{H\beta}$  {2} (за рисунком Б.1).

3.6 Міжосьова відстань  $a'$  [мм] {2}

---

<sup>2</sup> При виконанні курсового проекту чи курсової роботи значення  $P$ ,  $n$ ,  $u$  та  $T$  розраховуються у розділі «Кінематичний та енергетичний розрахунок привода».

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

Значення міжосьової відстані  $a$  приймаємо за рядом Ra40 (за таблицею Б.2). У подальших розрахунках використовується стандартне значення міжосьової відстані.

3.7 Ширина колеса  $b'$  [мм] {1}

$$b' = \psi'_{ba} \cdot a.$$

Значення ширини колеса округлити за рядом Ra40 (додаток Е).

3.8 Коефіцієнт ширини колеса відносно модуля  $\psi_m$  {1} (за таблицею Б.3).

3.9 Модуль нормальний  $m'_n$  [мм] {1}

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

Значення модуля  $m_n$  прийняти за 1-м рядом стандарту (за таблицею Б.4).

3.10 Ділильний діаметр шестірні  $d_1$  [мм] {2}

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

3.11 Ділильний діаметр колеса  $d_2$  [мм] {2}

$$d_2 = d_1 \cdot u.$$

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

3.13 Кут нахилу зубця [°] {3}

$$\beta = \arcsin \frac{\pi \cdot m_n \cdot \varepsilon_\beta}{b}.$$



Кут нахилу зубців повинен лежати в межах  $\beta = 8..20^\circ$ . У разі невиконання умови необхідно перерахувати пункти 3.7–3.9.

3.14 Число зубців шестірні  $z'_1 \{0\}$

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

Отримане значення  $z'_1$  округляємо до цілого у менший бік. У разі невиконання умови необхідно перерахувати пункти 3.7–3.13.

3.15 Число зубців колеса  $z_2 \{0\}$

$$z'_2 = z'_1 \cdot u.$$

3.16 Кут нахилу зубця по міжосьовій відстані  $[\circ] \{3\}$

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

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

3.17 Колова швидкість  $V$  [м/с]  $\{1\}$

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

3.18 Коефіцієнт динамічного навантаження  $K_{HV} \{2\}$  (за таблицею Б.6). Ступінь точності (за таблицею Б.5).

3.19 Коефіцієнт розрахункового навантаження  $K_H \{2\}$

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

3.20 Коефіцієнт торцевого перекриття  $\varepsilon_\alpha \{2\}$

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

3.21 Коефіцієнт нерівномірності навантаження одночасно зачеплених пар зубців  $K_{H\alpha}$  {2} (за таблицею Б.7).

3.22 Коефіцієнт підвищення міцності за контактними напруженнями  $Z_{H\beta}$  {2}

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

3.23 Кут зачеплення стандартної передачі  $\alpha = 20^0$  [град].

3.24 Контактні напруження [МПа] {2}

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{36} T_1 K_H}{d_1^2 b \sin 2\alpha} \left( \frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H].$$

$\sigma_H$  і  $[\sigma_H]$  не повинні розходитися більш ніж на  $\pm 4\%$ . При невідповідності умови визначити

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

3.25 Еквівалентне число зубців шестірні  $z_{v1}$  і колеса  $z_{v2}$  {0}

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

3.26 Коефіцієнт форми зубця шестірні  $Y_{F1}$  і колеса  $Y_{F2}$  при  $X=0$  {2} (за рисунком Б.2).

3.27 Відношення  $\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}}$  і  $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}$  {1}. Для подальшого розрахунку приймати  $Y_F$  по тому з коліс пари, у якого менше  $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ .

3.28 Коефіцієнт нерівномірності навантаження одночасно зачеплених пар зубців  $K_{F\alpha}$  {2} (за таблицею Б.7).

3.29 Коефіцієнт, що враховує підвищення згинальної міцності в результаті нахилу контактної лінії  $Y_\beta$  {2}

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^0}.$$

3.30 Коефіцієнт підвищення міцності косозубих передач  $Z_{F\beta}$  {2}

$$Z_{F\beta} = K_{F\alpha} \cdot \frac{Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}.$$

3.31 Коефіцієнт динамічного навантаження  $K_{FV}$  {2} (за таблицею Б.6).

3.32 Коефіцієнт концентрації навантаження  $K_{F\beta}$  {2} (за рисунком Б.1).

3.33 Коефіцієнт розрахункового навантаження  $K_F$  {2}

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

3.34 Колова сила  $F_t$  [Н] {0}

$$F_t = \frac{2T}{d}.$$

3.35 Напруження згинання  $\sigma_F$  [МПа] {0}

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

3.36 Максимальне контактне напруження  $\sigma_{H \max}$  [МПа] {0}

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}} \leq [\sigma_H]_{\max},$$

де  $\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} = 2$ .

3.37 Максимальне напруження згинання  $\sigma_{F \max}$  [МПа] {0}

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} \leq [\sigma_F]_{\max}.$$

3.38 Діаметри вершин шестірни  $d_{a1}$  та колеса  $d_{a2}$  [мм] {2}

$$d_a = d + 2m.$$

3.39 Діаметри западин шестірни  $d_{f1}$  та колеса  $d_{f2}$  [мм] {2}

$$d_f = d - 2,5m.$$

3.40 Сили в зачепленні:

колова сила  $F_t$  [Н] {0} (пункт 3.34);

радіальна сила  $F_r$  [Н] {0}:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

осьова сила  $F_a$  [Н] {0}

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

## 4 РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧІ НОВІКОВА

4.1 Вихідні дані: потужність  $P_1$ , частота обертання  $n_1$ , передаточне відношення  $u$  (за таблицею 1).

4.2 Обертальні моменти  $T_1$ ,  $T_2$ , матеріал, допустимі напруження  $[\sigma_H]$ ,  $[\sigma_F]$ ,  $[\sigma_H]_{MAX}$ ,  $[\sigma_F]_{MAX}$  (розділ 1).

4.3 Кут нахилу зубів  $\beta'$   $[\text{0}]$   $\{0\}$

$$\beta' = 10^0 \dots 20^0 .$$

4.4 Коефіцієнт перекриття  $\varepsilon_\beta = 1,3$ .

4.5 Найближче ціле число в значенні коефіцієнта перекриття

$$\varepsilon'_\beta = 1 ,$$

$$\Delta\varepsilon = \varepsilon_\beta - \varepsilon'_\beta \cdot$$

4.6 Коефіцієнти  $K_\beta$ ,  $K_u$ , які залежать від кута нахилу зуба  $\beta'$   $\{2\}$  (за рисунком Б.5).

4.7 Число зубців шестірні  $z_1 = 13 \dots 20$   $\{0\}$ .

4.8 Число зубців колеса  $z_2$   $\{0\}$

$$z_2 = z_1 \cdot u .$$

4.9 Коефіцієнт динамічного навантаження  $K_{HV} = K_{FV} \approx 1,15$   $\{2\}$ .

4.10 Дільний діаметр шестірні  $d'_1$  [мм]  $\{2\}$

$$d'_1 = 0,62 \cdot \sqrt{\frac{E_{зв} \cdot T_1 \cdot K_{HV} \cdot z_1 (u + 1) \cdot K_B}{[\sigma_H]^2 \cdot \varepsilon'_\beta \cdot u \cos \beta'}}$$

4.11 Дільний діаметр колеса  $d'_2$  [мм]  $\{2\}$

$$d'_2 = d'_1 \cdot u .$$

4.12 Міжосьова відстань  $a$  [мм] {2}

$$a = 0,5(d'_1 + d'_2).$$

4.13 Нормальний модуль  $m'_n$  [мм] {2}

$$m'_n = \frac{d'_1 \cos \beta'}{z_1} \geq 1,5.$$

Округляємо за 1-м рядом стандартів (за таблицею Б.4).

4.14 Дійсне значення кута нахилу  $\beta$  [°] {4}

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

4.15 Уточнений ділительний діаметр шестірні  $d_1$  [мм] {2}

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta}.$$

4.16 Коефіцієнт  $\psi$ , який залежить від  $\Delta\varepsilon$  {2} (за рисунком Б.5).

4.17 Еквівалентне число зубців шестірні  $z_{v1}$  {2}

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}.$$

4.18 Коефіцієнт форми зубця  $Y_F$  {2} (за таблицею Б.10).

4.19 Напруження згинання  $\sigma_F$  [МПа] {0}

$$\sigma_F = \frac{T_1 \cdot K_{FV} K_u \psi}{m_n^3 \cdot z_1 \cdot \xi_\beta \cdot Y_F} \leq [\sigma_F].$$

4.20 Ширина колеса  $b$  [мм] {1}

$$b = \frac{\varepsilon_{\beta} \cdot \pi \cdot m_n}{\sin \beta}.$$

4.21 Уточнене значення числа зубців колеса  $z_2$  {0}

$$z_2 = z_1 \cdot u.$$

4.22 Уточнений ділительний діаметр колеса  $d_2$  [мм] {2}

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta}.$$

4.23 Зовнішній діаметр вершин колеса (приймаємо варіант дозаполюсного зачеплення)  $d_{a2}$  [мм] {2}

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n \cdot h_a^*,$$

де  $h_a^* = 0,9$  – коефіцієнт висоти головки зубця.

4.24 Діаметр западин колеса  $d_{f2}$  [мм] {2}

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n \cdot (h_a^* + c^*),$$

де  $c^* = 0,15$  – коефіцієнт радіального зазора.

4.25 Максимальне контактне напруження  $\sigma_{H \max}$  [МПа] {0}

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{ном}}} \leq [\sigma_H]_{\max},$$

де  $\frac{T_{\max}}{T_{ном}} = 2$ .

4.26 Максимальне напруження згинання  $\sigma_{F \max}$  [МПа] {0}

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{ном}} \leq [\sigma_F]_{\max}.$$

## 5 РОЗРАХУНОК ПРЯМОЗУБОЇ КОНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

5.1 Вихідні дані: потужність  $P_1$ , частота обертання  $n_1$ , передаточне відношення  $u$  (за таблицею 1)<sup>3</sup>.

5.2 Обертальні моменти  $T_1$ ,  $T_2$ , матеріал, допустимі напруження  $[\sigma_H]$ ,  $[\sigma_F]$ ,  $[\sigma_H]_{MAX}$ ,  $[\sigma_F]_{MAX}$  (розділ 1).

5.3 Коефіцієнт ширини зубчатого вінця відносно зовнішньої конусної відстані  $K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,285$  при  $HV \leq 350$  (в інших випадках за рекомендаціями [1]) {3}.

5.4 Коефіцієнт концентрації навантаження  $K_{H\beta}$  {3} (за рисунком Б.3).

5.5 Коефіцієнти, що характеризують зниження міцності конічної передачі в порівнянні з циліндричною  $\vartheta_H = \vartheta_F = 0,85$  {2}.

5.6 Зовнішній ділительний діаметр колеса  $d'_{e2}$  [мм] {2}

$$d'_{e2} = 2,93 \sqrt{\frac{E_{3\beta} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\vartheta_H [\sigma_H]^2}}.$$

5.7 Зовнішня конусна відстань  $R'_e$  [мм] {2}

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

5.8 Ширина зубчатого вінця  $b'$  [мм] {1}

$$b' = K_{be} \cdot R'_e.$$

5.9 Кути ділительних конусів  $[\delta]$  {2}

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

---

<sup>3</sup> При виконанні курсового проекту чи курсової роботи значення  $P$ ,  $n$ ,  $u$  та  $T$  розраховуються у розділі «Кінематичний та енергетичний розрахунок привода»



$$\delta_1 = 90^0 - \delta_2.$$

5.10 Зовнішній ділительний діаметр шестірні  $d'_{e1}$  [мм] {2}

$$d'_{e1} = \frac{d'_{e2}}{u}.$$

5.11 Середній ділительний діаметр  $d'_{m1}$  [мм] {2}

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

5.12 Число зубців шестірні  $z_1 = 20 \dots 30$  {0}.

5.13 Число зубців колеса  $z_2$  {0}

$$z_2 = z_1 \cdot u.$$

5.14 Середній модуль  $m'_m$  [мм] {1}

$$m'_m = \frac{d'_{m1}}{z_1}.$$

5.15 Зовнішній модуль  $m'_e$  [мм] {1}

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

Округляємо до стандартного значення  $m_e$  (за таблицею Б.4).

5.16 Уточнюємо середній модуль  $m_m$  [мм] {3}

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

5.17 Середні ділильні діаметри шестірні  $d_{m1}$  і колеса  $d_{m2}$  [ММ] {2}

$$d_m = m_m \cdot z.$$

5.18 Колова швидкість  $V$  [м/с] {2}

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

5.19 Ступінь точності (за таблицею Б.5).

5.20 Коефіцієнт динамічного навантаження за контактним напруженням  $K_{HV}$  {2} (за таблицею Б.6 зі зниження точності на один ступінь. Наприклад, якщо за таблицею Б.5 обрано 8-й ступінь точності, то за таблицею Б.6  $K_{HV}$  необхідно обирати за 9-м ступенем точності).

5.21 Коефіцієнт розрахункового навантаження за контактним напруженням  $K_H$  {2}

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

5.22 Контактні напруження  $\sigma_H$  [МПа] {2}

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

$\sigma_H$  та  $[\sigma_H]$  не повинні розходитися більш ніж на  $\pm 4\%$ . При невідповідності умови визначити  $b = b' \left( \frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2$ .

5.23 Коефіцієнти зміщення  $x_{1n}$ ,  $x_{2n}$  {2}

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

$$x_{2n} = -x_{1n}.$$

5.24 Еквівалентне число зубців шестірні  $z_{vn1}$  і колеса  $z_{vn2}$  {0}

$$z_{vn} = \frac{z}{\cos \delta}.$$

5.25 Коефіцієнт форми зубця  $Y_{F1}$ ,  $Y_{F2}$  {2} (за рисунком Б.2).

5.26 Коефіцієнт динамічного навантаження за напруженням згинання  $K_{FV}$  {2} (за таблицею Б.6 зі зниження точності на один ступінь. Наприклад, якщо за таблицею Б.5 обрано 8-й ступінь точності, то за таблицею Б.6  $K_{FV}$  необхідно обирати за 9-м ступенем точності).

5.27 Коефіцієнт концентрації навантаження за напруженням згинання  $K_{F\beta}$  {2}

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

5.28 Коефіцієнт розрахункового навантаження за напруженням згинання  $K_F$  {2}

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

5.29 Відношення  $\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}}$  і  $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}$ . Для подальшого розрахунку приймаємо  $Y_F$  по тому з коліс пари, у якого менше  $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ .

