

5. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ.

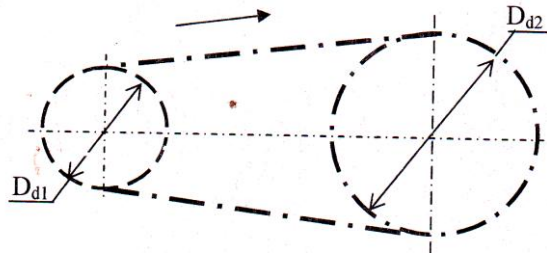


Рисунок 5.1- Схема цепной передачи.

Исходные данные:

1. Угловые скорости валов: $\omega_1=24$ рад/с; $\omega_2=7,2$ рад/с.
2. Частоты вращения валов: $n_1=228,6$ мин⁻¹; $n_2=69,26$ мин⁻¹.
3. Крутящие моменты: $T_1=228$ Н·м; $T_2=694$ Н·м.
4. Передаточное число $U=3,3$

Выбираем для передачи цепь приводную роликовую ПР ГОСТ 13568-97.

- 5.1. Определяем число зубьев ведущей звездочки Z_1 и ведомой звездочки Z_2 .

$$Z_1=31-2 \cdot U_{\text{цеп}}=31-2 \cdot 3,3 \approx 25$$

$$Z_2=Z_1 \cdot U_{\text{цеп}}=25 \cdot 3,3 \approx 83$$

Z_1 и Z_2 - должны быть нечетными, что обеспечит более равномерное изнашивание зубьев и шарниров.

- 5.2. Определяем коэффициент эксплуатации.

$$K_3=K_d \cdot K_c \cdot K_\theta \cdot K_H \cdot K_p ;$$

где K_d – динамический коэффициент; при спокойной нагрузке $K_d=1$ [5]

K_c – учитывает способ смазки; при периодической смазке $K_{cm}=1,5$.

K_θ - учитывает влияние наклона в цепи; при наклоне до 60° ; $K_\theta=1$.

$K_{H,}$ – учитывает способ регулирования натяжения цепи, при периодическом регулировании $K_p=1,25$.

K_p – учитывает режим работы; при односменной работе $K_p=1$.

$$K_3=1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1=1,875$$

- 5.3. Определяем шаг цепи.

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_3}{Z_1 \cdot [P_u] \cdot m}} ,$$

где T_1 - вращающий момент на ведущей звездочке,

$[p_{ц}]$ –допускаемое давление в шарнирах, $\frac{H}{мм^2}$ [5],

m – число рядов цепи, принимаем $m=1$.

Для $n_1=228,6 \text{ мин}^{-1}$ выбираем среднее значение по таблице 5.1.

$[p]= (28+26+24+23+21+19+18+17):8=22 \text{ Н/мм}^2$.

5.1. Допускаемое среднее давление $[p]$, Н/мм^2 (при $z_1 = 17$).

$n, (\text{мин}^{-1})$	Шаг цепи $t, (\text{мм})$							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	23	22
200	29	27	25	23	22	19	18	17
300	26	24	22	20	19	17	16	15
500	22	20	18	17	16	14	13	12
750	19	17	16	15	14	13	—	—
1000	17	16	14	13	13	—	—	—
1250	16	15	13	12	—	—	—	—

Примечания 1. Если $z_1 \neq 17$, то приведенные в таблице значения $[p]$ следует умножить на $k_z = 1+0.01(z_1 - 17)$.

2. Для двухрядных цепей табличные значения $[p]$ уменьшать на 15%.

$$t = 2.8^3 \sqrt{\frac{228 \cdot 10^3 \cdot 1.875}{25 \cdot 22 \cdot 1}} = 25,7 \text{ мм}$$

Ближайшее стандартное значение по таблице 5.2. $t=31,75 \text{ мм}$; соответственно $d_1=19,05 \text{ мм}$ - диаметр ролика; $q=3,8 \text{ кг/м}$ –масса 1м цепи. $F_p=88,50 \text{ кН}$ –разрушающая нагрузка, $A=262 \text{ мм}^2$ проекция опорной поверхности шарнир

