

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

### **РОЗРАХУНОК ЗАКРИТИХ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ**

## 1 Загальні положення

Черв'ячні передачі застосовують для передачі руху між перехресними валами. Рух у черв'ячній передачі здійснюється за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як, який входить в зачеплення з зубами черв'ячного колеса.

Черв'ячні передачі широко застосовуються в різноманітних приводах завдяки можливості одержання великих передаточних чисел в одній парі (передаточним числом черв'ячної пари є відношення числа зубів черв'ячного колеса до числа заходів черв'яка; для силових передач  $U = 10 \dots 80$ ; для ділильних механізмів – може сягати до 500), а також плавності зачеплення і безшумності роботи; іноді можливості самогальмування. Черв'ячні передачі стандартизовані. ГОСТ 18498-73 установлює терміни, позначення і визначення для черв'ячних передач. При складанні розрахункових схем передачі черв'яку і колесу присвоюються літерні індекси, наприклад, черв'яку - індекс „1“, колесу - індекс „2“.

ГОСТ 18598-73 і ГОСТ 19036-73 передбачають такі основні види циліндричних черв'яків: архімедів черв'як, що позначається ZA; черв'як з прямолінійним профілем витків в нормальному перетині (ZN1); черв'як з прямолінійним профілем западин (ZN2); евольвентний (Z1); а також конічні черв'яки ZK1 або ZK2.

У вітчизняному машинобудуванні найбільше поширення одержали передачі з архімедовими черв'яками. Тому в даних методичних вказівках розглядаються саме такі передачі.

По напрямку лінії витка розрізняють черв'яки з правою і лівою навивкою (останні застосовуються рідко). Число заходів  $Z_1$  черв'яка згідно з ГОСТ 2144-76 встановлене: 1; 2 або ж 4.

За умовою непідрізання зубів колеса мінімальне значення  $Z_2 \geq 28$ , у загальному випадку число зубів колеса  $Z_2$  рекомендується приймати в межах від 30 до 80.

Основні геометричні розміри черв'ячної передачі визначає ГОСТ 2144-76. ГОСТ 2144-76 регламентує значення осьового модуля  $m$ , міжосьової відстані  $a_w$ , передаточного числа  $U$ , коефіцієнта діаметра черв'яка  $q$ , профільного кута зачеплення в осьовому перетині  $\alpha_s = 20^\circ$ . Геометричний розрахунок черв'ячного зачеплення виконують по ГОСТ 19650-74.

Розрізняють передачі з нижнім, бічним і верхнім розташуванням черв'яка. Передачі з нижнім розташуванням черв'яка застосовують при окружній швидкості черв'яка  $V < 4$  м/с. Найбільше поширені архімедові черв'яки, що подібні ходовим гвинтам із трапецеїдальною різьбою.

## 1.1 Позначення геометричних параметрів

Розміри, що відносяться до черв'яка, позначають індексом 1, до колеса - 2.

$m$  – модуль (відношення осьового кроку витка черв'яка до числа  $\pi=3,14\dots$ );

$a$  - ділильна міжосьова відстань;

$a_w$  - міжосьова відстань ( $a_w = a$  при  $X = 0$ );

$b_1$  - довжина нарізаної частини черв'яка;

$b_2$  - ширина вінця черв'ячного колеса;

$d_1$  ( $d_2$ ) - ділильний діаметр черв'яка (колеса);

$d_{a1}$  ( $d_{a2}$ ) - діаметр вершин витків черв'яка (зубів колеса);

$q = \frac{d_1}{m}$  - коефіцієнт діаметра черв'яка;

$X$  - коефіцієнт зміщення (корекції) черв'яка;

$Z_1$  ( $Z_2$ ) - число заходів черв'яка (зубів колеса);

$\alpha_x$  - кут профілю в осьовому перетині черв'яка;

$\gamma$  ( $\gamma_w$ ) - кут підйому лінії витка на ділильному (початковому) циліндрі;

$U$  - передаточне число;

$C^*$  - коефіцієнт радіального зазору вихідного контуру;

$h_a^*$  ( $h_f^*$ ) - коефіцієнт висоти голівки (ніжки) зубів.

## 1.2 Стандартні елементи передач

Вихідний черв'як стандартизований по ГОСТ 266-76.

Коефіцієнти параметрів витків:

- коефіцієнт висоти головки витка  $h_a^* = 1$ ;

- коефіцієнт висоти ніжки витка  $h_f^* = 1 + C^*$ ;

- коефіцієнт граничної висоти витка  $h_c \geq 2$ ;

- коефіцієнт глибини заходу  $h_w^* = 2$ ;

- коефіцієнт радіального зазору  $C^* = 0,2$ ;

- коефіцієнт розрахункової товщини витка  $S^* = 0,5\pi$ ;

- кут профілю в осьовому перетині черв'яка  $ZA \alpha_x = 20^\circ$ .

### 1.3 Черв'ячні передачі зі зміщенням

Коригування черв'ячних передач виконують для доведення міжосьової відстані до стандартного або заданого значення. Коригуванню піддають тільки колеса.

Коефіцієнт зміщення інструмента

$$X = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + Z_2),$$

Величину  $X$  вибирають не більш  $\pm 1$ , на практиці рекомендують до  $\pm 0,7$ .

Розміри колеса, виготовленого зі зміщенням:

$$d_{a_2} = m(Z_2 + 2 + 2X);$$

$$d_{f_2} = m(Z_2 - 2,4 + 2X).$$

Інші розміри не змінюють.

Міжосьова відстань коригованої черв'ячної передачі:

$$a_w = 0,5m(q + Z_2 + 2X)$$

### 1.4 Тепловий розрахунок черв'ячного редуктора

Через порівняно великі втрати потужності на тертя черв'ячні передачі працюють із виділенням великої кількості тепла. При цьому погіршуються властивості мастила виникає небезпека заїдання передачі, у результаті чого вона виходить із ладу.

Умовою нормальної роботи передачі є рівність кількості теплоти, що виділяється при її роботі і теплоти відведеної від передачі.

Умова роботи редуктора без перегріву має вигляд:

$$\Delta\dot{Q} = \dot{Q}_i - \dot{Q}_a = \frac{D_1(1 - \eta_{\pm i})}{\hat{E} \cdot S} \leq [\Delta T],$$

де  $T_m$  - температура мастила, °С;

$T_e$  - температура повітря, °С;

$P_1$  - потужність на валу черв'яка, Вт;

$\eta_{\pm i}$  - ККД черв'ячної передачі;

$K$  - коефіцієнт теплопередачі, Вт/м<sup>2</sup>·°С (приймають  $K = 11 \dots 17$ );

$S$  - площа поверхні редуктора, м<sup>2</sup> (при розрахунках площу днища редуктора враховують поправочним коефіцієнтом ( $= (1+0,2)$ ));

$[\Delta T]$  – допустимий перепад температур мастила і навколишнього повітря.

