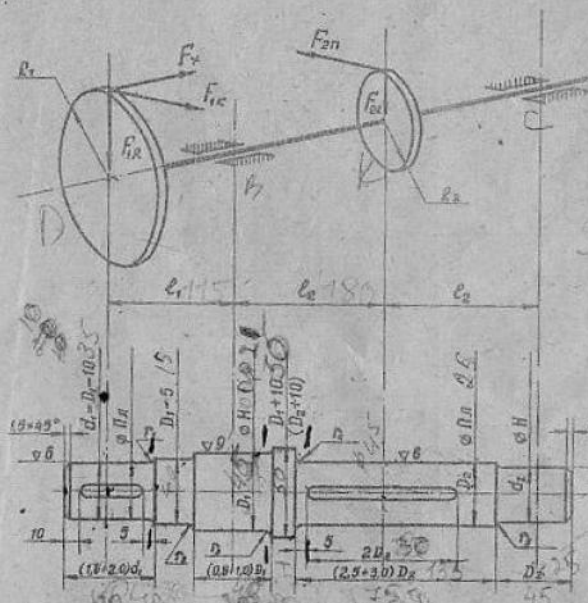


Для промежуточного вала редуктора, расчётная схема и эскиз которого представлены на рис. 16 требуется:

1. Построить эпюры изгибающих моментов от сил, действующих в горизонтальной и вертикальной плоскостях;
2. определить значение суммарных изгибающих моментов;  $\times$
3. построить эпюру крутящих моментов;  $\times$
4. построить эпюру эквивалентных моментов;  $\times$
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.



Радиус закругления  $r = (0,05 - 0,1) d_{\min}$

$\Phi\Pi$  — посадка легкопрессовая  $\Pi\lambda \approx \Pi\rho$

ФН — посадка напряженная

Силловые факторы, действующие на вал

Силовые факторы	Передача		Примечание
	Прямая	Косозубая	
Крутящий момент	$T_{кр}$	$T_{кр}'$	$\alpha = 20^\circ$
Окружное усилие	$F_{2n} = \frac{2 T_{кр}}{D_n}$	$F_{1k} = \frac{2 T_{кр}'}{D_k}$	$\beta = 9^\circ 13'$
Радиальное усилие	$F_{2r} = F_{2n} \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$F_{kr} = F_{1k} \cdot \operatorname{tg} \beta$	
Осевое усилие	—	$F_x = F_{1k} \cdot \operatorname{tg} \beta$	

Гло. 16





Примечание: Для определения суммарного числа циклов напряжений изгиба за весь срок работы вала при ступенчатом его нагружении 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  $D = 100 \text{ дней}$ ;
- г) количество лет работы  $L = 10 \text{ лет}$ ;
- е) показатель степени кривой усталости  $m = 9$ ;
- д) базовое число циклов нагружения  $N_0 = 10^7 \text{ циклов}$ ;

исходные данные взять из табл. 8.

