

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра „Механіка і проектування машин”

ЗАВДАННЯ, МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ТА
ДОВІДКОВІ МАТЕРІАЛИ

до виконання розрахунково-графічних
та контрольних робіт з дисципліни

«ДЕТАЛІ МАШИН І ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ»

Харків – 2010

Методичні рекомендації розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри «Механіка і проектування машин» 25 листопада 2008 р., протокол № 3.

Укладачі:

доц. О.В. Надтока,
асист. О.В. Фомін

Рецензент

доц. В.В. Захарченко

ЗАВДАННЯ, МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ТА
ДОВІДКОВІ МАТЕРІАЛИ

до виконання розрахунково-графічних
та контрольних робіт з дисципліни

«ДЕТАЛІ МАШИН І ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ»

Відповідальний за випуск Надтока О.В.

Редактор Губарева К.А.

Підписано до друку 03.03.09 р.
Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.
Умовн.-друк.арк. 3,25. Обл.-вид.арк. 3,5.
Замовлення № Тираж 300. Ціна

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК 2874 від 12.06.2007 р.
Друкарня УкрДАЗТу,
61050, Харків - 50, майд. Фейєрбаха, 7

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Методичні рекомендації до виконання розрахунково-графічної роботи (РГР).....	5
1 Вибір матеріалу і допустимих напружень для розрахунку зубчастих передач.....	7
2 Розрахунок прямозубчастої циліндричної передачі із зовнішнім зачепленням.....	10
3 Розрахунок косозубчастої циліндричної передачі із зовнішнім зачепленням	14
4 Розрахунок передачі Новікова.....	19
5 Розрахунок прямозубчастої конічної передачі.....	22
6 Розрахунок конічної передачі з непрямыми зубцями...	27
7 Розрахунок черв'ячної передачі.....	32
8 Розрахунок відкритої циліндричної передачі.....	38
9 Розрахунок відкритої конічної передачі.....	41
10 Розрахунок клинопасової передачі.....	45
11 Розрахунок ланцюгової передачі.....	47
12 Виконання креслень.....	49
Список літератури.....	54
Додаток А.....	55
Додаток Б.....	59
Додаток В.....	68
Додаток Г.....	70
Додаток Д.....	73

ВСТУП

Дисципліна „Деталі машин і основи конструювання” (ДМ і ОК) включає основи проектування машин і механізмів. Метою її вивчення є здобуття 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 за спеціальними дисциплінами і дипломного проекту.

У свою чергу курс базується на загальноосвітніх і високо навантажених дисциплінах: теоретичній механіці, опорі матеріалів, теорії механізмів і машин, метрології, технології металів, машинобудівному кресленні.

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 область їх застосування.

Студент повинен вміти самостійно конструювати вузли машин загального призначення, ураховувати вимоги технологічності, економічності, стандартизації та уніфікації машин, вибирати матеріали для деталей, виконувати розрахунки, оформлення графічної і текстової конструкторської документації згідно з вимогами ЄСКД і Чисо, користуватись типовими програмами електронно-обчислювальної машини (ЕОМ).

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

Методичні рекомендації до виконання розрахунково-графічної роботи (РГР)

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

Методика виконання завдань з даного курсу істотно відрізняється від методики виконання з попередніх курсів. Ця відмінність полягає у необхідності користування довідковою технічною літературою, стандартами і відомими нормами, 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 набуття навиків у самостійному виконанні поставлених завдань та оволодіння методикою розрахунку деталей машин. Нижче наведені (таблиця 1) вихідні дані для розрахунків різних передач, які виконують після вивчення матеріалу на лекціях, практичних і лабораторних заняттях. У цьому випадку особливо важливою є послідовність і точність розрахунків, розмірність величин, використання довідкового матеріалу (таблиць, рисунків, приведених у додатках).

У даній методичній розробці наведені методики виконання розрахунків. У методиках точність обчислення (кількість знаків після коми) надано у фігурних дужках, наприклад, для значення $36,45 \{2\}$.

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⁻¹;
 u – передаточне відношення.

1.1 Кутова швидкість ω_1 , с⁻¹, {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 η_1 {2}

$$\eta_1 = 0,97 \dots 0,99.$$

1.4 Крутний момент на веденому валу T_2 , Н·мм, {0}

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta_1.$$

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

1.6 Межа контактної витривалості шестірні σ_{H01} і колеса σ_{H02} , Мпа {0} (таблиця А.2).

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

1.8 Базова кількість циклів шестірні N_{H01} і N_{H02} (за рисунком А.2).

1.9 Частота обертання веденого вала n_2 , хв⁻¹, {1}

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

1.10 Сумарна кількість циклів шестірні $N_{\Sigma 1}$ і колеса $N_{\Sigma 2}$ {0}

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

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

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

1.12 Еквівалентна кількість 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}

$$\left. \begin{aligned} K_{HL1} &= \sqrt[8]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} \\ K_{HL2} &= \sqrt[8]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} \end{aligned} \right\} \geq 1 \leq 2,4$$

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

1.15 Границя витривалості при згинанні шестірні σ_{F01} і колеса σ_{F02} , Мпа, {0} (за таблицею А.2).

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

1.17 Базова кількість циклів шестерні 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 Еквівалентна кількість циклів шестірні N_{FE1} і колеса N_{FE2} {0}

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

1.20 Коефіцієнт довговічності шестірні K_{FL1} і колеса K_{FL2} при $HV \leq 350$ (в іншому випадку рекомендації [1]) {1}

$$\left. \begin{aligned} K_{FL1} &= \sqrt[9]{\frac{N_{F01}}{N_{FE1}}} \\ K_{FL2} &= \sqrt[9]{\frac{N_{F02}}{N_{FE2}}} \end{aligned} \right\} \geq 1 \leq 2.$$

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

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

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

1.23 Приведений модуль пружності для сталевих коліс $E_{36} = 2,1 \cdot 10^5$ Мпа.

2 Розрахунок прямозубчастої циліндричної передачі із зовнішнім зачепленням

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

2.2 Обертальні моменти, матеріал, допустимі напруження (пункт 1).

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

2.4 Коефіцієнт ширини колеса відносно діаметра шестірні ψ_{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).

2.7 Ширина колеса b' , мм, {1}

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

2.8 Коефіцієнт ширини колеса відносно модуля ψ_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 першим рядом стандарту (за таблицею Б.4).

2.10 Сумарна кількість зубців z_Σ {0}

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

z_Σ повинно бути цілим числом.

2.11 Кількість зубців шестірні z_1 {0}

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

2.12 Кількість 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⁻¹, {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 визначається 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 $\alpha = 20^\circ$.

2.20 Контактні напруження σ_H , Мпа, {0}

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

σ_H і $[\sigma_H]$ не повинні розходитись більше, 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}.

Для подальшого розрахунку приймається Y_F за тим з коліс пари, у 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 σ_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} 2.31 Діаметри западин шестерні d_{f1} та колеса d_{f2} , мм,

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

3 Розрахунок косозубчастої циліндричної передачі із зовнішнім зачепленням

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

3.2 Обертальні моменти, матеріал, допустимі напруження (пункт 1).

3.3 Коефіцієнт ширини колеса відносно 13исоко нава відстані ψ_{ba} (за таблицею Б.1).

3.4 Коефіцієнт ширини колеса відносно діаметра шестірні ψ_{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}

$$a' = 0,75(u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{\hat{\alpha}} \cdot \hat{Q}_2 \cdot \hat{E}_{i\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}} .$$

a

Значення міжосьової відстані приймаємо за рядом R_{a40} у менший бік (за таблицею Б.2).

3.7 Ширина колеса b' , мм, {1}

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

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

3.9 Модуль нормальний m'_n , мм, {1}

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

Значення модулю m_n прийняти за першим рядом стандарту (за таблицею Б.4).

3.10 Дільний діаметр шестірні d_1 , мм, {2}

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

3.11 Дільний 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}

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

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

3.14 Кількість 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.

3.15 Кількість зубців колеса z_2 {0}

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

3.16 Кут нахилу зубця за міжосьовою відстанню, град., {3}

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

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

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 визначається 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 ε_α {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 $\alpha = 20^{\circ}$.

3.24 Контактні напруження, Мпа, {2}

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

σ_H і $[\sigma_H]$ не повинні розходитись більше, ніж на $\pm 4\%$. При невідповідності умови визначити

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

3.25 Еквівалентна кількість 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).

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

Для подальшого розрахунку приймати Y_F за тим 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_{β} {2}

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

3.30 Коефіцієнт підвищення міцності косозубчастих 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 таблицю 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 σ_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}

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

де $\frac{T_{\max}}{T_{ном}} = 2$.

3.37 Максимальне напруження згинання $\sigma_{F \max}$, Мпа, {0}

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

3.38 Діаметри вершин шестерні d_{a1} та колеса d_{a2} , мм {2}

$$d_a = d + 2m .$$

3.39 Діаметри западин шестерні d_{f1} та колеса d_{f2} , мм {2}

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

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, матеріал, допустимі напруження (пункт 1).

4.3 Кут нахилу зубців β' , град., {0}

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

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

4.5 Найближче ціле число в значенні коефіцієнта перекриття

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

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

4.6 Коефіцієнти, які залежать від кута нахилу зубця K_a , K_ε {2} (за рисунком Б.5).