Якщо  $\Delta T < [\Delta T]$ , то варто збільшити поверхню тепловіддачі. При наявності ребер на корпусі редуктора в розрахунках враховують тільки 50 % поверхні ребер. Можна також зменшити  $\Delta T$ , збільшуючи коефіцієнт теплопередачі  $K$ ; для цього охолоджують корпус повітрям від вентилятора, або встановлюють у масляній ванні змійовик, по якому пропускають охолоджуючу воду.

## 1.5 Розрахунок основних параметрів передачі

Розрахунок геометрії черв'ячних циліндричних передач проводять згідно з ГОСТ 19650-74. У таблицях 1 і 2 приведені залежності для визначення основних розмірів черв'яка і колеса.

Таблиця 1 - Основні розміри черв'ячних передач

Параметри	Позначення	Розрахункові формули
Коефіцієнт зміщення (корекції)	$X$	$X = \frac{a_w}{m} - 0,5(Z_2 + q)$
Міжосьова відстань	$a_w$	$a_w = 0,5(Z_2 + q + 2X) \cdot m$
Ділильний діаметр: черв'яка колеса	$d_1$ $d_2$	$d_1 = q \cdot m$ $d_2 = Z_2 \cdot m$
Початковий діаметр черв'яка	$d_{w1}$	$d_{w1} = (q - 2x) \cdot m$
Ділильний кут підйому	$\gamma$	$\operatorname{tg} \gamma = Z_1 / q$
Початковий кут підйому	$\gamma_w$	$\operatorname{tg} \gamma_w = Z_1 \cdot m / d_{w1}$
Діаметр вершин: витків черв'яка зубів колеса	$d_{a1}$ $d_{a2}$	$d_{a1} = d_1 + 2m$ $d_{a2} = d_2 + 2(1 + X)m$
Діаметр западин: витків черв'яка зубів колеса	$d_{f1}$ $d_{f2}$	$d_{f1} = d_1 - 2(1 + C^*)m$ $d_{f2} = d_2 - 2(1 + C^*)m + 2Xm$
Найбільший діаметр черв'ячного колеса	$d_{a_i 2}$	$d_{a_i 2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2}$
Ширина вінця черв'ячного колеса	$b_2$	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$ при $Z_1 = 1; 2$ $b_2 \leq 0,67d_{a1}$ при $Z_1 = 4$

Таблиця 2 - Розрахункова довжина нарізаної частини черв'яка

$X$	$Z_1 = 1; 2$	$Z_1 = 4$
-1	$b_1 \geq (10,5 + Z_1)m$	$b_1 \geq (10,5 + Z_1)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06Z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09Z_2)m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06Z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09Z_2)m$
0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1Z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1Z_2)m$
1	$b_1 \geq (11 + 0,1Z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1Z_2)m$

Примітка При проміжному значенні коефіцієнта  $X$  довжину обчислюють по найближчій межі  $X$ , що дає більше значення  $b_1$ . Для шліфованих та фрезерованих черв'яків  $b_1$  слід збільшити на 25 мм при  $m < 10$  мм; на 35...40 мм при  $m = 10...16$  мм; і на 50 мм при  $m > 16$  мм

## 2 Приклад розрахунку закритої черв'ячної передачі

Задача розрахунку. Виконати проектний розрахунок закритої черв'ячної передачі, визначити геометричні, міцнісні і силові параметри передачі.

Вихідні дані:

$P_1 = 7,8$  кВт - потужність на валу черв'яка;  
 $\omega_1 = 147$  с<sup>-1</sup> - кутова швидкість вала черв'яка;  
 $U = 10$  - передаточне число передачі.

Додаткові умови:

- розташування черв'яка - нижнє;
- передача нереверсивна;
- термін служби - 7 років;
- змінність роботи – 3 зміни.

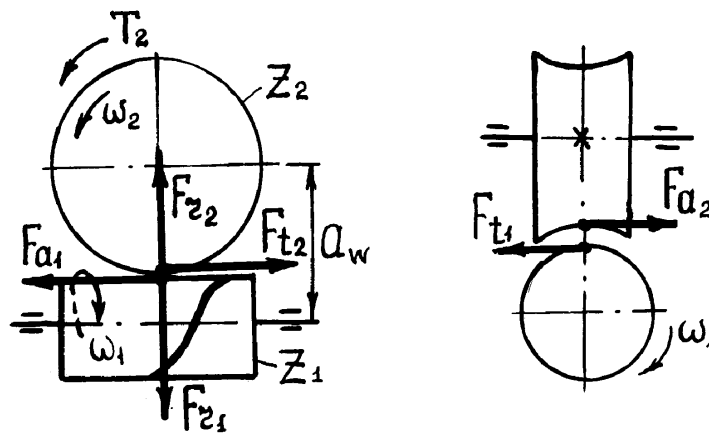


Рисунок 1 - Розрахункова схема черв'ячної передачі

### 2.1 Термін служби передачі в годинах

$$\dot{O}_\delta = t_p \cdot t_{\text{дн}} \cdot t_{\text{зм}} \cdot K_{\text{зм}} \cdot \hat{E}_{\text{сї}}$$

де  $t_p$  - термін служби, років;

$t_{\text{дн}}$  - число робочих днів у році ( $t_{\text{дн}} \approx 250$  днів);

$t_{\text{зм}}$  - тривалість зміни ( $t_{\text{зм}} = 7$  годин);

$K_{\text{зм}}$  - число змін на добу.

$$\dot{O}_\delta = 7 \cdot 250 \cdot 7 \cdot 3 = 36750 \text{ годин}$$

Примітка. Термін служби стандартних черв'ячних редукторів відповідно до ГОСТ 16162-78 складає 20000 годин.

2.2 По передаточному числу приймаються попередньо основні параметри передачі (додаток А, таблиця А6).

$$\text{При } U = 10 \quad Z_1 = 4; \quad Z_2 = 40; \quad q = 10$$

### 2.3 Вибір матеріалу для черв'яка і вінця черв'ячного колеса

Приблизне значення швидкості ковзання витка черв'яка по зубу колеса:

$$v_{\text{нє}} = (0,41...0,62) \sqrt[3]{\frac{D_1 \cdot U \cdot \omega_1^2}{Z_2^2}} = (0,41...0,62) \sqrt[3]{\frac{7,8 \cdot 10 \cdot 147^2}{40^2}} = 4,17...6,308 \text{ м/с}$$

Приймаємо (відповідно до таблиці Б2) олов'янисту бронзу БрО10Ф1.

