

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

РОЗРАХУНОК

ПРИВОДНИХ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ

ЗМІСТ

	<i>стр.</i>
Загальні відомості.....	3
Приклад розрахунку відкритої ланцюгової передачі.....	5
Література.....	13
Додаток А (обов'язковий). Типи, основні параметри і розміри приводних роликів і втулочних ланцюгів.....	14
Додаток Б (обов'язковий). Передаточні числа	18
Додаток В (довідковий). Розрахунок коефіцієнта експлуатації ланцюга.....	19
Додаток Г (довідковий). Визначення тиску в шарнірах.....	21
Додаток Д (довідковий).	24
Додаток Е (довідковий). Визначення основних параметрів зірочок.....	25

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

В загальній схемі приводу, який передає потужність до 25 кВт, ланцюгові передачі, як правило, установлюють на тихохідній ступені. Для цього застосовують ланцюги з кроком від 8,0 до 50,8 мм. Крок являється основним параметром, від якого залежать основні розміри і характеристики приводного ланцюга.

Проектування ланцюгових передач обумовлено в першу чергу вибором типорозміру ланцюга, який встановлюється в процесі розрахунку з умов значення допустимого середнього тиску в шарнірах ланок.

При розрахунку ланцюгової передачі необхідно визначити декілька функціонально зв'язаних параметрів – t , z , $S_{оп}$ та ін., тобто вирішувати рівняння з кількома невідомими. Тому деякими величинами параметрів приходить попередньо задаватися.

При виборі числа зубів меншої зірочки необхідно знати, що чим менше Z_1 , тим взагалі гірше працює передача, тому встановлені найменші граничні значення числа зубів, які можуть застосовуватись у виняткових випадках:

- $Z_{1min} = 7$ для втулично-роликкових ланцюгів;
- $Z_{1min} = 13$ для зубчатих ланцюгів.

Число зубів малої (ведучої) зірочки вибирають у залежності від передаточного числа - $U_{шп}$ за рекомендацією

$$Z_1 = 31 - 2 \cdot U_{шп} .$$

Багато вибирати Z_1 непарне, тому що при парному Z_1 збільшується ймовірність вібрації ланцюга. Найбільше число зубів веденої зірочки - Z_2 , щоб уникнути зіскакування ланцюга, не повинне перевищувати наступних значень:

- для роликкових ланцюгів $Z_2 \leq 120$;
- для зубчатих ланцюгів $Z_2 \leq 140$.

При виборі кроку ланцюга необхідно враховувати, що з його збільшенням ростуть динамічні навантаження і шум при роботі передачі, зменшується плавність її роботи. Тому при великих швидкостях потрібно прагнути приймати (у межах необхідної міцності) можливо менший крок ланцюга або переходити на зубчасті ланцюги.

Найбільша допустима швидкість стандартного ланцюга нормальної точності у звичайних умовах не перевищує:

- для роликкових ланцюгів - $V \leq 10$ м/с;
- для зубчастих ланцюгів - $V \leq 25$ м/с.

За дослідними даними найбільші значення n_1 , x_B^{-1} , не повинні перевищувати значень

$$n_{1\max} = (14...17) \frac{\sqrt[4]{Z_1}}{t} \cdot 10^3 \text{ хв}^{-1}.$$

Тут менший множник перед коренем відноситься до роликкових ланцюгів, більший – до зубчастих.

Крок ланцюга – t варто вибирати можливо малим, щоб зменшити число ударів при набіганні ланцюга на зірочку, тому для важко навантажених передач краще брати багаторядні ланцюги.

Число ланок ланцюга рекомендується приймати парним, тоді відпадає необхідність у використанні перехідних ланок, які по міцності дещо поступаються основним.

ПРИКЛАД

розрахунку відкритої ланцюгової передачі

Задача розрахунку: Підібрати ланцюг і розрахувати передачу для заданих умов роботи приводу, перевірити обраний ланцюг на розрив, зносостійкість і довговічність.

Вихідні дані:

Потужність на ведучому валу $P_1 = 5,9$ кВт;

Обертаючий момент на валу $T_1 = 590$ Н·м = 590000 Н·мм;

Частота обертання $n_1 = 100$ хв⁻¹;

Передаточне число передачі $U_{\text{щп}} = 3,1$;

Кут нахилу передачі до горизонту $\Theta = 30^\circ$;

Робота безперервна, спокійна (пускові навантаження до 120%),

3-х змінна.

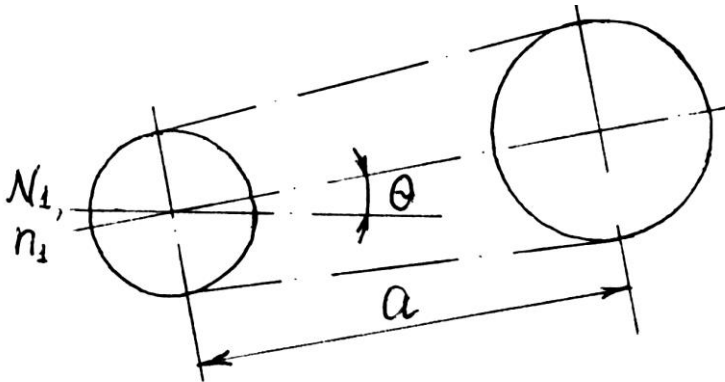


Рисунок 1 - Розрахункова схема передачі

РОЗРАХУНОК

1 Вибір типу ланцюга і визначення числа зубів зірочок

Для даних умов застосовуємо приводний роликаний ланцюг за ГОСТ 13568-75 (додаток А).

При передаточному числі $U_{\text{шп}} = 3,1$; $n_1 = 100 \text{ хв}^{-1}$ мінімальне число зубів ведучої зірочки

$$Z_1 = 31 - 2 \cdot U_{\text{шп}} = 31 - 2 \cdot 3,1 = 24,8, \quad (1)$$

$$Z_1 = 25 \dots 23. \text{ (додаток Б)}$$

Приймається непарне число зубів $Z_1 = 23$.

Тоді

$$Z_2 = Z_1 \cdot U_{\text{шп}} = 23 \cdot 3,1 = 71,3. \quad (2)$$

Приймаємо $Z_2 = 71$.

Уточнюється передаточне число

$$U_{\text{шп}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{71}{23} = 3,08. \quad (3)$$

що знаходиться в межах допустимої розбіжності ($\pm 5\%$).