4.7 Кількість зубців шестірни $z_1 = 13 \dots 20$ {0}.

4.8 Кількість 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 шестірни d'_1 , мм, {2}

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

4.11 Ділильний 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 першим рядом стандартів (за таблицею Б.4).

4.14 Дійсне значення кута нахилу β , град., {4}

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

4.15 Уточнений ділильний діаметр шестірні d_1 , мм, {2}

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

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

4.17 Еквівалентна кількість 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 σ_F , Мпа, {0}

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

4.20 Ширина колеса b , мм, {1}

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

4.21 Уточнене значення кількості 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 зазору.

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 прямозубчастої конічної передачі

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

5.2 Обертальні моменти, матеріал, допустимі напруження (пункт 1).

5.3 Коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної відстані $K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,285$ при $H\beta \leq 350$ (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}

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

5.7 Зовнішня конусна відстань R'_e , мм, {2}

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

5.8 Ширина зубчастого вінця b' , мм, {1}

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

5.9 Кути ділительних конусів, град., {2}

$$\begin{aligned} \delta_2 &= \arctg(u) , \\ \delta_1 &= 90^0 - \delta_2 . \end{aligned}$$

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 Кількість зубців шестерні $z_1 = 20 \dots 30$ {0}.

5.13 Кількість 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 (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 ділительні діаметри шестірні d_{m1} і колеса d_{m2} , мм, {2}

$$d_m = m_m \cdot z.$$

5.18 Колова швидкість V , мм, {2}

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

5.19 Ступінь точності (за таблицею Б.5).

5.20 Коефіцієнт динамічного навантаження за контактними напруженнями K_{HV} {2} (за таблицею Б.6 зі зниженням точності на один ступінь).

5.21 Коефіцієнт розрахункового навантаження за контактними напруженнями K_H {2}

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

5.22 Контактні напруження σ_H , мм, {2}

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

σ_H 3 $[\sigma_H]$ не повинні розходитись більше, ніж на $\pm 4\%$. При невідповідності умови визначити $b = b' \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2$.

5.23 Колова сила F_t , Н, {0}

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

5.24 Коефіцієнти зміщення x_{1n} , x_{2n} {2}

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

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

5.25 Еквівалентна кількість зубців шестірні z_{vn1} і колеса z_{vn2} {0}

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

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

5.27 Коефіцієнт динамічного навантаження за напруженнями згинання K_{FV} {2} (за таблицею Б.6 зі зниженням точності на один ступінь).

5.28 Коефіцієнт концентрації навантаження за напруженнями згинання $K_{F\beta}$ {2}

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

5.29 Коефіцієнт розрахункового навантаження за напруженнями згинання K_F {2}

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

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

5.31 Напруження згинання σ_F , Мпа, {0}

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

5.32 Середня конусна відстань R_m , мм, {2}

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

5.33 Уточнений зовнішній ділительний діаметр шестірні d_{e1} , мм, {2}

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

5.34 Уточнений зовнішній ділительний діаметр колеса d_{e2} , мм, {2}

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

5.35 Зовнішній діаметр вершин шестерні d_{ae1} , мм, {2}

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

5.36 Діаметр западин шестірни d_{f1} , мм, {2}

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

5.37 Зовнішній діаметр вершин колеса d_{ae2} , мм, {2}

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

5.38 Діаметр западин колеса d_{f2} , мм, {2}

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

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

5.40 Максимальне напруження згинання $\sigma_{F \max}$, Мпа, {0}

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

6 Розрахунок конічної передачі з непрямыми зубцями

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

6.2 Обертальні моменти, матеріал, допустимі напруження (пункт 1).

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

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

6.5 Коефіцієнти, що характеризують зниження міцності конічної передачі в порівнянні з циліндричною $\mathcal{G}_H, \mathcal{G}_F$ {2} (за таблицею Б.7).

6.6 Зовнішній ділительний діаметр колеса d'_{e2} , мм, {2}

$$d'_{e2} = 2,93 \sqrt{\frac{E_{\text{сд}} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\mathcal{G}_H [\sigma_H]^2}}.$$

6.7 Зовнішня конусна відстань R'_e , мм, {2}

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

6.8 Ширина зубчастого вінця b' , мм, {1}

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

6.9 Кути ділительних конусів, град., {2}

$$\begin{aligned} \delta_2 &= \text{arctg}(u), \\ \delta_1 &= 90^0 - \delta_2. \end{aligned}$$

6.10 Зовнішній ділительний діаметр шестірні d'_{e1} , мм, {2}

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

6.11 Середній дільний діаметр шестірні d'_{m1} , мм, {2}

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

6.12 Кількість зубців шестерні z_1 {0} (за таблицею Б.9, z'_1 за рисунком Б.4).

6.13 Кількість 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 у нормальном перерізі m'_{nm} , мм, {1}

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

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

6.17 Уточнюємо середній модуль в торцевому перерізі m_{tm} , мм, {3}

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

6.18 Уточнюємо кількість 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 , мм, {2}

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

6.21 Ступінь точності (за таблицею Б.5).

6.22 Коефіцієнт динамічного навантаження за контактними напруженнями K_{HV} {2} (за таблицею Б.6 зі зниженням точності на один ступінь).

6.23 Коефіцієнт розрахункового навантаження за контактними напруженнями K_H {2}

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

6.24 Контактні напруження σ_H , мм, {2}

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

$\sigma_H^3 [\sigma_H]$ не повинні розходитись більше, ніж на $\pm 4\%$. При невідповідності умови визначити $b = b' \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2$.

6.25 Колова сила F_t , Н, {0}

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

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

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

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

6.27 Еквівалентна кількість зубців шестірні z_{vn1} і колеса z_{vn2} {0}

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

6.28 Коефіцієнт форми зубця шестерні Y_{F1} і Y_{F2} {2} (за рисунком Б.2).

6.29 Коефіцієнт динамічного навантаження за напруженнями згинання K_{FV} {2} (за таблицею Б.6 зі зниженням точності на один ступінь).

6.30 Коефіцієнт концентрації навантаження за напруженнями згинання $K_{F\beta}$ {2}

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

6.31 Коефіцієнт розрахункового навантаження за напруженнями згинання K_F {2}

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

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

6.33 Напруження згинання σ_F , Мпа, {0}

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

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 \dot{o}_{te} , мм, {3}

$$\dot{o}_{te} = \frac{d_{e1}}{z_1} .$$

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).

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

7.3 Кількість зубців колеса z_2 {0}

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

7.4 Кутова швидкість черв'яка ω_1 , с⁻¹, {0}

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

7.5 Коефіцієнт корисної дії η {2} (за таблицею Б.11).

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}

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

7.9 Допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$, Мпа, {0} (за таблицю Б.12).

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 таблицю Б.12).

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 $q \geq (0,22 \dots 0,44)z_2$ (із ряду за таблицю Б.11).

7.14 Зведений модуль пружності черв'яка і черв'ячного колеса $E_{\zeta\hat{a}}$, Мпа,

$$E_{\zeta\hat{a}} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} ,$$

$E_1=2,1 \cdot 10^5$ 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}

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

Прийняти a_w за рядом R_a40 (за таблицю Б.2).

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 x {2}

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

При невиконанні умови змінити z_2 , але не більше ніж на один зуб. Якщо умова не виконана, змінити a_w , q або m .

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 підняття гвинтової лінії γ , град., {1}

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

7.21 Колова швидкість черв'яка V_1 , м/с, {2}

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

7.22 Швидкість ковзання V_s , м/с, {2}

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

Перевірити відповідність прийнятому раніше матеріалу колеса і при необхідності змінити матеріал, уточнити $[\sigma_H]$ і розрахунок повторити.

7.23 Кут охоплення черв'яка колесом δ , рад, {4}

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

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

7.25 Торцевий коефіцієнт перекриття у середній площині черв'ячного колеса ε_α {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 [34ис⁻¹] {0}

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

7.27 Коефіцієнт динамічного навантаження K_{HV} {2} ($K_{HV} = 1$ і дè $V_s \leq 3i / \tilde{n}$; $K_{HV} = 1 \dots 1,3$ і дè $V_s \leq 3i / \tilde{n}$).

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 контактними напруженнями K_H {2}

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

7.30 Контактні напруження σ_H , Мпа, {2}

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

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 Кількість 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 σ_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}

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

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, матеріал, допустимі напруження (пункт 1).

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

8.4 Кількість 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 за тим з коліс пари, у якого менше $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$.

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

8.8 Коефіцієнт ширини відносно діаметра шестірні ψ_{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 ψ_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 першим 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 $\alpha = 20^{\circ}$.

8.21 Контактні напруження σ_H , Мпа, {0}

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

σ_H і $[\sigma_H]$ не повинні розходитись більше, 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 σ_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, матеріал, допустимі напруження (пункт 1).

9.3 Кути ділительних конусів, град., {2}

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

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

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

9.5 Кількість зубців колеса z_2 {0}

$$z_2 = z_1 \cdot u .$$

9.6 Еквівалентна кількість 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 за тим з коліс пари, у якого менше $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$.

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

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

9.11 Коефіцієнт концентрації навантаження за напруженнями 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 $\vartheta_H = \vartheta_F = 0,85$ {2}.