Для серійного виробництва редукторів передбачаємо відливку заготовки в землю; у цьому випадку бронза має такі механічні характеристики (таблиця Б2):

$$\sigma_m = 140 \text{ МПа}; \sigma_e = 230 \text{ МПа.}$$

Для черв'яка (таблиця Б1) приймаємо низьковуглецеву леговану сталь 20Х, яка після цементації і загартування має твердість 56...63 НРС.

2.4 Визначають допустимі контактні  $[\sigma_H]$  і напруження на згин  $[\sigma_F]$  для зубів черв'ячного колеса (таблиця В1)

$$[\sigma_H] = C_v \cdot 0,9\sigma_{\hat{a}},$$

де  $C_v$  - коефіцієнт, що враховує знос, при  $v_{\text{ск}} = 4,17...6,31 \text{ м/с}$   $C_v = 1,02...0,88$

тоді  $[\sigma_H] = (1,02...0,88) \cdot 0,9 \cdot 230 = 211,14...182,16 \text{ МПа.}$

Приймається нижня межа допустимих контактних напружень  $[\sigma_H] = 182 \text{ МПа.}$

Допустимі напруження згину (таблиця В1)

$$[\sigma_F] = 0,25\sigma_{\hat{\delta}} + 0,08\sigma_{\hat{a}} = 0,25 \cdot 140 + 0,08 \cdot 230 = 53,4 \text{ МПа.}$$

2.5 Попередня міжосьова відстань (м) визначається по формулі:

$$a_w \geq \left( \frac{Z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{170 \cdot 10^3}{Z_2 [\sigma_H] q}} \cdot T_2 \cdot K_{\beta},$$

де  $[\sigma_H]$  - допустимі контактні напруження, Па;

$T_2$  - обертаючий момент, Н·м;

$K_{\beta}$  - коефіцієнт концентрації навантаження.

2.5.1 Обертаючий момент на валу колеса

$$\dot{O}_2 = u \cdot \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} \cdot \eta_{\text{чн}}$$

де  $\eta_{\text{чн}}$  - ККД черв'ячної пари.

По таблиці А3 при  $Z_1 = 4$   $\eta_{\text{чн}} = 0,87...0,92$  Приймається  $\eta_{\text{чн}} = 0,9$ , тоді

$$\dot{O}_2 = 10 \cdot \frac{7,8 \cdot 10^3}{147} \cdot 0,9 = 477,55 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

### 2.5.2 Коефіцієнт концентрації навантаження

$$\hat{E}_\beta = 0,5(\hat{E}_\beta^0 + 1)$$

де  $\hat{E}_\beta^0$  - початковий коефіцієнт концентрації навантаження, приймається за графіком (рисунок 2Г) для  $U = 10$  і  $Z_1 = 4$   $\hat{E}_\beta^0 = 1,2$ ,

$$K_\beta^0 = 0,5(1,2 + 1) = 1,1.$$

З урахуванням прийнятих вище значень

$$a_w \geq \left( \frac{40}{10} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left[ \frac{170 \cdot 10^3}{\frac{40}{10} \cdot 182 \cdot 10^6} \right] } \cdot 477,55 \cdot 1,1 = 0,153 \text{ м}.$$

Отримане значення міжосьової відстані округляється до найближчого більшого зі стандартного ряду (таблиця А1) по ГОСТ 2144-76 Приймаємо  $a_w = 160$  мм.

### 2.6 Модуль зачеплення

$$m = \frac{2a_w}{q + Z_2} = \frac{2 \cdot 160}{10 + 40} = 6,4 \text{ мм}$$

По ГОСТ 2144 (таблиця А4) найближче значення модуля  $m = 6,3$  мм.

2.7 Коефіцієнт зміщення  $X$  інструмента знаходиться по формулі:

$$X = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + Z_2) = \frac{160}{6,3} - 0,5(10 + 40) = 0,4 \text{ мм}.$$

2.8 Основні геометричні розміри передачі по ГОСТ 19650-74. Всі розрахунки представити за формою табл. 1.

$$a_w = 0,5 \cdot (Z_2 + q + 2X) \cdot m = 0,5 \cdot (40 + 10 + 2 \cdot 0,4) \cdot 6,3 = 160,02 \text{ мм};$$

$$d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 6,3 = 63 \text{ мм};$$

$$d_2 = Z_2 \cdot m = 40 \cdot 6,3 = 252 \text{ мм};$$

$$d_{w1} = (q - 2X) \cdot m = (10 - 2 \cdot 0,4) \cdot 6,3 = 57,96 \text{ мм};$$

$$\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q} = \arctg \frac{4}{10} = 21^\circ 48' 51'';$$

$$\gamma_w = \arctg \frac{Z_1 \cdot m}{d_{w1}} = \arctg \frac{4 \cdot 6,3}{57,96} = 23^\circ 29' 55'';$$



$$d_{a_1} = d_1 + 2m = 63 + 2 \cdot 6,3 = 75,6 \text{ мм};$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2(1 + X)m = 252 + 2(1 + 0,4)6,3 = 269,64 \text{ мм};$$

$$d_{f_1} = d_1 - 2(1 + C^*)m = 63 - 2(1 + 0,2)6,3 = 47,88 \text{ мм};$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2(1 + C^*)m + 2Xm = 252 - 2(1 + 0,2)6,3 + 2 \cdot 0,4 \cdot 6,3 = 241,92 \text{ мм};$$

$$d_{a_{i2}} = d_{a_2} + \frac{6m}{Z_1 + 2} = 269,64 + \frac{6 \cdot 6,3}{4 + 2} = 275,94 \text{ мм};$$

$$b_2 \leq 0,67d_{a_1} = 0,67 \cdot 75,6 = 50,65 \text{ мм}.$$

Приймається з нормального ряду (ГОСТ 6636-76)

$$b_2 = 50 \text{ мм}$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,1Z_2)m = (12,5 + 0,1 \cdot 40)6,3 = 103,95 \text{ мм}.$$

З урахуванням примітки (табл. 2) довжину нарізаної частини черв'яка збільшуємо на 25 мм. Тоді з урахуванням ГОСТ 6636-76 (табл. Г3)

$$b_1 = 130 \text{ мм}.$$

Умовний кут обхвату черв'яка колесом

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a_1} - 0,5m} = \frac{50}{75,6 - 0,5 \cdot 6,3} = 0,690.$$

$$\delta = 43^\circ 38' 26''$$

$$2\delta = 87^\circ 16' 52''$$

2.9 Дійсна швидкість ковзання

$$v_{\text{н\ddot{e}}} = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 10^3 \cdot \cos \gamma} = \frac{147 \cdot 63}{2 \cdot 10^3 \cdot \cos 21^\circ 48' 51''} = 4,987 \text{ м/с}.$$

Тому що дійсна швидкість ковзання знаходиться в межах раніше розрахованої, допустимі контактні напруження не змінюємо.