5.30 Колова сила  $F_t$  [Н] {0}

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}.$$

5.31 Напруження згинання  $\sigma_F$  [МПа] {0}

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_F}{b \cdot m_m \cdot \mathcal{G}_F} \leq [\sigma_F].$$

5.32 Уточнена зовнішня конусна відстань  $R_e$  [мм] {2}

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

5.33 Середня конусна відстань  $R_m$  [мм] {2}

$$R_m = R_e - 0,5b.$$

5.34 Уточнений зовнішній ділительний діаметр шестірні  $d_{e1}$  [мм] {2}

$$d_{e1} = \frac{d_{m1} \cdot R_e}{R_m}.$$

5.35 Уточнений зовнішній ділительний діаметр колеса  $d_{e2}$  [мм] {2}

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2.$$

5.36 Зовнішній діаметр вершин шестірні  $d_{ae1}$  [мм] {2}

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1.$$

5.37 Діаметр западин шестірні  $d_{f1}$  [мм] {2}

$$d_{f1} = d_{e1} - 2,5m_e \cos \delta_1.$$

5.38 Зовнішній діаметр вершин колеса  $d_{ae2}$  [мм] {2}

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

5.39 Діаметр западин колеса  $d_{f2}$  [мм] {2}

$$d_{f2} = d_{e2} - 2,5m_e \cos \delta_2.$$

5.40 Максимальне контактне напруження  $\sigma_{H \max}$  [МПа] {0}

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}} \leq [\sigma_H]_{\max},$$

де  $\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} = 2$ .

5.41 Максимальне напруження згинання  $\sigma_{F \max}$  [МПа] {0}

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} \leq [\sigma_F]_{\max}.$$

5.42 Сили в зачепленні:

колова сила  $F_t$  [Н] {0} (пункт 5.30);

радіальна сила на шестірні та осьова сила на колесі  $F_r$  [Н] {0} :

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

осьова сила на шестерні та радіальна сила на колесі  $F_a$  [Н] {0}

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

## 6 РОЗРАХУНОК КОНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ З НЕПРЯМИМИ ЗУБЦЯМИ

6.1 Вихідні дані: потужність  $P_1$ , частота обертання  $n_1$ , передаточне відношення  $u$  (за таблицею 1).

6.2 Обертальні моменти  $T_1$ ,  $T_2$ , матеріал, допустимі напруження  $[\sigma_H]$ ,  $[\sigma_F]$ ,  $[\sigma_H]_{\max}$ ,  $[\sigma_F]_{\max}$  (розділ 1).

6.3 Коефіцієнт ширини зубчатого вінця відносно зовнішньої конусної відстані  $K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,285$  при  $HV \leq 350$  (в інших випадках за рекомендаціями [1]){3}.

6.4 Коефіцієнт концентрації навантаження  $K_{H\beta}$  {3} (за рисунком Б.3).

6.5 Коефіцієнти, що характеризують зниження міцності конічної передачі порівняно з циліндричною  $\vartheta_H$ ,  $\vartheta_F$  {2} (за таблицею Б.7).

6.6 Зовнішній ділительний діаметр колеса  $d'_{e2}$  [мм] {2}

$$d'_{e2} = 2,9 \sqrt[3]{\frac{E_{зв} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\vartheta_H [\sigma_H]^2}}.$$

6.7 Зовнішня конусна відстань  $R'_e$  [мм] {2}

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

6.8 Ширина зубчатого вінця  $b'$  [мм] {1}

$$b' = K'_{be} \cdot R_e.$$

6.9 Кути ділительних конусів [ $^\circ$ ] {2}

$$\begin{aligned} \delta_2 &= \arctg(u), \\ \delta_1 &= 90^\circ - \delta_2. \end{aligned}$$

6.10 Зовнішній ділительний діаметр шестірні  $d'_{e1}$  [мм] {2}

$$d'_{e1} = \frac{d'_{e2}}{u}.$$

6.11 Середній ділительний діаметр шестірні  $d'_{m1}$  [мм] {2}

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

6.12 Число зубців шестірні  $z_1 \{0\}$  (за таблицею Б.9), ( $z_1'$  за рисунком Б.4).

6.13 Число зубців колеса  $z_2 \{0\}$

$$z_2 = z_1 \cdot u.$$

6.14 Середній модуль у торцевому перерізі  $m'_{tm}$  [мм] {1}

$$m'_{tm} = \frac{d'_{m1}}{z_1}.$$

6.15 Кут нахилу кругових зубців  $\beta_n = 35^\circ$ .

6.16 Середній модуль в нормальному перерізі  $m'_{nm}$  [мм] {1}

$$m'_{nm} = m'_{tm} \cdot \cos \beta_n.$$

Округляємо до стандартного значення  $m_{nm}$  (за таблицею Б.4).

6.17 Уточнюємо середній модуль у торцевому перерізі  $m_{tm}$  [мм] {3}

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos \beta}.$$

6.18 Уточнюємо число зубців шестірні  $z_1$  {округляємо до цілого}

$$z_1 = \frac{d'_{m1}}{m_{tm}}$$

і колеса  $z_2 \{0\}$

$$z_2 = z_1 \cdot u.$$

6.19 Середні ділильні діаметри шестірні  $d_{m1}$  і колеса  $d_{m2}$  [мм] {2}

$$d_m = m_{tm} \cdot z.$$

6.20 Колова швидкість  $V$  [м/с] {2}

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

6.21 Ступінь точності (за таблицею Б.5).

6.22 Коефіцієнт динамічного навантаження за контактним напруженням  $K_{HV}$  {2} (за таблицею Б.6 зі зниженням точності на один ступінь. Наприклад, якщо за таблицею Б.5 обрано 8-й ступінь точності, то за таблицею Б.6  $K_{HV}$  необхідно обирати за 9-м ступенем точності).

6.23 Коефіцієнт розрахункового навантаження за контактним напруженням  $K_H$  {2}

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

6.24 Контактні напруження  $\sigma_H$  [МПа] {2}

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

$\sigma_H$  та  $[\sigma_H]$  не повинні розходитися більш ніж на  $\pm 4\%$ .

При невідповідності умови визначити  $b = b' \left( \frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2$ .

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

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

6.26 Еквівалентне число зубців шестірні  $z_{vn1}$  і колеса  $z_{vn2}$  {0}



$$z_{vn} = \frac{z}{\cos \delta \cos^3 \beta_n}.$$

6.27 Коефіцієнт форми зубця шестірні  $Y_{F1}$  і  $Y_{F2}$  {2} (за рисунком Б.2).

6.28 Коефіцієнт динамічного навантаження по напруженням згинання  $K_{FV}$  {2} (за таблицею Б.6 зі зниженням точності на один ступінь. Наприклад, якщо за таблицею Б.5 обрано 8-й ступінь точності, то за таблицею Б.6  $K_{FV}$  необхідно обирати за 9-м ступенем точності).

6.29 Коефіцієнт концентрації навантаження за напруженням згинання  $K_{F\beta}$  {2}

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

6.30 Коефіцієнт розрахункового навантаження за напруженням згинання  $K_F$  {2}

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

6.31 Відношення  $\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}}$  і  $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}$ . Для подальшого розрахунку приймаємо  $Y_F$  по тому з коліс пари, у якого менше  $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ .

6.32 Колова сила  $F_t$  [Н] {0}

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}.$$

6.33 Напруження згинання  $\sigma_F$  [МПа] {0}

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_F}{b \cdot m_{nm} \cdot \mathcal{G}_F} \leq [\sigma_F].$$

6.34 Середня конусна відстань  $R_m$  [мм] {2}

$$R_m = \frac{d_{m1}}{2 \sin \delta_1}.$$

6.35 Уточнена зовнішня конусна відстань  $R_e$  [мм] {2}

$$R_e = R_m + 0,5b.$$

6.36 Уточнений зовнішній ділительний діаметр шестірні  $d_{e1}$  [мм] {2}

$$d_{e1} = \frac{d_{m1} \cdot R_e}{R_m}.$$

6.37 Зовнішній модуль у торцевому перерізі  $m_{te}$  [мм] {3}

$$m_{te} = \frac{d_{e1}}{z_1}.$$

6.38 Уточнений зовнішній ділительний діаметр колеса  $d_{e2}$  [мм] {2}

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2.$$

6.39 Зовнішній діаметр вершин шестірні  $d_{ae1}$  [мм] {2}

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

6.40 Діаметр западин шестірні  $d_{f1}$  [мм] {2}

$$d_{f1} = d_{e1} - 2,5m_{te} \cos \delta_1.$$

6.41 Зовнішній діаметр вершин колеса  $d_{ae2}$  [мм] {2}

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

6.42 Діаметр западин колеса  $d_{f2}$  [мм] {2}

$$d_{f2} = d_{e2} - 2,5m_{te} \cos \delta_2.$$

6.43 Максимальне контактне напруження  $\sigma_{H \max}$  [МПа] {0}

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{ном}}} \leq [\sigma_H]_{\max},$$

де  $\frac{T_{\max}}{T_{ном}} = 2$ .

6.44 Максимальне напруження згинання  $\sigma_{F \max}$  [МПа] {0}

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{ном}} \leq [\sigma_F]_{\max}.$$

## 7 РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

7.1 Вихідні дані: потужність  $P_1$ , частота обертання  $n_1$ , передаточне відношення  $u$  (за таблицею 1)<sup>4</sup>.

7.2 Число заходів черв'яка  $z_1$  {0} (за таблицею Б.11).

7.3 Число зубців колеса  $z_2$  {0}

$$z_2 = z_1 \cdot u \geq z_{\min} = 28.$$

7.4 Кутова швидкість черв'яка  $\omega_1$  [с<sup>-1</sup>] {0}

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}.$$

7.5 Коефіцієнт корисної дії  $\eta$  {2} (за таблицею Б.11).

---

<sup>4</sup> При виконанні курсового проекту чи курсової роботи значення  $P$ ,  $n$ ,  $u$  та  $T$  розраховуються у розділі «Кінематичний та енергетичний розрахунок привода».

7.6 Обертальний момент на ведучому валу  $T_1$  [Н·мм] {0}

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^6}{\omega_1}.$$

7.7 Обертальний момент на веденому валу  $T_2$  [Н·мм] {0}

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta.$$

7.8 Швидкість ковзання  $V'_S$  [м/с] {1}

$$V'_S = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{1000}}.$$

7.9 Допустимі контактні напруження  $[\sigma_H]$  [МПа] {0} (по таблиці Б12).

7.10 Допустимі напруження згинання  $[\sigma_F]$  [МПа] {0}

$$[\sigma_F] = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B.$$

7.11 Допустимі контактні напруження при перевантаженнях  $[\sigma_H]_{\max}$  [МПа] {0} (за таблицею Б.12). Матеріал черв'ячних коліс обирається залежно від швидкості ковзання  $V'_S$  : якщо  $V'_S = 5 \dots 25$  м/с – прийняти бронзу БРОФ10-1, БРОНФ; якщо  $V'_S = 2 \dots 5$  м/с – прийняти БРАЖ9-4; при швидкості ковзання  $V'_S < 2$  м/с доцільно використовувати чавун.

7.12 Допустимі напруження згинання при перевантаженнях  $[\sigma_F]_{\max}$  [МПа] {0}

$$[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8\sigma_T.$$

7.13 Стандартне значення коефіцієнта діаметра черв'яка  $q = (0,22 \dots 0,44)z_2$  (із ряду за таблицею Б.11).

7.14 Зведений модуль пружності черв'яка і черв'ячного колеса  $E_{36}$  [МПа]

$$E_{36} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2},$$

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

7.15 Міжосьова відстань  $a'_w$  [мм] {1}

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

Прийняти  $a_w$  за стандартним рядом  $R_a40$  (за таблицею Б.2). У подальших розрахунках використовувати стандартне значення.

7.16 Модуль передачі  $m'$  [мм] {1}

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

Округлити за стандартним рядом (за таблицею Б.11).

7.17 Коефіцієнт зміщення черв'ячного колеса  $x_2$  {2}

$$x_2 = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2) \leq \pm 0,7.$$

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

7.18 Дільний діаметр черв'яка  $d_1$  [мм] {1}

$$d_1 = q \cdot m.$$

7.19 Дільний діаметр колеса  $d_2$  [мм] {1}

$$d_2 = m \cdot z_2.$$

7.20 Кут підйому гвинтової лінії  $\gamma$  [°] {1}

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

7.21 Колова швидкість черв'яка  $V_1$  [м/с] {2}

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

7.22 Швидкість ковзання  $V_s$  [м/с] {2}

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma}.$$

Перевірити відповідність прийнятому раніше матеріалу колеса ( різниця між  $V_s$  та  $V'_s$  не повинна перевищувати 5 %). Якщо є потреба, змінити матеріал, уточнити  $[\sigma_H]$  і розрахунок повторити.

7.23 Кут охоплення черв'яка колесом  $\delta$  [рад] {4}

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

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

7.25 Торцевий коефіцієнт перекриття в середній площині черв'ячного колеса  $\varepsilon_\alpha$  {2}

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

7.26 Частота обертання колеса  $n_2$  [хв<sup>-1</sup>] {0}

$$n_2 = \frac{n_1}{u}.$$

7.27 Коефіцієнт динамічного навантаження  $K_{HV}$  {2}  
 ( $K_{HV} = 1$  при  $V_s \leq 3\text{м/с}$ ;  $K_{HV} = 1 \dots 1,3$  при  $V_s > 3\text{м/с}$ ).

7.28 Коефіцієнт концентрації навантаження  $K_{H\beta}$  {2}  
 ( $K_{H\beta} = 1$  – постійне навантаження,  $K_{H\beta} = 1,05 \dots 1,2$  – змінне навантаження).

7.29 Коефіцієнт розрахункового навантаження за контактним напруженням  $K_H$  {2}

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

7.30 Контактні напруження  $\sigma_H$  [МПа] {2}

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{3\beta} \cdot T_2 \cdot K_H \cdot \cos^2 \gamma}{d_2^2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H].$$

7.31 Колова сила на колесі  $F_{t2}$  [Н] {2}

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

7.32 Нормальний модуль  $m_n$  [мм] {2}

$$m_n = m \cdot \cos \gamma.$$

7.33 Ширина колеса  $b_2$  [мм] {0} ( $b_2 \leq 0,75d_{a1}$  при  $z_1 = 1; 2$ ,  
 $b_2 \leq 0,67d_{a1}$  при  $z_1 = 4$ ).

