

Міністерство освіти та науки України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

РОЗРАХУНОК ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ

Методичні вказівки
до СРС з деталей машин
(розділ „Розрахунок механічних передач”)
для студентів спеціальностей
015.13 – «Професійна освіта. Метрологія, стандартизація та
сертифікація» та 015.20 – «Професійна освіта. Транспорт»

Укладачі: Перегон В. А.
 Шарапата А.С.
 Коряк О.О.
 Поваляєв С.І.

Кафедра деталей машин і ТММ

1 Загальні положення

Кафедра деталей машин і ТММ ХНАДУ для поліпшення самостійної роботи студентів розробила методичні вказівки по вивченню окремих найбільш складних розділів дисциплін, що викладаються кафедрою.

Цільова спрямованість методичних вказівок - це надання студентам, що виконують курсовий проект, концентрованої інформації для прискорення розрахункових робіт.

В цьому виданні викладені алгоритми інженерного розрахунку приводних ланцюгових передач, що виконані роликівим (ГОСТ 13568-75) та зубчастим (ГОСТ 13552-81) ланцюгом, наведені довідкові матеріали, що необхідні для виконання розрахунків, та приклад таких розрахунків.

Зміст теми „Ланцюгові передачі. Методика розрахунку” складений на підставі типової програми дисципліни „Деталі машин та основи конструювання”.

2 Методичні вказівки до розрахунку ланцюгових передач

Ланцюгові передачі відносяться до передач зачепленням з гнучким зв'язком.

Інженерні методи розрахунку приведених ланцюгових передач (ЛП) базуються на загальній теорії ЛП, експериментальних (дослідницьких) даних та рекомендаціях, що підтверджені практикою експлуатації.

Основні критерії працездатності ЛП - це зносостійкість (витривалість та стійкість проти спрацювання).

Спрацьованість елементів з'єднання викликає збільшення кроку ланок ланцюга, що приводить до зскакування чи руйнування ланцюга, якщо ланка виходить із западини між зубцями та натягується по колу вершин зірочки.

В приводах транспортних, транспортуючих, меліоративних, сільськогосподарських машин та ін. використовують приводні роликіві, втулкові та зубчасті ланцюги.

Типи ланцюгів і їх параметри встановлені державними стандартами, що діють на теренах країн СНД.

Типи приводних роликівих ланцюгів стандартизовані ГОСТ 13568-75:

ПРЛ – роликіві легкої серії;

ПР – роликіві нормальної серії;

ПРД – роликіві з збільшеною довжиною ланок;

ПРИ – роликіві з вигнутими ланками.

Ланцюги ПР можуть бути однорядними, 2ПР – дворядними, 3ПР – трьохрядними, 4ПР – чотирьохрядними.

В курсовому проекті використовувати головним чином передачі ланцюгами ПРЛ, ПР та 2ПР (рис. 3.2, табл. 3.2).

Зубчасті ланцюги з шарнірами кочення стандартизовані ГОСТ 13552-81. Їх параметри наведені на рис. 4.2 та в табл. 4.2.

Приводну ланцюгову передачу слід розміщувати так, щоб лінія, яка з'єднує центри зірочок, складала з горизонтом кут не більш 45° ; ведучою повинна бути верхня гілка ланцюга.

Середня лінійна швидкість ланцюгів з міркувань допустимих динамічних навантажень не повинна перевищувати: для ланцюгів ПР – 8 -10 м/с, для закритих передач – 10-12 м/с, (більші значення для ланцюгів з меншими кроками, що не перевищують $t = 25,4$ мм). Для зубчастих ланцюгів середня лінійна швидкість може бути підвищена в 1,5 – 2 рази.

В умовному позначенні приводних роликів ланцюгів наводять тип, крок, руйнівне навантаження та номер стандарту.

Приклад умовного позначення ланцюга роликів однорядного нормальної серії з кроком 19,05 мм з руйнівним навантаженням 31,8 кН:

Ланцюг ПР-19,05-31,8 ГОСТ 13568-75.

2.1 Рекомендована література

1. Решетов Д. Н. Детали машин, М.: Машиностроение, 1989.
2. Иванов В. Н. Детали машин, М.: Высшая школа, 1984, 1998.
3. Проектирование механических передач. Учебно-справочное пособие для вузов /С. А. Чернавский и др.. – 5-е издание М.: Машиностроение, 1984.
4. Иосилевич Г. Б. Детали машин, М.: Машиностроение, 1988.
5. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин «Основа», Харьков, 1991.
6. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Летали машин. Проектирование: справочное учебно-методическое пособие, М.: Высшая школа, 2004.
7. Энциклопедия. Раздел IV, Том IV-1. Детали машин (Редактор-составитель Решетов Д.Н.), М.: Машиностроение, 1995.

3 Порядок розрахунку приводної ланцюгової передачі, що виконана роликівим ланцюгом

Вихідні дані для розрахунку:

- P_1 – потужність на ведучому валу передачі, кВт
- v – очікувана середня швидкість ланцюга, м/с ;
- n_1 – частота обертів ведучого вала, об/хв ;
- u – передаточне число;
- кінематична схема передачі;
- схеми розташування ланцюга;
- спосіб змащування передачі;
- спосіб регулювання натягання ланцюга;
- режим навантаження привода.