5.2 Цепи приводные роликовые однорядные ПР (по ГОСТ 13568-97)

Размеры, мм

t	Ввн	d	D ₁	h	b	F _p , кН	q, кг/м	A, мм ²
12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	1 8,20	0,65	39,6
15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	2 2,70	0,80	54,8
19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	3 1,80	1,5	105,8
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	5 6,70	2,6	179,7
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	8 8,50	3,8	262
38,10	25,4	11,1	22,23	36,2	58	12 7,00	5,5	394
44,45	25,4	12,7	25,4	42,4	62	17 2,40	7,5	473
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	22 6,80	9,7	646

Обозначения: t – шаг цепи, измеряемый под нагрузкой $F_n = 0,01F_p$;

Ввн – расстояние между внутренними пластинами;

d – диаметр валика;

d₁ – диаметр ролика;

h – ширина пластины;

b – длина валика;

F_p – разрушающая нагрузка;

q – масса 1 м цепи;

A – проекция опорной поверхности шарнира.

Пример обозначения цепи с шагом 25,4 мм и разрушающей нагрузкой $F_p = 5670$ кгс: Цепь ПР – 25,4 – 56,70 ГОСТ 13568 – 97

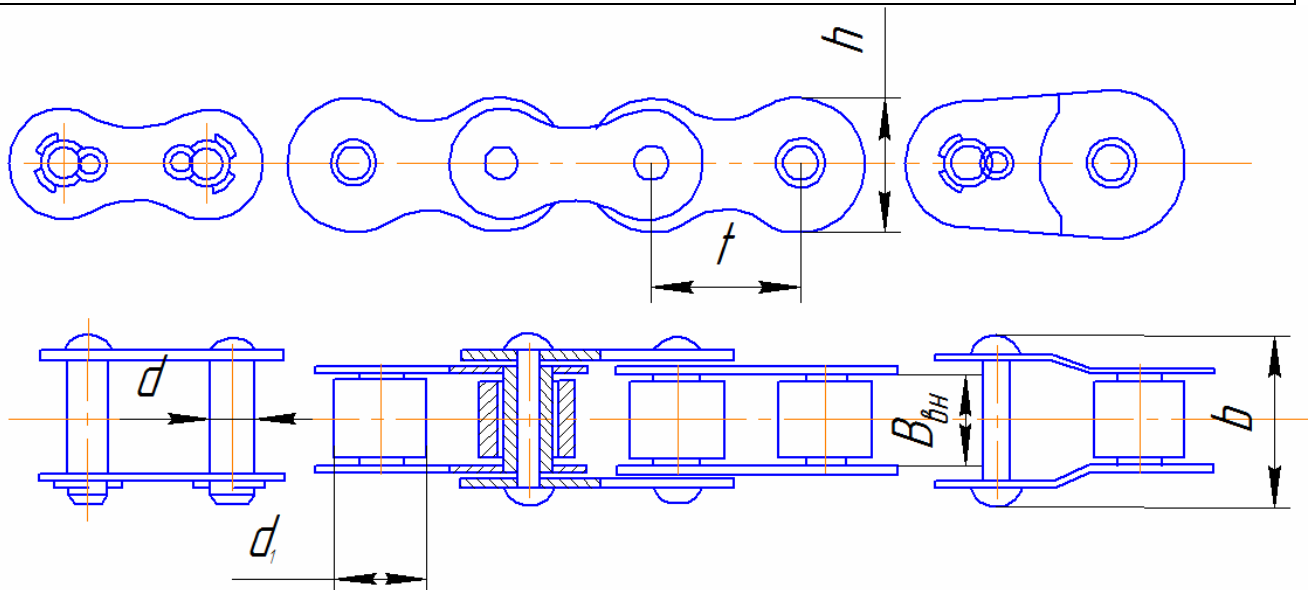


Рисунок 5.2 - Цепь приводная роликовая однорядная нормальной серии ПР

Выбираем цепь: Цепь ПР-31,75-8850 ГОСТ 13568-97.