9.13 Модуль зубців m_e , мм, {2}

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

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 зубчастого 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 , мм, {2}

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

9.22 Ступінь точності (за таблицею Б.5).

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

9.24 Коефіцієнт розрахункового навантаження за напруженнями згинання K_F {2}

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

9.25 Напруження згинання σ_F , Мпа, {0}

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

9.26 Коефіцієнт динамічного навантаження за контактними напруженнями K_{HV} {2} (за таблицею Б.6 зі зниженням точності на один ступінь).

9.27 Коефіцієнт розрахункового навантаження за контактними напруженнями K_H {2}

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

9.28 Контактні напруження σ_H , мм, {2}

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

$\sigma_H^3 [\sigma_H]$ не повинні розходитись більше, 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 шестерні 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}

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

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

9.34 Максимальне напруження згинання $\sigma_{F \max}$, Мпа, {0}

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

10 Розрахунок клинопасової передачі

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

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 В2).

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}

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

10.8 Кут охоплення ведучого шківа α , град., {1}

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

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

10.9 Коефіцієнт кута охоплення C_α {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}

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

10.17 Маса 1погоного м паса q , кг/м, {2} (за таблицею В1).

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 β , град., {1}

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

10.21 Навантаження на вал F_r , Н, {0}

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

11 Розрахунок ланцюгової передачі

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

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

11.3 Кількість 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 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}

$$K_e = K_{\ddot{a}} \cdot K_{\dot{a}} \cdot K_i \cdot K_{\delta\ddot{a}\ddot{a}} \cdot K_{\zeta} \cdot K_{\delta\dot{a}\dot{a}}$$

11.6 Коефіцієнт кількості 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^{-1}).

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 $p_{\ddot{e}}$, мм, {2} (за таблицею Г.4).
Перевірити умову $\delta_{\ddot{e}} \leq [\delta_{\ddot{e}}]_{\max}$ (за таблицею Г.5).

11.10 Міжосьова відстань a' , мм, {2}

$$a = (30 \dots 50) p_{\ddot{o}}.$$

11.11 Колова швидкість V , м/с, {2}

$$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot p_{\ddot{o}}}{60}.$$

11.12 Змащення передачі (за таблицею Г.3).

11.13 Кількість ланок ланцюга L {0}

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

Округлити до цілого парного.

11.14 Уточнена міжосьова відстань a , мм, {2}

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

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

11.15 Ділильні діаметри зірочок d_1 і d_2 , мм, {1}

$$d = \frac{p_{\ddot{e}}}{\sin(\pi / z)}.$$

11.16 Колова сила F_t , Н, {0}

$$F_t = \frac{P_1}{V}.$$

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.3).

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).

11.19 Перевірка резонансних коливань ланцюга, хв^{-1} {0}

$$n_{1k} = \frac{30}{z_1 \cdot a} \sqrt{\frac{F_1}{q}} \leq n_1 .$$

12 Виконання креслень

За результатами розрахунків кресляться зубчасті колеса, шків пасових передач та зірочки ланцюгових передач. Приклади робочих креслень наведені на рисунках Д.1, Д.2, Д.3, Д.4, Д.5.

12.1 Конструювання зубчастих коліс

12 1.1 Форма зубчастого колеса може бути плоскою, втопленою чи з виступаючою маточиною (рисунки 12.1, 12.2). Довжина маточини l_i , мм,

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

12.1.2 Діаметр отвору $d_{omâ}$, мм,

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

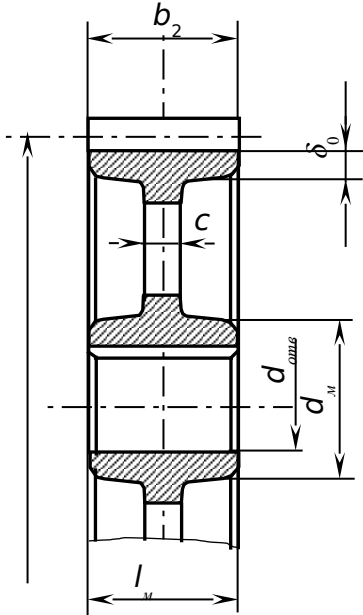


Рисунок 12.1 – Конструювання циліндричного колеса

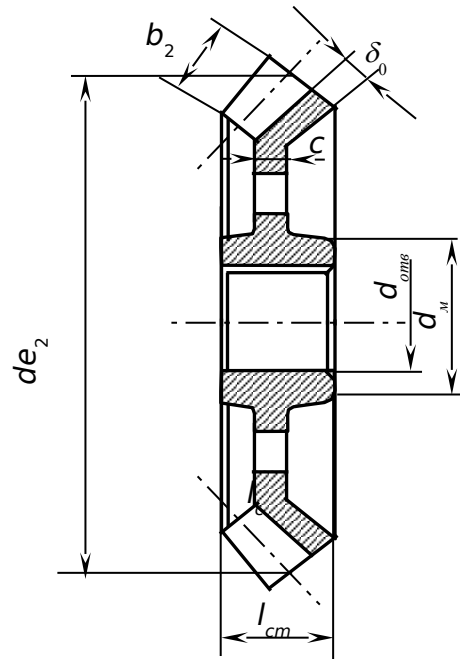


Рисунок 12.2 – Конструювання конічного колеса

12.1.3 Діаметр маточини колеса d_i , мм,

$$d_i = 1,6d_{om\hat{a}}$$

12.1.4 Товщина бандажа колеса δ_0 , мм,

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

12.1.5 Товщина диска колеса c , мм,

$$\tilde{n} = (0,35 \dots 0,4) b_2$$

12.1.6 На торцях зубчастого вінця виконують фаски. Розмір фаски f , мм.

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

Округлити до стандартного значення за таблицею Д.1.

12.2 Конструювання черв'ячних коліс

Діаметр отвору $d_{omâ}$, діаметр маточини d_i , товщину диска колеса c можна приймати як і для зубчастих коліс.

12.2.1 Для черв'ячного колеса (рисунок 12.3) товщина бандажа центра колеса δ_0 , мм

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

12.2.2 Товщина вінця черв'ячного колеса δ_u , мм (за таблицею Д.2)

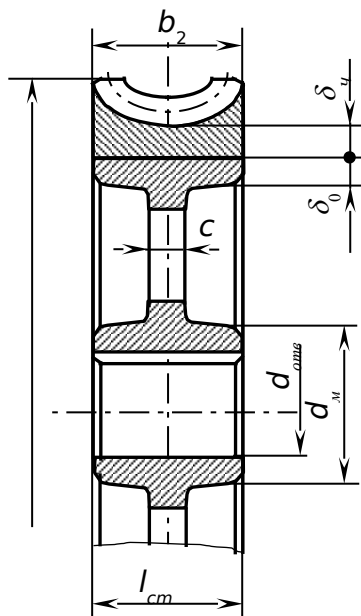


Рисунок 12.3 – Конструювання черв'ячного колеса

12.3 Конструювання шківів пасових передач

12.3.1 Ширина шківа M (рисунок 12.4), мм,

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

де n – кількість клинових пасів, значення e та f за таблицею Д.3.

12.3.2 Товщина обода чавунного шківа $\delta_{\hat{a}\hat{a}}$, мм,

$$\delta_{\hat{a}\hat{a}} = (1,1 \dots 1,3) h ,$$

де h за таблицею Д.2.

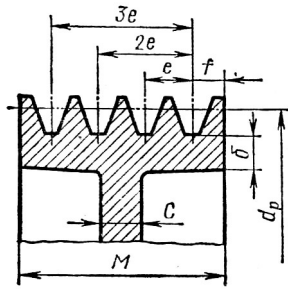


Рисунок 12.4. – Конструювання шківів пасової передачі

12.3.3 Товщина диска c , мм,

$$\tilde{n} = (1, 2 \dots 1, 2) \delta_{\hat{a} \hat{a}}.$$

12.3.4 Діаметр маточини шківів d_i , мм,

$$d_i = 1,6d_{om\hat{a}} + 10i \hat{i},$$

де $d_{om\hat{a}}$ – діаметр отвору.

12.3.5 Довжина маточини l_i , мм,

$$l_i = (1, 2 \dots 1, 5) d_{o\hat{o} \hat{a}}.$$

12.4 Конструювання зірочок ланцюгових передач

12.4.1 Діаметр d_i і довжина l_i маточини приймається як і для зубчастих передач (рисунок 12.5).