2 Визначається коефіцієнт експлуатації ланцюга

$$k_e = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6, \quad (4)$$

де k_1 – коефіцієнт, який враховує характер навантаження;

k_2 – коефіцієнт, який враховує довжину ланцюга;

k_3 – коефіцієнт, який враховує нахил передачі;

k_4 – коефіцієнт, який враховує регулювання передачі;

k_5 – коефіцієнт, який враховує характер змащення;

k_6 – коефіцієнт, який враховує змінність роботи.

Вибір коефіцієнтів проводиться по додатку В.

Приймається згідно вихідних даних і конструктивних міркувань

$$k_1 = 1; k_2 = 1; k_3 = 1; k_4 = 1; k_5 = 1,5; k_6 = 1,5.$$

Тоді

$$k_e = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,5 = 2,25.$$

3 Визначення кроку ланцюга t , мм, в залежності від допустимого питомого тиску в шарнірах ланцюга

$$t \geq 2,8 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_1 \cdot k_3}{[p] \cdot Z_1 \cdot m_p}}, \quad (5)$$

де T_1 – обертаючий момент на ведучій зірочці, Н·мм;

$[p]$ - допустимий питомий тиск в шарнірах ковзання ланцюга,
Н/мм²;

m_p – коефіцієнт рядності ланцюга, який враховує неоднакове навантаження рядів багаторядного ланцюга.

3.1 Коефіцієнт рядності ланцюга приймається по додатку Б.

Для роботи в приводі приймається двохрядний ланцюг.

Тоді $m_p = 1,7$.

3.2 Допустимий питомий тиск в шарнірах ковзання ланцюгів (приймається по додатку Г з урахуванням розрахункового тиску в шарнірах).

3.2.1 Розрахунковий питомий тиск у шарнірах p , Н/мм²

$$p = 22,4 \cdot \frac{T_1 \cdot k_e}{Z_1 \cdot t^3}, \quad (6)$$

де T_1 – момент на ведучій зірочці, Н·мм;

Z_1 – число зубів ведучої зірочки.

Задаючись рядом стандартних значень кроку – t , обчислюється ряд розрахункових питомих тисків, який порівнюються з допустимими.

Крок t , мм	19,05;	25,4;	31,75;	38,1.
Розрахункове значення тиску - p , Н/мм ²	186;	78,6;	40,3;	23,5.
Допустиме значення тиску - $[p]$, Н/мм ² ,				
при частоті обертання - $n_1 = 100$ хв ⁻¹	32,9;	29,8;	27,8;	5,8.

(з урахуванням приміток таблиці Г1)

3.2.2 Приймається допустимий питомий тиск в шарнірах

$$[p] = 25,8 \text{ Н/мм}^2.$$

3.3 З врахуванням вищевикладеного крок ланцюга

$$t \geq 2,8 \cdot 3 \sqrt{\frac{590000 \cdot 2,25}{25,8 \cdot 23 \cdot 1,7}} = 30,7 \text{ мм.}$$

3.4 По ГОСТ 13568 – 75 (додаток А, таблиця А1) приймається ланцюг 2ПР–31,75–17700 з кроком $t = 31,75$ мм, $d_1 = 19,05$ мм, $b_{\text{вн}} = 19,05$ мм, $q = 7,3$ кг/м.

Проекція опорної поверхні шарніра, $S_{\text{оп}}$, мм²

$$S_{\text{оп}} = 2 \cdot b_{\text{вн}} \cdot d_1 = 2 \cdot 19,05 \cdot 19,05 = 725 \text{ мм}^2. \quad (7)$$

3.5 Розрахункове окружне зусилля в ланцюзі, F_t , Н

$$F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{5900}{1,22} = 4840 \text{ Н}, \quad (8)$$

де P_1 – потужність, Вт;

V – швидкість ланцюга, м/с, яка обумовлена по формулі

$$V = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{23 \cdot 31,75 \cdot 100}{60 \cdot 1000} = 1,22 \text{ м/с}. \quad (9)$$

3.6 Уточнюємо середній тиск у шарнірах ланцюга

$$p = \frac{F_t \cdot k_e}{S_{\text{оп}}} = \frac{4840 \cdot 2,25}{725} = 15 \text{ Н/мм}^2. \quad (10)$$

Тому, що $p = 15 \text{ Н/мм}^2 < [p] = 25,8 \text{ Н/мм}^2$, для даного приводу по зносостійкості підходить ланцюг 2ПР – 31,75 – 17700.

4 Перевірка ланцюга по допустимій частоті обертання (по рівнянню 1)

$$n_{1\text{max}} = 14 \cdot \frac{\sqrt[4]{Z_1}}{t} \cdot 10^3 = 14 \cdot \frac{\sqrt[4]{23}}{31,75} \cdot 10^3 = 965 \text{ хв}^{-1}. \quad (11)$$

В даному випадку $n_1 = 100 \text{ хв}^{-1} < n_{1\text{max}} = 965 \text{ хв}^{-1}$, тобто умова допустимої частоти обертання виконується.

5 Міжосьова відстань передачі, a , мм

$$a = (30 \dots 50) \cdot t = (30 \cdot 31,75) \dots (50 \cdot 31,75) = 952,5 \dots 1587,5 \text{ мм}. \quad (12)$$

Приймаємо $a = 1270$ мм.

6 Довжина ланцюга, L, мм

$$L = 2 \cdot a + 0,5 \cdot (Z_1 + Z_2) \cdot t + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t^2}{a} =$$
$$= 2 \cdot 1270 + 0,5 \cdot (23 + 71) \cdot 31,75 + \left(\frac{71 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{31,75^2}{1270} = 4081 \text{ мм.} \quad (13)$$

6.1 Число ланок ланцюга, L_t

$$L_t = \frac{L}{t} = \frac{4081}{31,75} = 128,5.$$

Приймається парне число ланок ланцюга $L_t = 128$ з метою не застосування перехідної сполучної ланки.

7 Уточнюється міжосьова відстань по обраному числу ланок ланцюга

$$a_y = \frac{t}{4} \cdot \left[L_t - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$
$$= \frac{31,75}{4} \cdot \left[128 - \frac{23 + 71}{2} + \sqrt{\left(128 - \frac{23 + 71}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{71 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1260 \text{ мм.}$$

Для забезпечення провисання ланцюга міжосьова відстань зменшується на $\Delta = (0,002 \dots 0,004) \cdot a_y = (0,002 \dots 0,004) \cdot 1260 = (2,52 \dots 5,04)$ мм.

Приймається $\Delta = 5$ мм.

Тоді $a_\phi = a_y - \Delta = 1260 - 5 = 1255$ мм.