5.4. Определяем линейную скорость цепи:

$$v = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{25 \cdot 31.75 \cdot 228.6}{60 \cdot 1000} = 3.02 \text{ м/с}$$

5.5. Определяем окружное усилие

$$F_t = \frac{T_1 \omega_1}{v} = \frac{228 \cdot 24}{3.02} = 1812 \text{ Н}$$

5.6. Проверяем среднее давление в шарнирах цепи.

$$P = \frac{F_t \cdot K_3}{A} = \frac{1812 \cdot 1.875}{262} = 13 \text{ Н/мм}^2$$

Уточняем по таблице [5.1] при $n_1 = 228,6 \text{ мм}^{-1}$, $[p] = 24 \text{ Н/мм}^2$

$$[p_{ц}] = [p](1 + 0.01(Z_1 - 17)) = 21[1 + 0.01(25 - 17)] = 22,7 \text{ Н/мм}^2$$

Таким образом $p = 13 \text{ Н/мм}^2 < [p_{ц}] = 22,7 \text{ Н/мм}$, следовательно,

выбранная цепь по условию надежности и износостойкости подходит.

5,7, Определяем число звеньев цепи, приняв предварительно межосевое расстояние $a = 40 \cdot t$

$$L_t = 2a_t + 0.5Z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t},$$

где a_t - межосевое расстояние в шагах, $a_t = \frac{a}{t} = 40$;

Z_{Σ} – суммарное число зубьев:

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = 25 + 83 = 108;$$

Δ - поправка по числу зубьев:

$$\Delta = \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} = \frac{83 - 25}{2 \cdot 3.15} = 9.2$$

$$L_t = 2 \cdot 40 + 0.5 \cdot 108 + \frac{9.2^2}{40} = 136.1$$

Округляем до четного числа 136.

5,8, Уточняем межосевые расстояние.

$$a = 0.25t[L_t - 0.5 \cdot Z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0.5 \cdot Z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2}] =$$

$$0.25 \cdot 31.75[136 - 0.5 \cdot 108 + \sqrt{(136 - 0.5 \cdot 108)^2 - 8 \cdot 9.2^2}] = 1268 \text{ мм}$$

Для обеспечения свободного провисания цепи следует предусмотреть уменьшение a на 0,4%, т.е. на $1273 \cdot 0,009 = 5$ мм.

5,9, Определяем делительные диаметры звездочек,

$$d_{o1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z_1}} = \frac{31.75}{\sin \frac{180}{25}} = 253.20 \text{ мм}$$

$$d_{o2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z_2}} = \frac{31.75}{\sin \frac{180}{83}} = 839.03 \text{ м}$$

5,10, Определяем наружные диаметры звездочек.

$$D_{e1} = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180}{Z_1}} + 1.1 d_1 = \frac{31.75}{\operatorname{tg} \frac{180}{25}} + 1.1 \cdot 19.05 = 272.28 \text{ мм}$$

где $d_1 = 19.05$ диаметр ролика.

$$D_{e2} = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180}{Z_2}} + 0.96 \cdot t = \frac{31.75}{\operatorname{tg} \frac{180}{83}} + 0.96 \cdot 31.75 = 868.91 \text{ мм}$$

5.11. Определяем усилие от провисания цепи

$$F_f = 9.81 \cdot K_f \cdot q \cdot a$$

где, $K_f = 1.5$ при расположении цепи под углом 45° $q = 3.8$ кг/м, $a = 1260$ мм = 1,26 м

$$F_f = 9.81 \cdot 1.5 \cdot 3.8 \cdot 1.26 = 71 \text{ Н}$$

5.12. Определяем усилие от центробежной силы.

$$F_v = q \cdot V^2 = 3.8 \cdot 3,02^2 = 35 \text{ Н}$$

5.13. Усилие в набегающей ветви.

$$F_1 = F_{\max} = F_t + F_v + F_f = 1812 + 35 + 71 = 1918 \text{ Н}$$

5.14. Усилие в сбегающей ветви.

$$F_2 = F_{\min} = F_v + F_f = 35 + 71 = 106 \text{ Н}$$

5.15. Определяем нагрузку на валы.

$$F_B = F_t + F_f = 1812 + 2 \cdot 71 = 1954 \text{ Н}$$

5.16. Определяем коэффициент запаса прочности.

$$n = \frac{F_p}{F_t + F_f + F_v} = \frac{88.5 \cdot 10^3}{1812 + 71 + 35} = 46.14$$

что выше нормативного $[n]=8,6$ [5], следовательно, выбранная цепь по условию запаса прочности вполне обеспечивает работоспособность.