12.4.2 Діаметр кола виступів D_e , мм,

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

12.4.3 Ширина зубця ланцюга b , мм,

однорядного $b = 0,93B_{\hat{a} \hat{i}} - 0,15i \hat{i}$;

дво- і трирядного $b = 0,9B_{\hat{a} \hat{i}} - 0,15i \hat{i}$,

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

12.4.4 Ширина вінця B , мм,

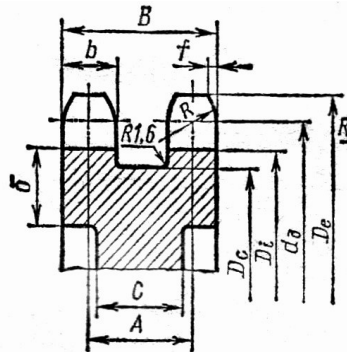


Рисунок 12.5 – Конструювання зірочки ланцюгової передачі

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

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 ободу δ , мм,

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

12.4.7 Товщина диску s , мм,

$$\tilde{n} = (1, 2 \dots 1, 3) \delta.$$

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

12.4.9. Розмір фаски f , мм

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

Список літератури

- 1 Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1995.
- 2 Иванов М.Н., 52исоко В.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1975.
- 3 Решетов Д.Н., Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989.
- 4 Кудрявцев В.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1981.
- 5 Анурьев В.Н. 52исоко нава конструктора – машиностроителя. – М.: Машиностроение, 1978. Т. 1-3.
- 6 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 1985.
- 7 Детали машин: Атлас 52исоко нава / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1979.
- 8 Курсовое проектирование деталей машин / Под ред. В.Н. Кудрявцева. – Л.: Машиностроение, 1984.
- 9 Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчёт и проектирование деталей машин. – Харьков: Высшая школа, 1991. – Ч. 1, 2.
- 10 Подшипники 52исоко: 52исоко нава-каталог / Под ред. В.Н. Нарышкина. – М.: Машиностроение, 1984.
- 11 Мороз В.І., Захарченко В.В., Братченко О.В. та ін. Основи конструювання деталей машин: Опорний конспект лекцій з дисципліні «Прикладна механіка». – Харків: УкрДАЗТ, 2005. – Ч. II.

Таблиця Б.1

Додаток Б

Редуктори при розташуванні коліс щодо опор	Значення, що рекомендуються	Твердість робочих поверхонь зубців	
		$H_2 \leq 350HB$ $H_1 \text{ і } H_2 \leq 350HB$	$H_1 \text{ і } H_2 > 350HB$
Симетричне	ψ_{ba} $\psi_{bd \max}$	0,3...0,5 1,2...1,6	0,25...0,3 0,9...1,0
Несиметричне	ψ_{ba} $\psi_{bd \max}$	0,25...0,4 1,0...1,25	0,2...0,25 0,65...0,8
Консольне	ψ_{ba} ψ_{bd}	0,2...0,25 0,6...0,7	0,15...0,2 0,45...0,55

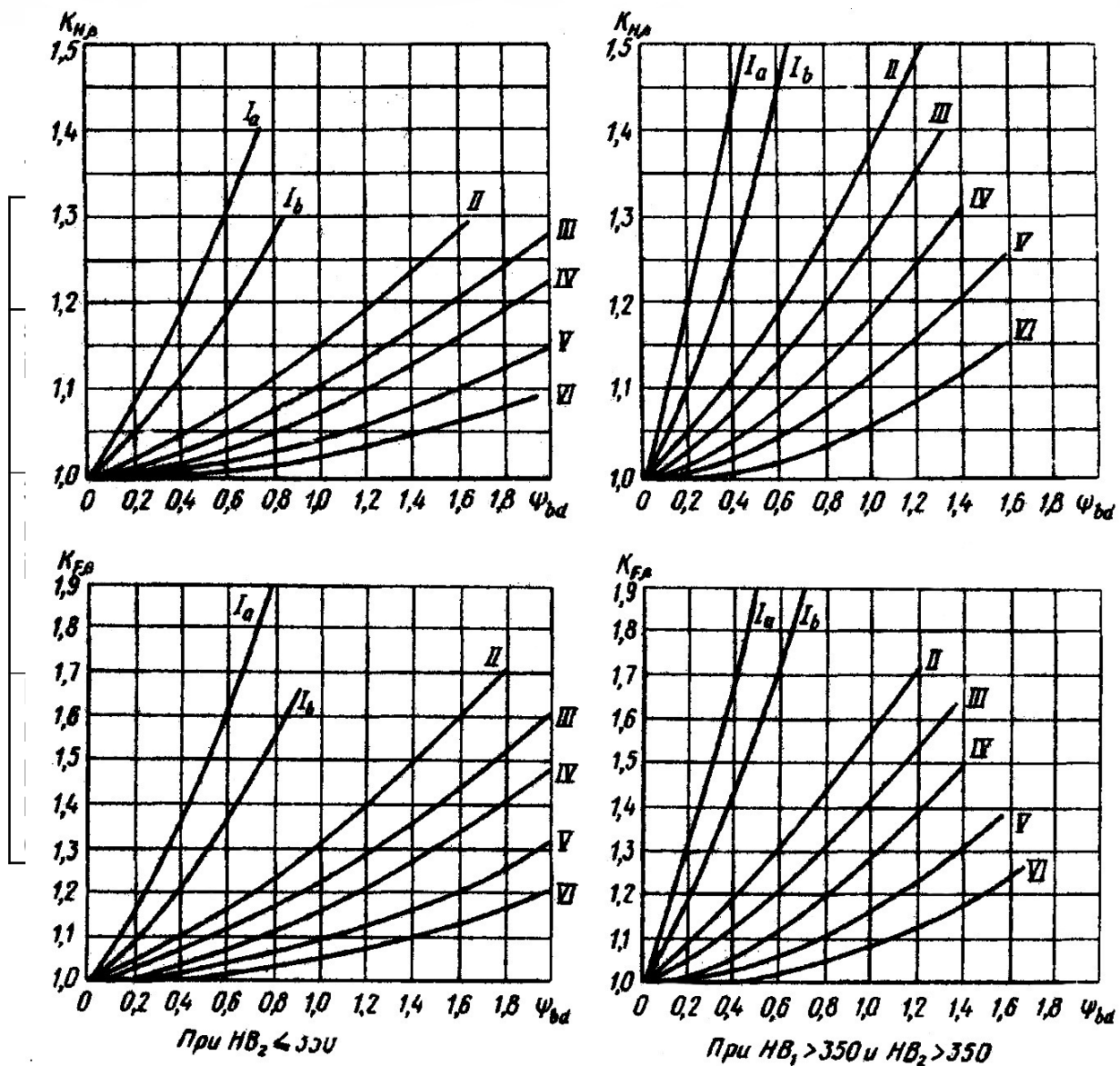
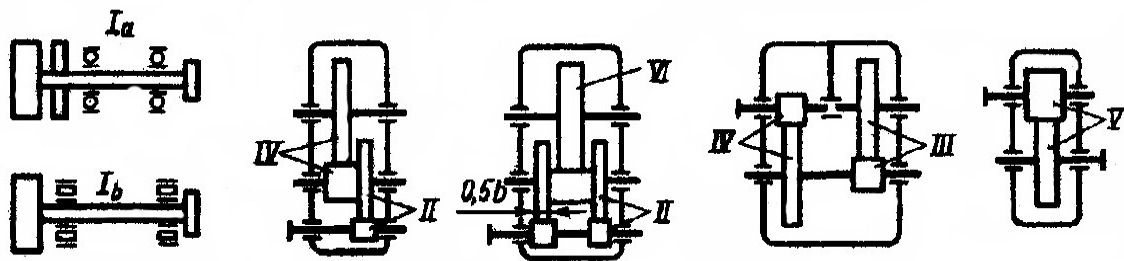