7.34 Число зубців еквівалентного колеса  $z_v$  {0}

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

7.35 Коефіцієнт форми зуба  $Y_F$  {2} (за таблицею Б.13).

7.36 Напруження згинання  $\sigma_F$  [МПа] {0}

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

7.37 Діаметр вершин черв'яка  $d_{a1}$  [мм] {2}

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

7.38 Діаметр западин черв'яка  $d_{f1}$  [мм] {2}

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m.$$

7.39 Довжина нарізної частини черв'яка  $b_1$  [мм] {1} (за таблицею Б.14).

7.40 Діаметр вершин колеса  $d_{a2}$  [мм] {2}

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

7.41 Діаметр западин колеса  $d_{f2}$  [мм] {2}

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

7.42 Зовнішній діаметр колеса  $d_{aM2}$  [мм] {2}

$$\begin{aligned} d_{aM2} &\leq d_{a2} + 2m \text{ при } z_1 = 1; \\ d_{aM2} &\leq d_{a2} + 1,5m \text{ при } z_1 = 2; \\ d_{aM2} &\leq d_{a2} + m \text{ при } z_1 = 4. \end{aligned}$$

7.43 Ступінь точності (за таблицею Б.15).

7.44 Максимальне контактне напруження  $\sigma_{H \max}$  [МПа] {0}



$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}} \leq [\sigma_H]_{\max},$$

де  $\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} = 2.$

7.45 Максимальне напруження згинання  $\sigma_{F \max}$  [МПа] {0}

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} \leq [\sigma_F]_{\max}.$$

7.46 Сили в зачепленні:

колова сила на колесі та осьова сила на черв'яку [Н] {0}  
(пункт 7.31):

$$F_{a1} = F_{t2};$$

колова сила на черв'яку та осьова сила на колесі [Н] {0}

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

радіальна сила  $F_r$  [Н] {0}

$$F_{r1} = -F_{r2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}.$$

## 8 РОЗРАХУНОК ВІДКРИТОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

8.1 Вихідні дані: потужність  $P_1$ , частота обертання  $n_1$ , передаточне відношення  $u$  (за таблицею 1).

8.2 Крутні моменти  $T_1, T_2$ , матеріал, допустимі напруження  $[\sigma_H], [\sigma_F], [\sigma_H]_{MAX}, [\sigma_F]_{MAX}$  (розділ 1).

8.3 Число зубців шестірні  $z_1 = 17 \dots 20 \{0\}$ .

8.4 Число зубців колеса  $z_2 \{0\}$

$$z_2 = z_1 \cdot u .$$

8.5 Коефіцієнт форми зубця шестірні  $Y_{F1}$  і  $Y_{F2} \{2\}$  (за рисунком Б.2).

8.6 Відношення  $\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}}$  і  $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}$ . Для подальшого розрахунку приймаємо  $Y_F$  по тому з коліс пари, у якого менше  $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ .

8.7 Коефіцієнт ширини колеса відносно міжосьової відстані  $\psi_{ba}$  (за таблицею Б.1).

8.8 Коефіцієнт ширини відносно діаметра шестерні  $\psi_{bd} \{2\}$

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

$\psi_{bd \max}$  (за таблицею Б.1).

8.9 Коефіцієнт концентрації навантаження  $K_{F\beta} \{2\}$  (за рисунком Б.1).

8.10 Коефіцієнт ширини колеса відносно модуля  $\psi_m$  (за таблицею Б.3).

8.11 Модуль зубців  $m'$  [мм]  $\{2\}$

$$m' = \sqrt[3]{\frac{3T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{z_1 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}$$

Значення модуля  $m$  прийняти за 1-м рядом стандарту (за таблицею Б.4).

8.12 Міжосьова відстань  $a'_w$  [мм] {2}

$$a'_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}.$$

8.13 Ширина колеса  $b'$  [мм] {1}

$$b' = \psi_{ba} \cdot a \geq 0,15a.$$

8.14 Ділильні діаметри шестірні  $d_1$  і колеса  $d_2$  [мм] {2}

$$d = m \cdot z.$$

8.15 Колова швидкість  $V$  [м/с] {2}

$$V = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 10^3}.$$

8.16 Ступінь точності за таблицею Б.5.

8.17 Коефіцієнти динамічного навантаження  $K_{HV}$  і  $K_{FV}$  {2} (за таблицею Б.6).

8.18 Коефіцієнт концентрації навантаження  $K_{H\beta}$  {2} (за рисунком Б.1).

8.19 Коефіцієнти розрахункового навантаження  $K_H$  і  $K_F$  {2}

$$K = K_{\beta} \cdot K_V.$$

8.20 Кут зачеплення стандартної передачі  $\alpha = 20^0$ .

8.21 Контактні напруження  $\sigma_H$  [МПа] {0}

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

$\sigma_H$  і  $[\sigma_H]$  не повинні розходитися більш ніж на 4 %. При невідповідності умови визначити

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

8.22 Колова сила  $F_t$  [Н] {0}

$$F_t = \frac{2T}{d}.$$

8.23 Напруження згинання  $\sigma_F$  [МПа] {0}

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

8.24 Максимальне контактне напруження  $\sigma_{H \max}$  [МПа] {0}

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq [\sigma_H]_{\max},$$

де  $\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 2$ .

8.25 Максимальне напруження згинання  $\sigma_{F \max}$  [МПа] {0}

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

8.26 Діаметри вершин шестірні  $d_{a1}$  та колеса  $d_{a2}$  [мм] {2}

$$d_a = d + 2m.$$

8.27 Діаметри западин шестірні  $d_{f1}$  та колеса  $d_{f2}$  [мм] {2}

$$d_f = d - 2,5m.$$

## 9 РОЗРАХУНОК ВІДКРИТОЇ КОНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

9.1 Вихідні дані: потужність  $P_1$ , частота обертання  $n_1$ , передаточне відношення  $u$  (за таблицею 1).

9.2 Крутні моменти  $T_1, T_2$ , матеріал, допустимі напруження  $[\sigma_H], [\sigma_F], [\sigma_H]_{MAX}, [\sigma_F]_{MAX}$  (розділ 1).

9.3 Кути ділительних конусів  $[\delta] \{2\}$

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

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

9.4 Число зубців шестірні  $z_1 = 17 \dots 20 \{0\}$ .

9.5 Число зубців колеса  $z_2 \{0\}$

$$z_2 = z_1 \cdot u.$$

9.6 Еквівалентне число зубців шестірні  $z_{vn1}$  і колеса  $z_{vn2}$   $\{0\}$

$$z_{vn} = \frac{z}{\cos \delta}.$$

9.7 Коефіцієнт форми зубця шестірні  $Y_{F1}$  і колеса  $Y_{F2}$   $\{2\}$  (за рисунком Б.2).

9.8 Відношення  $\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}}$  і  $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}$ . Розрахунок виконується по тому з коліс пари, у якого менше  $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ .

9.9 Коефіцієнт ширини зубчатого вінця відносно зовнішньої конусної відстані  $K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,285$  при  $HV \leq 350$  (в інших випадках за рекомендаціями [1])  $\{3\}$ .

9.10 Коефіцієнт концентрації навантаження за контактним напруженням  $K_{H\beta}$   $\{3\}$  (за рисунком Б.3).

9.11 Коефіцієнт концентрації навантаження за напруженням згинання  $K_{F\beta}$  {2}

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

9.12 Коефіцієнти, що характеризують зниження міцності конічної передачі в порівнянні з циліндричною  $\mathcal{G}_H = \mathcal{G}_F = 0,85$  {2}.

9.13 Модуль зубців  $m_e$  [мм] {2}

$$m_e = 3 \sqrt{\frac{6T_1 K_{F\beta} Y_F}{\mathcal{G}_F Z_1^2 [\sigma_F] \sqrt{u^2 + 1} (1 - 0,5K_{be}) K_{be}}} \geq 1,5.$$

Округляємо до стандартного значення (за таблицею Б.4).

9.14 Зовнішня конусна відстань  $R_e$  [мм] {2}

$$R_e = 0,5m_e Z_1 \sqrt{u^2 + 1}.$$

9.15 Ширина зубчатого вінця  $b$  [мм] {1}

$$b = K_{be} \cdot R_e.$$

9.16 Середня конусна відстань  $R_m$  [мм] {2}

$$R_m = R_e - 0,5b.$$

9.17 Зовнішні ділильні діаметри шестірні  $d_{e1}$  та колеса  $d_{e2}$  [мм] {2}

$$d_e = m_e \cdot z.$$

9.18 Середній модуль  $m_m$  [мм] {1}

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

9.19 Середні ділильні діаметри шестірні  $d_{m1}$  та колеса  $d_{m2}$  [мм] {2}

$$d_m = m_m \cdot z .$$

9.20 Колова сила  $F_t$  [Н] {0}

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} .$$

9.21 Колова швидкість  $V$  [м/с] {2}

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

9.22 Ступінь точності (за таблицею Б.5).

9.23 Коефіцієнт динамічного навантаження за напруженням згинання  $K_{FV}$  {2} (за таблицею Б.6 зі зниження точності на один ступінь).

9.24 Коефіцієнт розрахункового навантаження за напруженням згинання  $K_F$  {2}

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

9.25 Напруження згинання  $\sigma_F$  [МПа] {0}

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_F}{b \cdot m_m \cdot \mathcal{G}_F} \leq [\sigma_F] .$$

9.26 Коефіцієнт динамічного навантаження по контактним напруженням  $K_{HV}$  {2} (за таблицею Б.6 зі зниженням точності на один ступінь).

9.27 Коефіцієнт розрахункового навантаження за контактним напруженням  $K_H$  {2}

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

9.28 Контактні напруження  $\sigma_H$  [МПа] {2}

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

$\sigma_H$  і  $[\sigma_H]$  не повинні розходитися більш ніж на  $\pm 4\%$ . При невідповідності умови визначити  $b = b' \left( \frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2$ .

9.29 Зовнішній діаметр вершин шестірні  $d_{ae1}$  [мм] {2}

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1.$$

9.30 Діаметр западин шестірні  $d_{f1}$  [мм] {2}

$$d_{f1} = d_{e1} - 2,5m_e \cos \delta_1.$$

9.31 Зовнішній діаметр вершин колеса  $d_{ae2}$  [мм] {2}

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

9.32 Діаметр западин колеса  $d_{f2}$  [мм] {2}

$$d_{f2} = d_{e2} - 2,5m_e \cos \delta_2.$$

9.33 Максимальне контактне напруження  $\sigma_{H \max}$  [МПа] {0}

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{ном}}} \leq [\sigma_H]_{\max},$$



де  $\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 2$ .

9.34 Максимальне напруження згинання  $\sigma_{F \max}$  [МПа] {0}

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

## 10 РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

10.1 Вихідні дані: потужність  $P_1$ , частота обертання  $n_1$ , передаточне відношення  $u^5$ .

10.2 Переріз паса О, А, Б, В, Г, Д, Е (за рисунком В.1).

10.3 Розрахунковий діаметр малого шківа  $d_{p1}$  [мм], номінальна потужність, що передається одним пасом  $P_0$  [кВт] {0} (за рисунком В.2). (При виборі  $P_0$  враховувати, що  $P_0 = \frac{P_1}{z}$ , де число пасів прийняти  $z = 2 \dots 6$ ).

10.4 Розрахунковий діаметр великого шківа  $d_{p2}$  [мм] {0}

$$d_{p2} = d_{p1} \cdot u.$$

10.5 Попередня міжосьова відстань  $a$  [мм] (за таблицею В.2).

10.6 Попередня розрахункова довжина паса  $l'_p$  [мм] {0}

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

Прийняти за стандартом  $l$  (за таблицею В.1).

10.7 Дійсна міжосьова відстань  $a$  [мм] {0}

---

<sup>5</sup> При виконанні курсового проекту чи курсової роботи значення  $P$ ,  $n$  та  $u$  розраховуються у розділі «Кінематичний та енергетичний розрахунок привода».

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

10.8 Кут охоплення ведучого шківа  $\alpha$  [°] {1}

$$\alpha = 180^\circ - \frac{57(d_2 - d_1)}{2a}.$$

Перевірити умову  $\alpha \geq 120^\circ$ .

10.9 Коефіцієнт кута охоплення  $C_\alpha$  {2} (за таблицею В.3).

10.10 Коефіцієнт довжини паса  $C_l$  {2} (за рисунком В.3).

10.11 Коефіцієнт передаточного відношення  $C_i$  {2} (за рисунком В.4).

10.12 Коефіцієнт режиму навантаження  $C_p$  {1} (за таблицею В.4).

10.13 Потужність, що передається одним пасом  $P_p$  [кВт] {1}

$$P_p = \frac{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_i}{C_p}.$$

10.14 Коефіцієнт кількості пасів  $C_z$  {2} (за таблицею В.5).

10.15 Кількість пасів  $z$  {1}

$$z = \frac{P}{P_p \cdot C_z}.$$

Округлити до найбільшого цілого,  $z \leq 6$ .

10.16 Колова швидкість  $V$  [м/с] {2}

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

10.17 Маса 1 пог. м паса  $q$  [кг/м] {2} (за таблицею В.1).

10.18 Відцентрова сила  $F_v$  [Н] {2}

$$F_v = qV^2.$$

10.19 Сила попереднього натягу паса  $F_0$  [Н] {0}

$$F_0 = \frac{0,85P \cdot C_p \cdot C_l}{z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_i} + F_v.$$

10.20 Кут між гілками пасової передачі  $\beta$  [°] {1}

$$\beta = 180 - \alpha.$$

10.21 Навантаження на вал  $F_r$  [Н] {0}

$$F_r = 2F_0 \cdot z \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) - 2F_v z.$$

10.22 Перевірка довговічності паса:

$$\gamma = \frac{V \cdot 10^3}{l} \leq [\gamma] = 20c^{-1}.$$

## 11 РОЗРАХУНОК ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

11.1 Вихідні дані: потужність  $P_1$ , частота обертання  $n_1$ , передаточне відношення  $u^6$ .

11.2 Число зубців малої зірочки  $z_1$  {0} (за таблицею Г.1).

11.3 Число зубців великої зірочки {0}

$$z_2 = z_1 u < z_{2\max} = 100 \dots 200.$$

11.4 Коефіцієнти динамічного навантаження  $K_d$ , міжосьової відстані  $K_a$ , нахилу передачі до горизонту  $K_H$ , способу

---

<sup>6</sup> При виконанні курсового проекту чи курсової роботи значення  $P$ ,  $n$  та  $u$  розраховуються у розділі «Кінематичний та енергетичний розрахунок привода».