2.10 Уточнене значення ККД передачі

$$\eta_{\pm i} = \eta_i \eta_\delta \eta_\zeta;$$

$\eta_\zeta$  - ККД, що враховує втрати в зачепленні;

$$\eta_\zeta = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho)},$$

де  $\rho$  - кут тертя, приймається по таблиці Г1.  $\rho = f(v_{\text{ск}})$ ,  $\rho = 1^\circ 20'$  тоді,

$$\eta_\zeta = \frac{\text{tg} 21^\circ 48' 51''}{\text{tg}(21^\circ 48' 51'' + 1^\circ 20')} = 0,95.$$

$\eta_n$  - ККД пари підшипників,  $\eta_n = 0,99$ ;

$\eta_p$  - ККД, що характеризує втрати на розбризкування мастила,  $\eta_p = 0,97$ .

$$\eta_{\text{un}} = 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,95 = 0,91$$

2.11 Уточнений номінальний обертаючий момент на колесі

$$T_2 = 10^3 \frac{P_1 \cdot \eta_{\text{un}} \cdot U}{\omega_1} = 10^3 \frac{7,8 \cdot 0,91 \cdot 10}{147} = 482,86 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

2.12 Зусилля в зачепленні

Колове на колесі (осьове на черв'яку)

$$F_{t_2} = F_{a_1} = 10^3 \frac{2T_2}{d_2} = 10^3 \frac{2 \cdot 482,86}{252} = 3832 \text{ Н.}$$

Колове на черв'яку (осьове на колесі)

$$F_{t_1} = F_{a_2} = 10^3 \frac{2P_1 \cdot 10^3}{\omega_1 \cdot d_1} = 10^3 \frac{2 \cdot 7,8 \cdot 10^3}{147 \cdot 63} = 1684 \text{ Н.}$$

Радіальні зусилля

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2} \cdot \text{tg} \alpha = 3832 \cdot \text{tg} 20^\circ = 1395 \text{ Н.}$$

2.13 Розрахункові контактні напруження (перевірка на контактну міцність)

$$\sigma_H = \frac{480 \cdot 10^3}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_\beta}{d_1}} \leq [\sigma_H].$$

$$\sigma_H = \frac{480 \cdot 10^3}{0,252} \sqrt{\frac{482,86 \cdot 1,1}{0,063}} = 174,9 \cdot 10^6 \text{ Па} = 174,9 \text{ МПа,}$$

що менше прийнятих допустимих  $[\sigma_H] = 182 \text{ МПа}$ .

2.14 Еквівалентне число зубів черв'ячного колеса

$$Z_{v_2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{\cos^3 21^\circ 48' 51''} = 50.$$

По таблиці Г2 коефіцієнт форми зуба  $Y_F = 1,45$ .

2.15 Перевірка міцності зубів черв'ячного колеса по напруженнях згину

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \cdot \frac{F_{t_2}}{b_2 \cdot m} K_\beta = 0,7 \cdot 1,45 \cdot \frac{3832}{50 \cdot 6,3} \cdot 1,1 = 13,58 \text{ МПа,}$$

що значно менше за допустимі значення  $[\sigma_F] = 53,4 \text{ МПа}$ . Проте в цьому випадку перерахунок робити не потрібно, тому що геометричні розміри передачі лімітуються розрахунком на контактну міцність.

## 2.16 Тепловий розрахунок редуктора

Площа поверхні охолодження редуктора

$$S = \frac{P_1 \cdot (1 - \eta_{\dot{i}})}{\hat{E} \cdot [\Delta T]}$$

де  $P_1$  - потужність на валу черв'яка, Вт;

$\eta_{\dot{i}}$  - ККД черв'ячної передачі;

$K$  - коефіцієнт теплопередачі (11...17) Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$[\Delta T]$  - допустимий перепад температур мастила і навколишнього повітря

$[\Delta T] = (313 \dots 333)$  К.

$$S = \frac{7,8 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,91)}{15 \cdot 330} = 0,142 \text{ м}^2.$$

Отримане значення площі поверхні редуктора порівнюють із дійсною площею редуктора, отриманої в результаті ескізного компонування редуктора. У випадку якщо дійсна площа редуктора менше за отриману в результаті теплового розрахунку, приймають охолоджувальні ребра.

Висновок У результаті проведених розрахунків отримані основні параметри черв'ячної передачі, які відповідають вимогам контактної міцності та міцності зубів черв'ячного колеса на згин.

## **ДОДАТКИ**

Додаток А  
(обов'язковий)  
**Стандартизовані параметри черв'ячних передач**

Таблиця А1 Міжосьова відстань  $a_w$  по ГОСТ 2144-76

Ряди	Міжосьова відстань, мм										
1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	315	400	500
2-й ряд						140	180	225	280	355	450

Таблиця А2 - Передаточне число  $U$  черв'ячних редукторів по ГОСТ 2144-76

Ряди	Передаточне число										
1-й ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	63	80	
2-й ряд		9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	56	71	

Фактичне значення передатного числа не повинне відрізнятися від стандартного більш ніж на 4 %.

Таблиця А3 - ККД черв'ячних передач у залежності від числа витків черв'яка

$Z_1$	1	2	4
$\eta_{чп}$	0,70...0,75	0,75...0,82	0,87...0,92

Таблиця А4 - Значення осьового модуля  $m$  по ГОСТ 2144-76

Ряди	Осьовий модуль, мм														
1-й ряд	1,0	1,2 5	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0
2-й ряд			1,5			3,0	3,5		6,0	7,0		12,0			

Таблиця А5 - Коефіцієнт діаметра черв'яка  $q$  по ГОСТ 2144-76

Ряди	Коефіцієнт діаметра						
1-й ряд	6,3	8	10	12,5	16	20	25
2-й ряд		7,1	9	11,2	14	18	22,4

Примітка Варто віддавати перевагу значенням першого ряду ніж значенням ряду другого.