5.17. Геометрические размеры звездочек цепной передачи.

5.17.1. Диаметры проточек ведущей и ведомой звездочек:

$$D_c = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z} - 1,3h,$$

где h – наибольшая ширина пластины, $h = 30,2$ мм. (шаг 31,75).

$$\text{Для ведущей звездочки } D_{c1} = 31,75 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{25} - 1,3 \cdot 30,2 = 212,1 \text{ мм}$$

$$\text{Для ведомой звездочки } D_{c2} = 31,75 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{83} - 1,3 \cdot 30,2 = 692,9 \text{ мм}$$

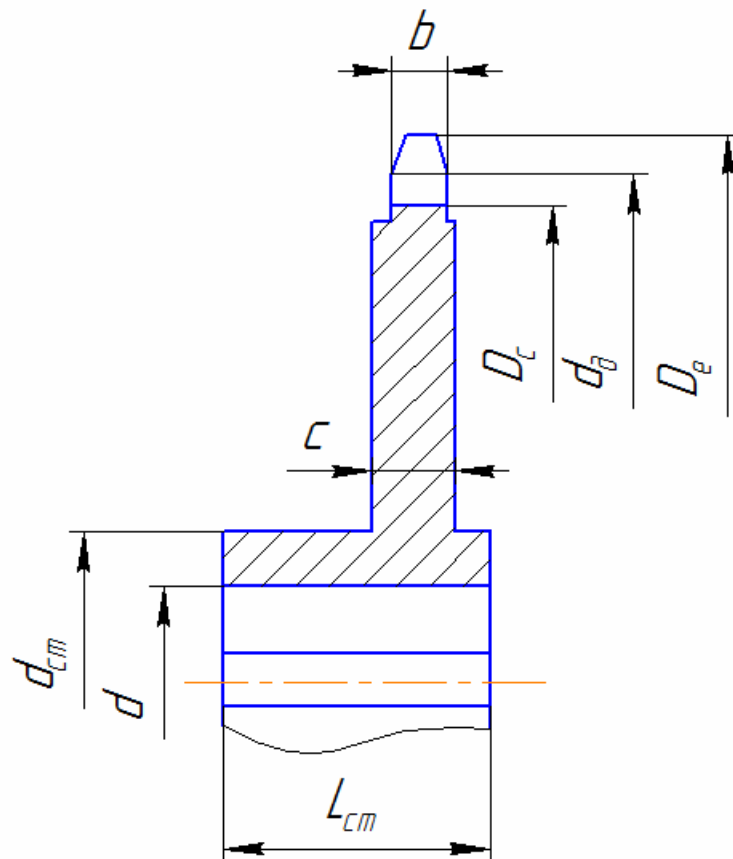


Рисунок 5.3- Эскиз звездочки.

5.17.2 Ширина зуба:

$$b = 0,93 B_{\text{BH}} - 0,15$$

где $V_{вн}$ – расстояние между внутренними пластинами, $V_{вн}=19.05$ мм

$$v = 0.93 \cdot 19.05 - 0.15 = 17.57 \text{ мм}$$

5.17.3 Толщина диска:

$$c = v + 4 = 17.57 + 4 = 21.57 \text{ мм}$$

Внутренний диаметр d ступицы равен диаметру вала.