регулювання натягу ланцюга  $K_{рег}$ , змащення і забруднення передачі  $K_z$ , режиму роботи  $K_{реж}$  {1} (за таблицею Г.2).

11.5 Коефіцієнт експлуатації  $K_e$  {2}

$$K_e = K_\partial \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_z \cdot K_{реж}.$$

11.6 Коефіцієнт числа зубців  $K_z$  {2}

$$K_z = \frac{z_{01}}{z_1},$$

де  $z_{01} = 25$ .

11.7 Коефіцієнт частоти обертання  $K_n$  {2}

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1},$$

де  $n_{01}$  – найближча до розрахункової частота обертання {0} (з ряду 50, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1600 хв<sup>-1</sup>).

11.8 Розрахункова потужність  $P_p$  [кВт] {1}

$$P_p = P_1 \cdot K_e \cdot K_z \cdot K_n < [P_p].$$

11.9 Крок ланцюга  $p_l$  [мм] {2} (за таблицею Г.4).

Перевірити умову  $p_l \leq [p_l]_{\max}$  (за таблицею Г.5).

11.10 Міжосьова відстань  $a'$  [мм] {2}

$$a = (30...50)p_l.$$

11.11 Колова швидкість  $V$  [м/с] {2}

$$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot p_l}{60 \cdot 10^3}.$$

11.12 Змашення передачі (за таблицею Г.3).

11.13 Число ланок ланцюга  $L \{0\}$

$$L_p = \frac{2a}{p_{\text{л}}} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 \cdot \frac{p_{\text{л}}}{a}.$$

Округлити до цілого парного.

11.14 Уточнена міжосьова відстань  $a$  [мм] {2}

$$a = \frac{p_{\text{л}}}{4} \left[ L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Зменшити міжосьову відстань на  $\Delta a = 0,003a \{0\}$ .

11.15 Ділильні діаметри зірочок  $d_1$  і  $d_2$  [мм] {1}

$$d = \frac{p_{\text{л}}}{\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)}.$$

11.16 Колова сила  $F_t$  [Н] {0}

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V}.$$

11.17 Натяг від відцентрових сил  $F_v$  [Н] {0}

$$F_v = q \cdot V^2,$$

де  $q$  – маса одиниці довжини ланцюга (за таблицею Д.4).

11.18 Сила попереднього натягу від маси ланцюга  $F_0$  [Н] {0}

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q \cdot g,$$

де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння;

$K_f$  – коефіцієнт кута нахилу до горизонту (за таблицею Г.6);

$a$  – міжосьова відстань, м.

11.19 Критична частота обертання  $[\text{хв}^{-1}] \{0\}$

$$n_{1k} = \frac{30}{z_1 \cdot a} \sqrt{\frac{F_1}{q}}.$$

## 12 ВИКОНАННЯ КРЕСЛЕНЬ

За результатами розрахунків викреслюються зубчасті колеса, шківні пасових передач та зірочки ланцюгових передач. Приклади робочих креслень наведені на рисунках Д.1-Д.5.

### 12.1 Конструювання зубчастих коліс

12.1.1 Форма зубчастого колеса може бути плоскою, втопленою чи з виступаючою маточиною. Довжина маточини  $l_i$  [мм] (рисунки 1, 2).

$$l_i = (0,8 \dots 1,2) \cdot b_2.$$

12.1.2 Діаметр отвору  $d_{отв}$  [мм]

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

де  $[\tau]$  – допустимі напруження при крученні, для редукторних валів  $[\tau] = 15 \dots 30 \text{ МПа}$ .

12.1.3 Діаметр маточини колеса  $d_i$  [мм]

$$d_m = 1,6 d_{отв}.$$

12.1.4 Товщина бандажа колеса  $\delta_0$  [мм]

$$\delta_0 = (2 \dots 4) m.$$

### 12.1.5 Товщина диска колеса $c$ [мм]

$$c = (0,35 \dots 0,4) b_2.$$

12.1.6 На торцях зубчатого вінця роблять фаски. Розмір фаски  $f$  [мм]. Округлити до стандартного значення за таблицею Д.1.

$$f \approx (0,6 \dots 0,7) m.$$

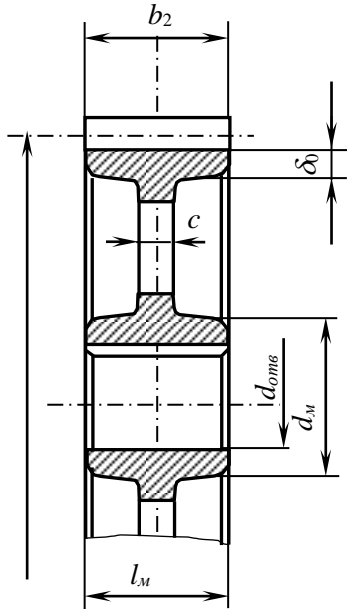


Рисунок 1 – Конструювання циліндричного колеса

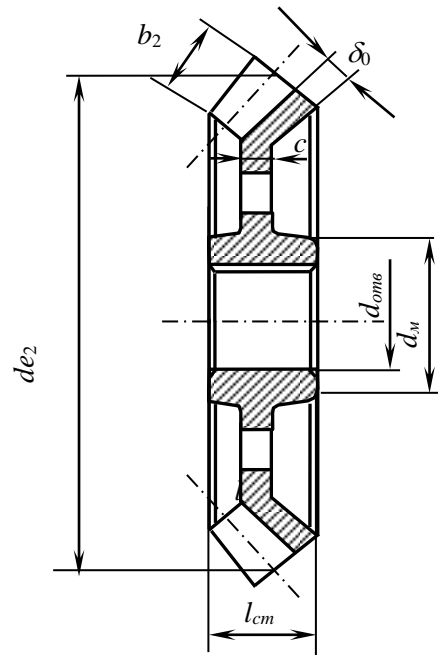


Рисунок 2 – Конструювання конічного колеса

## 12.2 Конструювання черв'ячних коліс

Діаметр отвору  $d_{отв}$ , діаметр маточини  $d_m$ , товщину диска колеса  $c$  можна приймати як і для зубчастих коліс (рисунок 3).

12.2.1 Для черв'ячного колеса товщина бандажа центра колеса  $\delta_0$  [мм]

$$\delta_0 = (2 \dots 4) m.$$

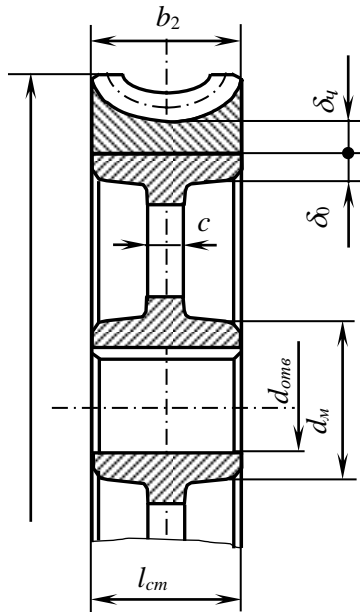


Рисунок 3 – Конструювання черв'ячного колеса

12.2.2 Товщина вінця черв'ячного колеса  $\delta_1$  [мм] (за таблицею Д.2).

### 12.3 Конструювання шківів пасових передач

12.3.1 Ширина шківа  $M$  [мм] (рисунок 4)

$$M = (z - 1)e + 2f ,$$

де  $z$  – число клинових пасів, значення  $e$  та  $f$  за таблицею Д.3.

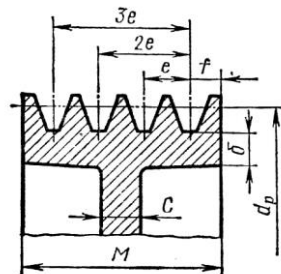


Рисунок 4 – Конструювання шківа пасової передачі



12.3.2 Товщина обода чавунного шківа  $\delta_{чав}$  [мм]

$$\delta_{чав} = (1,1 \dots 1,3)h,$$

де  $h$  за таблицею Д.2.

12.3.3 Товщина диску  $c$  [мм]

$$c = (1,2 \dots 1,2)\delta_{чав}.$$

12.3.4 Діаметр маточини шківа  $d_M$  [мм]

$$d_M = 1,6d_{отв} + 10\text{мм},$$

де  $d_{отв}$  – діаметр отвору (пункт 12.1.2).

12.3.5 Довжина маточини  $l_M$  [мм]

$$l_M = (1,2 \dots 1,5)d_{отв}.$$

## 12.4 Конструювання зірочок ланцюгових передач

12.4.1 Діаметр  $d_M$  і довжина  $l_M$  маточини приймається як і для зубчастих передач.

12.4.2 Діаметр кола виступів  $D_e$  [мм] (рисунок 5)

$$D_e = p_{л} \left( 0,5 + ctg \frac{180^\circ}{z} \right).$$

12.4.3 Ширина зубця ланцюга  $b$  [мм]

однорядного  $b = 0,93B_{вн} - 0,15\text{мм};$

дво- і трирядного  $b = 0,9B_{вн} - 0,15\text{мм},$

де  $B_{вн}$  – відстань між внутрішніми площинами пластин ланцюга (за таблицею Д.3).

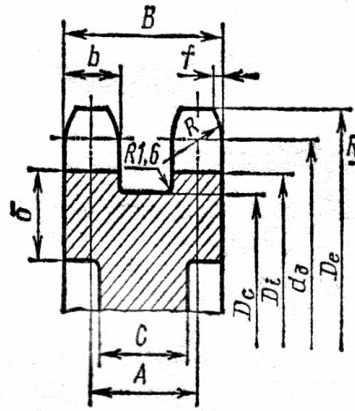


Рисунок 5 – Конструювання зірочки ланцюгової передачі

12.4.4 Ширина вінця  $B$  [мм]

$$B = (n - 1)A + b,$$

де  $A$  – відстань між осями симетрії багаторядних ланцюгів (за таблицею Д.4);

$n$  – кількість рядів ланцюгів.

12.4.5 Радіус закруглення зубця  $R$  [мм]

$$R = 1,7d_1,$$

де  $d_1$  – діаметр ролика ланцюга (за таблицею Д.4).

12.4.6 Товщина обода  $\delta$  [мм]

$$\delta = 1,5(D_e - d).$$

12.4.7 Товщина диска  $c$  [мм]

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

12.4.8 Кут скосу  $\gamma \approx 20^0$ .

12.4.9 Розмір фаски  $f$  [мм]

$$f \approx 0,2b.$$

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Иванов, М. Н. Детали машин [Текст] / М. Н. Иванов. – М. : Высш. шк., 1995.
- 2 Иванов, М. Н. Детали машин [Текст] / М. Н. Иванов, В. Н. Иванов. – М. : Высш. шк., 1975.
- 3 Решетов, Д. Н. Детали машин [Текст] / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989.
- 4 Кудрявцев, В. Н. Детали машин [Текст] / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1981.
- 5 Анурьев, В. Н. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] / В. Н. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1978. – Т. 1-3.
- 6 Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Текст] / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высш. шк., 1985.
- 7 Детали машин: Атлас конструкций [Текст] / под ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1979.
- 8 Курсовое проектирование деталей машин [Текст] / под ред. В. Н. Кудрявцева. – Л. : Машиностроение, 1984.
- 9 Киркач, Н. Ф. Расчёт и проектирование деталей машин [Текст] / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – Харьков : Высш. шк., 1991. – Ч. 1,2.
- 10 Подшипники качения [Текст]: справочник-каталог / под ред. В. Н. Нарышкина. – М. : Машиностроение, 1984.
- 11 Мороз, В. І. Основи конструювання деталей машин. Опорний конспект лекцій з дисципліни «Прикладна механіка» [Текст] / В. І. Мороз, В. В. Захарченко, О. В. Братченко, О. В. Надтока. – Харків : УкрДАЗТ, 2005. – Ч. 2.

**ДОДАТОК А**  
**Вибір матеріалу та допустимих напружень**

Таблиця А.1

Марка сталі*	Розмір перерізу, мм, не більше	Механічні властивості (при поверхневому загартуванні)				Термообробка	Орієнтовний режим загартування, О – відпуск з нагріванняю температурою охолодження середовища; М – мастило; В – вода; Н – нормалізація)
		$\sigma_n$ і $\sigma_1$ належать до серцевини		границя плинності $\sigma_T$ , МПа			
		твердість** поверхні	серцевини	границя міцності $\sigma_b$ , МПа	границя плинності $\sigma_T$ , МПа		
1	2	3	4	5	6	7	8
Заготівка-кування (штампування або прокат)							
40	60	192...228 HB	-	700	400	Поліпшення	3, 840...860 С, В, О, 550...620 С
45	80	170...217 HB	-	600	340	Нормалізація	Н, 850...870 С
	100	192...240 HB	-	750	450	Поліпшення	3, 820...840 С, В, О, 560...600 С
50	60	241...285 HB	-	850	580	»	3, 820...840 С, В, Щ 520...530 С
	80	179...228 HB	-	640	350	Нормалізація	Н, 840...860 С
40X	80	228...255 HB	-	700...800	530	Поліпшення	3, 820...840 С, О, 560...620 С
	100	230...260 HB	-	850	550	»	3, 830...850 С, О, 540...580 С
	60	260...280 HB	-	950	700	»	3, 830...850 С, О, 500 С
	60	50...59 HRC	26...30HRC	1000	800	Азотування	Те ж саме, з наступним м'яким азотуванням
45X	100	230...280 HB	-	850	650	Поліпшення	3, 840...860 С, М, О, 580...640 С
	100...300	163...269 HB	-	750	500	»	Те ж саме
	300...500	163...269 HB	-	700	450	»	Те ж саме

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8
40XH	100	230...300 HB	-	850	600	»	3, 820...840 С, М, О, 560...600 С
	100...300 40	≥241 HB 48...54 HRC	-	800 1600	580 1400	» Загартування	Те ж саме 3, 820...840 С, М, О, 180...200 С
35XM	100	241 HB	-	900	800	Поліпшення	3, 850...870 С, М, О, 600...650 С
	50 40	269 HB 45...53 HRC	- -	900 1600	800 1400	» Загартування	Те ж саме 3, 850...870 С, М, О, 200...220 С
40XНМА	80	≥302 HB	-	1100	900	Поліпшення	3, 830...850 С, М, О, 600...620 С
	300 150	≥217 HB 235 HB	- -	700 ≥760	500 ≥500	» »	Те ж саме 3, 850...880 С, М, О, 640...660 С
35XГСА	60 40 30	270 HB 310 HB 46...53 HRC	- - -	980 1100 1700...1950	880 960 1350... ...1600	» » Загартування	3, 850...880 С, М, О, 500 С Те ж саме 3, 860...880 С, М, О, 200...250 С
20X	60	56...63 HRC	-		400	Цементация	3, О
12XНЗА	60	56...63 HRC	-	650	700	»	3, О
25XГТ	-	58...63 HRC	-	900	950	»	3, О
38XМЮА	-	57...67 HRC	30...35HRC	1150 1050	900	Азотування	Заготівля-поліпшення