Рисунок Б.1

Таблица Б.4

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

Таблиця Б.6

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

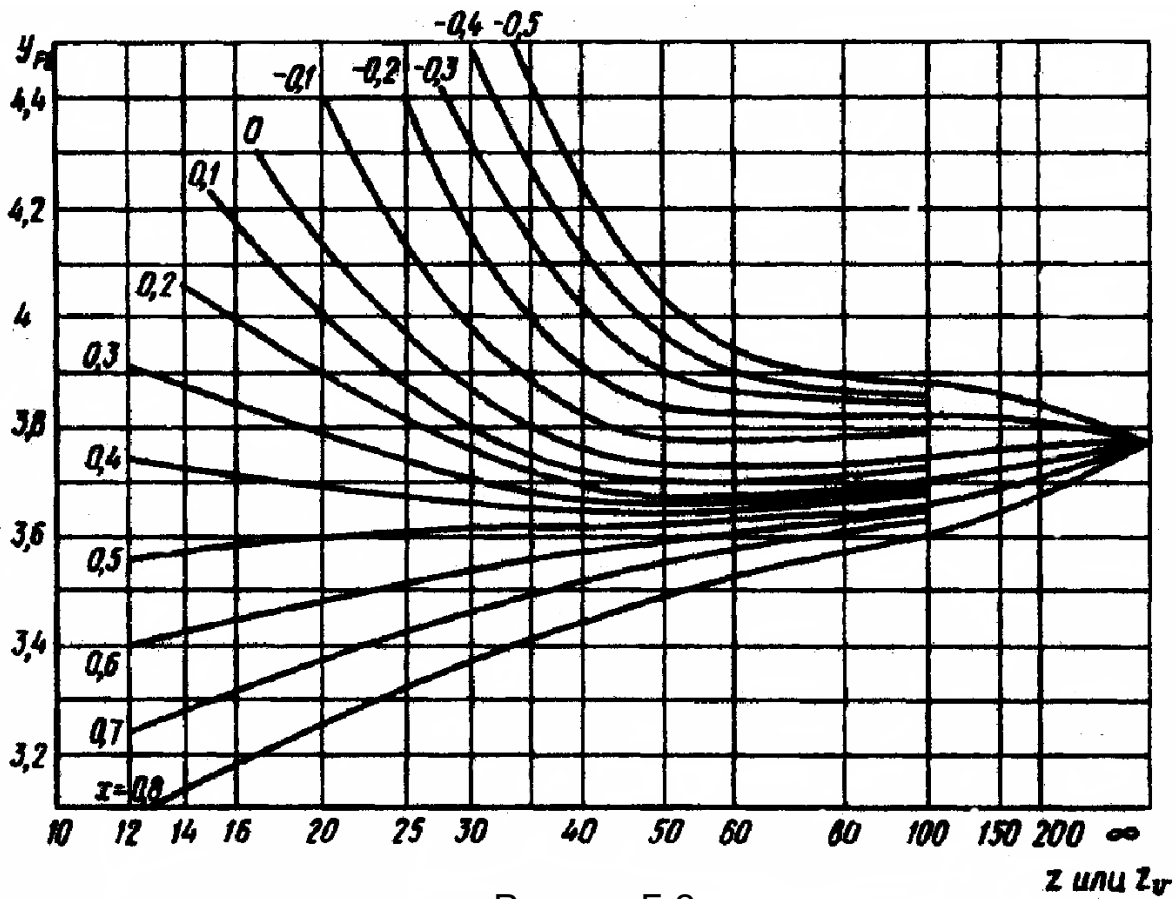
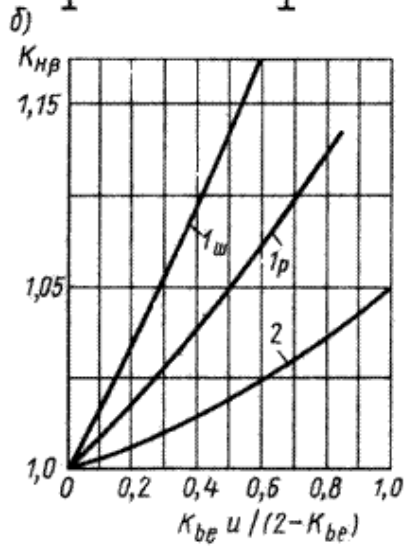
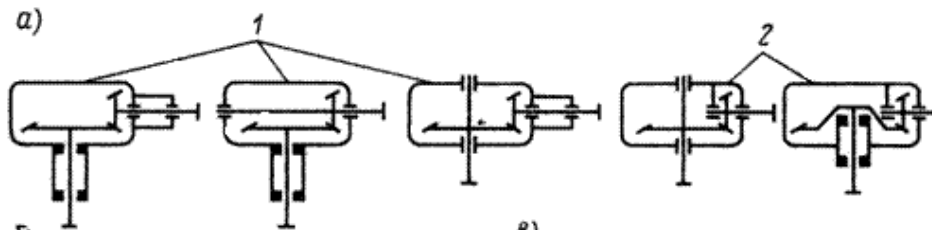


Рисунок Б.2

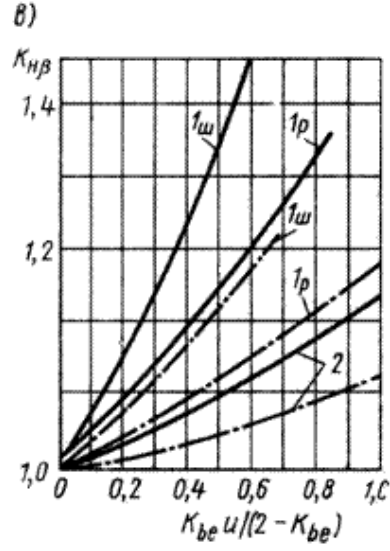
Таблиця Б.7

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
Св. 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,3
Св. 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

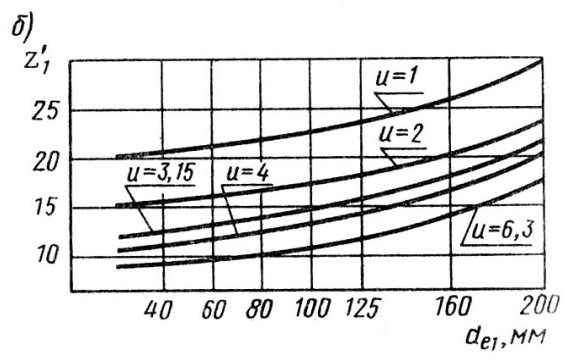
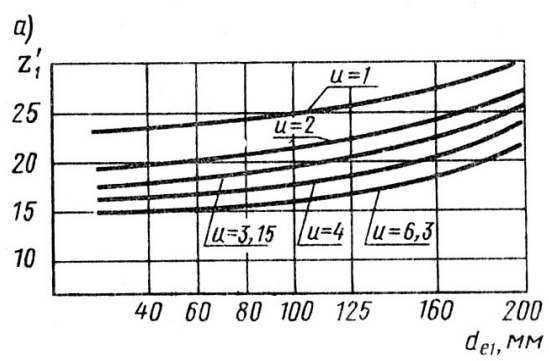


Рисунок Б.4

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 $H_2 \geq 45\text{HRC}$
ϑ_H	$1,22 + 0,21u$	$1,13 + 0,13u$	$0,81 + 0,15u$
ϑ_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 $H_2 \geq 45\text{HRC}$

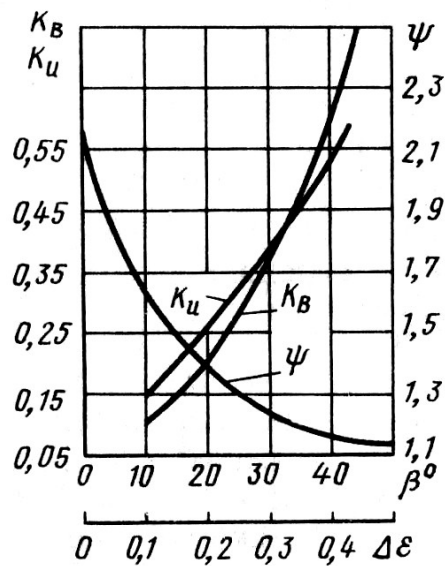


Рисунок Б.5

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	Кількість заходів черв'яка	ККД
8 ... 15	4	0,87... 0,92
15 ... 30	2	0,75 ... 0,82
≥ 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 лиття	Механічні характеристики, МПа		Допустимі напруження				
		σ_T	σ_B					
БРОФ10–1	у пісок	120	200	$[\sigma_H] \approx (0,85 \dots 0,9)\sigma_B$ – при шліфваному 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	у кокіль	150	260					
БРОНФ	відцентровий	170	290					
БрФЖ9–4	у пісок	200	400	$[\sigma_H] \approx 300 - 25V_S^{**}$, $[\sigma_i]_{\max} = 2\sigma_T$				
* C_V	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8
** $V_S, м/с$	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 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

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

Коефіцієнт зміщення X	Кількість 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	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2)m$

Таблиця Б.15

Ступінь точності, не нижче	Швидкість ковзання V_s , м/с	Обробка	Примітки
7	≤ 10	Черв'як загартований, шліфований та полірований. Колесо нарізується шліфованими черв'ячними фрезами. Обкатування під навантаженням	Передача з підвищеними швидкостями і малим шумом, з підвищеними вимогами до габаритів
8	≤ 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	≤ 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

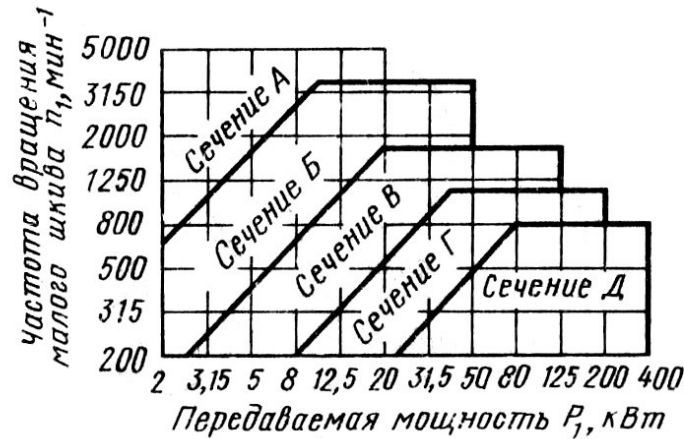


Рисунок В.1

Таблиця В.1

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

Примітка – 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.