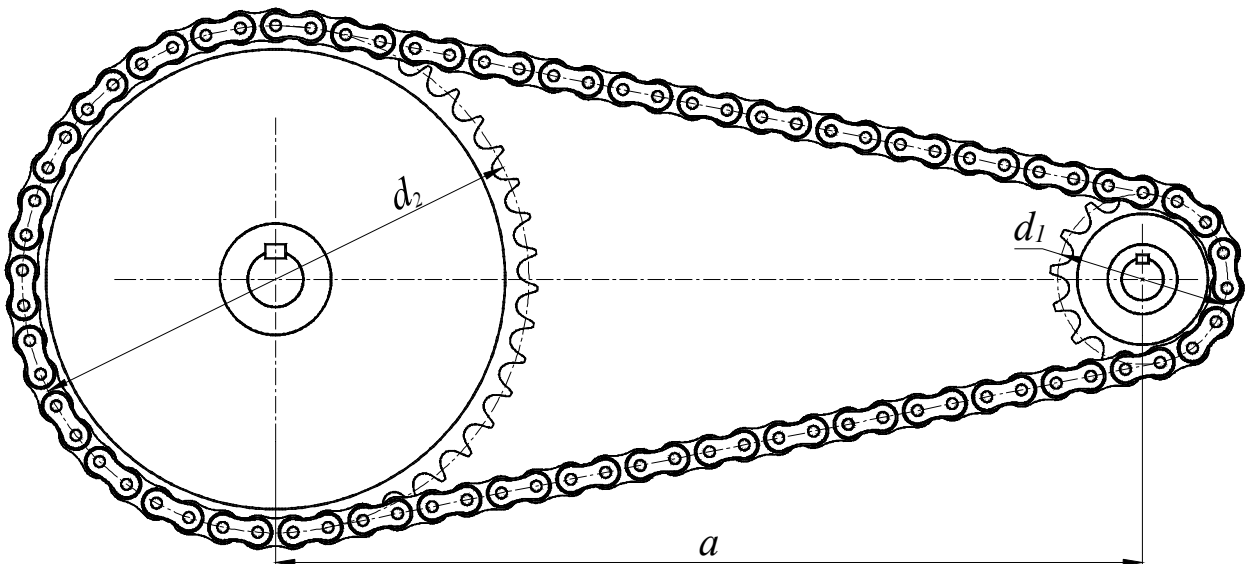


Рис. 3.1 Розрахункова схема передачі

Алгоритм розрахунку

3.1 Розрахувати крутний момент на валу ведучої зірочки T_1 , Нм

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}; \text{ (або } T_1 = \frac{1000 \cdot P_1}{\omega_1}, \text{ де } \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} \text{)}.$$

3.2 Визначити кількість зубців ведучої зірочки

$$z_1' = 29 - 2u \geq z_{1\min}; z_{1\min} = 11-13.$$

Прийняти найближче ціле непарне число (бажано просте) z_1 .

3.3 Визначити кількість зубців веденої зірочки

$$z'_2 = z_1 \cdot u.$$

Прийняти найближче ціле непарне число z_2

$$z_2 \leq z_{2\max}; \quad z_{2\max} = 120.$$

3. 4 Уточнити передаточне число

$$u = z_2 / z_1.$$

Допустиме відхилення прийнятого u від заданого значення $\pm 4\%$.

3. 5 Розрахувати коефіцієнт K_E , що враховує умови монтажу та експлуатації ланцюгової передачі згідно з вихідними даними

$$K_E = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6,$$

де K_1 – коефіцієнт, що враховує характер змін навантаження: для навантажень, що наближені до постійних, без різких коливань $K_1 = 1$; якщо в процесі експлуатації навантаження різко змінюються, то $K_1 = 3$;

K_2 - коефіцієнт, що враховує вплив міжосьової відстані; попередньо прийняти $K_2 = 1$ (при умові, що міжосьова відстань буде в межах $a = (30 \div 60)t$);

K_3 - коефіцієнт, що враховує кут нахилу передачі до горизонту; $\alpha < 60^\circ$, то $K_3 = 1$; якщо передача вертикальна, то $K_3 = 1,3$; для передач з автоматичним регулюванням натягання ланцюга $K_3 = 1$ при будь-якому куті нахилу;

K_4 – коефіцієнт, що враховує спосіб регулювання натягування ланцюга: при автоматичному регулюванні натягання $K_4 = 1$; при періодичному регулюванні $K_4 = 1,25$;

K_5 – коефіцієнт, що враховує спосіб змащування ланцюгової передачі: безперервне змащування - $K_5 = 0,8 - 1,0$; крапельне змащування - $K_5 = 1,2$; періодичне змащування - $K_5 = 1,5$;

K_6 – коефіцієнт періодичності роботи передачі; одна зміна – $K_6 = 1$; три зміни – $1,5$.

3.6 Визначити крок ланцюга t' , мм

$$t' = 2,8 \sqrt[3]{\frac{10^3 T_1 K_E}{c z_1 [p_{\text{л}}]}},$$

де $[p_{\text{л}}]$ - допустиме значення тиску в шарнірах ланцюга, МПа; прийняти по табл.3.1;

c - кількість рядів у прийнятому ланцюгу; попередньо прийняти $c = 1$.