Таблиця А6 - Параметри рекомендованих передач

$U$	$Z_1$	$Z_2$	$q$
8	4	32	8
10		40	10
12,5		50	12,5
16	2	32	8
20		40	10
25		50	12,5
31,5	1	32	8
40		40	10
50		50	12,5
63		63	16
80		80	20

Додаток Б  
(обов'язковий)  
**Вибір матеріалів і допустимих напружень**

Черв'яки виготовляють з вуглецевих або легованих сталей із відповідною термічною або хіміко-термічною обробкою, яка забезпечує високу твердість робочих поверхонь витків.

Найкращу якість роботи черв'ячної передачі забезпечують черв'яки з цементованих (12ХНЗА, 15Х, 18ХГТ, 20Х та ін.) або азотованих (38ХМЮА і 40ХНМА) сталей, шліфовані або поліровані і які мають твердість 58...63 HRC.

Дещо гірше працюють середньовуглецеві конструкційні сталі (45, 40Х, 40ХН та ін.), що піддаються поверхневому, рідше об'ємному загартуванню. Ці сталі мають твердість 45...55 HRC і застосовуються в тихохідних і мало навантажених передачах, а також при відсутності устаткування для шліфування черв'яків. Черв'яки, виготовлені з цих сталей дешевші чим із зазначених вище сталей.

Цементацию і загартування застосовують для конволютних і евольвентних черв'яків, тому що конволютні можна шліфувати кругами з прямолінійними утворюючими на різьбошліфувальних верстатах, а евольвентні - плоскою стороною круга на черв'ячно-шліфувальних верстатах.

Сталеві черв'яки з термічною обробкою до невеликих значень твердості (зокрема поліпшення) застосовують у випадку відсутності на виробництві обладнання для шліфування або при необхідності взаємної приробітки черв'яка і колеса, а також для тихохідних мало навантажених передач. Ці черв'яки так само, як і загартовані рекомендують полірувати. Механічні властивості сталей, які застосовують для виготовлення черв'яків, приведені в таблиці Б1.

Для виготовлення вінців черв'ячних коліс при високих швидкостях ковзання  $v_{ск} > 5$  м/с і тривалої роботі без перерви звичайно застосовують олов'яно-фосфористу бронзу марки БрОф 10-1.

При підвищених навантаженнях застосовують олов'яно-фосфористу бронзу, відлиту в кокіль, олов'яно-нікелеву бронзу БрОНФ 10-1-1, відлиту відцентровим способом, а також сурм'яно-нікелеву бронзу, наприклад БрСу 7-2.

При невеличких швидкостях ( $v_{ск} < 2...3$  м/с) використовують вінці з твердих марок бронзи або латуней, наприклад БрАЖ 9-4, у парі з черв'яком, загартованим до високої твердості (не нижче 45 HRC) та полірованим.

При невеличких швидкостях ковзання і малих навантаженнях допускається застосовувати колеса з чавунів марок СЧ 10, СЧ 15, СЧ 18. При колесі з чавуна найбільше працездатна передача з черв'яком із чавуна.

Комбінація матеріалів сталь по чавуну не надійна. Такі передачі можуть швидко вийти з ладу внаслідок заїдання. Вони потребують ретельної приробітки зубів. Матеріали для черв'ячних коліс приведені в таблиці Б2.

Таблиця Б1 - Механічні властивості сталей, які застосовують для виготовлення черв'яків

Марка	Термообробка	Діаметр заготовки, мм	Границі, МПа			Твердість поверхні
			міцності, $\sigma_B$	текучості, $\sigma_T$	витривалості, $\sigma_{-1}$	
12ХНЗА	Цементация	до 200	1000	800	446	56...63 HRC
20 X	Цементация	до 120	780	640	370	56...63 HRC
18 ХГТ	Цементация	до 200	1000	800	-	56...63 HRC
45	Нормалізація	до 100	590	300	-	167...217 HB
		100...300	570	290	-	
		300...500	550	280	-	
45	Поліпшення	до 90	780	440	-	207...250 HB
		90...120	730	390	315	194...222 HB
		180...250	690	340	295	180...207 HB
		250...350	660	300	285	180...192 HB
40X	Поверхнєве загартування	до 120	930	690	420	45...50 HRC
40ХН	Поліпшення	до 200	920	750	415	269...302 HB
		200...315	800	630	375	235...262 HB
40ХН	Поверхнєве загартування	до 200	920	750	415	48...53 HRC
40ХНМА	Азотування	до 200	980	786	440	47...50 HRC
38ХМЮА	Азотування	до 200	1050	900	460	63...65 HRC



Таблиця Б2 - Матеріали для вінців черв'ячних коліс

Група	Матеріал	Спосіб відливки	Механічні властивості, МПа	
			$\sigma_b$	$\sigma_m$
1 а	Бр О1ОН1Ф1	Ц	285	165
	Бр О1ОФ1	К	275	200
		З	230	140
1 б	Бр О5Ц5С5	К	200	90
		З	145	80
2 а	Бр А1ОЖЧНЧ	Ц	700	460
		К	650	430
	Бр А1ОЖ3Му1,5	К	550	360
		З	450	300
	Бр А9Ж3Л	Ц	530	245
		К	500	230
		З	425	195
2 б	ЛЦ23А6Ж3Му2	Ц	500	330
		К	450	295
		З	400	260
3	СЧ 18	З	$\sigma_{ви} = 355$	
	СЧ 15	З	$\sigma_{ви} = 315$	

Матеріали розділені на групи по опору заїданню.

В таблиці прийняті позначення способу відливки вінця:

Ц - відцентрова;

К - у кокіль;

З - у землю.

ДОДАТОК В  
(обов'язковий)

**Визначення допустимих напружень**

Черв'ячні передачі розраховують на контактну міцність та міцність на згин зубів черв'ячного колеса. Допустимі напруження розраховують по емпіричних залежностях, приведених у таблиці В1.