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Сталеве лиття							
45Л	-	-	-	550	320	Нормалізація	Н, О
30ХНМЛ	-	-	-	700	550	»	Н, О
40ХЛ	-	-	-	650	500	»	Н, О
35ХМЛ	-	-	-	700	550	»	Н, О

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

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

Таблиця А.2

Термообробка	Твердість зубців**		Група сталей	$\sigma_{HO}^{**}$ , МПа	$S_H$	$\sigma_{FO}^{**}$ , МПа	$S_F$	$[\sigma_H]_{max}^{**}$ , МПа	$[\sigma_F]_{max}^{**}$ , МПа
	на поверхні	в серцевині							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Нормалізація, поліпшення	180.....350HB	350HB	40; 45; 40X; 40XH; 45XЦ; 35XM та ін.	2HB+70	1,1	1,8HB		2,8 $\sigma_T$	2,74HB
			40X; 40XH; 45XЦ; 36XM та ін.	18HRC+150		550			
Об'ємне загартування	45...35	35HRC						2,8 $\sigma_T$	1400
Загартування струмом високої частоти по всьому контуру (модуль $m_n \geq 3mm$ )	56...63HRC	25...55HRC	55ПП;У6;35XM;	17 HRC <sub>ноб</sub> +200		900	1,75	40HRC <sub>ноб</sub>	1260
	45...55HRC	>>	40X;40XH та ін.	650		>>			
Загартування струмом високої частоти наскрізне охолодження запарування (модуль $m_n < 3mm$ )	45...55HRC	45...55HRC	35XM;40X;40XH та ін.	17 HRC <sub>ноб</sub> +200	1,2	550			1430
	55...67HRC	24...40HRC	35XЮА; 38XЮЮА; 40X; 40XФА; 40XНМА та ін.	1050 >>		12HRC <sub>серпн</sub> +300			
Азотування	50...59HRC	>>						30HRC <sub>ноб</sub>	1000 >>

Продовження таблиці А.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Цементация і загартування	55...63HRC	30...45HRC	Цементовані сталі всіх марок	23HRC <sub>пог</sub>		750			1200
Нітроцементация і загартування	57...63HRC	30...45HRC	Молібденові сталі 25ХГМ, 25ГНМ Безмолібденові сталі 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х та ін.	23HRC <sub>пог</sub>  23HRC <sub>пог</sub>	1,2	1000  750	1,5	40HRC <sub>пог</sub>	1520

\* Розповсюджується на всі перерізи зубця і частину тіла зубчастого колеса під основою западини.  
 \*\* Наведений діапазон значень твердості, у якому справедливий залежності для границь витривалості й граничних допустимих напружень (розраховують за середніми значеннями твердості в межах допустимих відхилень); HRC<sub>пог</sub> – твердість поверхні, HRC<sub>серц</sub> – твердість серцевини



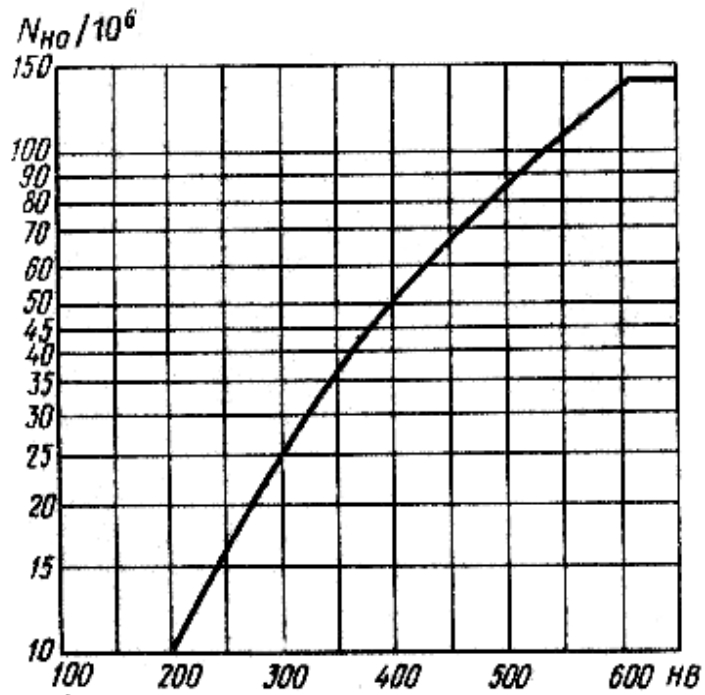


Рисунок А.1

Таблиця А.3

Ре- жим ро- боти	Розрахунок на контактну утому			Розрахунок на згинальну утому					
	Термо- обробка	m/2	$K_{HE}$	Термо- обробка	m	$K_{FE}$	Термо- обробка	m	$K_{FE}$
0			1,0			1,0			1,0
1	Будь-яка	3	0,50	Поліпшення, нормалізація, азотування	6	0,30	Загарту- вання	9	0,20
2			0,25			0,14			0,10
3			0,18			0,06			0,04
4			0,125			0,038			0,016
5			0,063			0,013			0,004
Режими роботи: 0 – постійний, 1 – важкий, 2 – середній рівновірогідний, 3 – середній нормальний, 4 – легкий, 5 – особливолегкий									

## ДОДАТОК Б

### Зубчасті передачі

Таблиця Б.1

Редуктори при розташуванні коліс щодо опор	Значення, що рекомендуються	Твердість робочих поверхонь зубців	
		$H_2 \leq 350HB$ $H_1$ і $H_2 > 350HB$	$H_1$ і $H_2 > 350HB$
Симетричне	$\psi_{ba}$	0.3...0.5	0.25...0.3
	$\psi_{bd \max}$	1.2...1.6	0.9...1.0
Несиметричне	$\psi_{ba}$	0.25...0.4	0.2...0.25
	$\psi_{bd \max}$	1.0...1.25	0.65...0.8
Консольне	$\psi_{ba}$	0.2...0.25	0.15...0.2
	$\psi_{bd \max}$	0.6...0.7	0.45...0.55

Таблиця Б.2

Міжосьові відстані для нестандартних редукторів (Ряд Ra40)	
... 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140,...250, 260, 280, 300, 320, 340, 360,...420, 450, 480, 500, 530, 560, 600...	
Стандартні міжосьові відстані	
1-й ряд	40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, ...
2-й ряд	140, 180, 225, 280, 355, 450, 560, 710, 900...

Таблиця Б.3

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

# Схеми розташування зубчастих коліс відносно опор

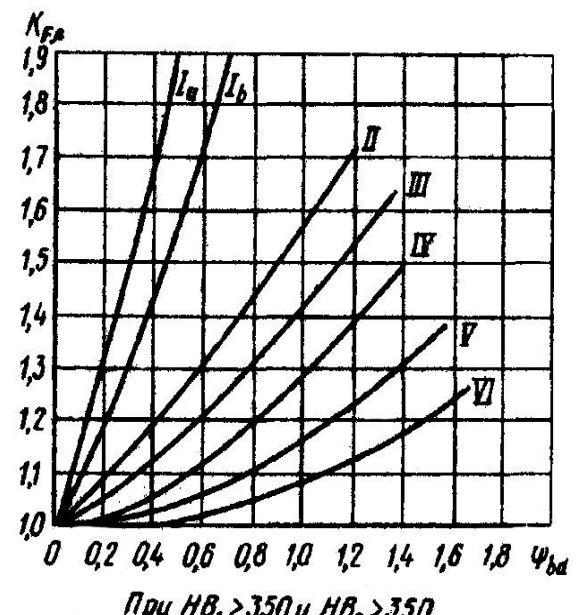
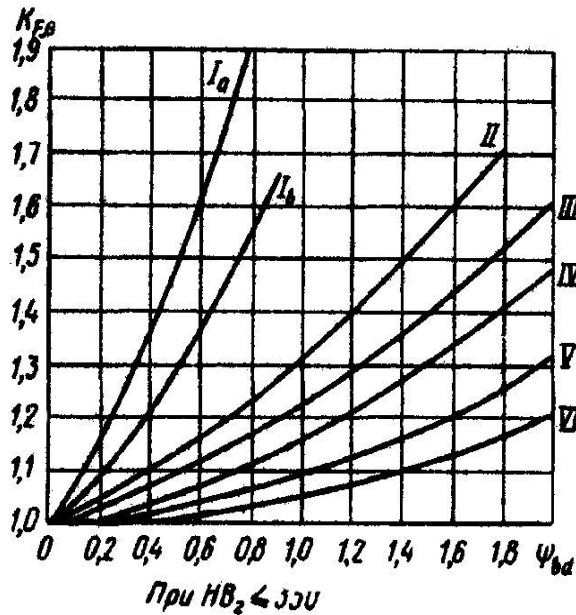
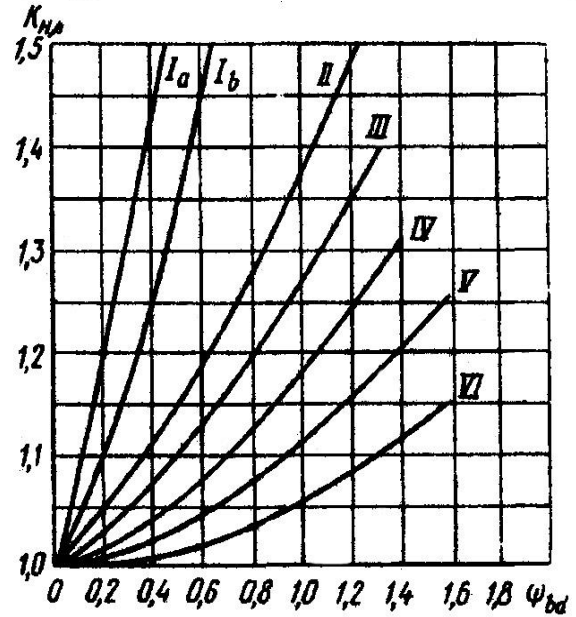
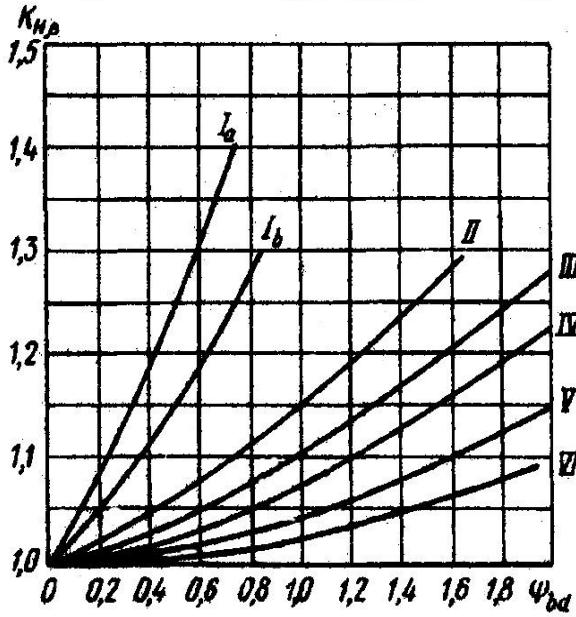
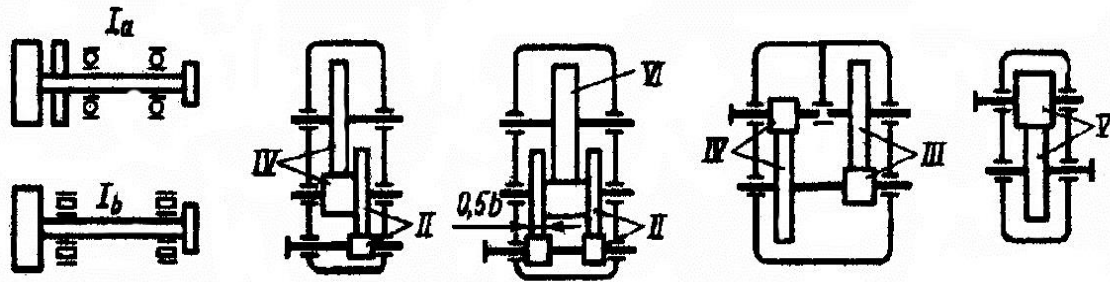