8 Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності, n

$$n = \frac{Q}{F_t \cdot k_1 + F_v + F_f}, \quad (14)$$

де Q – руйнівне навантаження ланцюга, Н;

k_1 – коефіцієнт, що враховує характер навантаження;

F_v – додаткове зусилля від відцентрової сили, Н;

$$F_v = 7,3 \cdot V^2 = 11 \cdot 1,22^2 = 11 \text{ Н},$$

де q – маса 1 метра ланцюга, кг;

F_f – зусилля від провисання ланцюга, Н

$$F_f = 9,81 \cdot k_f \cdot q \cdot a_\phi = 9,81 \cdot 4,0 \cdot 7,3 \cdot 1,255 = 359,5 \text{ Н},$$

де k_f – коефіцієнт, що враховує вплив розташування передачі відносно горизонту: при горизонтальному розташуванні $k_f = 6$; при похилому від θ до 40° – $k_f = 2 \dots 4$; при вертикальному $k_f = 1$.

Тоді

$$n = \frac{177000}{4840 \cdot 1,0 + 11 + 359,5} = 34 .$$

Отримане значення n повинне бути не менше приведеного в таблиці ГЗ додатка Г.

Аналіз: $n = 34 > [n] = 8,0$. Таким чином, ланцюг 2ПР – 31,75 – 17700 ГОСТ 13568 – 75 по запасу міцності перевищує допустимий запас міцності.

9 Визначення кількості ударів ланцюга (перевірка ланцюга на довговічність), U , c^{-1}

$$U = \frac{4 \cdot Z_1 \cdot n_1}{60 \cdot L_t} ; \quad (15)$$

$$U = \frac{4 \cdot 23 \cdot 100}{60 \cdot 128} = 1,2 \text{ c}^{-1} .$$

Отримане число ударів ланцюга при набіганні на зуби зірочок і збіганні з них, порівнюється з допустимими (таблиця Д1, Додаток Д)

Для ланцюга 2ПР – 31, 75 – 17700 допустиме число ударів $[U] = 16 \text{ c}^{-1}$

Таким чином, прийнятий ланцюг підходить і за критерієм довговічності.

10 Визначаємо сили тиску на вали, F , Н

$$F = F_t + 2 \cdot F_f = 4840 + 359,5 = 5199,5 \text{ Н} .$$

Примітка: Відцентрова сила на вали не діє.

11 Визначення геометричних параметрів зірочок (по додатку 3)

Приймається для проектуемого приводу увігнуто–опуклий профіль зубів зірочок за ГОСТ 591 – 69 (додаток Д).

11.1 Діаметри початкових кіл зірочок, D_1 і D_2 , мм (таблиця Е1)

$$D_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z_1}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{23}} = 233 \text{ мм};$$

$$D_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z_2}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{71}} = 728 \text{ мм}.$$

11.2 Діаметри кіл виступів, D_{e1} і D_{e2} , мм (таблиця Е1)

$$D_{e1} = t \cdot \left(0,53 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z_1} \right) = 31,75 \cdot \left(0,53 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{23} \right) = 247 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = t \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z_2} \right) = 31,75 \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{71} \right) = 742 \text{ мм}.$$

11.3 Діаметри кіл западин, D_{i1} і D_{i2} , мм (таблиця Е1)

$$D_{i1} = D_1 - 2 \cdot r;$$

$$D_{i2} = D_2 - 2 \cdot r.$$

де r – радіус западин

$$r = 0,5025 \cdot d_1 + 0,05 \text{ мм}.$$

де d_1 – діаметр ролика (по додатку А), $d_1 = 19,05$ мм.

$$r = 0,5025 \cdot 19,05 + 0,05 = 9,65 \text{ мм}.$$

Тоді

$$D_{i1} = 233 - 9,65 = 223,35 \text{ мм};$$

$$D_{i2} = 728 - 9,65 = 718,35 \text{ мм}.$$

11.4 Ширина зубчатого вінця зірочки двохрядного ланцюга, b , мм (таблиця А1)

$$b = 0,90 \cdot b_{\text{вн}} - 0,15 \text{ мм},$$

де $b_{\text{вн}}$ – відстань між внутрішніми пластинами ланцюга (по додатку А).

$$b = 0,90 \cdot 19,05 - 0,15 = 17,00 \text{ мм}.$$

11.5 Радіус заокруглення зуба, r_3 , мм

$$r_3 = 1,7 \cdot d_1 = 1,7 \cdot 19,05 = 32,4 \text{ мм}.$$

11.6 Відстань від вершини зуба до лінії центрів дуг заокруглень, h , мм

$$h = 0,8 \cdot d_1 = 0,8 \cdot 19,05 = 15,22 \text{ мм}.$$

11.7 Конструктивні розміри зірочок за ГОСТ 16219 –70 і ГОСТ 591 – 69

11.7.1 Діаметр маточини d_m , мм

$$d_m = (1,6 \dots 2,0) \cdot d_{\text{вала}},$$

де
$$d_{\text{вала}} \geq 3 \sqrt{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau]_{\text{кр}}}},$$

$$[\tau]_{\text{кр}} = 20 \dots 30 \text{ Н/мм}^2;$$

T_1 – момент на валу, Н·мм.

11.7.2 Довжина маточини l_m , мм

$$l_m = (1,6 \dots 1,8) \cdot d_{\text{вала}};$$

11.7.3 Діаметр ободу (найбільший) D_{01} , і D_{02} , мм

$$D_{01} = t \cdot \text{ctg} \frac{180^\circ}{Z_1} - 1,3 \cdot b = 31,75 \cdot \text{ctg} \frac{180^\circ}{23} - 1,3 \cdot 17 = 215 \text{ мм};$$

$$D_{02} = t \cdot \text{ctg} \frac{180^\circ}{Z_2} - 1,3 \cdot b = 31,75 \cdot \text{ctg} \frac{180^\circ}{71} - 1,3 \cdot 17 = 709 \text{ мм}.$$

12 Висновок: В результаті проведених розрахунків для заданого приводу підібрано ланцюг 2ПР – 31,75 – 17700 ГОСТ 13568 – 75, який відповідає вимогам зносостійкості, міцності і довговічності, визначені також геометричні параметри передачі.

ДОДАТОК А (обов'язковий)

Типи, основні параметри і розміри приводних роликів і втулкових ланцюгів.