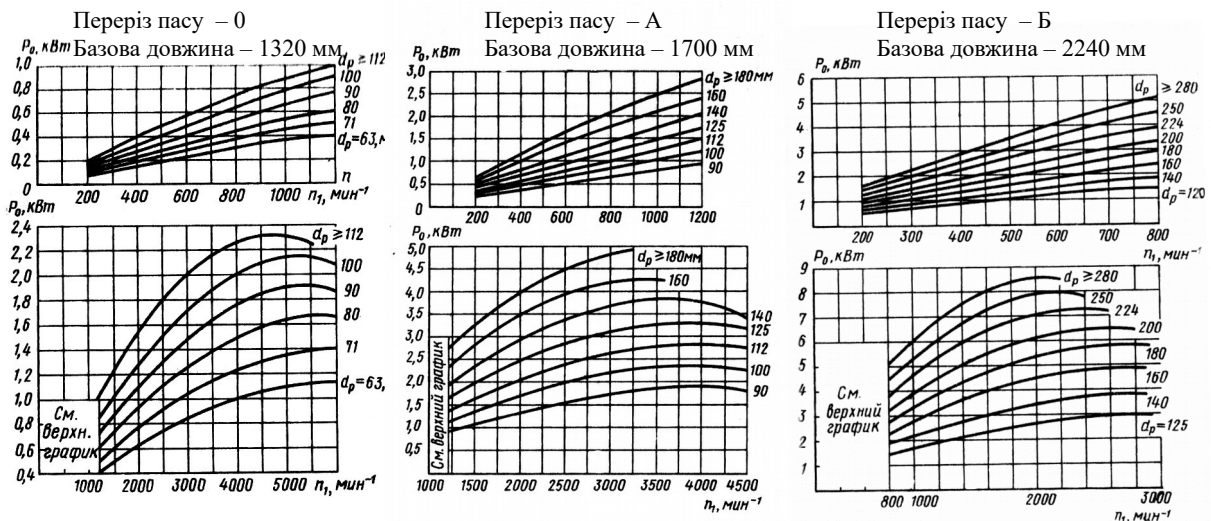


Рисунок В.2

Таблиця В.2

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

Таблиця В.3

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

Таблиця 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 кількості пасів C_z	1	0,95	0,9	0,85

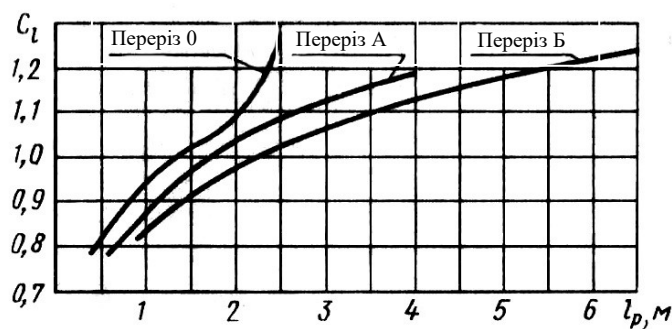


Рисунок В.3

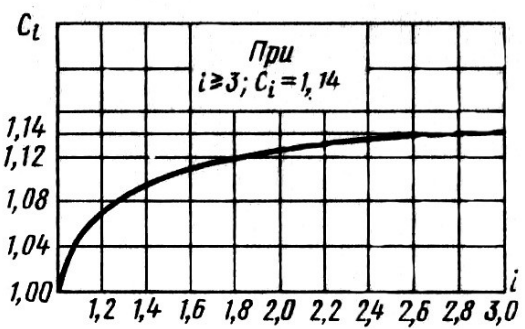


Рисунок В.4

Додаток Г

Таблиця Г.1

u	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	> 6
z_1	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15

Таблиця Г.2

Умови роботи		Значення коефіцієнтів	
Навантаження рівномірне чи близьке до нього		$K_A \approx 1$	
Навантаження змінне		$K_A \approx 1,2 \dots 1,5$	
$a = (30 \dots 50) p_{\delta}$		$K_a = 1$	
$a \leq 25 p_{\delta}$		$K_a = 1,25$	
$a = (60 \dots 80) p_{\delta}$		$K_a = 0,8$	
Лінія центрів зірочок нахилена до горизонту: до 60°		$K_j \approx 1$	
більше 60°		$K_j \approx 1,25$	
Розташування осі регулюється однією із зірочок		$\hat{E}_{\delta a \tilde{a}} = 1$	
відтяжними зірочками чи натискними роликами		$\hat{E}_{\delta a \tilde{a}} = 1,1$	
не регулюється		$\hat{E}_{\delta a \tilde{a}} = 1,25$	
Виробництво без пилу	Змащення (див. таблицю Г.3)	$\hat{E}_{\zeta} \approx 0,8$	
запилене		I	$\hat{E}_{\zeta} \approx 1$
		II	$\hat{E}_{\zeta} \approx 1,3$
брудне		III	$\hat{E}_{\zeta} \approx 1,8$ до $V = 4 \dot{i} / \tilde{n}$
	III	$\hat{E}_{\zeta} \approx 3$ до $V = 7 \dot{i} / \tilde{n}$	
	III	$\hat{E}_{\zeta} \approx 3$ до $V = 4 \dot{i} / \tilde{n}$	
	IV	$\hat{E}_{\zeta} \approx 6$ до $V = 7 \dot{i} / \tilde{n}$	
однозмінне		$\hat{E}_{\delta a e} = 1$	
двозмінне		$\hat{E}_{\delta a e} = 1,25$	
тризмінне		$\hat{E}_{\delta a e} = 1,45$	

Таблиця Г.3

Кількість мастила	Змащення ланцюгових передач при колівій швидкості V , м/с			
	< 4	< 7	< 12	≥ 12
I – добра	Краплинна 4...10 крап./хв	В масти- льній ванні	Циркуляційна під тиском	Розбризку- ванням
II – задо- вільна	Густа внутрі- шньошар-нірна Просочення ла- нцюга через 120...180 год	Краплинна 20 крап/хв	В мастильній ванні	Циркуляційна під тиском
III – недо- статня	Періодична через 6..8 годин			
IV – робота без змаще- ння	Допускається при V до 0,07 м/с			

Таблиця Г.4

Приводні роликові однорядні ланцюги типу ПР ГОСТ 13568-75	Крок p_n , мм	Діаметр валика d , мм	Довжина втулки B , мм	$[D_D]$, кВт, при частоті обертання малої зірочки ки $n_{01} \text{ хв}^{-1} \text{ і } z_{01} = 25$								
				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 $n_1, \text{об}^{-1}$								
роликові ланцюги при $z_1 \geq 15$	1250	1000	900	800	630	500	400	300
зубчасті ланцюги при $z_1 \geq 17$	3300	2650	2200	1650	1320	–	–	–
Найбільший допустимий крок ланцюга $[p_{\ddot{e}}]_{\max}, \text{мм}$	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° до горизонту	$K_f = 3$
При вертикальному розташуванні ланцюгів	$K_f = 1$
Примітка – Коефіцієнти надані для рекомендованих значень стріли провисання $f \approx 0,01 \dots 0,02$. При збільшенні f значення K_f зменшуються	

Додаток Д

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>m</i>	1,5	2	2,5	3	4	5	> 6
δ_{\pm}	3,5 <i>m</i>	3,2 <i>m</i>	3 <i>m</i>	2,8 <i>m</i>	2,5 <i>m</i>	2,4 <i>m</i>	2,1 <i>m</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>p_л</i> , мм	<i>B_{вн}</i> , мм	<i>A</i> , мм	<i>d₁</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

Додаток А

Таблиця А.1

Марка сталі*	Розмір перетину, мм, не більше						Орієнтований режим термообробки (З-загартування, О-відпустка з указівкою температури нагрівання й охолодного середовища; М-мастило; В-вода; Н - нормалізація)
		поверхні	серцевини	міцності σ_b , МПа	плинності σ_T , МПа		
1	2	3	4	5	6	7	8
Заготівля-кування (штампування або прокат)							
40	60	192...228 HB	-	700	400	Покращення	З, 840...860 С, В, О, 550...620 С
45	80	170...217 HB	-	600	340	Нормалізація	Н, 850...870С
	100	192...240 HB	-	750	450	Покращення	З, 820...840С, В, О, 560...600 С
50	60	241...285HB	-	850	580	»	З, 820...840С, В, Щ 520...530 С
	80	179...228 HB	-	640	350	Нормалізація	Н, 840...860 С
	80	228...255 HB	-	700...800	530	Покращення	З, 820...840 С, О, 560...620 С
40X	100	230...26 0HB	-	850	550	»	З, 830...850С, О, 540...580 С
	60	260...280 HB	-	950	700	»	З, 830...850 С, О, 500 С
	60	50...59 HRC	26...30HRC	1000	800	Азотування	Теж саме, з наступним м'яким азотуванням
45X	100	230...280 HB	-	850	650	Покращення	З, 840...860 С, М, О, 580...640 С
	100...300	163...269 HB	-	750	500	»	Те ж саме
40XH	300...500	163...269 HB	-	700	450	»	»
	100	230...300 HB	-	850	600	»	З, 820...840 С, М, О,

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8
	100...300	≥ 241 HB	-	800	580	»	560...600 С Те ж саме

40XH	40	48...54 HRC	-	1600	1400	Загартування	3, 820...840 С, М, О, 180...200 С
35XM	100	241 HB	-	900	800	Покращення	3, 850...870 С, М, О, 600...650 С
	50	269 HB	-	900	800	»	Те ж саме
	40	45...53 HRC	-	1600	1400	Загартування	3, 850...870 С, М, О, 200...220 С
40XHMA	80	≥ 302 HB	-	1100	900	Покращення	3, 830...850 С, М, О, 600...620 С
	300	≥ 217 HB	-	700	500	»	Те ж саме
35XГСА	150	235 HB	-	≥ 760	≥ 500	»	3, 850...880 С, М, О, 640...660 С
	60	270 HB	-	980	880	»	3, 850...880 С, М, О, 500 С
	40	310 HB	-	1100	960	»	Те ж саме
	30	46...53 HRC	-	1700... 1950	1350... ...1600	Загартування	3, 860...880 С, М, О, 200...250 С
20X	60	56...63 HRC	-		400	Цементация	3, О
12XH3A	60	56...63 HRC	-	650	700	»	3, О
25XГТ	-	58...63 HRC	-	900	950	»	3, О
38XMЮA	-	57...67 HRC	30...35HRC	1150	900	Азотування	Заготівля-покращення
				1050			
Сталеве лиття							
45Л	-	-	-	550	320	Нормалізація	Н, ПРО
30XНМЛ	-	-	-	700	550	»	Н, ПРО
40ХЛ	-	-	-	650	500	»	Н, ПРО
35ХМЛ	-	-	-	700	550	»	Н, ПРО
<p>*) 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, у відсотках, сталевому лиття – буквою Л у кінці</p> <p>**) При нормалізації, покращенні та об'ємному загартуванні твердості поверхонь і серцевини близькі. Орієнтовно $\approx 0,285\sigma_b HB$</p>							

