

З А Д А Ч А №7

Для промежуточного вала редуктора, расчётная схема и эскиз которого представлены на рис. 16 требуется:

1. Построить эпюры изгибающих моментов от сил, действующих в горизонтальной и вертикальной плоскостях;
2. определить значение суммарных изгибающих моментов; ✓
3. построить эпюру крутящих моментов; ✓
4. построить эпюру эквивалентных моментов; ✓
5. определить минимально допустимое значение диаметра вала из условия статической прочности;
6. назначить геометрические размеры диаметра вала на основе рекомендаций, указанных на рис. 16.
7. в сечениях вала, где возникают концентраторы напряжений, определить запас прочности по выносливости и сравнить его с допустимым.

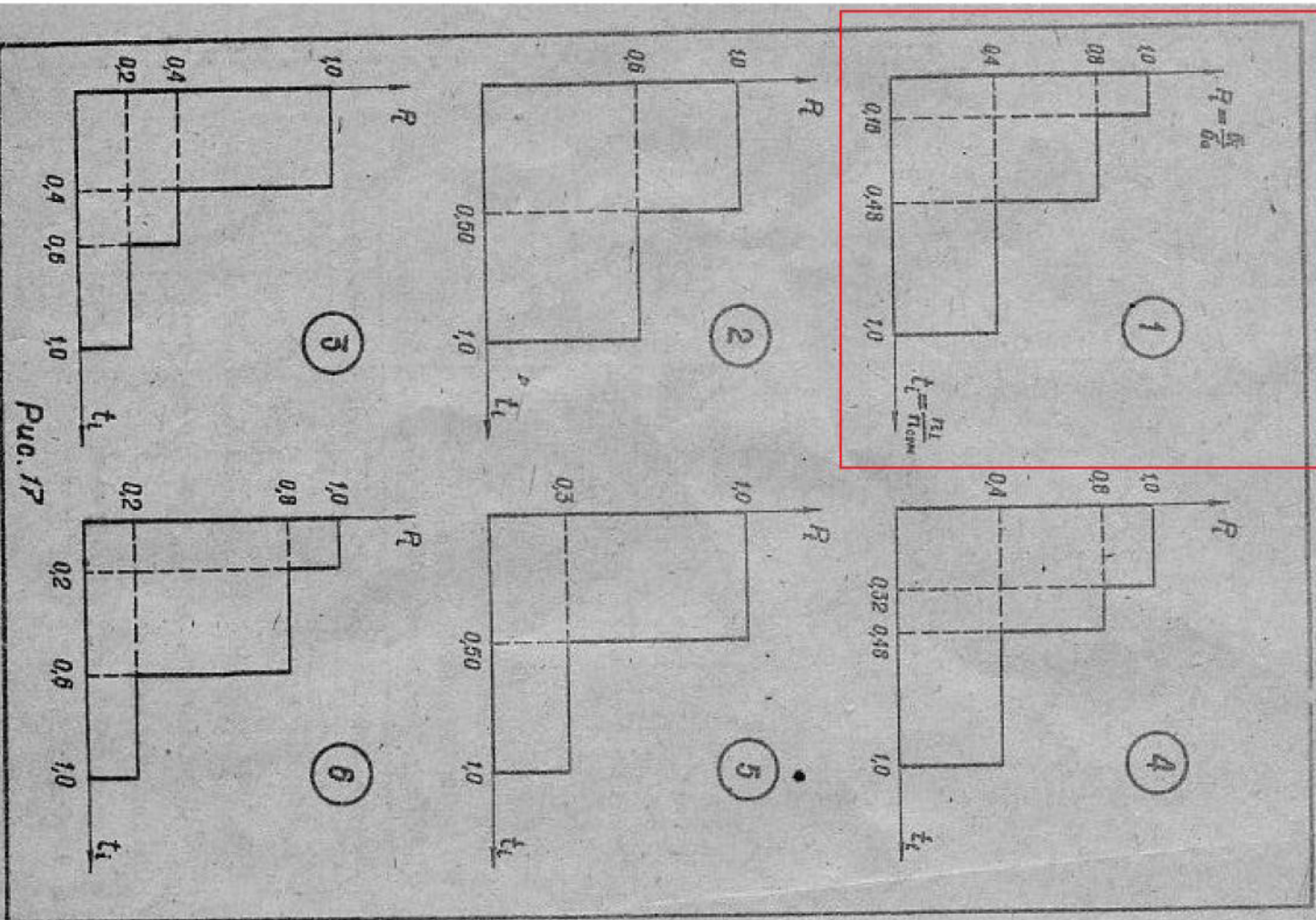
23025
АБВГД62063
АБВГД

Таблица 8

номер строки	Марка стали	Усилия кН					мм				Режим нагружения рис. 17
		F_{1x}	F_{1z}	F_x	F_{2n}	F_{2z}	R_1	R_2	l_1	l_2	
1	Ст 5	3,1	1,155	0,655	6,2	2,26	100	50	75	140	1
2	Ст 6	3,0	1,120	0,630	6,0	2,18	110	55	80	145	2
3	20	2,8	1,045	0,60	5,6	2,04	120	60	85	150	3
4	45	2,6	0,970	0,55	5,2	1,90	130	65	90	155	4
5	20 X	2,2	0,820	0,465	4,4	1,60	140	70	95	160	5
6	40 X	1,6	0,60	0,340	3,2	1,165	150	75	100	165	6
7	40XH	1,5	0,56	0,320	3,0	1,09	160	80	105	170	Условно- использовать режим
8	18X1T	1,4	0,525	0,298	2,8	1,02	170	85	110	175	
9	30X1T	1,2	0,45	0,254	2,4	0,874	180	90	115	180	
0	12XH3	2,6	0,970	0,55	5,2	1,90	130	55	100	165	
	Б	В					Г	Д			

Примечание: Для определения суммарного числа циклов напряжений из-
гиса за весь срок работы вала при ступенчатом его на-
грузении принять:

- а) число оборотов вала равно $n = 0,5 \text{ об/сек}$;
- б) время работы в сутки $t = 6 \text{ часов}$;
- в) число рабочих дней в году $\Delta = 100 \text{ дней}$;
- г) количество лет работы $L = 10 \text{ лет}$;
- д) показатель степени кривой усталости $m = 9$;
- е) базовое число циклов нагружения $N_0 = 10^7 \text{ циклов}$;

исходные данные взять из табл. В.