Приводні роликові і втулкові ланцюги виготовляються наступних типів (за ГОСТ 13569 – 75):

ПРЛ – приводні роликові легкої серії (рисунок А1)

ПР – приводні роликові нормальної серії (рисунок А2)

ПРД – приводні роликові з довгими ланками (рисунок А3)

ПВ – приводні втулкові (рисунок А4)

Типи, основні параметри і розміри сполучних - 1 і перехідних - 2 ланок ланцюгів повинні відповідати параметрам, що зазначені на рисунках А1-А4 та в таблиці А1 і А2

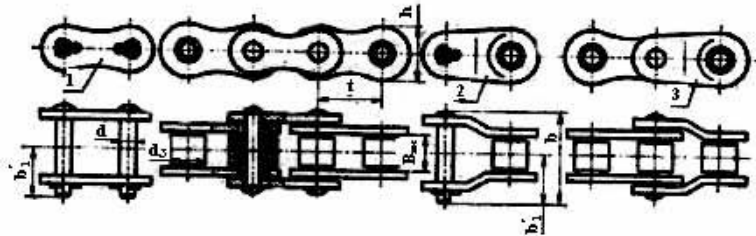


Рисунок А1 - Ланцюги однорядні типу ПРЛ і ПР

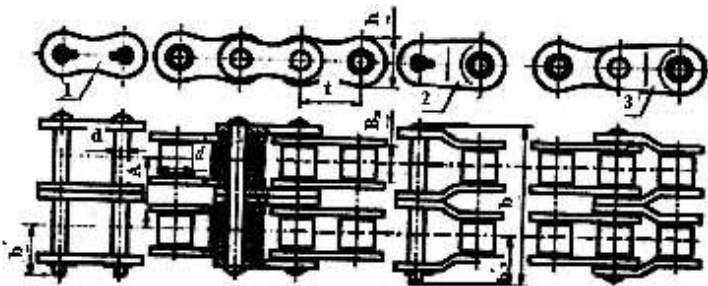


Рисунок А2 - Ланцюги двохрядні типу ПР

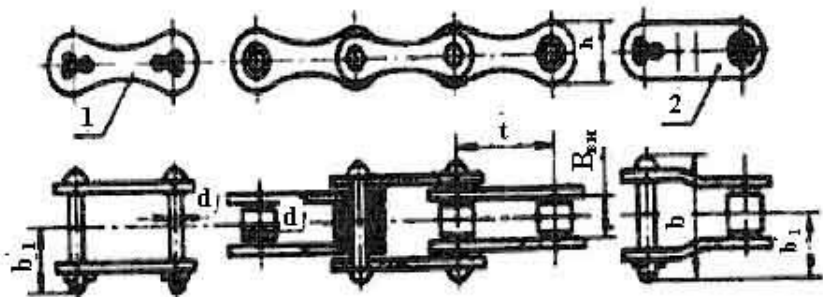


Рисунок А3 - Ланцюги типу ПРД

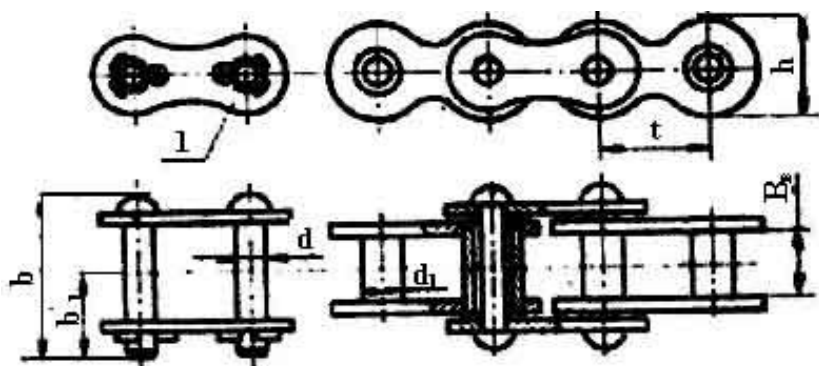


Рисунок А4 - Ланцюги однорядні типу ПВ

**Таблиця А1 – Основні параметри і розміри приводних ланцюгів
(див. рисунки А1-А4)**

Позначення ланцюга	Крок ланцюга t , мм	$B_{вн}$, мм не менше	d , мм	d_1 , мм	h , мм, не більше	b , мм, не більше	b_1 , мм, не більше	Руйнующе навантаження, даН	Маса 1м ланцюга, кг
Приводні роликові легкої серії									
ПРЛ– 15,875–2270	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	2270	0,90
ПРЛ– 19,05–2950	19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	17	2950	1,60
ПРЛ– 25,4– 5000	25,40	15,88	7,95	15,88	24,2	39	22	5000	2,60
ПРЛ– 31,75 –7000	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	24	7000	3,80
ПРЛ– 38,10–10000	38,10	25,40	11,12	20,23	36,2	58	30	10000	5,50
ПРЛ– 44,45–13000	44,45	25,40	12,72	25,40	42,4	62	34	13000	7,50
ПРЛ– 50,8–16000	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	38	16000	9,70
Приводні роликові нормальної серії									
а) однорядні									
ПР– 8– 460	8,0	3,00	2,31	5,00	7,5	12	7	460	0,20
ПР– 9,525– 910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	910	0,45
ПР– 12,7– 900– 1	12,7	2,4	3,66	7,75	10,0	8,7	—	900	0,30
ПР– 12,7– 900– 2	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	900	0,35
ПР– 12,7– 1820– 1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	1820	0,65
ПР– 12,7– 1820– 2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	1820	0,75
ПР–15,875–2270–1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	2270	0,80
ПР–15,875–2270–2	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	2270	1,0
ПР– 19,05– 3180	19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	18	3180	1,9
ПР– 25,4– 5670	25,40	15,88	7,95	15,88	24,2	39	22	5670	2,6
ПР – 31,75 – 8850	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	24	8850	3,8
ПР – 38,1 – 12700	38,1	25,40	11,1	22,23	36,2	58	30	12700	5,5
ПР – 44,45 – 17240	44,45	25,40	12,7	25,70	42,4	62	34	17240	7,5
ПР – 50,8 – 22680	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	38	22680	9,7
ПР – 63,5 – 35380	63,5	38,10	19,84	39,68	60,4	89	48	35380	16,0