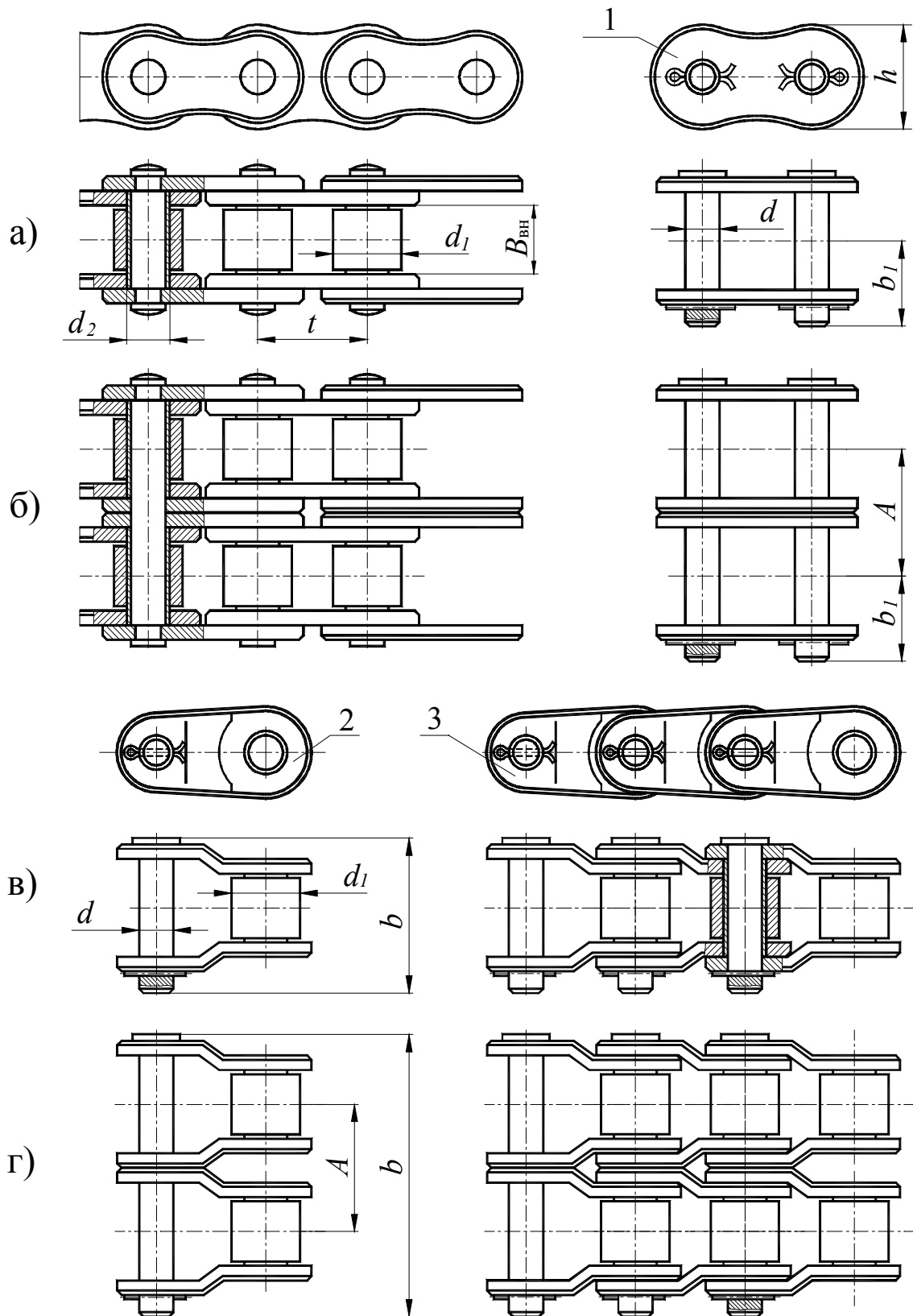


Рис. 3.2 Ланцюги приводні роликів

а) – ланцюг однорядний; б) – ланцюг двохранний; в) – ланцюг однорядний з вигнутими ланками; г) – ланцюг двохранний з вигнутими ланками; 1 - з'єднувальна ланка; 2 – перехідна ланка.

Таблиця 3.1 Середнє значення допустимого тиску в шарнірах ланцюга типу ПР нормальної точності при довговічності 10000 годин (DIN 8195)

Швидкість ланцюга, v , м/с	0,1	0,4	1,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10
Допустимий тиск, $[p_d]$, МПа	32	28	25	21	17	14	12	10

Примітка. Якщо не задано інше, прийняти швидкість ланцюга $v \approx 1,5 - 2$, м/с. Згідно з рис 3.2 визначити (вибрати) тип ланцюга.

По таблиці 3.2 прийняти найближче стандартне значення кроку ланки ланцюга t , мм.

Таблиця 3.2 Ланцюги приводні роликів (ГОСТ 13568-75), розміри в мм.

Тип ланцюга	Крок, t	$B_{вн}$, не менше	Діаметр		h	b	b_1	A	Руйнівне навантаження, kH	Маса 1м ланцюга, kg
			валика, d	ролика d_1	не більше					
ПР	8,00	3,0	2,31	5,00	7,5	12	7	-	4,6	0,20
ПР	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	-	9,1	0,45
ПР 2ПР	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21 35	11	- 13,92	18,2 31,8	0,75 1,4
ПРЛ	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	-	22,7	0,90
ПР	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	-	22,7	1,0
2ПР	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	41	13	16,59	45,4	1,9
ПРЛ	19,05	12,7	5,96	11,91	18,2	33	17	-	29,5	1,6
ПР						33	18	-	31,8	1,9
2ПР						54	18	25,5	72,0	3,5
ПРЛ	25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	22	-	50	2,6
ПР						39	22	-	60	2,6
2ПР						68	22	29,29	113,4	5,0
ПРЛ	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	24	-	70	3,8
ПР						46	24	-	88,5	3,8
2ПР						82	24	35,76	177	7,3
ПРЛ	38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	58	30	-	100	5,5
ПР						58	30	-	127	5,5
2ПР						104	30	45,44	254	11,0
ПРЛ	44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	62	34	-	130	7,5
ПР						62	34	-	172,4	7,5
2ПР						110	34	48,87	344	14,4
ПРЛ	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	38	-	160	9,7
ПР						72	38	-	226,8	9,7
2ПР						130	38	58,55	453	19,1
ПР	63,5	38,1	19,84	39,68	60,4	89	48	-	353,8	16,0

Примітки: 1. Руйнівне навантаження в ГОСТ 13568-75 наведено в кгс. В табл. 3.2 воно переведене в kH множенням на 10^{-2} , як це виконано в стандарті на зубчасті приводні ланцюги (ГОСТ 13552-81).