Рисунок Б.1

Таблиця Б.4

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

Таблиця Б.5

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

Таблиця Б.6

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

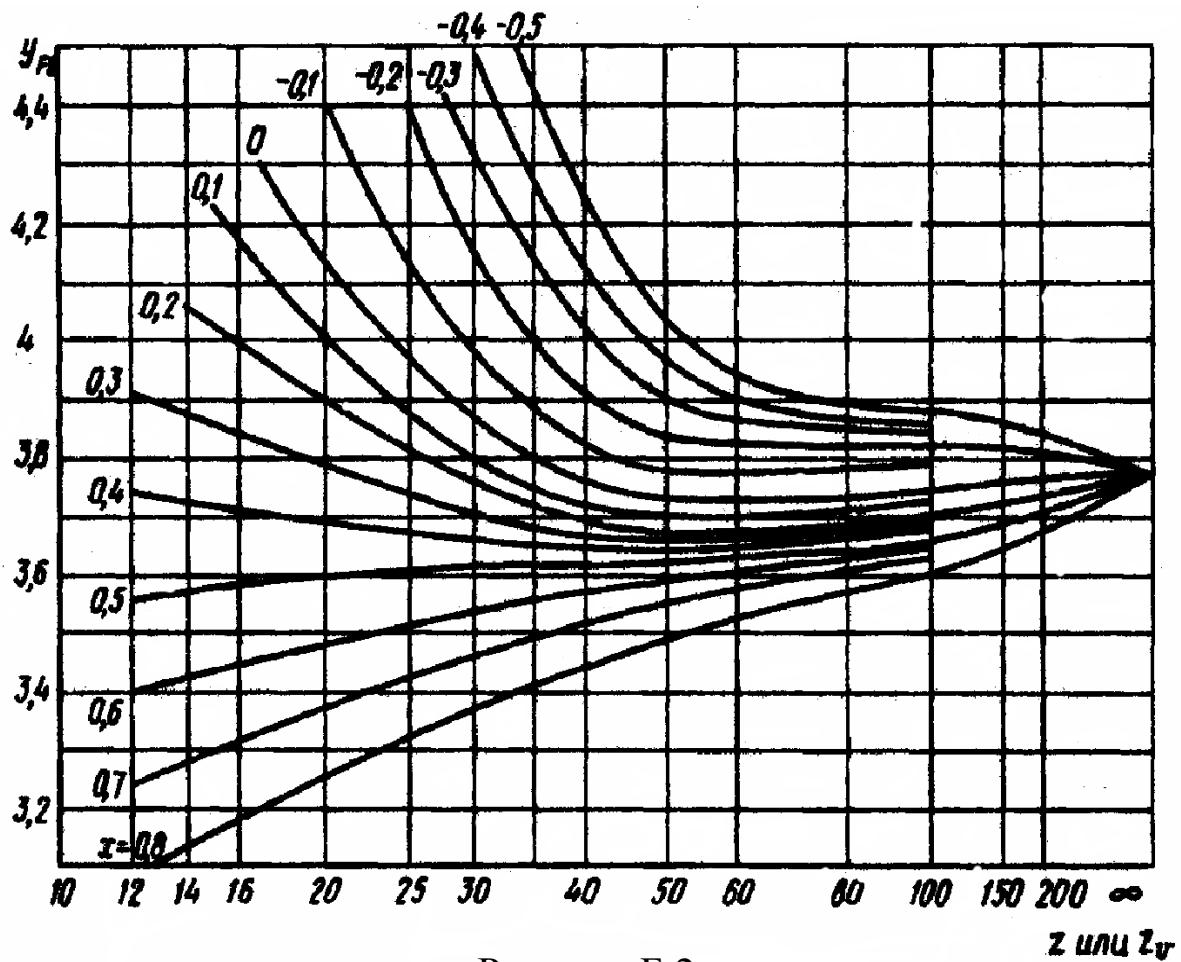
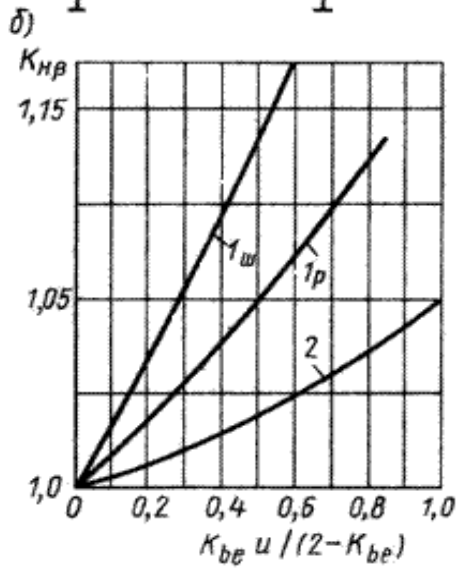
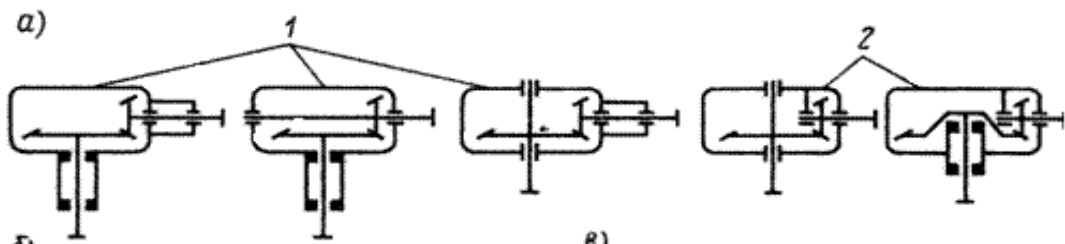


Рисунок Б.2

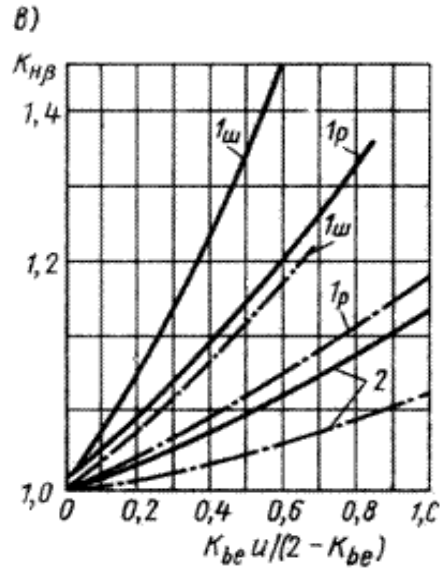
Таблиця Б.7

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



$H \leq 350 HB$

1ш - кулькові опори  
1р - роликові опори



$H_1 > 350 HB$   
 $H_2 > 350 HB$

для прямозубих передач  
для передач з круговими зубцями

Рисунок Б.3

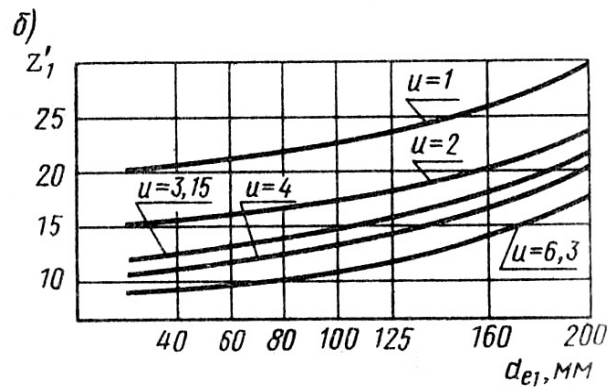
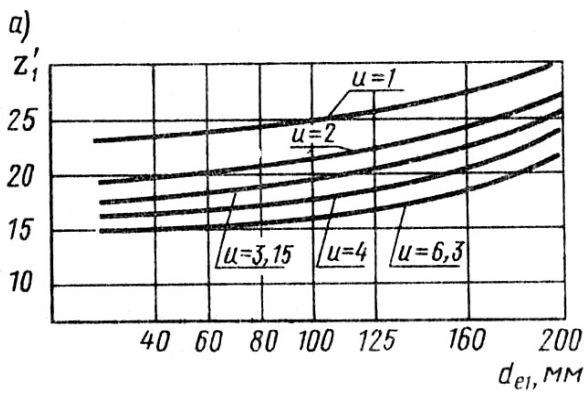


Рисунок Б.4

Таблиця Б.8

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

Таблиця Б.9

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

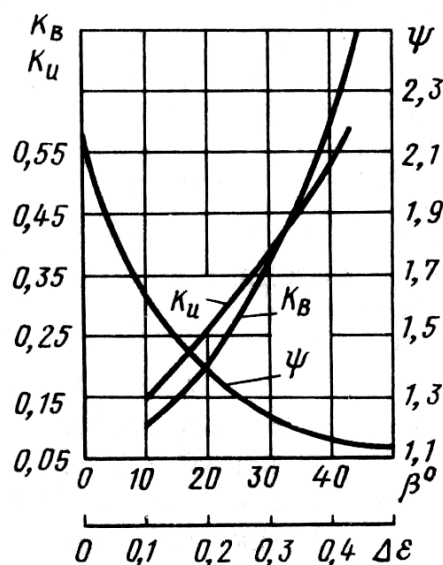


Рисунок Б.5

Таблиця Б.10

$z_v$	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	24	26
$Y_F$	0,87	0,89	0,92	0,93	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1,0	1,03	1,04

Таблиця Б.11

Передаточне число	Число заходів черв'яка	ККД
8 ... 15	4	0,87... 0,92
15 ... 30	2	0,75 ... 0,82
$\geq 30$	1	0,7... 0,75

Значення модулів та коефіцієнтів діаметра черв'яка, які найбільш часто зустрічаються:

$m = 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5$  мм

$q = 8; 10$  (за винятком  $m = 2$ );  $12,5$  (за винятком  $m = 2,5$ );  $16; 20$ .



Таблиця Б.12

Матеріал колеса	Спосіб відливки	Механічні характеристики, МПа		Допустимі напруження				
		$\sigma_T$	$\sigma_B$					
БРОФ10-1	В пісок	120	200	$[\sigma_H] \approx (0,85 \dots 0,9)\sigma_B$ – при шліфованому та полірованому черв'яку з твердістю $\geq 45HRC$ , в інших випадках $[\sigma_H] \approx C_V \cdot 0,75\sigma_B^*$ . $[\sigma_i]_{\max} = 4\sigma_T$				
БРОФ10-1	В кокіль	150	260					
БРОНФ	Відцентровий	170	290					
БрФЖ9-4	В пісок	200	400	$[\sigma_H] \approx 300 - 25V_S$ , $[\sigma_i]_{\max} = 2\sigma_T$				
* $V_S, м/с$	$\leq 1$	2	3	4	5	6	7	$\geq 8$
$C_V$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Таблиця Б.13

$z_v$ .....	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
$Y_F$ .....	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Таблиця Б.14

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

Для шліфованих черв'яків  $b_1$  збільшують при  $m < 10$  мм на 25 мм; при  $m = 35 \dots 40$  мм.

Таблиця Б.15

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

## ДОДАТОК В

### Пасові передачі

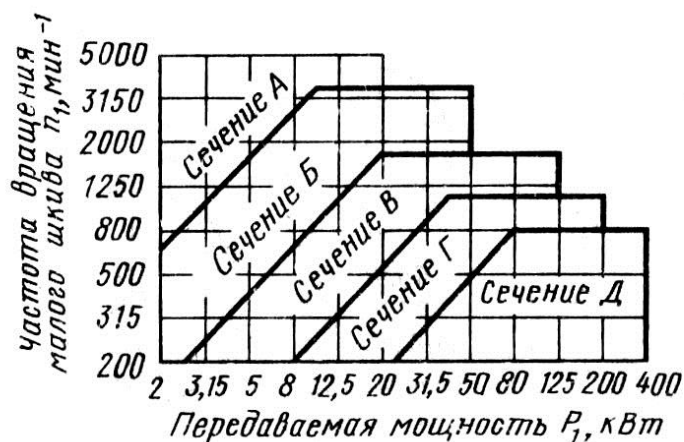


Рисунок В.1

Таблиця В.1

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

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

Таблиця В.2

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

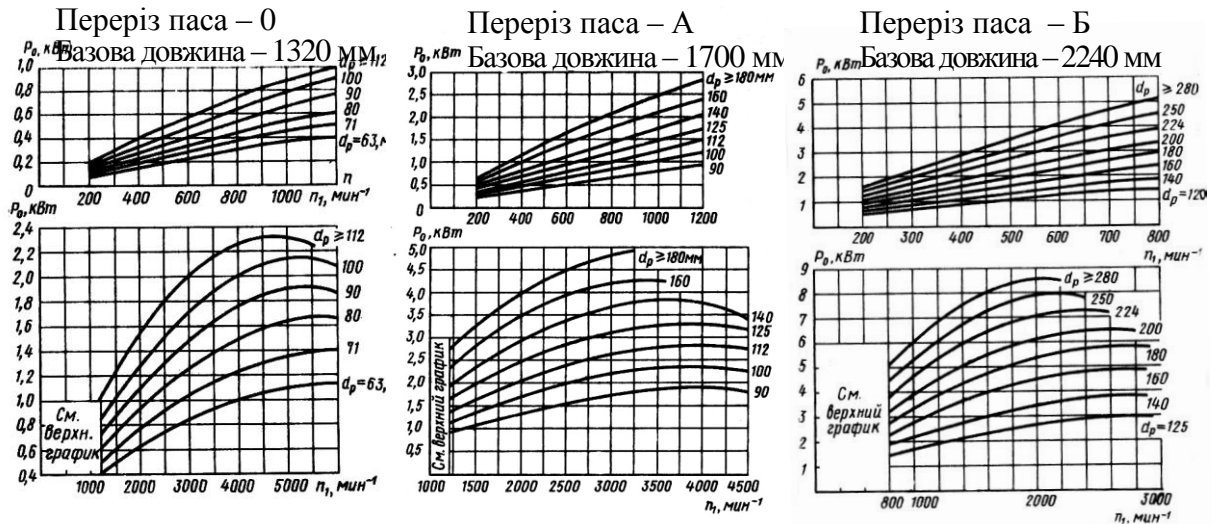


Рисунок В2

Таблиця В.3

$\alpha$ , град	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
Коефіцієнт кута охоплення $C_\alpha$	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68	0,62	0,56

Таблиця В.4

Коефіцієнт режиму навантаження $C_P$	1 ... 1,2	1,1 ... 1,3	1,3 ... 1,5	1,5 ... 1,7
$K_1$	2,5	1,0	0,5	0,25

Таблиця В.5

$z$	1	2 ... 3	4 ... 6	> 6
Коефіцієнт числа пасів $C_Z$	1	0,95	0,9	0,85

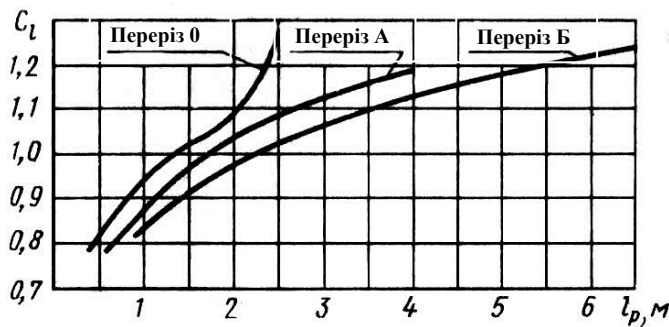


Рисунок В.3

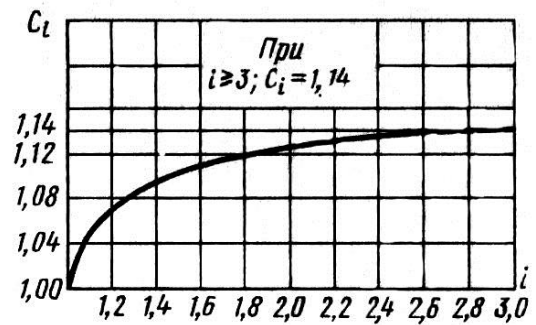


Рисунок В.4

## ДОДАТОК Г

### Ланцюгові передачі

Таблиця Г.1

<i>u</i>	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	> 6
<i>z<sub>1</sub></i>	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15