Продовження таблиці А1

Позначення ланцюга	Крок ланцюга t, мм	B_{BH} , мм не менше	d, мм	d_1 , мм	A, мм	h , мм, не більше	b, мм, не більше	b_1 , мм, не більше	Руйноточе навантаження, даН	Маса 1м ланцюга, кг
б) дворядні ланцюги										
2ПР–12,7–3180	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	35	11	3180	1,4
2ПР–15,875–4540	15,87	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	41	13	4540	1,9
2ПР–19,05–7200	19,05	12,70	5,88	11,91	25,50	18,2	54	18	7200	3,5
2ПР–25,4–11340	25,40	15,88	7,95	15,88	29,29	24,2	68	22	11340	5,0
2ПР–31,75–17700	31,75	19,05	9,55	19,05	35,76	30,2	82	24	17700	7,3
2ПР–38,1–25400	38,1	25,40	11,12	22,23	45,44	36,2	104	30	25400	11,0
2ПР–44,45–34480	44,45	25,40	12,72	25,40	48,87	42,4	110	34	34480	14,4
2ПР–50,8–45360	50,8	31,75	14,29	28,58	58,55	48,3	130	38	45360	19,1
Приводні роликіві з довгою ланкою										
ПРД–31,75–270	31,75	9,65	5,08	10,16	—	14,8	24	13	2270	0,60
ПРД–38,1–2950	38,1	12,70	5,96	11,91	—	18,2	31	17	2950	1,10
ПРД–38–3000	38	22,00	7,95	15,88	—	21,3	42	23	3000	1,87
ПРД–38–4000	38	22,00	7,95	15,88	—	21,3	47	26	4000	2,10
ПРД–50,8–5000	50,8	15,88	7,95	15,88	—	24,2	39	22	5000	1,90
ПРД–63,5–7000	63,5	19,05	9,55	19,05	—	30,2	46	24	7000	2,60
ПРД–76,2–10000	76,2	25,40	11,12	22,23	—	36,2	57	30	10000	3,80
Приводні втулкові										
ПВ–9,525–1100	9,525	7,60	3,59	5,00	—	8,80	18,5	10,0	1100	0,50
ПВ–9,525–1200	9,525	9,52	4,45	6,00	—	9,85	21,2	12,0	1200	0,65
ПВ–9,525–1800	9,525	5,20	4,45	6,00	10,75	9,85	27,5	8,5	1800	1,00

Проекція опорної поверхні шарніра однорядного ланцюга, S, мм²

$$S_{оп} = b_{BH} \cdot d$$

Приклад умовного позначення ланцюга: ПР – 8 – 460 ГОСТ 13568 – 75.

Проекція опорної поверхні шарніра на площину, яка проходить через вісь шарніра

$$S_{оп} = b_{BH} \cdot d \text{ мм}^2$$

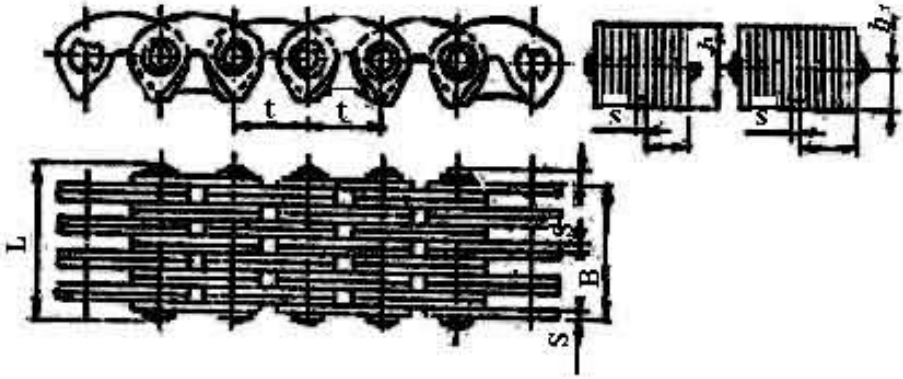


Рисунок А5 - Зубчатий ланцюг з шарнірами кочення за ГОСТ 13552-68

Основні параметри і розміри зубчатих ланцюгів з шарнірами кочення наведені в таблиці А2.

Таблиця А2 – Основні параметри і розміри приводних зубчатих ланцюгів

Крок ланцюга, t, мм	Ширина ланцюга, B, мм	Ширина пластини, b, мм	Відстань від осі шарніра до верхньої зуба, b ₁ , мм	Товщина пластини, S, мм	Розмір, U, мм	Руйнующе навантаження на мм ширини, Н/мм	Маса 1 м ланцюга на 1 см ширини, q, кг
12,70	22,5 – 52,5 (через 6 мм)	13,4	7,0	1,5	4,76	1000	0,58
15,875	30 – 70 (через 8 мм)	16,7	8,7	2,0	5,95	1250	0,72
19,05	45 – 93 (через 12 мм)	20,1	10,5	3,0	7,14	1500	0,86
25,40	57 – 105 (через 12 мм)	26,7	14,0	3,0	9,52	2000	1,14
31,75	69 – 117 (через 12 мм)	33,4	17,5	3,0	11,91	2500	1,45

Проекція опорної поверхні шарніра зубчастих ланцюгів на площину, що проходить через вісь шарніра

$$S_{оп} = 0,76 \cdot d \cdot b \text{ мм}^2.$$

ДОДАТОК Б

(обов'язковий)

Таблиця Б1 - Нормальний ряд передаточних чисел (по нормах верстатобудування).

$U_{шп}$	1,0	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2,0	2,25	3,15	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3	7,1
----------	-----	------	------	------	------	------	-----	------	------	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Таблиця Б2 – Рекомендоване число зубів малої зірочки

Тип ланцюга	Передаточне число					
	1 – 2	2 – 3	3 – 4	4 – 5	5 – 6	6
	Число зубів					
Втулковий Роликовий	31 – 27	27 – 25	25 – 23	23 – 21	21 – 17	17 – 13
Зубчатий	40 – 35	35 – 31	31 – 27	27 – 23	23 – 19	19 – 17

Примітки:

1 Бажано вибирати Z_1 непарне, тому що при парному Z_1 можливість вібрації ланцюга збільшується.

2 Найбільше число зубів Z_2 , щоб уникнути зіскакування ланцюга, не повинне перевищувати наступних значень:

- для роликових і втулкових ланцюгів — $Z_2 \leq 120$;

- для зубчатого ланцюга — $Z_2 \leq 140$.