Наружный диаметр ступицы:

$$d_{ст} = 1,5d$$

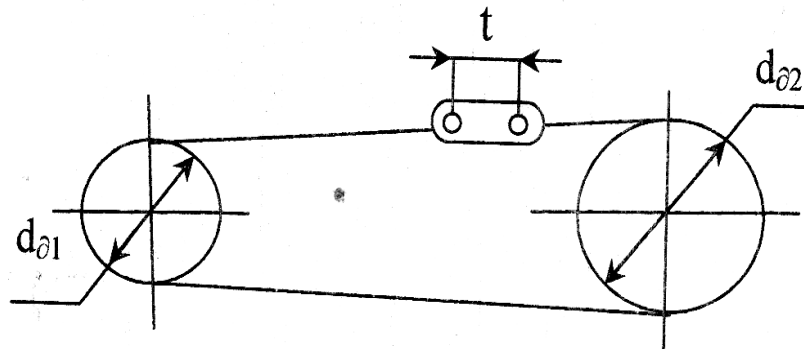
Длина ступицы:

$$l_{ст} = (0,8 \dots 1,5)d$$

5.18. Нормы эксплуатации и монтажа открытой цепной передачи

с втулочно-роликовой цепью.

16.1. Степень износа шарниров цепи оценивается по относительному увеличению шага « t » (вытяжение цепи). Цепь начинает сходиться со звёздочек.



$$\Delta t = \frac{t_1 - t}{t} \cdot 100\% \leq [\Delta t]$$

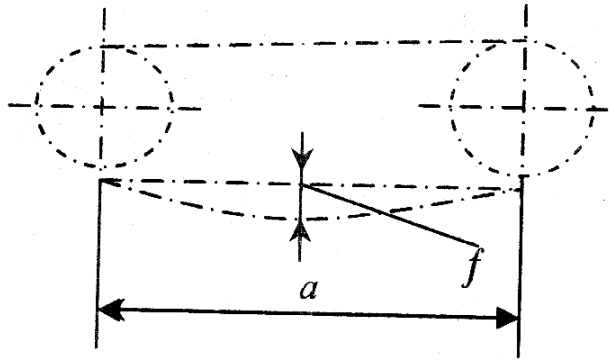
$[\Delta t] = 3 \dots 4\%$ (в сельхозмашиностроении)

$$t_{1max} = (1,03 \dots 1,04)t,$$

где t_1 – шаг после износа;

t – шаг номинальный

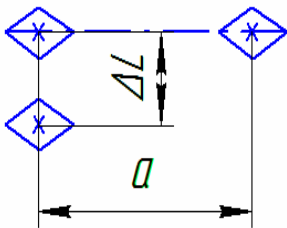
16.2. Натяжение цепной передачи устанавливают по стреле провисания « f » в зависимости от межосевого расстояния « a ».



$$f_{\min} = 0,02 \cdot a$$

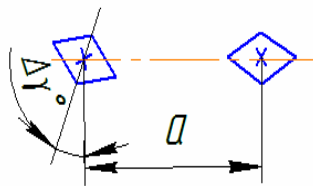
$$f_{\min} < f < 3 f_{\min}$$

16.3. Монтаж валов и звёздочек производят таким образом, чтобы обеспечить наибольшую долговечность работы цепной передачи. При монтаже следует предусмотреть параллельность валов и установку звёздочек в одной плоскости.



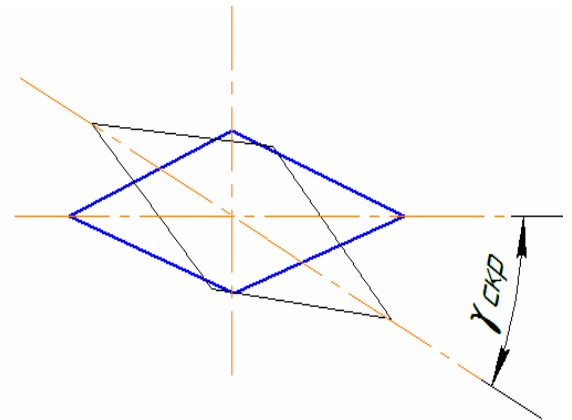
перекос валов

$$\Delta\gamma \leq \frac{2,3 \dots 4,5}{\sqrt{a}}$$



скрещивание валов

$$\gamma_{\text{скр}} = \frac{(1,5 \dots 3,0)}{\sqrt{a}}$$



смещение звёздочек

$$\Delta l \leq (0,04 \dots 0,08) \sqrt{a}$$

где a - межосевое расстояние, мм;