2. Стандарт ГОСТ 13568-75 не поширюється на ланцюги для бурових установ.

3. Допускається зниження руйнівного навантаження для перехідних ланок на 20%.

Приклад умовного позначання ланцюга роликів однорядного нормальної серії з кроком 19,05 мм з руйнівним навантаженням 31,8 кН:

Ланцюг ПР – 19,05 – 31,8 ГОСТ 13568-75.

4. Таблицю 3.2 розглядати разом з рис. 3.2.

3.7 Розрахувати середню лінійну швидкість ланцюга, м/с

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

3.8 Уточнити значення $[p_L]$ по табл. 3.1 в залежності від розрахованої швидкості v .

3.9 Знайти значення робочого тиску в шарнірі ланцюга, МПа

$$p_L = \left(\frac{28}{t} \right)^3 \frac{T_1 K_E}{c z_1} \leq [p_L].$$

Якщо умова міцності $p_L \leq [p_L]$ не виконується, необхідно по табл. 3.2 прийняти ланцюг з більшим руйнівним навантаженням. Розрахунок повторити, починаючи з п. 3.7.

3.10 Прийняти орієнтовне значення міжосьової відстані

$$a' = a_t \cdot t,$$

де - $a_t = (30...50)$ - рекомендована кількість кроків в міжосьовій відстані.

3.11 Розрахувати кількість ланок ланцюга l_t при прийнятому значенні a_t

$$l'_t = \frac{L}{t} = 2a_t + 0,5 \cdot (z_1 + z_2) + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \frac{1}{a_t}.$$

Знайдену кількість ланок ланцюга l'_t округлити до найближчого цілого парного числа l_t .

3.12 Уточнити значення міжосьової відстані a , мм

$$a = 0,25t \cdot \left((l_t - 0,5 \cdot (z_1 + z_2)) + \sqrt{(l_t - 0,5 \cdot (z_1 + z_2))^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right).$$

Значення a не округлювати!

3.13 Призначити монтажну міжосьову відстань, мм

$$a_M = 0,995a .$$

3.14 Розрахувати кількість ударів за секунду ланцюга по зубцю зірочки

$$w = \frac{4z_1 n_1}{60l_t} .$$

Повинна бути виконана умова $w \leq [w]$, де $[w] = 508/t$.

Якщо ця умова не виконується, необхідно або зменшити значення n_1 , або збільшити кількість ланок l_t (ціле парне число).

Якщо збільшено l_t , розрахунок повторити, починаючи з п. 3.12.

3.15 Визначити окружне зусилля, що передається ланцюгом, H

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

3.16 По табл. 3.2 і рис. 3.2 вибрати роликівий ланцюг по прийнятому значенню t і c та записати його умовне позначання.

3.17 Розрахувати коефіцієнт запасу міцності

$$s = \frac{F_p}{F_t \cdot K_1 + F_0 + F_v} ,$$

де F_p – руйнівне навантаження для прийнятого ланцюга (табл. 3.2), H ;
 F_0 – сила попереднього натягання, H

$$F_0 = 9,8K_f m a ,$$

тут K_f – коефіцієнт, що враховує провисання ланцюга;

$K_f = 6$ – передача горизонтальна; $K_f = 3$ – передача похила; $K_f = 1$ – передача вертикальна;

m – погонна маса ланцюга, $кг/м$ (табл. 3.2);

F_v – натяг ланцюга від відцентрових сил, H ;

a – міжосьова відстань, $м$;

F_v – натяг ланцюга від відцентрових сил, H

$$F_v = mv^2$$

Повинна бути виконана умова

$$s \geq [s],$$

де $[s]$ – нормативний коефіцієнт міцності (прийняти по табл. 3.3.).

Якщо умова міцності не виконується, необхідно по табл. 3.2 прийняти ланцюг з більшим руйнівним навантаженням. Розрахунок повторити, починаючи з п. 3.7.

3.18 Розрахувати навантаження на вали від ланцюгової передачі, $F_{оп}, Н$

$$F_{оп} = K_{\alpha} F_t + 2F_0,$$

де K_{α} – коефіцієнт, що враховує навантаження на вал від нахилу передачі

$$\alpha = 0 \div 40^{\circ}, K_{\alpha} = 1,15;$$

$$\alpha = 40 \div 90^{\circ}, K_{\alpha} = 1,05.$$

Таблиця 3.3 Нормативний коефіцієнт запасу міцності $[s]$ для приводних роликів ланцюгів типу ПРЛ та ПР (при $z_1 \geq 15$)

Крок ланцюга, мм	Частота обертів n_1 меншої зірочки, $хв^{-1}$								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	-
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	-	-	-
50,8	7,6	8,3	9,5	10,8	12,0	-	-	-	-

3.19 Розрахувати та побудувати профіль зірочки для приводних роликів та втулкових ланцюгів.

Найменування параметрів, що розраховуються та розрахункові формули наведені в табл. 3.4 [6].

Профіль зубців зірочки (ГОСТ 591-69) без зміщення центрів дуг западин наведений на рис. 3.3.

Матеріал зірочок в залежності від характеру навантаження прийняти по табл. 3.5.

Вихідними параметрами для розрахунку параметрів профілю зірочок мають бути:

- тип приводного ланцюга;
- кількість зубців зірочки z ;
- крок ланцюга t , мм;
- діаметр вала, на який буде посаджена зірочка, мм.