ДОДАТОК В (довідковий)

Розрахунок коефіцієнта експлуатації ланцюга

Коефіцієнт експлуатації k може бути представлений у виді добутку окремих коефіцієнтів

$$k_3 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6,$$

де k_1 – коефіцієнт, який враховує динамічність навантаження;

при спокійному навантаженні $k_1 = 1$;

при навантаженні з поштовхами: $k_1 = 1,2 \dots 1,5$;

при сильних ударах $k_1 = 1,6$.

k_2 – коефіцієнт, який враховує довжину ланцюга; очевидно, що чим довше ланцюг, тим рідше за інших рівних умов кожна ланка входить у зачеплення з зірочкою і тем менше знос у шарнірах:

при $a = (30 \dots 50) \cdot t$, приймають $k_2 = 1$;

при $a < 25 \cdot t$ приймають – $k_2 = 1,25$;

при $a = (60 \dots 80) \cdot t$ приймають – $k_2 = 0,9$

Примітка: Можна також приймати $k_2 = \sqrt[3]{\frac{L_0}{L}}$

де L_0 – довжина ланцюга; при $a = 40 \cdot t$,

L – довжина ланцюга, що розраховується.

k_3 – коефіцієнт, який враховує кут нахилу передачі; чим більше кут нахилу передачі до горизонту, тим менше припустимий сумарний знос ланцюга. При нахилі лінії центрів зірочок під кутом до горизонту до 60° приймається $k_3 = 1$, більш 60° – k_3 приймається рівним до $1,25$.

k_4 – коефіцієнт, який враховує регулювання передачі;
для передач з регульованим положенням осі однієї з зірочок – $k_4 = 1$; для передач з відтяжними зірочками або натискними роликами – $k_4 = 1,1$; для передач з нерегульованими осями зірочок – $k_4 = 1,25$.

k_5 – коефіцієнт, що враховує характер змащення; при безперервному змащенні в масляній ванні або від насоса (циркуляційне) $k_5 = 0,8$; при регулярному краплинному або внутрішарнірному змащенні;
 $k_5 = 1$; при періодичному змащенні $k_5 = 1,5$.

k_6 – коефіцієнт, що враховує змінність роботи.

При однозмінній роботі $k_6 = 1$; при двозмінній роботі, з огляду на подвоєний шлях тертя $k_6 = \sqrt[3]{2} \approx 1,25$; при трьох змінній $k_6 = \sqrt[3]{3} \approx 1,45$.

Примітка: Якщо коефіцієнт експлуатації ланцюга вийшов більш 3-х, то необхідно прийняти міри конструктивного характеру для поліпшення роботи передачі (змінити характер змащення, тип регулювання передачі або збільшити довжину ланцюга).

Таблиця В1 - Значення коефіцієнта рядності ланцюга m_p в залежності від числа рядів ланцюга

Число рядів	1	2	3	4
m_p	1	1,7	2,5	3

ДОДАТОК Г

(довідковий)

Визначення тиску в шарнірах ланцюгів

Таблиця Г1 – Допустимий тиск - $[p]$ (Н/мм²) для роликів ланцюгів типу ПР в залежності від кроку ланцюга - t і частоти обертання - n_1 (хв⁻¹) меншої зірочки при $Z_1 = 17$.

Частота обертання n_1 , хв ⁻¹	Крок ланцюга, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
До 20	52,0	52,0	52,0	49,0	45,6	42,8	40,8	39,0
50	45,0	42,5	40,0	36,2	34,0	32,0	30,0	29,0
100	36,2	34,0	32,0	29,0	27,0	25,1	24,0	23,5
200	28,8	26,5	25,0	22,7	21,2	20,0	19,0	18,0
300	25,0	23,2	22,0	20,0	18,5	17,3	16,5	15,5
400	22,7	21,2	20,0	18,0	16,8	15,8	15,0	14,2
500	21,2	19,6	18,4	16,8	15,6	14,6	13,9	13,3
750	18,5	17,2	16,1	14,6	13,6	12,7	12,2	11,5
1000	16,8	15,6	14,6	13,3	12,6	11,6	11,0	—
1250	15,6	14,4	13,6	12,3	11,5	10,8	—	—
1500	14,6	13,6	12,7	11,6	10,8	—	—	—
2000	11,4	10,4	9,8	—	—	—	—	—

Примітки:

1 Якщо $Z_1 \neq 17$, то табличне значення $[p]$ треба помножити на $k_z = 1 + 0,01 \cdot (Z_1 - 17)$;

Z_1	11	13	15	19	21	23	25
k_z	0,94	0,96	0,98	1,02	1,04	1,06	1,08

2 Для ланцюгів ПРУ табличне значення $[p]$ необхідно помножити на число 1,2.

Таблиця Г2 - Значення допустимого питомого тиску в шарнірах ковзання ланцюгів $[p_0]$, Н/мм.

Кутова швидкість ведучої зірочки $n_1, \text{хв}^{-1}$	Крок ланцюга, мм						
	12-15,87		19,05-25,4		30-38,1	40-50,8	
	Значення $[p_0]$						
	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>1</i>	<i>2</i>
50	35,0	20,0	35,0	20,0	35,0	35,0	20,0
200	31,5	18,0	30,0	17,0	28,7	26,2	16,4
400	28,7	16,4	26,2	15,0	24,2	21,0	14,0
600	26,2	15,0	23,4	13,2	21,0	17,5	12,0
800	24,2	14,0	21,0	12,0	18,0	15,0	10,5
1000	22,4	13,2	19,0	11,0	16,6	—	9,5
1200	21,0	12,0	17,5	10,0	15,0	—	8,6
1600	18,5	10,5	15,0	8,6	—	—	—
2000	16,6	9,5	—	4,2	—	—	—
2400	15,0	8,6	—	—	—	—	—
2800	13,7	7,8	—	—	—	—	—
3200	—	7,2	—	—	—	—	—

Примітки:

- 1 “*1*” - для втулочно-роликів ланцюгів при $Z_1 = 15 \dots 30$;
“*2*” - для зубчатих ланцюгів при $Z_1 = 17 \dots 35$.
- 2 Для ланцюгів з нерегульованим натягом значення $[p_0]$ на 20% нижче.
- 3 Для передач вертикальних і близьких до них (при куті нахилу до горизонту $\theta > 60^\circ$), значення $[p_0]$ зменшувати на 10...20%.

Таблиця Г3 - Коefіцієнт [n] запасу міцності ланцюгів в залежності від Z_1 і n_1 .