$\Delta\gamma$, $\gamma_{\text{скр}}$ - угловые величины в градусах

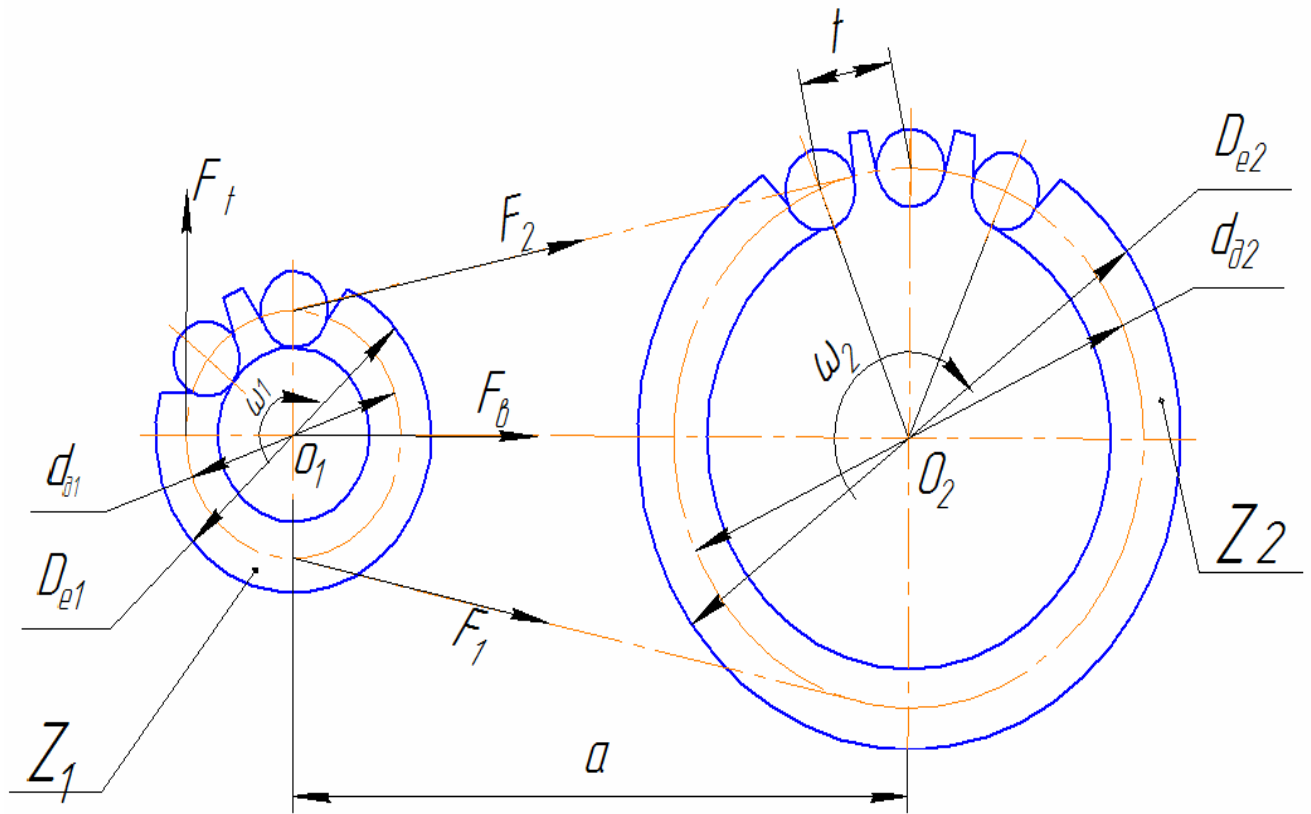


Рисунок 5.4 - Геометрические и силовые параметры цепной передачи.

В настоящее время для расчета цепных передач и создания рабочих чертежей звездочек широко применяются специализированные компьютерные программы.