Таблиця Г.2

Умови роботи		Значення коефіцієнтів
Навантаження рівномірне чи близьке до нього		$K_\delta \approx 1$
Навантаження змінне		$K_\delta \approx 1,2 \dots 1,5$
$a = (30 \dots 50)p_\pi$		$K_a = 1$
$a \leq 25p_\pi$		$K_a = 1,25$
$a = (60 \dots 80)p_\pi$		$K_a = 0,8$
Лінія центрів зірочок нахилена до горизонту: до $60^\circ$		$K_n \approx 1$
більш ніж $60^\circ$		$K_n \approx 1,25$
Розташування осі регулюється однією із зірочок		$K_{рег} = 1$
відтяжними зірочками чи натискними роликами		$K_{рег} = 1,1$
не регулюється		$K_{рег} = 1,25$
Виробництво без пилу	Змащення (див. таблицю Г.3)	$K_z \approx 0,8$
		$K_z \approx 1$
Запилене		$K_z \approx 1,3$
		$K_z \approx 1,8$ до $V = 4$ м/с
Брудне		$K_z \approx 3$ до $V = 7$ м/с
		$K_z \approx 3$ до $V = 4$ м/с
		$K_z \approx 6$ до $V = 7$ м/с
		$K_z \approx 6$ до $V = 4$ м/с
однозмінне		$K_{реж} = 1$
двозмінне		$K_{реж} = 1,25$
тризмінне		$K_{реж} = 1,45$

Таблиця Г.3

Кількість мастила	Змащення ланцюгових передач при коловій швидкості $V$ , м/с			
	< 4	< 7	< 12	$\geq 12$
I – достатня	Краплинне 4...10 крап/хв	У мастильній ванні	Циркуляційне під тиском	Розбризкуванням
II – задовільна	Густе внутрішньо- шарнірне Просочення ланцюга через 120...180 год	Краплинне 20 крап/хв	У мастильній ванні	Циркуляційне під тиском
III – недостатня	Періодичне через 6..8 год			
IV – робота без змащення	Допускається при $V$ до 0,07 м/с			

Таблиця Г.4

Привідні роликові однорядні ланцюги типу ПР ГОСТ 13568-75	Крок $p$ , мм	Діаметр валика $d$ , мм	Довжина втулки $B$ , мм	$[P_p]$ , кВт, при частоті обертання малої зірочки $n_{01} \text{ хв}^{-1}$ і $z_{01} = 25$								
				50	200	400	600	800	1000	1200	1600	
ПР-12,7-9000-2	12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20	
ПР-12,7-18000-1	12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95	
ПР-12,7-18000-2*	12,7	4,45	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55	
ПР-15,875-23000-1	15,875	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65	
ПР-15,875-23000-2	15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7	
ПР-19,05-32000*	19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3	
ПР-25,4-56700*	25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8	
ПР-31,75-88500*	31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	–	
ПР-38,1-127000	38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108	–	
ПР-44,45-172400*	44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	–	–	–	
ПР50,8-226800*	50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157	–	–	–	

\* – ланцюги можуть виготовляти також дворядними і трирядними

Таблиця Г.5

Частота обертання $n_1, \text{хв}^{-1}$ роликові ланцюги при $z_1 \geq 15$ зубчасті ланцюги при $z_1 \geq 17$	1250	1000	900	800	630	500	400	300
Найбільший допустимий крок ланцюга $[p_l]_{\max}, \text{мм}$	12,70	15,87	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,80

Таблиця Г.6

При горизонтальному розташуванні ланцюгів	$K_f = 6$
При розташуванні ланцюгів під кутом $40^\circ$ до горизонту	$K_f = 3$
При вертикальному розташуванні ланцюгів	$K_f = 1$
Коефіцієнти надані для рекомендованих значень стріли провисання $f \approx 0,01 \dots 0,02$ . При збільшенні $f$ значення $K_f$ зменшується	

## ДОДАТОК Д

### Виконання креслень

Таблиця Д.1

<i>d</i>	20...30	30...40	40...50	50...80	80...120	120...150	150...250	250...500
<i>f</i>	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,2

Таблиця Д.2

<i>t</i>	1,5	2	2,5	3	4	5	> 6
$\delta_{\text{ч}}$	3,5 <i>t</i>	3,2 <i>t</i>	3 <i>t</i>	2,8 <i>t</i>	2,5 <i>t</i>	2,4 <i>t</i>	2,1 <i>t</i>

Таблиця Д.3

Переріз паса	<i>h</i> , мм	<i>e</i> , мм	<i>f</i> , мм
О	7	12	8
А	8,7	15	10
Б	10,8	19	12,5

Таблиця Д.4

<i>r<sub>л</sub></i> , мм	<i>B<sub>вн</sub></i> , мм	<i>A</i> , мм	<i>d<sub>1</sub></i> , мм	<i>h</i> , мм	<i>q</i> , кг/м
12,7	5,4	13,92	8,51	11,8	0,75
15,875	9,65	16,59	10,16	14,8	1,0
19,05	12,5	25,51	11,91	18,2	1,9
25,4	14,88	29,29	15,88	24,2	2,6
31,75	19,05	35,76	19,05	30,2	3,8
38,1	25,4	–	22,23	36,2	5,5
44,45	25,4	–	25,40	42,4	7,5
50,8	31,75	–	28,58	48,3	9,7