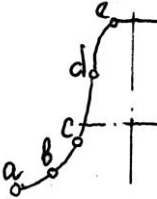
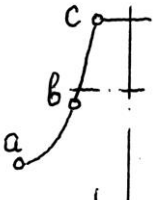
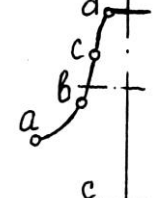
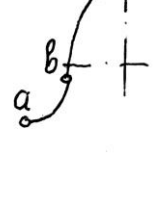
Крок t, мм	Частота обертання меншої зірочки n_1 , об/хв.													
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
Значення [n] для роликів ланцюгів ПР і ПРУ (при $Z_1=15...30$)														
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0	10,6	12,2	13,8	15,4	16,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8	11,7	13,2	14,8	16,3	18,0
19,05	7,2	7,6	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7	12,9	14,0	16,3	—	—
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3	14,0	16,3	—	—	—
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	14,8	16,3	19,5	—	—	—
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	14,8	16,3	19,5	—	—	—	—
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	14,0	16,3	—	—	—	—	—	—
50,8	7,6	8,3	9,5	10,8	12,0	13,6	—	—	—	—	—	—	—	—
Значення [n] для зубчатих ланцюгів (при $Z_1=17...35$)														
12,7	20	21	22	23	24	25	26	28	30	32	36	40	43	49
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32	34	37	42	45	51
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35	38	44	50	—	—
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40	42	46	53	—	—
31,75	21	22	25	28	30	32	35	40	46	51	—	—	—	—

ДОДАТОК Д
(довідковий)

Таблиця Д1 - Число допустимих ударів [U] в секунду

Тип ланцюга	Крок ланцюга t, мм						
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45
Роликова	40	30	25	20	16	14	12
Зубчаста	60	50	40	25	20	—	—

Таблиця Д2 - Профілі зубів зірочки

<p>1 Увігнуто-опуклий ГОСТ 591 – 69</p>	
<p>2 Прямолінійний ГОСТ 592 – 68</p>	
<p>3 Прямолінійно-опуклий ГОСТ 592 – 68, ГОСТ 8196 – 59</p>	
<p>4 Опуклий ГОСТ 1053 – 53, ГОСТ 5006 – 56</p>	

ДОДАТОК Е (ДОВІДКОВИЙ)

Метод розрахунку і побудова профілю зубів зірочок для приводних роликівих і втулкових ланцюгів (з ГОСТ 591 – 69).

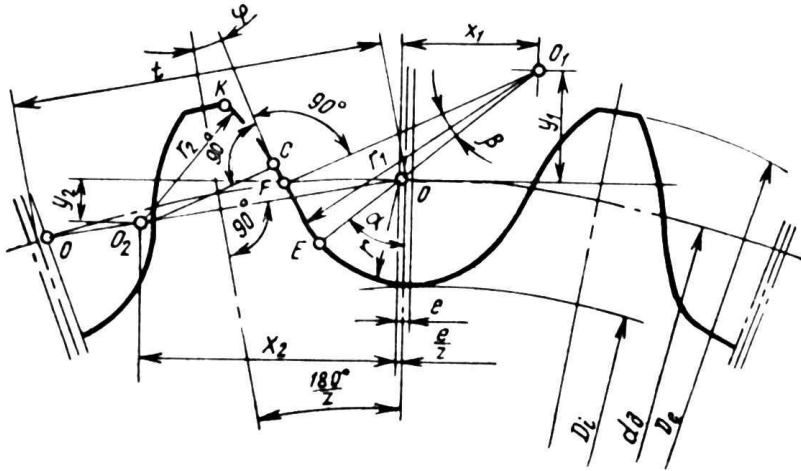


Рисунок Е1 - Профіль зубів без зсуву центрів дуг западин

Таблиця Е1 – Визначення основних розмірів зірочки

Параметри	Розрахункові формули
Крок ланцюга t , мм Діаметр ролика ланцюга (для втулкових ланцюгів – діаметр втулки) – d , мм Число зубів зірочки – Z	Ці розміри беруться із стандартів на ланцюг
Діаметр ділильного кола – D , мм	$D = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$
Діаметр кола виступів – D_e , мм (дивись примітку 4)	$D_e = t \cdot \left(k + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z} \right)$
Діаметр кола западин – D_i , мм	$D_i = D - 2 \cdot r$
Найбільша хорда (для контролю зірочок з непарним числом зубів) – L_x , мм	$L_x = D \cdot \cos \frac{90^\circ}{Z} - 2 \cdot r$

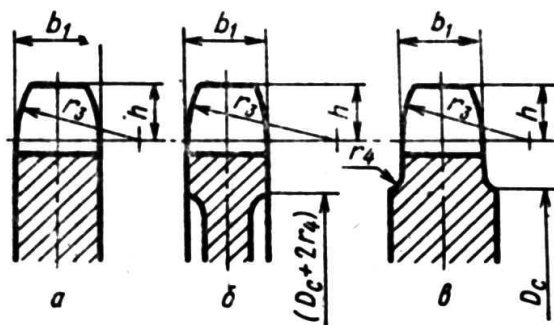
Продовження таблиці Е1

Параметри	Розрахункові формули
Радіус западин - r, мм	$r = 0,5025 \cdot d + 0,05, \text{ мм}$
Радіус сполучень - r ₁ , мм	$r_1 = 0,08 \cdot d + r = 1,3025 \cdot d + 0,05 \text{ мм}$
Радіус голівки зуба - r ₂ , мм	$r_2 = d \cdot (1,24 \cdot \cos \varphi + 0,8 \cdot \cos \beta - 1,3025) - 0,05 \text{ мм}$
Половина кута западини – α, град	$\alpha = 55^\circ - \frac{60^\circ}{Z}$
Кут сполучення – β, град	$\beta = 18^\circ - \frac{56^\circ}{Z}$
Половина кута зуба – φ, град	$\varphi = 17^\circ - \frac{64^\circ}{Z}$
Пряма ділянка профілю – FG, мм	$FG = d \cdot (1,24 \cdot \sin \varphi - 0,8 \cdot \sin \beta)$
Відстань від центра дуги западини до центра голівки зуба OO ₂ , мм	$OO_2 = 1,24 \cdot d$
Зміщення центрів дуг западини - e, мм	$e = 0,03 \cdot t$
Координати точки O ₁	$x_1 = 0,8 \cdot d \cdot \sin \alpha$ $y_1 = 0,8 \cdot d \cdot \cos \alpha$
Координати точки O ₂	$x_2 = 1,24 \cdot d \cdot \cos \frac{180^\circ}{Z}$ $y_2 = 1,24 \cdot d \cdot \sin \frac{180^\circ}{Z}$

Примітки:

- ГОСТ 591 – 69 установлює профіль зубів зірочок для ланцюгів з відношенням $t/d \leq 2$.
- На робочих кресленнях зірочок указують параметри t; d; Z; D; D_e; D_i і L_x; інші для креслень оснащення.
- Діаметр кола виступів - D_e обчислюють з точністю до 0,1 мм, інші лінійні розміри – до 0,01 мм, а кутові – до 1'.
- Коефіцієнт – k, при визначенні D_e приймають не менш: 0,58 при Z=11; 0,56 при Z ≤ 17; 0,53 при Z ≤ 35; 0,50 при Z > 35.