Таблиця В1 – Допустимі контактні напруження і напруження на згин

Група матеріалу	Допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ , МПа		Допустимі напруження на згин $[\sigma_F]$ , МПа	Максимальні напруження	
	Черв'як цементований	Черв'як загартований СВЧ		$[\sigma_{Hmax}]$ , МПа	$[\sigma_{Fmax}]$ , МПа
1 а	$C_v \cdot 0,9\sigma_B$	$C_v \cdot 0,75\sigma_B$	$0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B$	$4\sigma_T$	$0,8\sigma_T$
1 б					
2 а	$300-25v_{ск}$	$275-25v_{ск}$		$2\sigma_T$	
2 б	$275-25v_{ск}$	$250-25v_{ск}$			
3	-	$200-35v_{ск}$	$0,22\sigma_{ви}$	$1,65\sigma_{ви}$	$0,75\sigma_{ви}$

*Примітка:*  $C_v$  - коефіцієнт, що враховує знос;  
 $v_{ск}$  – швидкість ковзання.

Орієнтовно:

$$v_{\tilde{n}\tilde{z}} = (0,41 \dots 0,62)^3 \sqrt{\frac{D_1 \cdot \omega_1^2 \cdot u}{Z_1^2}}$$

де  $P_1$  - потужність, кВт.

Таблиця В2 - Значення коефіцієнта  $C_v$

$v_{ск}$	1	2	3	4	5	6	7	8
$C_v$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

*Примітка* Проміжні значення визначають методом інтерполяції.

Додаток Г  
(довідковий)

**Вибір розрахункових коефіцієнтів**

**Рекомендації на вибір коефіцієнта концентрації навантаження  $K_\beta$**

При постійному навантаженні коефіцієнт концентрації  $K_\beta = 1$ .

Для проектного розрахунку при перемінному навантаженні

$$\hat{E}_\beta = 0,5(\hat{E}_\beta^0 + 1)$$

Початковий коефіцієнт концентрації  $\hat{E}_\beta^0$  приймають за графіком

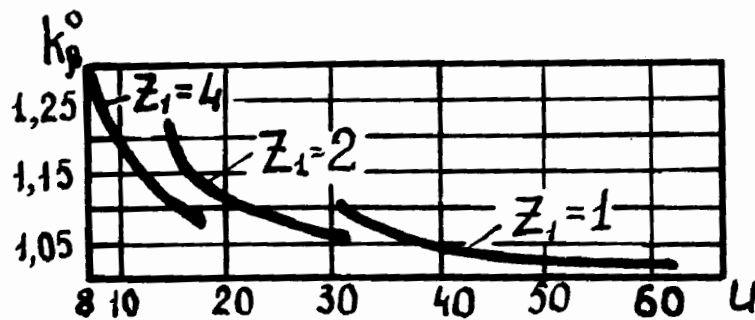


Рисунок Г1 - Графік для визначення початкового коефіцієнта концентрації навантаження

Таблиця Г1 - Залежність коефіцієнта тертя  $f$  і кута тертя  $\rho$  від швидкості ковзання  $v_{ск}$  (черв'як сталевий, колесо з олов'яної бронзи)

$v_{ск}$	$f$	$\rho$	$v_{ск}$	$f$	$\rho$
0,01	0,11...0,12	6°17'...6°51'	2,5	0,03...0,04	1°43'...2°17'
0,1	0,08...0,09	4°34'...5°9'	3	0,028...0,035	1°36'...2°
0,25	0,065...0,075	3°43'...4°17'	4	0,023...0,03	1°26'...1°43'
0,5	0,055...0,065	3°9'...3°43'	7	0,018...0,026	1°2'...1°29'
1,0	0,045...0,055	2°35'...3°9'	10	0,016...0,024	0°55'...1°22'
1,5	0,04...0,05	2°17'...2°52'	15	0,014...0,02	0°48'...1°9'
2	0,035...0,045	2°...2°35'			

*Примітка* Менші значення  $\rho$  рекомендується приймати при шліфованому або полірованому черв'яку. Якщо вінець колеса виготовлений із безолов'яної бронзи, табличні значення збільшують на 30...50 %; з чавуну - на 60 %.

Таблиця Г2 - Коефіцієнти форми зуба  $Y_F$  черв'ячних коліс

$Z_{v2}$	20	24	26	28	30	32	35	37
$Y_{F2}$	1,98	1,88	1,85	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61
$Z_{v2}$	40	45	50	60	80	100	150	300
$Y_{F2}$	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34	1,3	1,27	1,24

Примітка Проміжні значення  $Y_{F2}$  визначають методом інтерполяції

Таблиця Г3 - Номінальні лінійні розміри по ГОСТ 6636-76

10	10,5	11	11,5	12	13	14	15	16
17	18	19	20	21	22	24	25	26
28	30	32	34	36	38	40	42	45
50	53	56	60	63	67	71	75	80
85	90	95	100	110	130	140	150	160

У разі потреби застосовують такі розміри:

- 1) в інтервалі 12...26 мм - кратні 0,5;
- 2) в інтервалі 26...30 мм - ціле число;
- 3) в інтервалі 50...120 мм – що закінчуються на 2 і 8;
- 4) в інтервалі 120...250 мм - кратні 5.

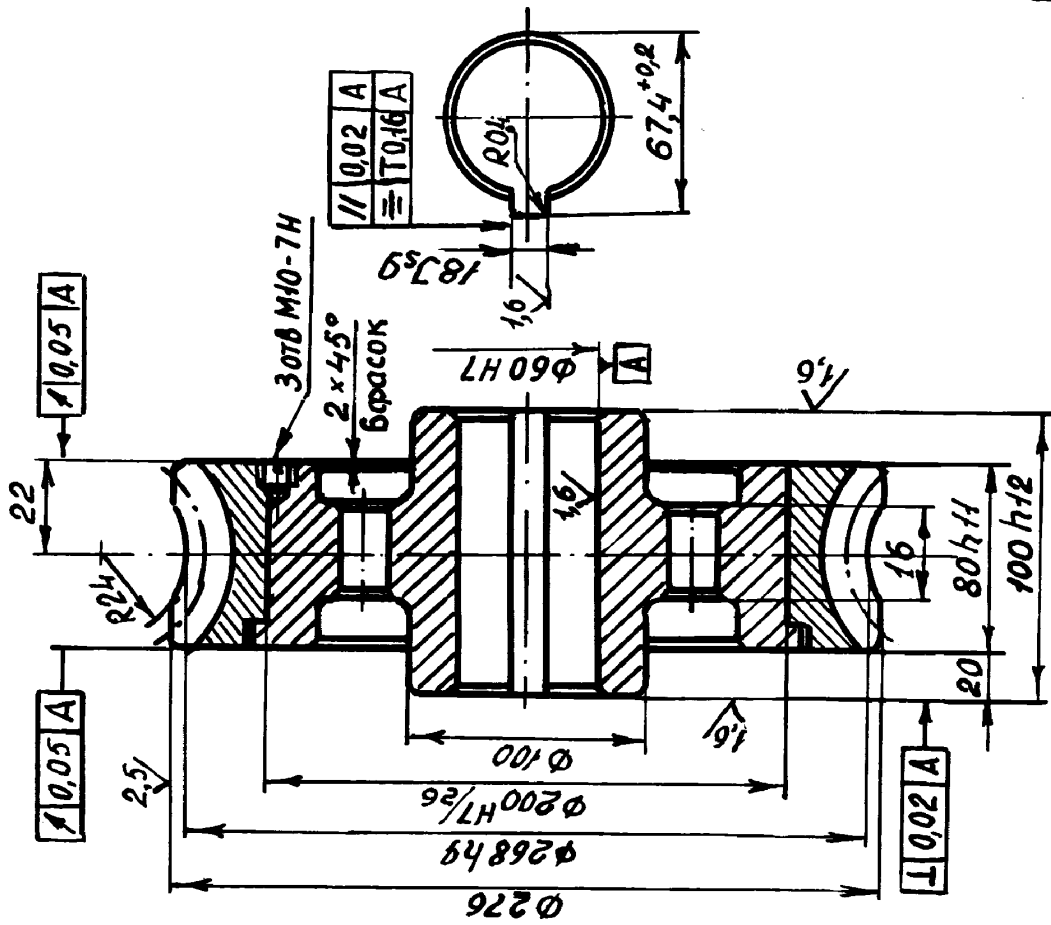
Таблиця Г4 - Рекомендації на вибір ступеня точності для силових черв'ячних передач