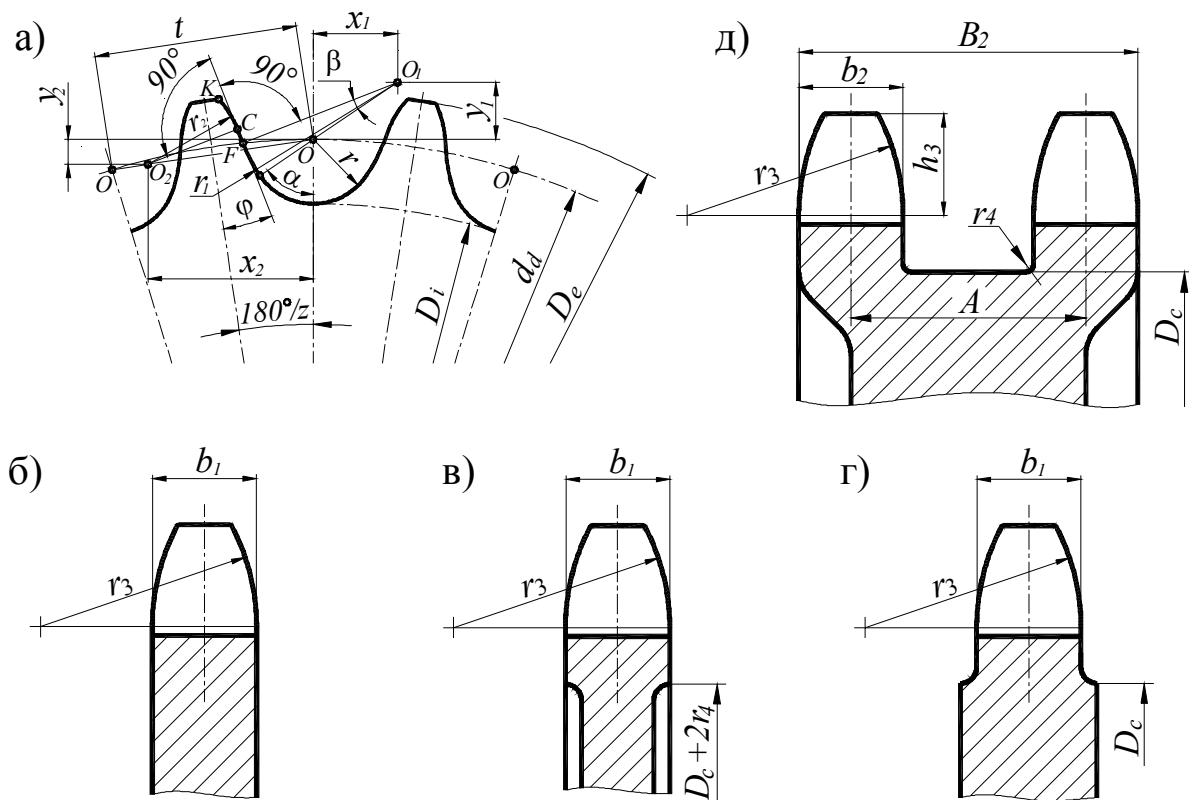


Рис. 3.3 Профіль та розміри зубців і вінців зірочок

а) – боковий профіль зубців;

б) ÷ г) – розміри зубців зірочок та вінців однорядних ланцюгів;

д) - розміри зубців зірочок та вінців двохрядних ланцюгів

Таблиця 3.4 Розрахунок параметрів профілю зубця зірочок втулкових та ролик-кових ланцюгів

Найменування параметра	Позначання	Метод визначення ГОСТ 591-69
1. Діаметр елемента, що зачіплюється з зірочкою для: - роликкових ланцюгів - втулкових ланцюгів	D_y D_y	$D_y = d_1$ – діаметр ролика (рис. 3.2, табл.3.2) $D_y = d_2$ – діаметр втулки (рис. 3.2, табл.3.2)
2. Геометрична характеристика зачеплення	λ	$\lambda = t/D_y$.
3. Діаметр ділительного кола, мм	d_d	$d_d = t/\sin(180^\circ/z)$.
4. Коефіцієнт висоти зубця	k	k (табл.3.4.1)
5. Діаметр кола виступів, мм	D_e	$D_e = t(k + \text{ctg}(180^\circ/z))$
6. Радіус западини, мм	r	$r = 0,5025D_y + 0,05$
7. Діаметр кола западини, мм	D_i	$D_i = d_d - 2r$.

8. Радіус сполучення, мм	r_1	$r_1 = 0,8 D_u + r.$
9. Половина кута западини, град.	α	$\alpha = 55^\circ - (60^\circ/z).$
10. Кут сполучення, град.	β	$\beta = 18^\circ - (56^\circ/z).$
11. Половина кута зубця, град.	φ	$\varphi = 17^\circ - (64^\circ/z).$
12. Радіус головки зубця, мм	r_2	$r_2 = D_u(1,24 \cos \varphi + 0,8 \cos \beta - 1,3025) - 0,05$
13. Пряма ділянка профілю, мм	CF	$CF = D_u(1,24 \sin \varphi - 0,8 \sin \beta)$
14. Відстань від центру дуги западини до центру дуги головки зубця, мм	OO_2	$OO_2 = 1,24 D_u$
15. Координати точки O_1 , мм	$x_1; y_1$	$x_1 = 0,08 D_u \cdot \sin \alpha;$ $y_1 = 0,08 D_u \cdot \cos \alpha$
16. Координати точки O_2 , мм	$x_2; y_2$	$x_2 = 1,24 D_u \cos(180^\circ/z);$ $y_2 = 1,24 D_u \sin(180^\circ/z)$

* Розрахунок для зірочок з $\lambda \leq 2$ (2.2). Діаметр кола виступів розраховувати до 0,1 мм, усі другі лінійні розміри – до 0,01 мм, кутові – до 1'(0,017°).