Однорядні



Дворядні

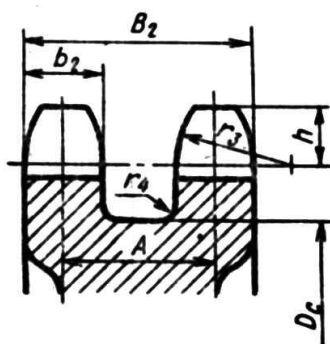


Рисунок Е2 – Профіль зубів

Таблиця Е2 - Зуби і вінець зірочки в поперечному перерізі (з ГОСТ 591 – 69)

Параметри	Розрахункові формули
Діаметр ролика ланцюга (для втулкового ланцюга це діаметр втулки) – d , мм	Розміри беруть з стандартів на ланцюги
Найбільша ширина пластини ланцюга – b , мм	
Відстань між внутрішніми пластинами ланцюга - $b_{вн}$, мм	
Відстань між рядами ланцюга – A , мм	
Радіус заокруглення зуба (найменший)- r_3 , мм	$r_3 = 1,7 \cdot d$

Продовження таблиці Е2

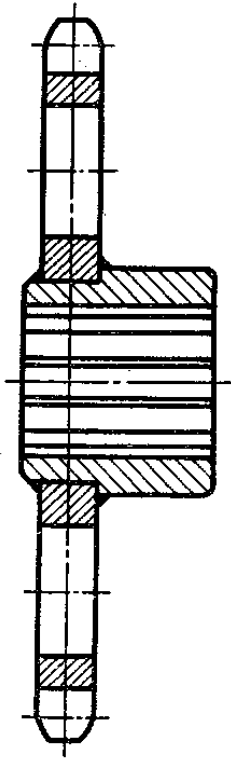
Параметри	Розрахункові формули
Відстань від вершини зуба до лінії центрів дуг заокруглень – h, мм	$h = 0,8 \cdot d$
Діаметр обода (найбільший) – D_c , мм	$D_c = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z} - 1,3 \cdot b$
Радіус заокруглень – r_4 при кроці $t \leq 35$ мм при кроці $t \geq 35$ мм	$r_4 = 1,5$ мм $r_4 = 2,5$ мм
Ширина зуба зірочки: однорядної b_1 дворядної b_2	$b_1 = 0,93 \cdot b_{BH} - 0,15$ мм $b_2 = 0,90 \cdot b_{BH} - 0,15$ мм

Примітки:

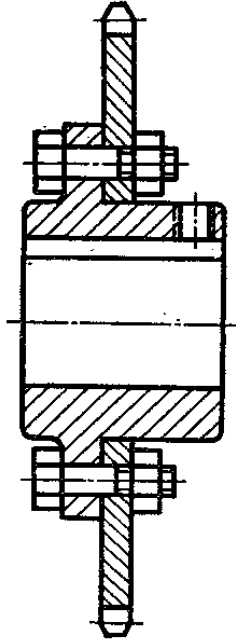
- 1 Розміри зуба і вінця зірочки обчислюють з точністю до 0,1 мм.
- 2 Для виконання допускається округлення величини b_1 до 1мм у меншу сторону.
- 3 Розмір D_c округляють до 1мм.

ДОДАТОК Ж
(довідковий)

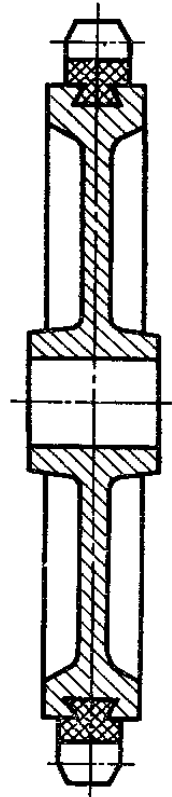
Приклади виконання конструкцій зірочок



а)



б)

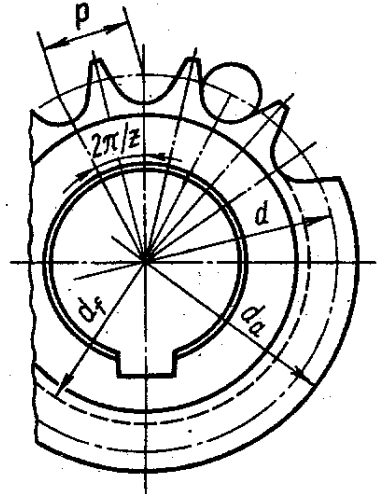


в)

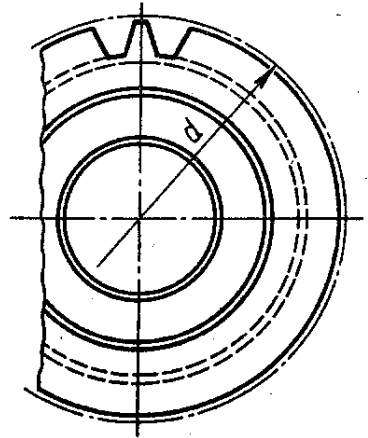
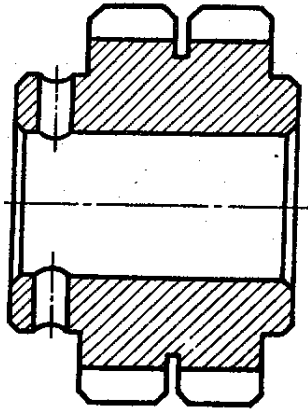
- а) Зварна конструкція
- б) Конструкція на болтах
- в) Конструкція на пазу

Приклади виконання конструкцій зірочок

а)



б)



а) Суцільно-однорядна зірочка

б) Суцільно-двохрядна зірочка

ЛІТЕРАТУРА

- 1 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя.- Т1-Т2.- М.: Машиностроение,1982.
- 2 Проектирование механических передач.- Под ред. С.А.Чернавского.- М.: Машиностроение, 1976.
- 3 ГОСТ 13568 – 75. Ланцюги привідні роликові і втулкові – М.: Держстандарт СРСР, 1978.
- 4 Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин. – Курсове проектування. – М.: Вища школа, 1975.
- 5 Проектування механічних передач. Під. ред. проф. Чернавського С.А. – М.: Машинобудування, 1975.
- 6 Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машинобудування, 1975.
- 7 Чернилевський Д.В. Курсове проектування деталей машин і механізмів. – М.: Вища школа, 1980.