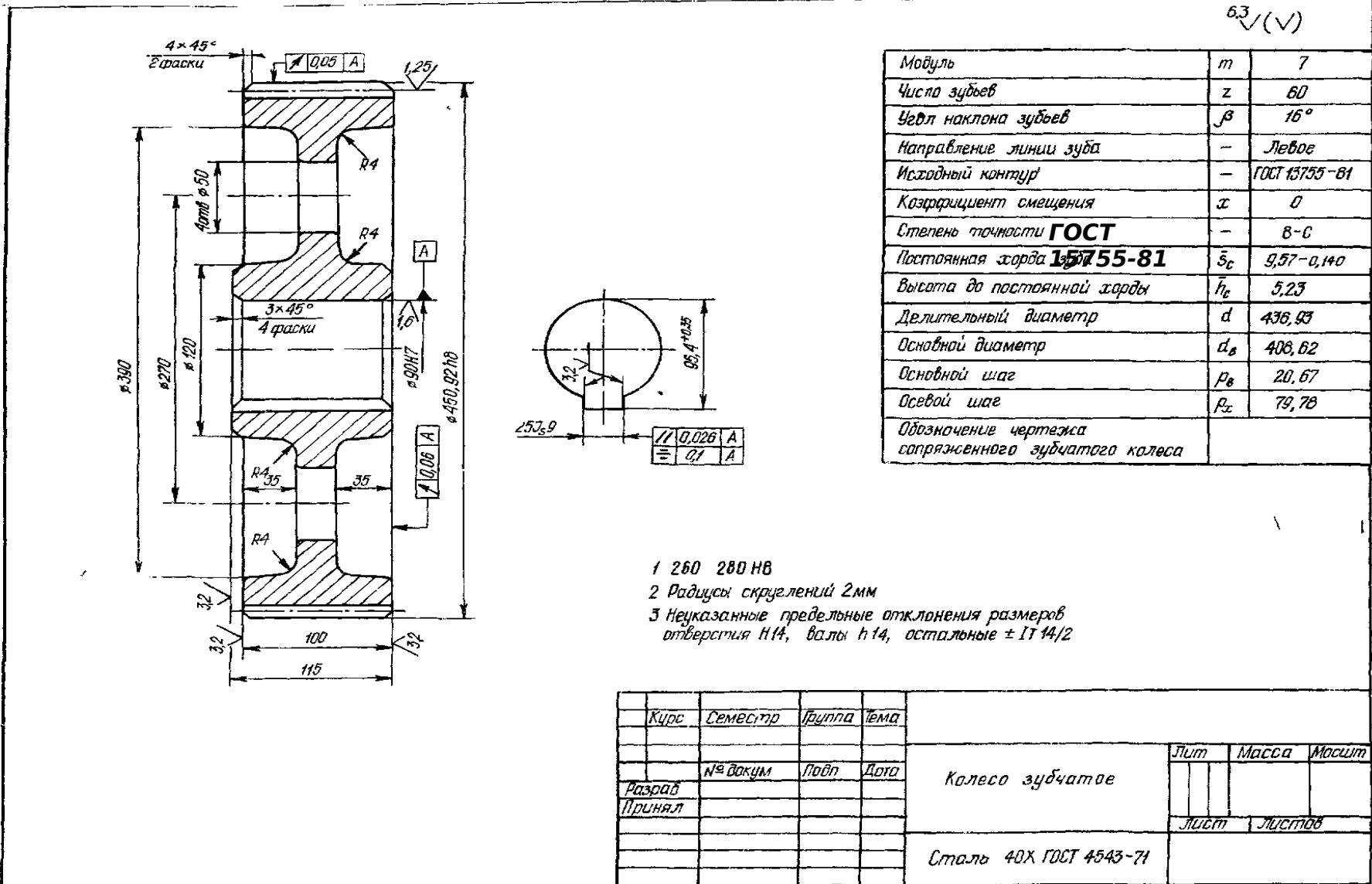
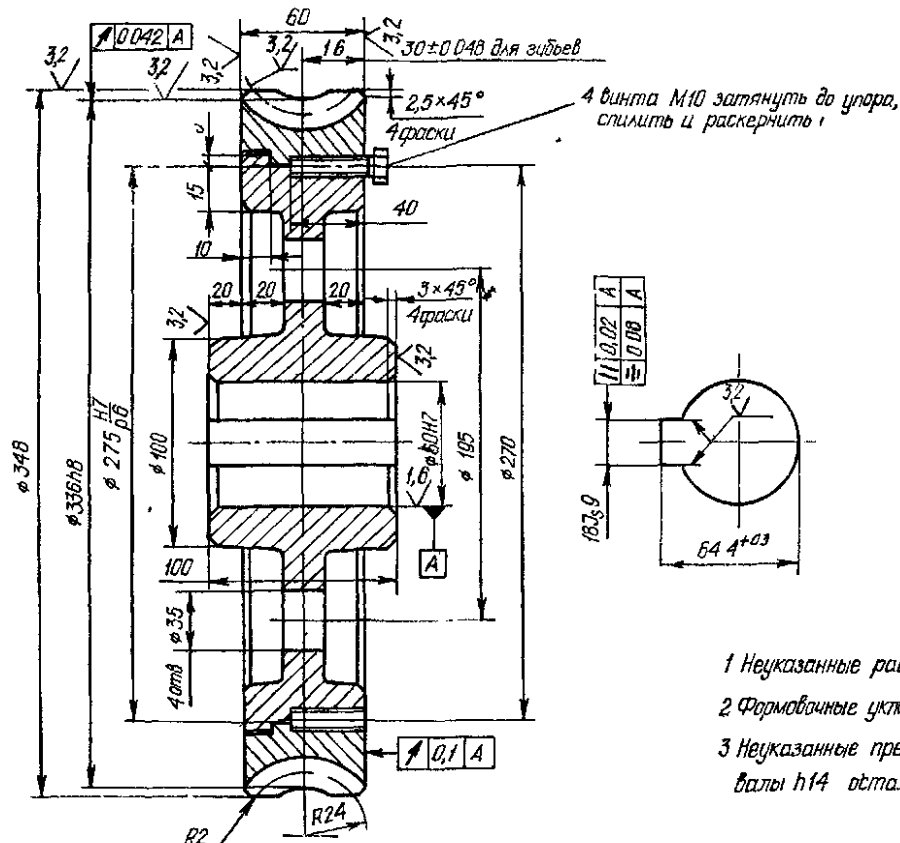


Рисунок Д.1 – Рабочее креслення циліндричного зубчастого колеса

63 √(√)



Модуль	m	8
Число зубьев	z ₂	40
Направление линии зуба	-	Правое
Коэффициент смещения червяка	x	0
Исходный производящий червяк	-	ГОСТ 19036-81
Степень точности	ГОСТ	7-С
Межосевое расстояние	a _ш	192 ± 0,048
Делительный диаметр	d ₂	320
Вид сопряженного червяка	-	ZA
Число витков сопряженного червяка	z ₁	2
Делительный угол подъема винтовой линии зуба	γ	14°02'10"
Обозначение чертежа сопряженного червяка		

- 1 Неуказанные радиусы 3мм
- 2 Формовочные уклоны 3°
- 3 Неуказанные предельные отклонения размеров отверстий H14 валы h14 остальные ± IT 14/2

Курс	Семестр	Вид	Тема	Лит	Масса	Масшт
Разраб		№ докум	Подп	Дата	Червячное колесо в сборе	
Принял						
					Лист	Листов