Лекция

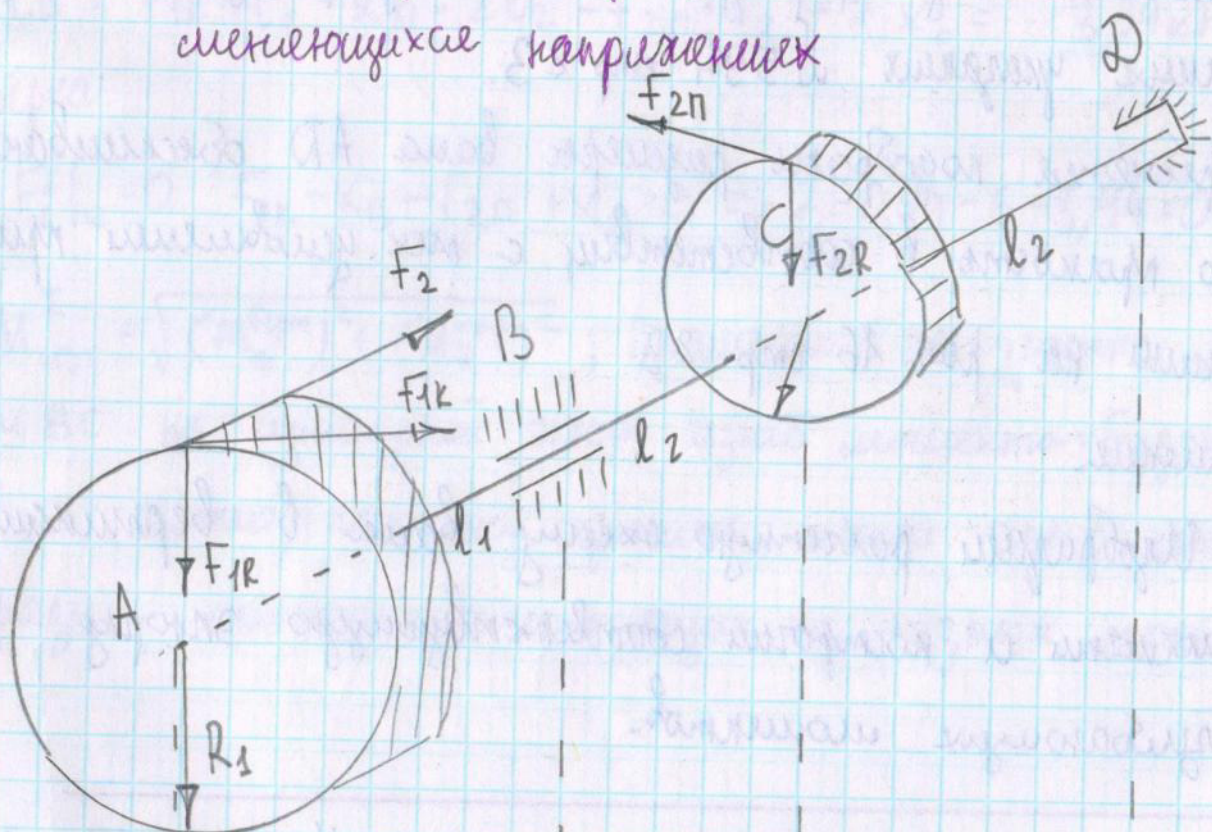
6-1

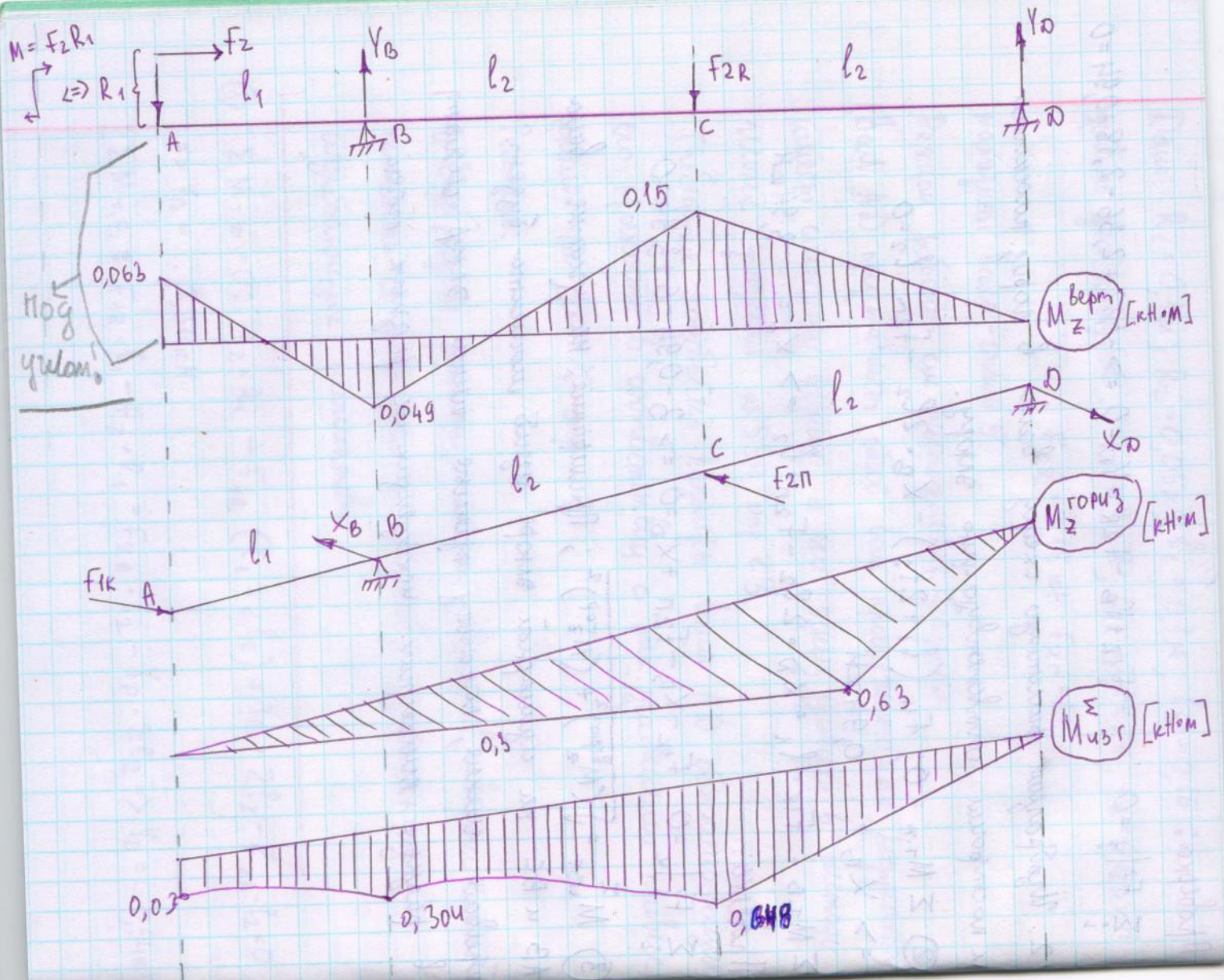
РГР 3

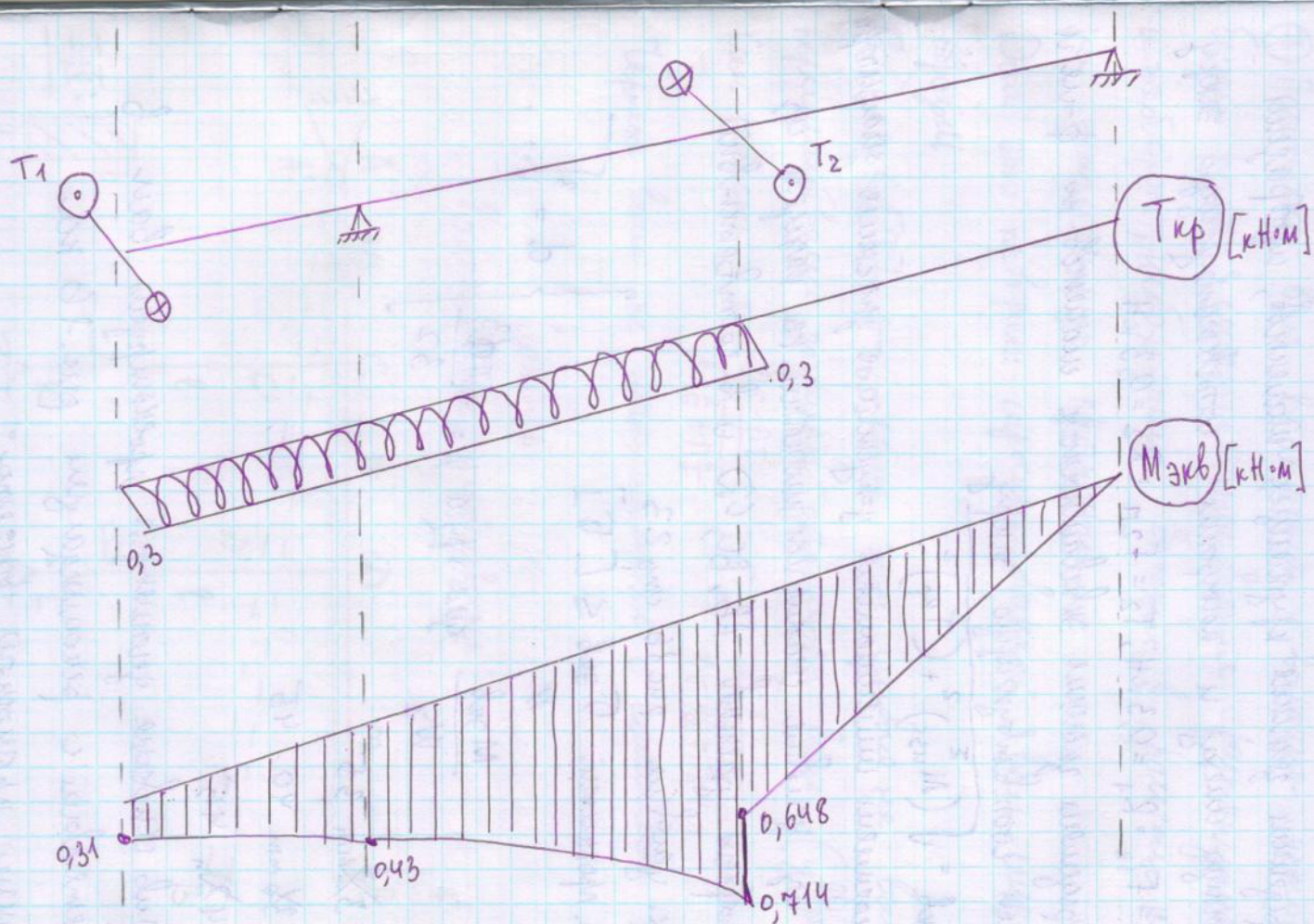
згн 7

06.05.16

Расчет на прочность при циклически
меняющихся напряжениях







Дано: $R_1 = 0,1 \text{ м}$; $R_2 = 0,05 \text{ м}$; $l_1 = 0,1 \text{ м}$; $l_2 = 0,16 \text{ м}$

ушиные две козубой: $F_{1K} = 3 \text{ кН}$; $F_{1R} = 1,12 \text{ кН}$; $F_z = 0,63 \text{ кН}$

.... $F_{2R} = 2,18 \text{ кН}$; $F_{2H} = 6 \text{ кН}$;

материал вала - сталь 5

Режим работы см. методические указания.