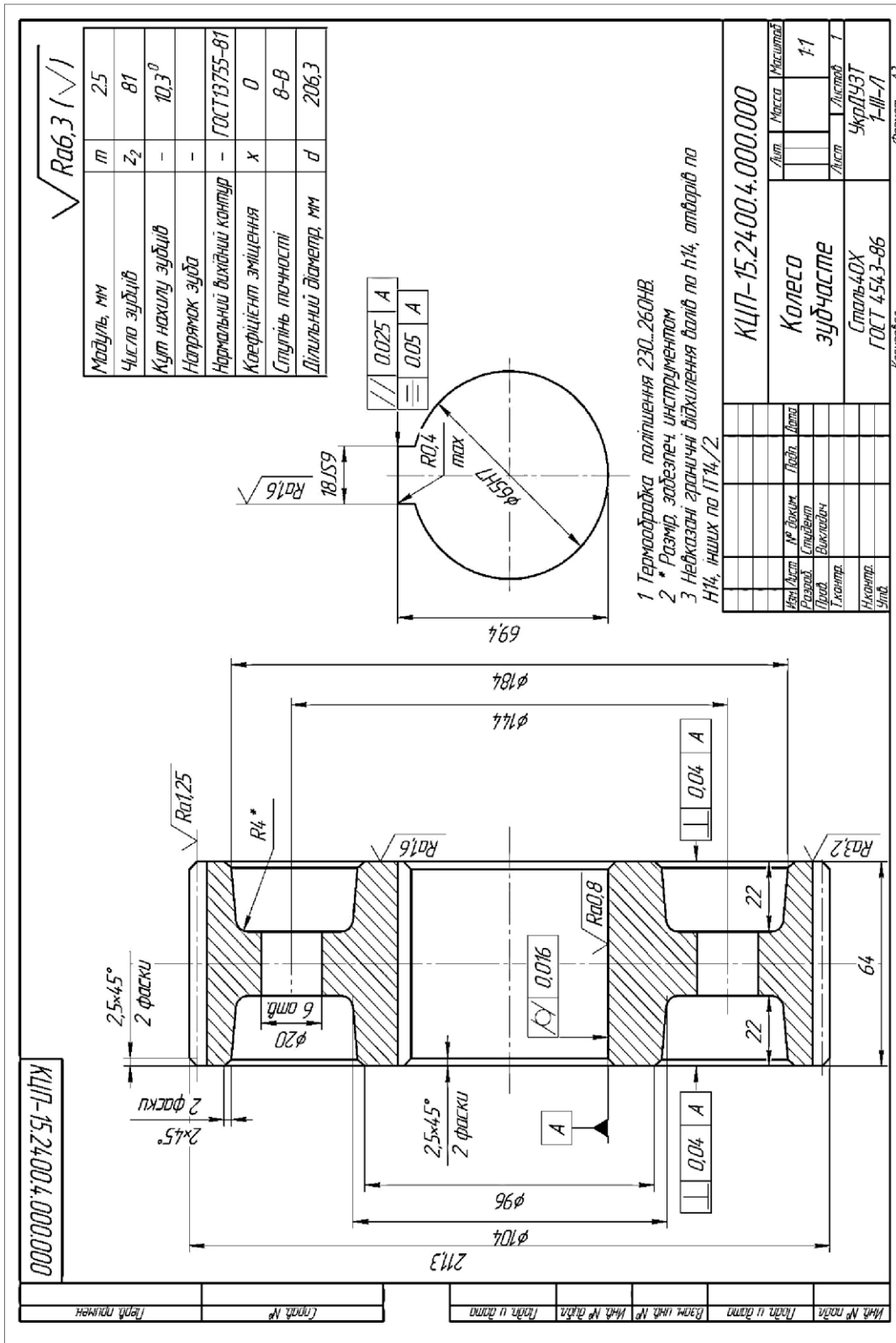


Рисунок Д.1 – Робоче креслення циліндричного зубчастого колеса

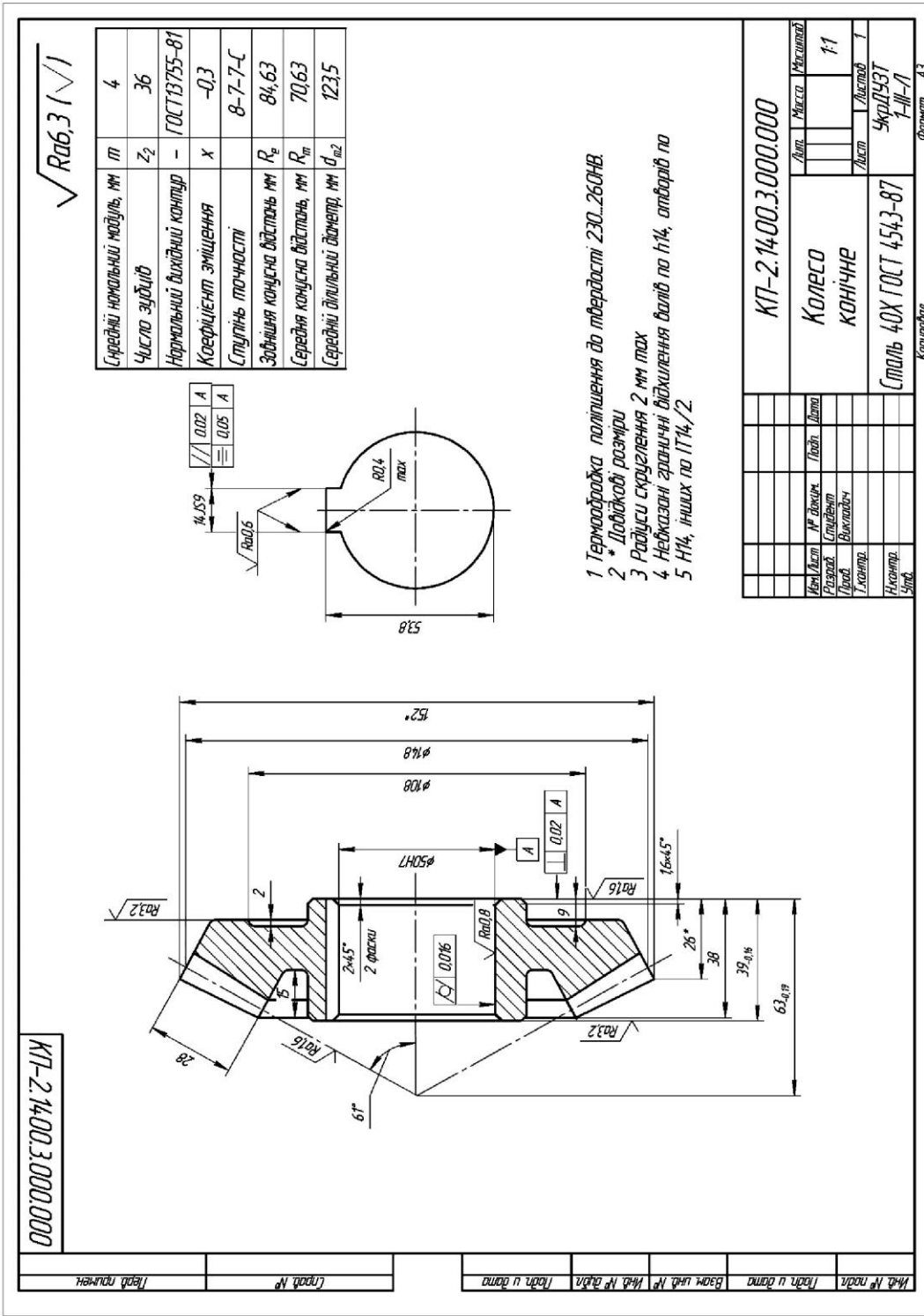


Рисунок Д.2 – Робоче креслення конічного зубчастого колеса

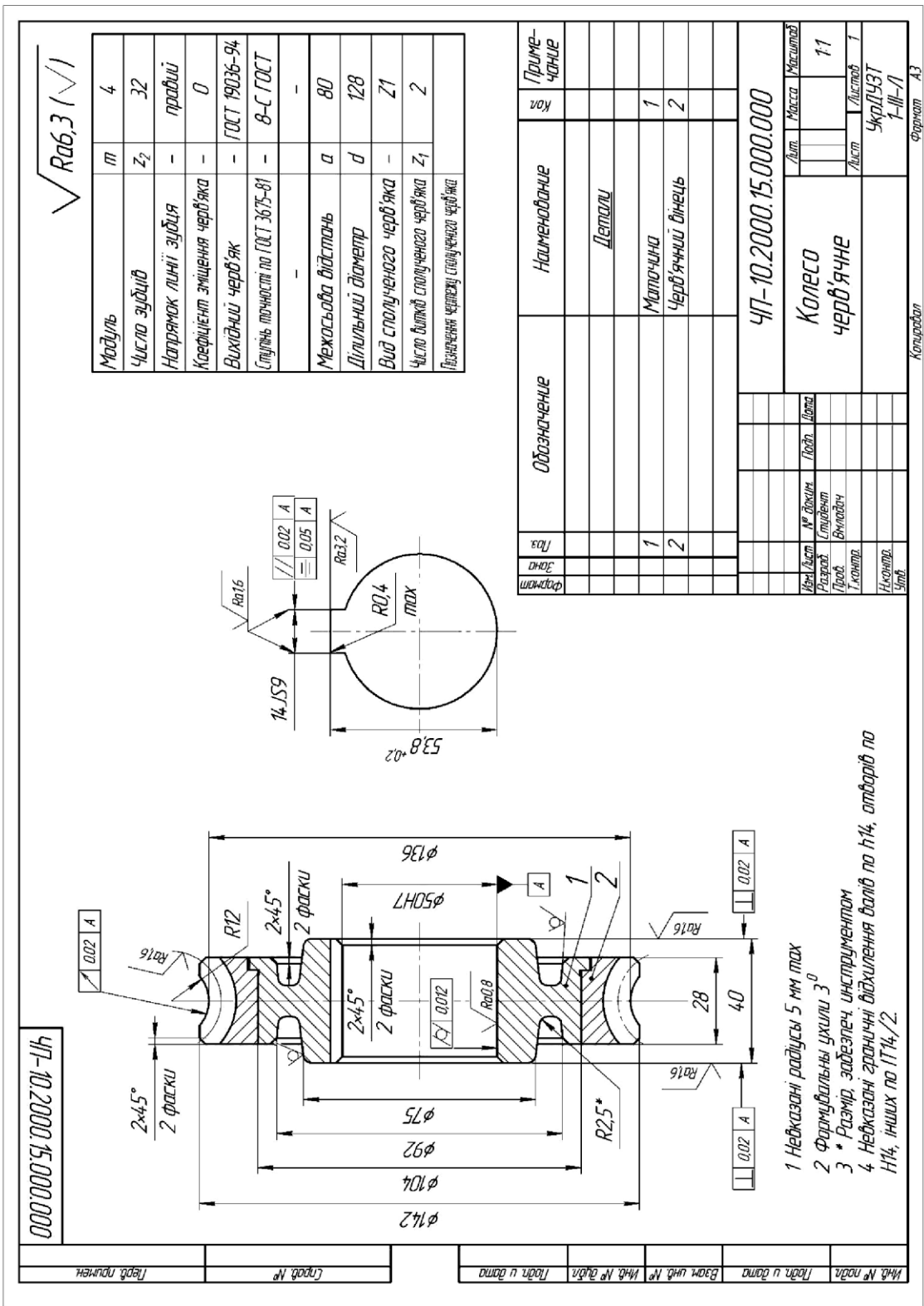


Рисунок Д.3 — Робоче креслення черв'ячного колеса

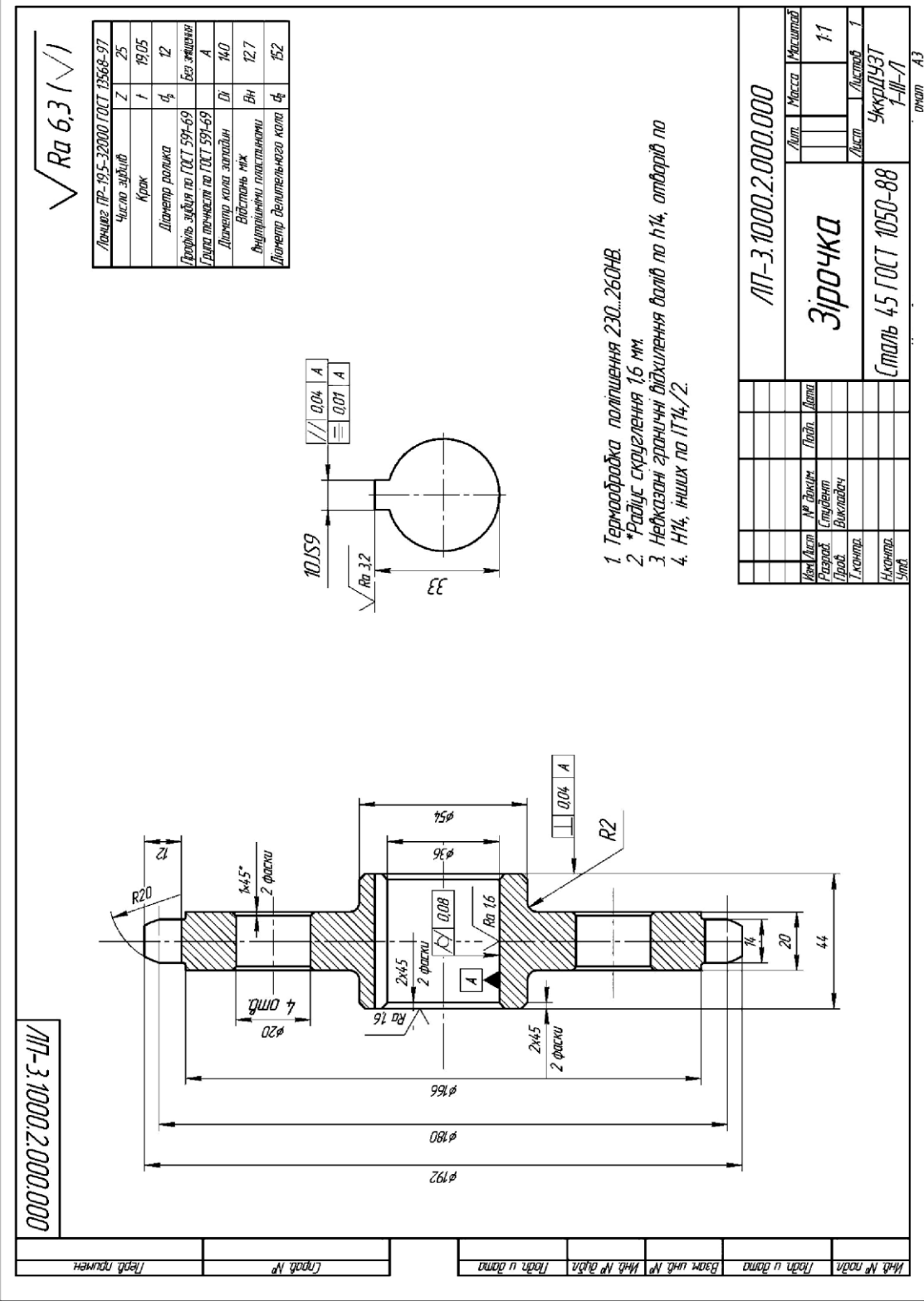


Рисунок Д.4 – Робоче креслення зірочки ланцюгової передачі

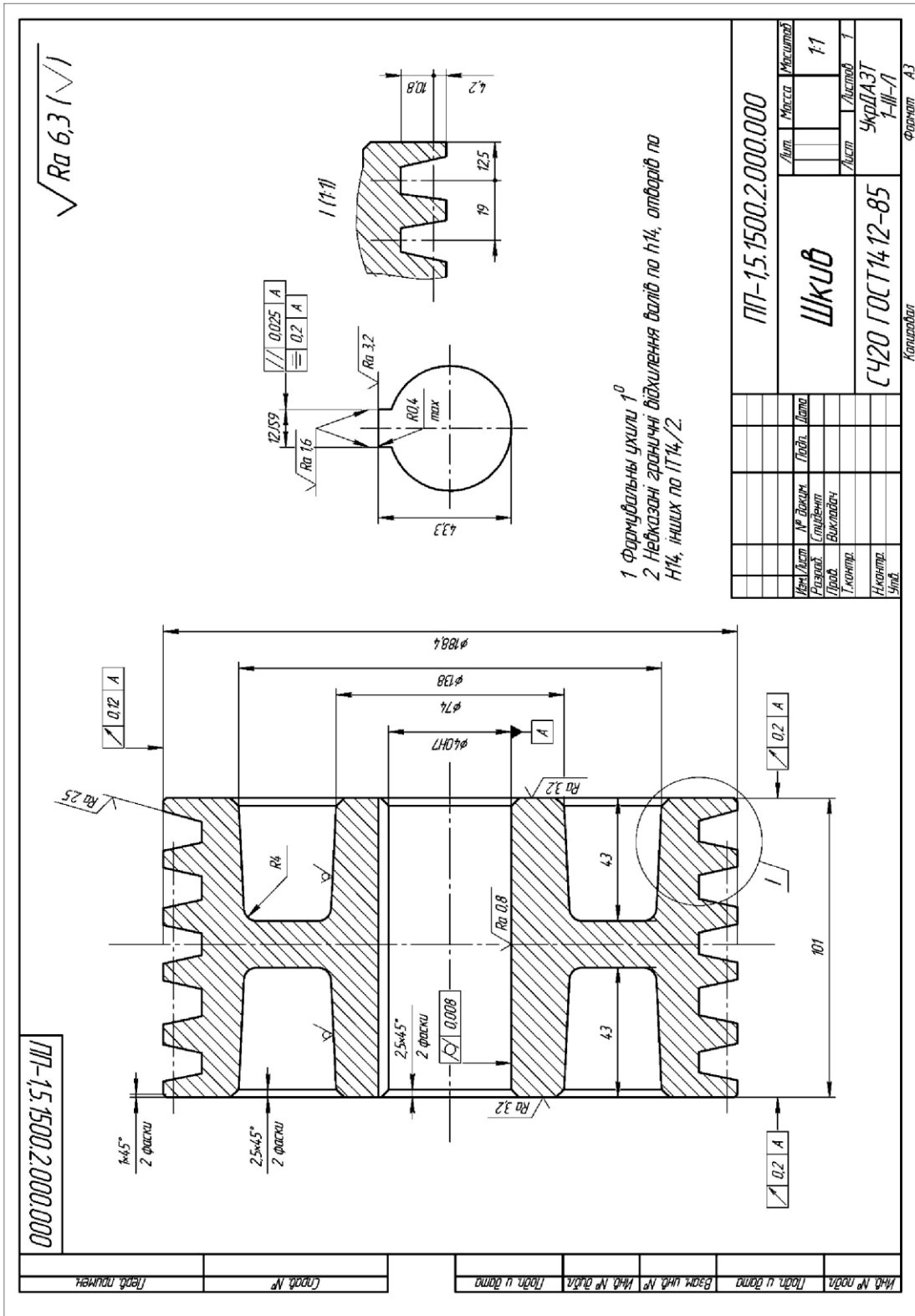


Рисунок Д.5 – Робоче креслення шків пасової передачі

## ДОДАТОК Е

### Номінальні розміри ГОСТ 6636-69

Ra5	RaL											Дополнительный размер*	RaL				Дополнительный размер*
	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40		Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	
0,010	0,010	0,010	—	0,100	0,100	0,100	0,100	1,0	1,0	1,0	1,0	1,25	10	10	10	10	10,2
			0,105				0,105				1,05					10,8	
	0,012	0,012	0,011	0,120	0,120	0,110	1,2	1,2	1,2	1,2	1,1	1,35	12	12	12	11	11,2
			0,012			0,115					1,15					11,8	
0,016	0,016	0,016	0,017	0,160	0,160	0,160	1,6	1,6	1,6	1,6	1,65	16	16	16	16	16,5	
			0,018			0,170				1,7					17,5		
	0,020	0,020	0,018	0,200	0,200	0,180	2,0	2,0	2,0	2,0	1,8	2,05	20	20	20	18	18,5
			0,019			0,190					1,9					19,5	
0,025	0,025	0,025	0,021	0,250	0,250	0,200	2,5	2,5	2,5	2,0	2,7	25	25	25	20	20,5	
			0,022			0,210				2,1					21,5		
	0,032	0,032	0,028	0,320	0,320	0,280	3,2	3,2	3,2	3,2	2,8	3,1	32	32	32	28	29
			0,030			0,300					3,0					31	
0,040	0,040	0,040	0,032	0,400	0,400	0,320	4,0	4,0	4,0	3,2	4,1	40	40	40	32	33	
			0,034			0,340				3,4					34		
	0,050	0,050	0,048	0,500	0,500	0,450	5,0	5,0	5,0	5,0	4,5	5,2	50	50	50	45	52
			0,048			0,480					4,8					49	
0,063	0,063	0,063	0,042	0,630	0,630	0,400	6,3	6,3	6,3	4,0	6,5	63	63	63	40	41	
			0,045			0,420				4,2					44		
	0,080	0,080	0,048	0,800	0,800	0,450	8,0	8,0	8,0	8,0	4,5	8,2	80	80	80	45	82
			0,056			0,560					5,6					58	
0,063	0,063	0,063	0,053	0,630	0,630	0,630	6,3	6,3	6,3	6,3	6,5	63	63	63	63	65	
			0,056			0,670				6,7					70		
	0,080	0,080	0,071	0,800	0,800	0,710	8,0	8,0	8,0	8,0	7,1	8,8	80	80	80	71	88
			0,075			0,750					7,5					78	
0,063	0,080	0,080	0,085	0,900	0,900	0,850	9,0	9,0	9,0	8,5	9,2	90	90	90	85	92	
			0,090			0,900				9,0					98		
	0,095	0,095	0,090	0,950	0,950	0,900	9,5	9,5	9,5	9,5	9,0	9,8	95	95	95	90	98
			0,095			0,950					9,5					98	

Размеры, мм										Продолжение				
RaL				Дополнительный размер*	RaL				Дополнительный размер*	RaL				Дополнительный размер*
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40		Ra5	Ra10	Ra20	Ra40		Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	
100	100	100	100	102	1000	1000	1000	1030	10000	10000	10000	10000	10300	
			105				1060					1090		10600
	125	125	110	118	1250	1250	1120	1280	12500	12500	12500	11200	12500	
			120				1180					1220	11800	
160	160	160	125	165	1600	1600	1250	1650	16000	16000	16000	12500	16500	
			130				1700					1360	13600	
	200	200	140	205	2000	2000	1400	2060	20000	20000	20000	14000	20500	
			150				1800					1450	14500	
250	250	250	155	270	2500	2500	1550	2780	25000	25000	25000	15500	27800	
			175				1600					1750	17500	
	320	320	180	205	2500	2500	1800	2060	25000	25000	25000	18000	20500	
			190				1800					1850	18500	
400	400	400	210	410	4000	4000	2100	4120	40000	40000	40000	21000	41200	
			220				1700					2240	22400	
	500	500	230	515	5000	5000	2300	5150	50000	50000	50000	23000	51500	
			240				1800					2360	23600	
630	630	630	230	650	6300	6300	2300	6500	63000	63000	63000	23000	65000	
			260				4000					2650	26500	
	800	800	280	515	6300	6300	2800	5150	63000	63000	63000	28000	51500	
			300				4000					2900	29000	
800	800	800	310	650	8000	8000	3100	6500	80000	80000	80000	31000	65000	
			315				4000					3000	30000	
	900	900	330	825	8000	8000	3300	8250	80000	80000	80000	33000	82500	
			340				4000					3350	33500	
900	900	900	350	875	9000	9000	3500	8750	90000	90000	90000	35000	87500	
			370				4000					3550	35500	
	950	950	380	925	9000	9000	3800	9250	90000	90000	90000	38000	92500	
			390				4000					3750	37500	