Ступінь точності (не нижче)	Швидкість ковзання, м/с	Обробка	Примітка
7	10	Черв'як загартований, шліфований та полірований. Колесо нарізається шліфувальними черв'ячними фрезами. Обкатка під навантаженням.	Передача з підвищеними швидкостями і малим шумом, із підвищеними вимогами до габаритів.
8	5	Допускається черв'як із $HV \leq 350$ , не шліфований. Колесо нарізають шліфованою черв'ячною фрезою. Обкатка під навантаженням.	Передача з середньою швидкістю і середніми вимогами до шуму, габаритів і точності.
9	2	Черв'як з $HV \leq 350$ не шліфується. Колесо нарізають будь-яким способом.	Передача низької швидкості, короткочасно працююча з ручним приводом. Зі зниженими вимогами до габаритів.

63  
V(V)

Модуль осевой	m	6,3
Число зубьев	Z <sub>2</sub>	40
Сопряженные червяки	Тип червяка	- ZN1
	Число витков	Z <sub>1</sub>
Направление витка	-	правое
Степень точности по СТ СЭВ 31-76	-	8-B
Коэффициент коррекции X	X	0,4
Делительный диаметр d <sub>2</sub>	d <sub>2</sub>	252
Исходный производящий червяк	-	ГОСТ 19036-81
Обозначение червяка сопряженного червяка	-	ЗМК.1.0Н.110005

1. Неуказанные радиусы 5 мм макс.
2. Уклоны штамповочные 3°.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров:  
 поперечностей V: валов - L; остальных - H7/6  
 V: ± 1/2 среднего класса точности;  
 V: ± 1/2 грубого класса точности.