Вал АД представляет собой вал промежуточного редуктора имеет сложную форму и его эскиз приведен в методических указаниях № 594 стр 23.

Требуется подобрать размеры вала АД обеспечивающие его прочность в соответствии с тех. условиями приведенными на рис. 16 стр 23

Решение:

1. Изобразим расчетную схему вала в вертикальной плоскости и построим соответствующую эпюру изгибающих моментов.

$$\textcircled{1} \left[\sum M_{Т.Д} = 0: F_z \cdot R_1 - F_{1R} (l_1 + 2l_2) + Y_B \cdot 2l_2 - F_{2R} \cdot l_2 = 0 \right.$$

$$\Rightarrow Y_B = \dots 2,36 \text{ кН}$$

$$\left[\sum M_{Т.В} = F_{1R} \cdot l_1 - F_z \cdot R_1 = F_{2R} \cdot l_2 - Y_D \cdot 2l_2 \Rightarrow Y_D = \dots 0,94 \text{ кН} \right.$$

Проверка:

$$\sum_i F_i|_y = 0 \quad -F_{1R} + Y_B - F_{2R} + Y_D = 0 \Rightarrow -1,12 + 2,36 - 2,18 + 0,94 = 0$$

2. Изобразим расчетную схему балки в гориз. плоскости и построим соответствующую эпюру.

$$\textcircled{2} \sum M_{т.в} = 0; F_{1K}(l_1 + 2l_2) - X_B \cdot 2l_2 - F_{2П} \cdot l_2 = 0 \\ \Rightarrow X_B = \dots 0,94 \text{ кН}$$

$$\sum M_{т.в}: F_{1K} \cdot l_1 = X_D \cdot 2l_2 - F_{2П} \cdot l_2 \Rightarrow X_D = \dots 3,94 \text{ кН}$$

Проверка:

$$\sum_i F_i|_x = 0 \quad F_{1K} - X_B - F_{2П} + X_D = 0 \Rightarrow 3 - 0,94 - 6 + 3,94 = 0$$

$\textcircled{3} M_{изг}^{\Sigma} = \sqrt{(M_{изг}^{верт})^2 + (M_{изг}^{гор})^2}$; Примечание: на угатке балки АВ и ВС на суммарной эпюре изгиб момента будет кривая синуса, поскольку приемы синус эпюр лежат в разных плоскостях исходящих из разных точек.

4. Определим значение крутящих моментов, изобразим расчетную схему и построим соответствующую эпюру

$$④ T_1 = F_{1к} \cdot R_1 = 0,3 \text{ кН}; T_2 = F_{2п} \cdot R_2 = 0,3 \text{ кН}$$

5. Определим значение эквивалентных моментов по ф-ле и строим соответствующую эпюру

$$⑤ M_{эв} = \sqrt{(M_{изг})^2 + (T_{кр})^2}$$

6. Определим минимальное допустимое значение диаметра валов из условия статической прочности на растягив и из характерных участков АВ, ВС, СД и в соответствии с их. условием рис 16 стр 23

$$⑥ \text{ усл. прочности: } \sigma_{эв} \leq [\sigma]$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{или} \\ \frac{M_{эв}}{W_z} \text{ где } W_z = \frac{\pi d^3}{32} \end{array} \right\} d = \sqrt[3]{\dots}$$

$$d_A = 38 \text{ мм } 35$$

$$d_B = 36 \text{ мм } 40 \quad 45$$

$$d_C = 48 \text{ мм } 45$$

Получив основные диаметры проектируем вал в соответствии с рекомендациями рис. 16 на основании прочного расчета;

⑦ Поскольку вал вращается и валопина которые были ранее стали стеновыми раменными и наоборот, необходимо внести в расчеты поправку на установившуюся прочность.

Для это привели сформулированной вал следующим образом

$\sigma_{\text{эпв}} \cdot n \leq [\sigma] \leftarrow$ — если это условие не выполняется увеличиваем размеры диаметра вала (увеличиваем n)

Как считать: $n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} ; n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} ; n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$

Чертеж вала на минимизирован с масштабом 1:1