Таблиця 3.4.1 Залежність $k = f(\lambda)$

λ	1,4 – 1,5	1,5 – 1,6	1,6 – 1,7	1,7 – 1,8	1,8 – 2,0
k	0,480	0,532	0,555	0,575	

Таблиця 3.5 Розміри зубців і вінців зірочок, мм (рис. 3.3)

Найменування параметра	Метод визначення	
1. Діаметр елемента, що зачіплюється з зіркою для ланцюгів: - роликів - втулкових	$D_u = d_1$ $D_u = d_2$	ГОСТ 13568 – 75 (табл. 3.2)
2. Найбільша ширина пластини ланцюга	h	
3. Відстань між внутрішніми пластинами ланцюга	$B_{вн}$	
4. Відстань між осями рядів ланцюга	A	
5. Радіус закруглення зубця (найменший)	$r_3 = 1,70 D_u$	
6. Відстань від вершини зубця до лінії центрів дуг закруглень	$h_3 = 0,80 D_u$	
7. Діаметр обода найбільший	$D_c = t \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{t} \right) - 1,3h$	

8. Радіус закруглень – при кроці $t \leq 35$ мм – при кроці $t > 35$ мм	$r_4 = 1,6$ $r_4 = 2,5$
9. Ширина зубця зірочки: – однорядної – двохрядної	$b_1 = 0,93B_{\text{BH}} - 0,15$ $b_2 = 0,90B_{\text{BH}} - 0,15$
10. Загальна ширина вінця двохрядної зірочки	$B_2 = A + b_2$
Розміри зубців і вінців зірочок в поперечному перетині розраховувати з точністю до 0,1 мм. Розмір b_1 для однорядної зірочки округляти до 1 мм в меншу сторону; розмір D_c округляти до 1 мм.	

Таблиця 3.6 Матеріал зірочок в залежності від характеру навантаження

Марка сталі	Термічна обробка	Твердість HRCe	Характер навантаження
15; 20	Цементация + гартування	45...50	Навантаження без ударів
15X; 20X	Цементация + гартування	55...60	Навантаження з ударами
40; 50; 45Г 50Г; 45Г2	Гартування	50...55	Максимальне навантаження
40X; 40XH; 45XH	Гартування	50...55	Максимальне навантаження, підвищена швидкість

4 Порядок розрахунку приводної ланцюгової передачі, що виконана зубчастим ланцюгом

Вихідні дані для розрахунку:

- P_1 – потужність на ведучому валі передачі; кВт;
- n_1 – частота обертів ведучого вала, хв^{-1} ;
- u – передаточне число;
- кінематична схема ланцюгової передачі у складі привода;
- схема розташування ланцюга;
- спосіб змащування передачі;
- спосіб регулювання натягання ланцюга;
- режим навантаження приводу.

Алгоритм розрахунку

7.1 Визначити кількість зубців ведучої зірочки

$$z'_1 = 35 - 2u.$$

Прийняти найближче ціле непарне (бажано просте) число $z_1 \geq z_{1\min}$,
 $z_{1\min} = 11-13$.

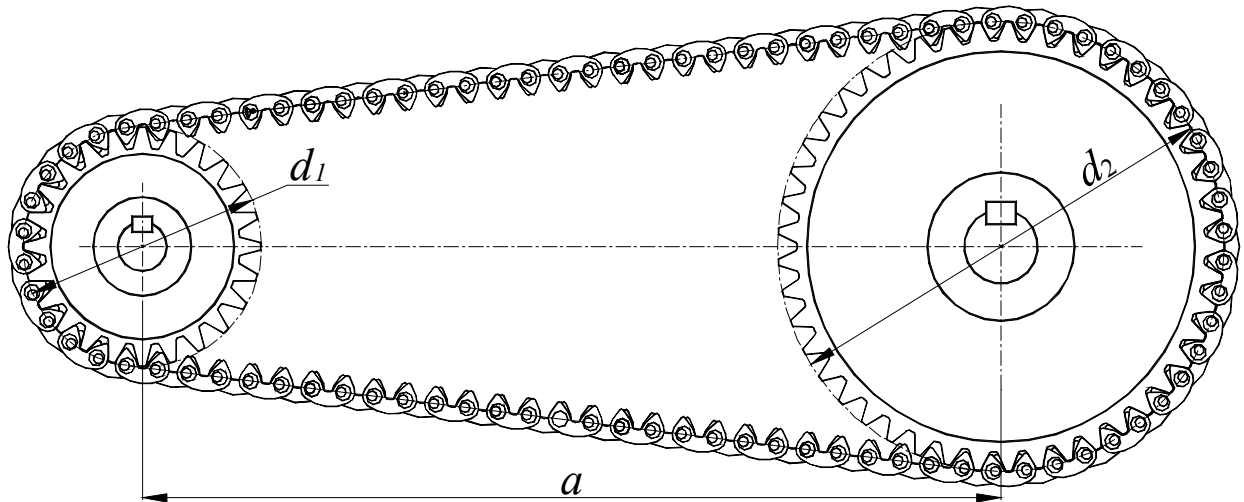


Рис. 4.1 Розрахункова схема передачі
 4.2 Визначити кількість зубців веденої зірочки

$$z'_2 = z_1 u .$$

Прийняти найближче ціле непарне число:

$$z_2 \leq z_{2\max} ; z_{2\max} = 120 - 140 .$$

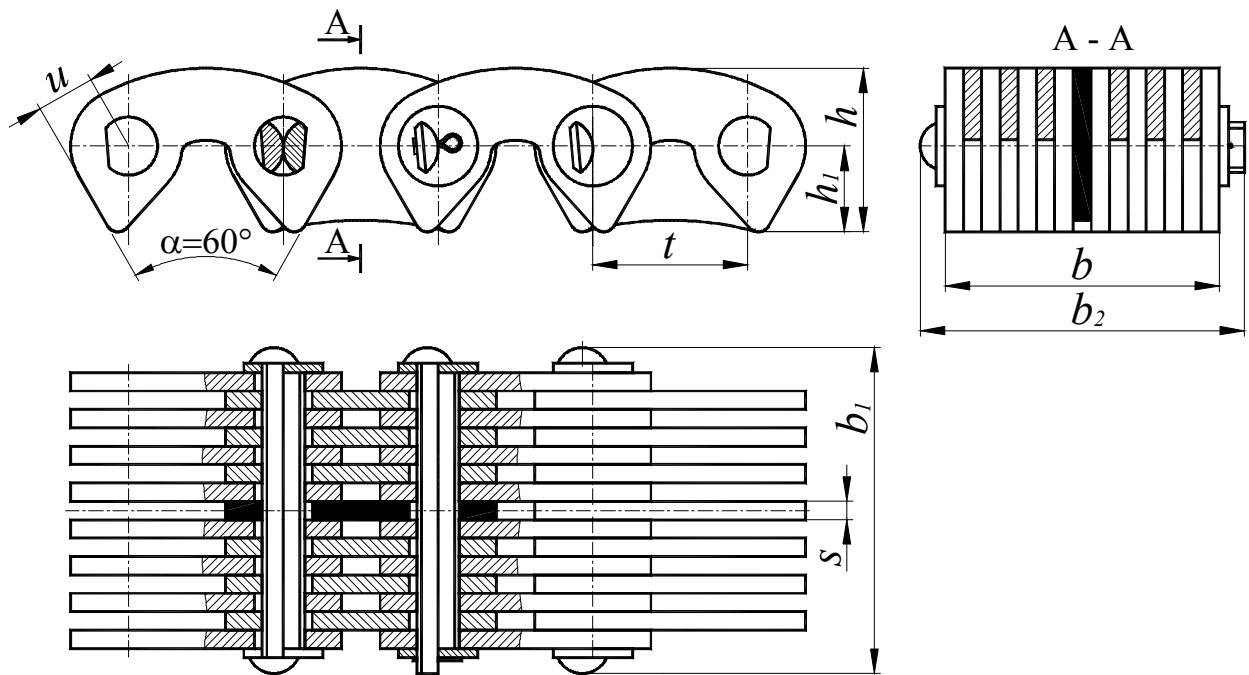


Рис. 4.2 Ланцюги зубчасті з одностороннім зачепленням (ГОСТ 13552-81), тип I

Таблиця 4.1 Ланцюги з одностороннім зачепленням (ГОСТ 13552-81).

Розміри, мм

t	b	b_1	b_2	h	h_1	s	u	Руйнівне навантаження, кн., не менше	Маса, кг/м, не більше
	Не більше								
12,7	22,5	28,5	31,5	13,4	7,0	1,5	4,76	26	1,31
	28,5	34,5	37,5					31	1,60
	34,5	40,5	43,5					36	2,00
	40,5	46,5	49,5					42	2,31
	46,5	52,5	55,5					49	2,70
	52,5	58,5	61,5					56	3,00
15,875	30,0	38,0	41,0	16,7	8,7	2,0	5,95	41	2,21
	38,0	46,0	49,0					50	2,71
	46,0	54,0	57,0					58	3,30
	54,0	62,0	65,0					69	3,90
	62,0	70,0	73,0					80	4,41
	70,0	78,0	81,0					91	5,00
19,05	45,0	54,0	56,0	20,1	10,5	3,0	7,14	74	3,90
	57,0	66,0	68,0					89	4,90
	69,0	78,0	80,0					105	5,91
	81,0	90,0	92,0					124	7,00
	93,0	102,0	104,0					143	8,00
25,4	57,0	66,0	68,0	26,7	13,35	3,0	9,52	101	8,4
	75,0	84,0	86,0					132	10,80
	93,0	102,0	104,0					164	13,20
	111,0	120,0	122,0					196	15,40
31,75	75,0	85,0	88,0	33,4	16,7	3,0	11,91	166	14,35
	93,0	103,0	106,0					206	16,55
	111,0	121,0	124,0					246	18,80
	129,0	139,0	142,0					286	21,00

П р и м і т к а. Приклад умовного позначення зубчастого ланцюга типу I (з одностороннім зачепленням) з кроком $t = 19,05$ мм, з руйнівним навантаженням 74 кН та робочою шириною $b = 45$ мм:

Ланцюг ПЗ-I-19,05-74-45 ГОСТ 13552-81

4.3 Уточнити передаточне число

$$u = z_2/z_1.$$

4.4 Визначити попереднє значення кроку t , мм, зубчастого ланцюга при граничній частоті обертів $[n_1] = 2650$ об/хв..

$$t \leq 17 \cdot 10^3 \frac{\sqrt[4]{z_1}}{n_1}.$$

Прийняти найближче стандартне значення кроку ланцюга t (табл. 4.1).

4.5 Розрахувати коефіцієнт K_E , що враховує умови монтажу та експлуатації зубчастої ланцюгової передачі згідно з вихідними даними (дивись п. 3.5 попереднього розділу).

4.6 Розрахувати необхідну ширину зубчастого ланцюга b' , мм

$$b' \geq 10 \frac{P_1 K_E}{[P_{10}]};$$

де $[P_{10}]$ - потужність, кВт, яку може передати зубчастий ланцюг шириною 10 мм, прийняти по табл. 4.2.

4.7 По табл. 4.1 прийняти ланцюг шириною $b \geq b'$, мм.

Записати умовне позначення прийнятого ланцюга.