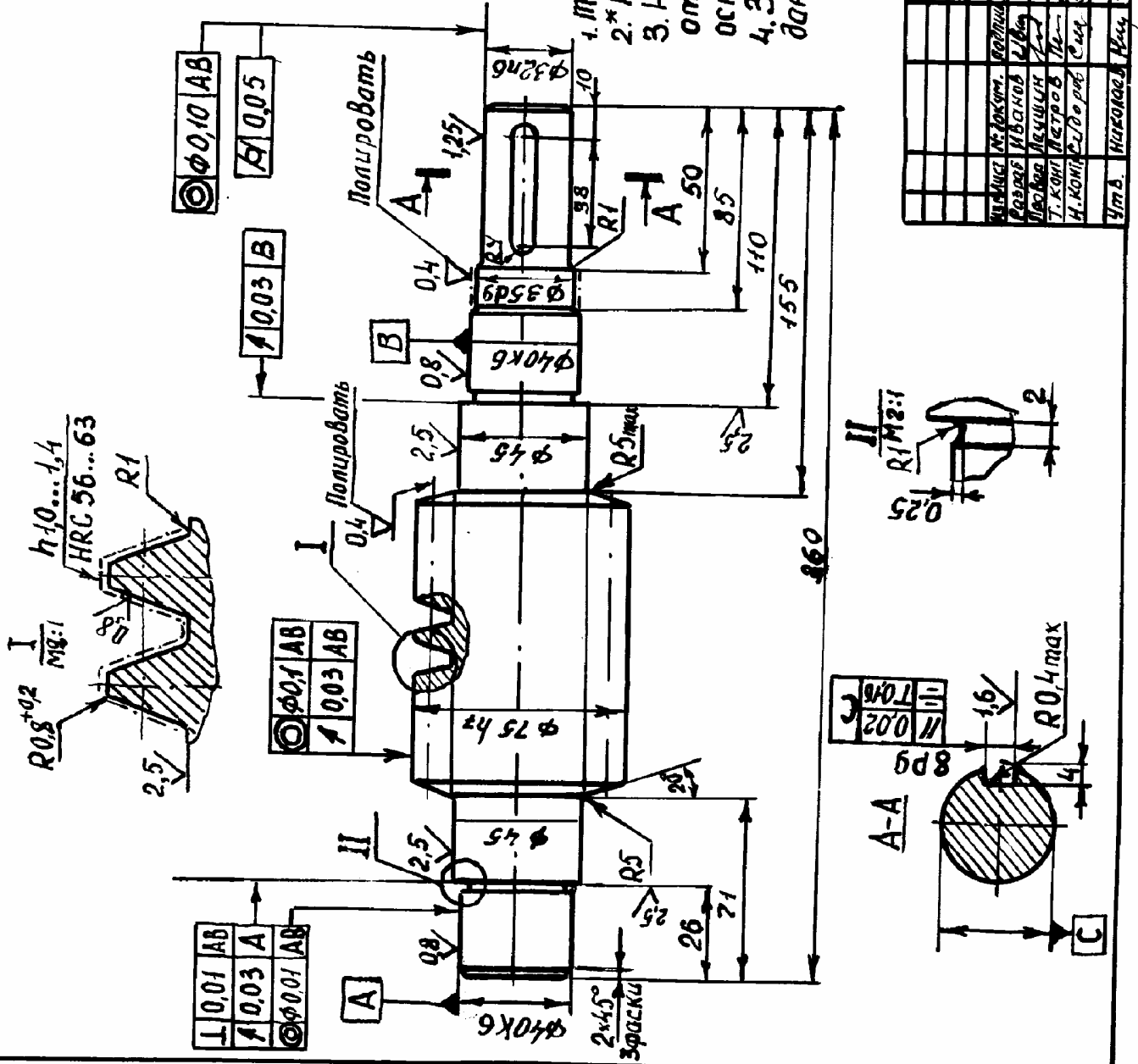
ЗМК.1.0Н.110005 С6		Лит	Масса	Масштаб
Колесо червячное в сборе		Ч		
Исполн	Провер	Утвер	Дата	Лист
М.П.	М.П.	М.П.		2
М.П.	М.П.	М.П.		3
М.П.	М.П.	М.П.		4
М.П.	М.П.	М.П.		5
М.П.	М.П.	М.П.		6
М.П.	М.П.	М.П.		7
М.П.	М.П.	М.П.		8
М.П.	М.П.	М.П.		9
М.П.	М.П.	М.П.		10
М.П.	М.П.	М.П.		11
М.П.	М.П.	М.П.		12
М.П.	М.П.	М.П.		13
М.П.	М.П.	М.П.		14
М.П.	М.П.	М.П.		15
М.П.	М.П.	М.П.		16
М.П.	М.П.	М.П.		17
М.П.	М.П.	М.П.		18
М.П.	М.П.	М.П.		19
М.П.	М.П.	М.П.		20
М.П.	М.П.	М.П.		21
М.П.	М.П.	М.П.		22
М.П.	М.П.	М.П.		23
М.П.	М.П.	М.П.		24
М.П.	М.П.	М.П.		25
М.П.	М.П.	М.П.		26
М.П.	М.П.	М.П.		27
М.П.	М.П.	М.П.		28
М.П.	М.П.	М.П.		29
М.П.	М.П.	М.П.		30
М.П.	М.П.	М.П.		31
М.П.	М.П.	М.П.		32
М.П.	М.П.	М.П.		33
М.П.	М.П.	М.П.		34
М.П.	М.П.	М.П.		35
М.П.	М.П.	М.П.		36
М.П.	М.П.	М.П.		37
М.П.	М.П.	М.П.		38
М.П.	М.П.	М.П.		39
М.П.	М.П.	М.П.		40
М.П.	М.П.	М.П.		41
М.П.	М.П.	М.П.		42
М.П.	М.П.	М.П.		43
М.П.	М.П.	М.П.		44
М.П.	М.П.	М.П.		45
М.П.	М.П.	М.П.		46
М.П.	М.П.	М.П.		47
М.П.	М.П.	М.П.		48
М.П.	М.П.	М.П.		49
М.П.	М.П.	М.П.		50
М.П.	М.П.	М.П.		51
М.П.	М.П.	М.П.		52
М.П.	М.П.	М.П.		53
М.П.	М.П.	М.П.		54
М.П.	М.П.	М.П.		55
М.П.	М.П.	М.П.		56
М.П.	М.П.	М.П.		57
М.П.	М.П.	М.П.		58
М.П.	М.П.	М.П.		59
М.П.	М.П.	М.П.		60
М.П.	М.П.	М.П.		61
М.П.	М.П.	М.П.		62
М.П.	М.П.	М.П.		63
М.П.	М.П.	М.П.		64
М.П.	М.П.	М.П.		65
М.П.	М.П.	М.П.		66
М.П.	М.П.	М.П.		67
М.П.	М.П.	М.П.		68
М.П.	М.П.	М.П.		69
М.П.	М.П.	М.П.		70
М.П.	М.П.	М.П.		71
М.П.	М.П.	М.П.		72
М.П.	М.П.	М.П.		73
М.П.	М.П.	М.П.		74
М.П.	М.П.	М.П.		75
М.П.	М.П.	М.П.		76
М.П.	М.П.	М.П.		77
М.П.	М.П.	М.П.		78
М.П.	М.П.	М.П.		79
М.П.	М.П.	М.П.		80
М.П.	М.П.	М.П.		81
М.П.	М.П.	М.П.		82
М.П.	М.П.	М.П.		83
М.П.	М.П.	М.П.		84
М.П.	М.П.	М.П.		85
М.П.	М.П.	М.П.		86
М.П.	М.П.	М.П.		87
М.П.	М.П.	М.П.		88
М.П.	М.П.	М.П.		89
М.П.	М.П.	М.П.		90
М.П.	М.П.	М.П.		91
М.П.	М.П.	М.П.		92
М.П.	М.П.	М.П.		93
М.П.	М.П.	М.П.		94
М.П.	М.П.	М.П.		95
М.П.	М.П.	М.П.		96
М.П.	М.П.	М.П.		97
М.П.	М.П.	М.П.		98
М.П.	М.П.	М.П.		99
М.П.	М.П.	М.П.		100

М.И.С.Х., Д.  
83-011

6.3  
√(v)

Модуль осевой	<i>m</i>	6,3
Число витков	<i>Z<sub>1</sub></i>	4
Тип червяка		ZN1
Делительный угол подъема	<i>δ</i>	21°48'51"
Направление витка		правое
Исходный червяк		ГОСТ 110006-81
Параметры профиля витков	<i>α</i>	20°
Высота вилки	<i>h<sub>1</sub></i>	13,86
Степень точн. по ГОСТ 18311-76		8-8
Делительный диаметр	<i>d<sub>1</sub></i>	63
Обозначение чертежа сопряженного колеса		ЗМДК.1.011.110005

1. Твердость HB 220 min.
2. \*Размер обесач. инструм.
3. Неуказанные пределы отклонения размеров: валов -  $\pm t/2$ , остальных  $\pm t/2$ .
4. Завод изготовитель выдает данные для контроля по ГОСТ 3675-56



ЗМДК 1.011.110006

Червяк

Сталь 20Х ГОСТ 4543-71  
МИМХ.Д.  
83-011

Лист	Масса	Материал
5		1:1
Лист	Листов	
		МИМХ.Д. 83-011

## Література

- 1 Проектування механічних передач. За редакцією проф. Чернавского С.А. - М: Машинобудування, 1985.
- 2 Романов М.Я. і ін. Збірник задач по деталях машин. - М: Машинобудування, 1984.
- 3 Решетов Д.Н. Детали машин. - М: Машинобудування, 1975.