Рисунок Д.3 – Рабоче креслення черв'ячного колеса

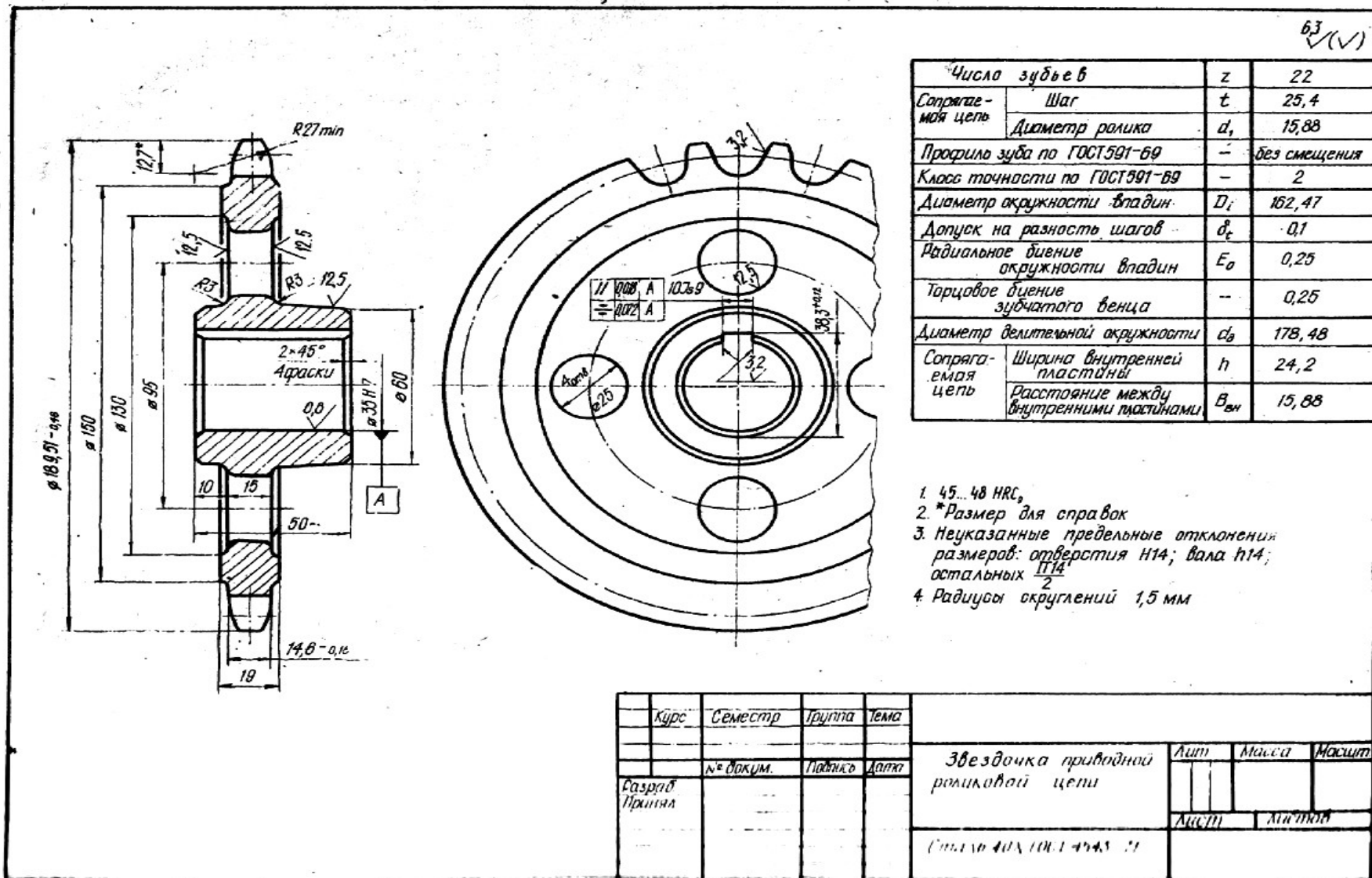


Рисунок Д.4 – Робоче креслення зірочки ланцюгової передачі

Таблиця 1

N	Передачі	Характеристики	Варіанти									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Циліндрична прямозубчаста	$P_1, кВт$	4,5	5	6,5	8	10	3	12	15	18	20
		$n_1, хв^{-1}$	1300	1450	900	850	800	1100	900	300	1600	1900
		u	6	5	4	3	2	4	6	3	5	4
2	Циліндрична косозубчаста	$P_1, кВт$	12	13	15	18	20	25	12	15	18	20
		$n_1, хв^{-1}$	700	900	2400	2700	2900	2500	900	1300	1600	1900
		u	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
		$n_1, хв^{-1}$	2300	1800	2100	2800	2010	1700	900	1300	1600	1900
		u	4	3	5	6	3,5	2,5	6	3	5	4
4	Конічна прямозубчаста	$P_1, кВт$	4,5	6,5	8,5	9,5	12	15	12	15	18	20
		$n_1, хв^{-1}$	450	380	280	1400	1300	1100	900	1300	1600	1900
		u	4	3	2,5	2	4	3,5	3	3	2	4
5	Конічна непрямозубчаста	$P_1, кВт$	16	18	24	28	30	32	25	20	15	13
		$n_1, хв^{-1}$	940	1700	1800	2300	2700	2800	2500	2000	1800	1400
		u	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
		$n_1, хв^{-1}$	920	970	740	1300	1650	2100	1000	1200	960	840
		u	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
		$n_1, хв^{-1}$	50	40	30	20	10	30	600	500	300	200
		u	7	8	10	12	14	8	3	4	2	5
8	Відкрита конічна	$P_1, кВт$	6	9	12	15	10	7	5	7	8	9
		$n_1, хв^{-1}$	1500	1400	3000	2000	1000	1500	530	720	900	700
		u	11	7	5	4	2	3	4	3	2	3
9	Клинопасова	$P_1, кВт$	3	2	5	7	9	12	10	8	6	5
		$n_1, хв^{-1}$	1450	960	1550	2200	970	1500	1100	1000	940	850
		u	3	4	2	4	4	5	4	3	2	3,5
10	Ланцюгова	$P_1, кВт$	4	7	5	6	9	12	14	5	4	3
		$n_1, хв^{-1}$	700	800	1450	650	970	500	1100	300	200	100
		u	4	2	3	4	4	3	2	3	2	4

Таблиця А.2

Термообробка	Твердість зубців**		Група сталей	σ_{HO}^{**} , МПа	S_H	σ_{FO}^{**} , МПа	S_F	$[\sigma_H]^{**}$, МПа	$[\sigma_F]^{**}$, МПа
	на поверхні	в серцевині							
Нормалізація, покращення	180.....350HB		40; 45; 40X; 40XH; 45XЦ; 35XM та ін.	2HB+70	1,1	1,8HB		$2,8\sigma_T$	2,74HB
Об'ємне загартування	45...35...35HRC		40X; 40XH; 45X Ц; 36XM та ін.	18HRC+150		550		$2,8\sigma_T$	1400
Загартування струмами високої частоти по всьому контуру (модуль $m_n \geq 3\text{мм}$)	56...63HRC	25...55HRC	55ПП; У6; 35XM;	$17 HRC_{нов}$ + +200	1,2	900	1,75	$40 HRC_{нов}$	1260
	45...55HRC	>>	40X; 40XH та ін.			650			>>
Загартування струмами високої частоти наскрізна з охопленням западини (модуль $m_n < 3\text{мм}^*$)	45...55HRC	45...55HRC	35XM; 40X; 40XH та ін.	$17 HRC_{нов}$ + +200		550			1430
Азотування	55...67HRC	24...40HRC	35XЮА; 38XMЮА; 40X; 40XФА; 40XНМА і ін.	1050 >>	$12 HRC_{серц}$ + +300	1000 >>			
	50...59HRC	>>					$30 HRC_{нов}$		
Цементация і загартування	55...63HRC	30...45HRC	Цементовані сталі всіх марок	$23 HRC_{нов}$	750	1200			
Нітроцементация і загартування	57...63HRC	30...45HRC	Молибденові сталі 25ХГМ, 25ГНМ Безмолибденові сталі 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х і ін.	$23 HRC_{нов}$ $23 HRC_{нов}$	1000	1,5	$40 HRC_{нов}$	1520	
					750				

*) Розповсюджується на всі перерізи зубця і частину тіла зубчастого колеса під основою западини
 **) Приведений діапазон значень твердості, в якому справедливі залежності для границь витривалості та граничних допустимих напружень (розраховують за середніми значеннями твердості в межах допустимих відхилень); $HRC_{нов}$ – твердість поверхні, $HRC_{серц}$ – твердість серцевини

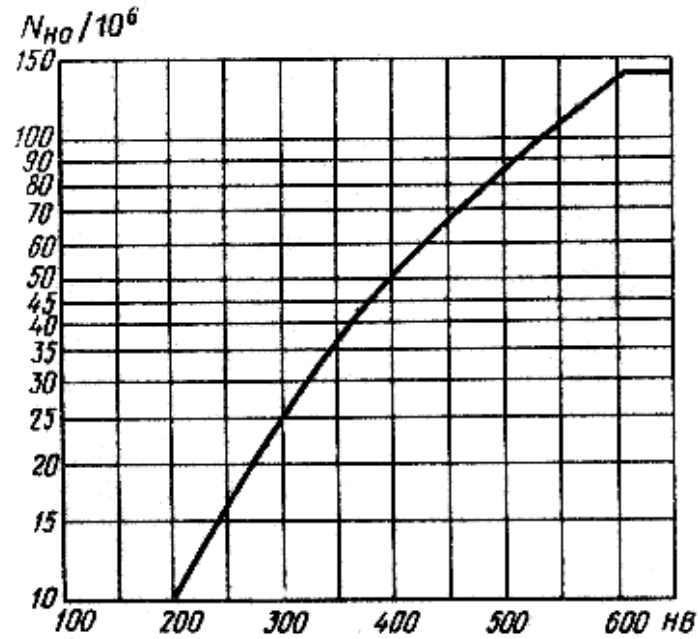


Рисунок А.1

Таблиця А.3

Режим роботи	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	Будьяка	3	1,0	Покращення, нормалізація, азотування	6	1,0	Загартування Об'ємна, поверхнева цементация	9	1,0
1			0,50			0,30			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