Таблиця 4.2 Значення $[P_{10}]$ для зубчастих ланцюгів при умовній ширині 10 мм

Крок ланцюга, t , мм	Швидкість ланцюга, v , м/с						
	1	2	3	4	6	8	10
12,7	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,35
15,875	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,05	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	3,0	3,5
25,4	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,75	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

4.8 Прийняти орієнтовне значення міжосьової відстані

$$a' = a_t \cdot t,$$

де - $a_t = (30...50)$ - рекомендована кількість кроків в міжосьовій відстані.

4.9 Розрахувати кількість ланок ланцюга l_t при прийнятому значенні a_t

$$l_t' = \frac{L}{t} = 2a_t + 0,5 \cdot (z_1 + z_2) + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \frac{1}{a_t}$$

Знайдену кількість l_t' округлити до найближчого цілого парного числа l_t .

4.10 Розрахувати кількість ударів ланцюга по зубу зірочки

$$w = \frac{4z_1 n_1}{60l_t}.$$

Повинна бути виконана умова $w \leq [w]$, де $[w] = \frac{800}{t} - 0,2t$.

Якщо умова не виконується, необхідно збільшити кількість ланок ланцюга l_t

$$l_t \geq \frac{4z_1n_1}{60[w]} - \text{ціле парне число.}$$

4.11 Уточнити міжосьову відстань передачі, *мм*

$$a = 0,25t \cdot \left((l_t - 0,5 \cdot (z_1 + z_2)) + \sqrt{(l_t - 0,5 \cdot (z_1 + z_2))^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right).$$

Значення *a* не округляти!

4.12 Призначити монтажну міжосьову відстань, *мм*

$$a_M = 0,995 a.$$

4.13 Визначити середню швидкість ланцюга, *м/с*

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

4.14 Розрахувати окружне зусилля, що передається ланцюгом, *Н*

$$F_t = \frac{10^3 P_1}{v}$$

4.15 Розрахувати силу попереднього натягу, *Н*

$$F_0 = 9,81 \cdot K_f m a ;$$

де *m* – маса одного метра ланцюга, *кг/м* (табл. 4.1),

K_f – коефіцієнт, що враховує провисання ланцюга;

K_f = 6 – передача горизонтальна, *K_f* = 3 – передача похила;

K_f = 1 – передача вертикальна;

a – міжосьова відстань, *м*.

4.16 Розрахувати силу натягу ланцюга від відцентрових сил, *Н*

$$F_v = m v^2$$

4.17 Визначити коефіцієнт запасу міцності

$$s = \frac{F_P}{F_t \cdot K_1 + F_0 + F_v},$$

де *F_P* – руйнівне навантаження для прийнятого ланцюга (табл. 4.1), *Н*.

Повинна бути виконана умова

$$s \geq [s],$$

де *[s]* – нормативний коефіцієнт запасу міцності (прийняти по табл. 4.3).

	чання	
1. Діаметр ділильного кола, <i>мм</i>	d	$d = t/\sin(180^\circ/z)$.
2. Діаметр зовнішнього кола, <i>мм</i>	D_e	$D_e = t/\operatorname{tg}(180^\circ/z)$.
3. Радіальний зазор, <i>мм</i>	e	$e = 0,1 t$.
4. Висота зубця, <i>мм</i>	h_2	$h_2 = h_1 + e$.
5. Діаметр кола западин, <i>мм</i>	D_i	$D_i = d - 2h_2/\cos(180^\circ/z)$.
6. Кут повороту ланки на зірочці, <i>град.</i>	φ	$\varphi = 360^\circ/z$.
7. Кут западин зубця	2β	$2\beta = \alpha - \varphi$.
8. Половина кута загострення зубця, <i>град.</i>	γ	$\gamma = 30^\circ - \varphi$.
9. Ширина зубця зірочки, <i>мм</i>	b_3	$b_3 = b + 2s$.
10. Радіус закруглення торця зубця та направляючої проточки, <i>мм</i>	r	$r \approx t$.
11. Відстань від вершини зубця до лінії центрів, <i>мм</i>	c_1	$c_1 = 0,4 t$
12. Глибина проточки, <i>мм</i>	h_3	$h_3 = 0,75 t$.
13. Ширина проточки, <i>мм</i>	s_1	$s_1 = 2s$
Параметри для контролю		
14. Вимірювальна висота зубця, <i>мм</i>	y	$y = u \sin\gamma + 0,1 t \cos\gamma$
15. Товщина зубця на висоті y , <i>мм</i>	t_y	$t_y = t - 2(u \cos\gamma - 0,1 t \sin\gamma)$
16. Відстань між ребрами робочих граней зубців (при $\alpha = 60^\circ$), <i>мм</i>	T	$T = t + (2u - h_2)/0,866$

Висоту зубця h_2 та зазор e розраховувати з точністю до 0,1 *мм*, усі інші лінійні розміри – з точністю до 0,01 *мм*, кутові розміри – з точністю до 1' (0,017°).

Радіуси закруглень $r_1 = 1,6$ *мм*.

Матеріал зірочок в залежності від характеру навантаження передачі прийняти по табл. 3.5.

Вихідними параметрами для розрахунку параметрів профілю зірочки мають бути:

- ланцюг приводний зубчастий ГОСТ 13552 – 81;
- кількість зубців зірочки z ;
- крок ланцюга t , *мм*;
- відстань від центра шарніра до робочої грані ланки u , *мм*;
- відстань від осі пластини до вершини зубця ланки h_1 , *мм*;
- ширина ланцюга b , *мм*;
- товщина пластини s , *мм*;
- кут нахилу робочих граней α , *град* ($\alpha = 60^\circ$);
- діаметр вала, на який буде посаджена зірочка, $d_{\text{вал}}$, *мм*.

Усі лінійні розміри вихідних параметрів прийняти по табл. 4.1 в залежності від прийнятого кроку ланцюга t .