лекция

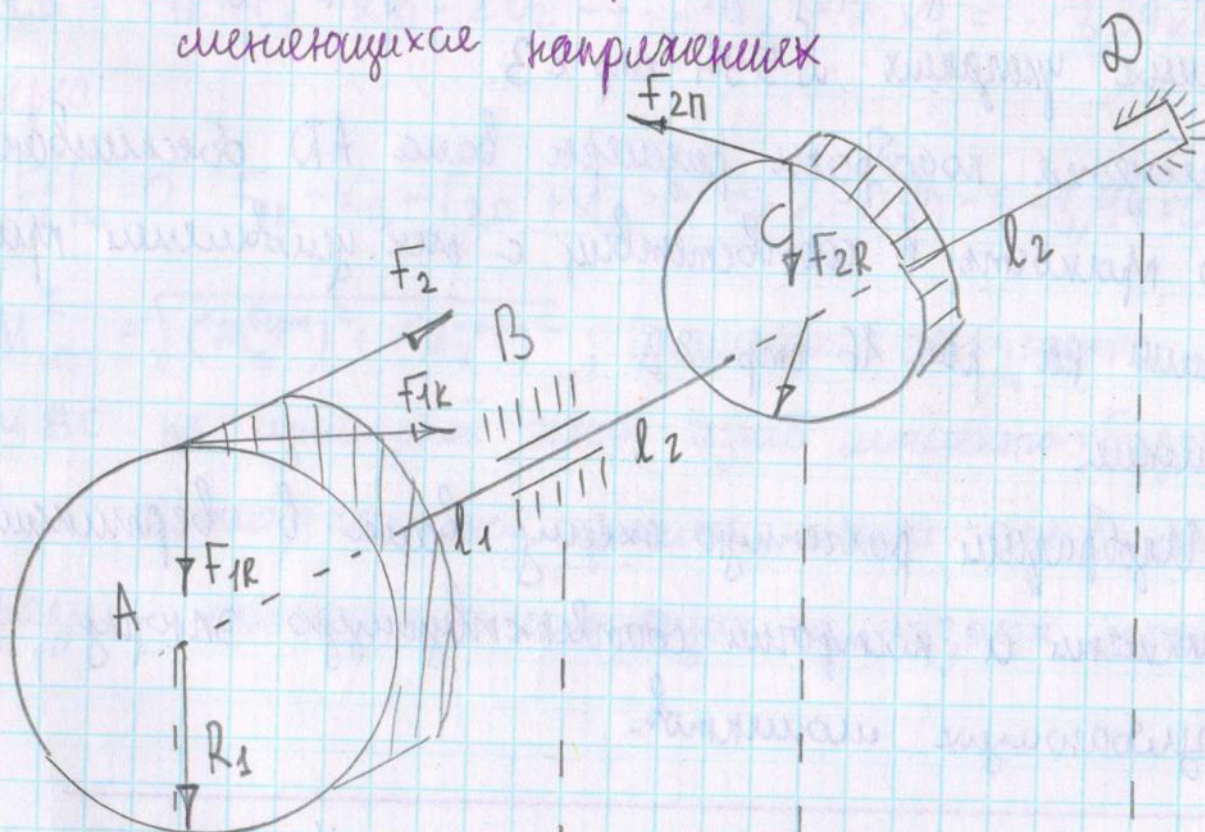
6-1

Растет на прочность при циклически  
меняющихся напряжениях

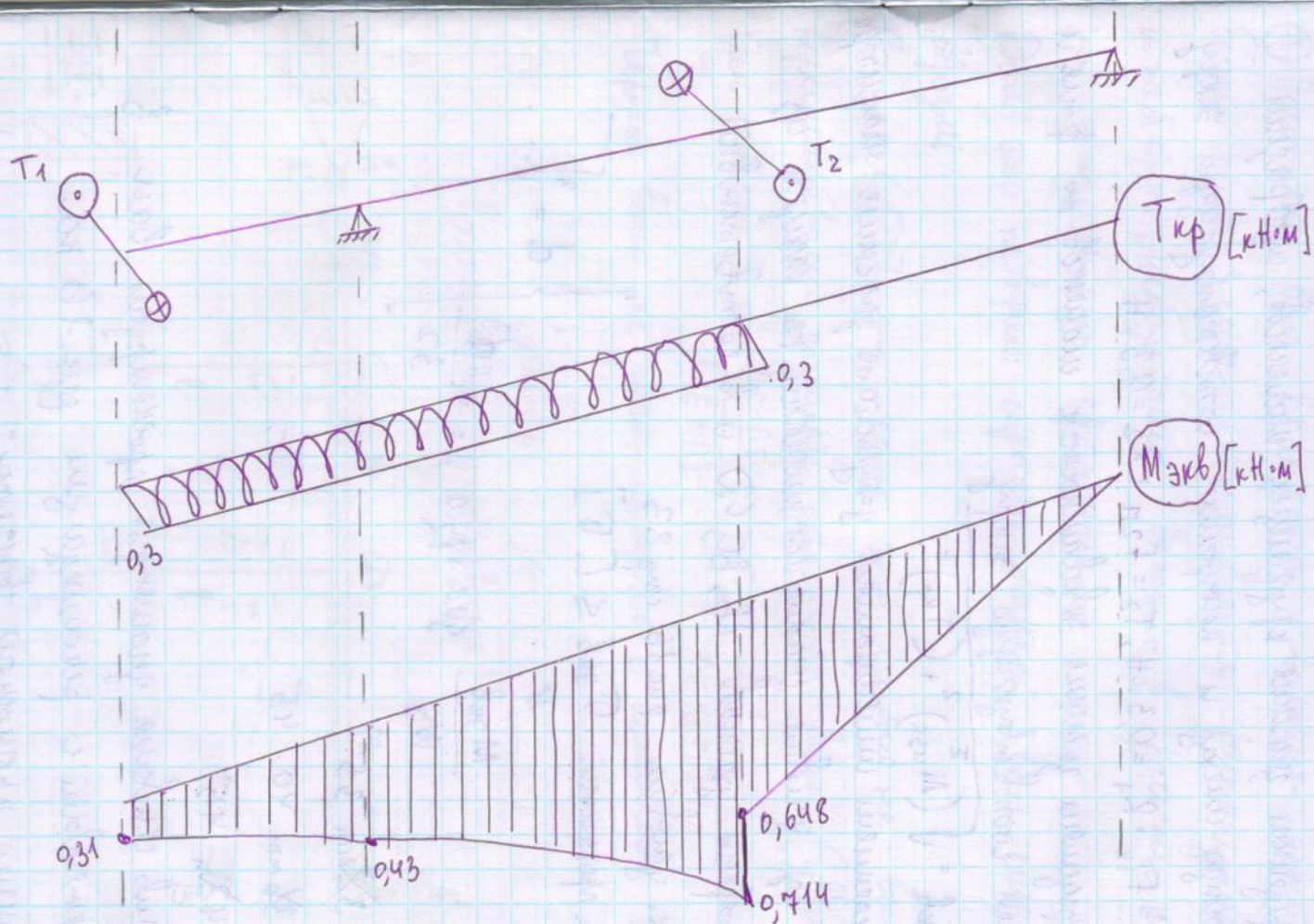
PTP 3

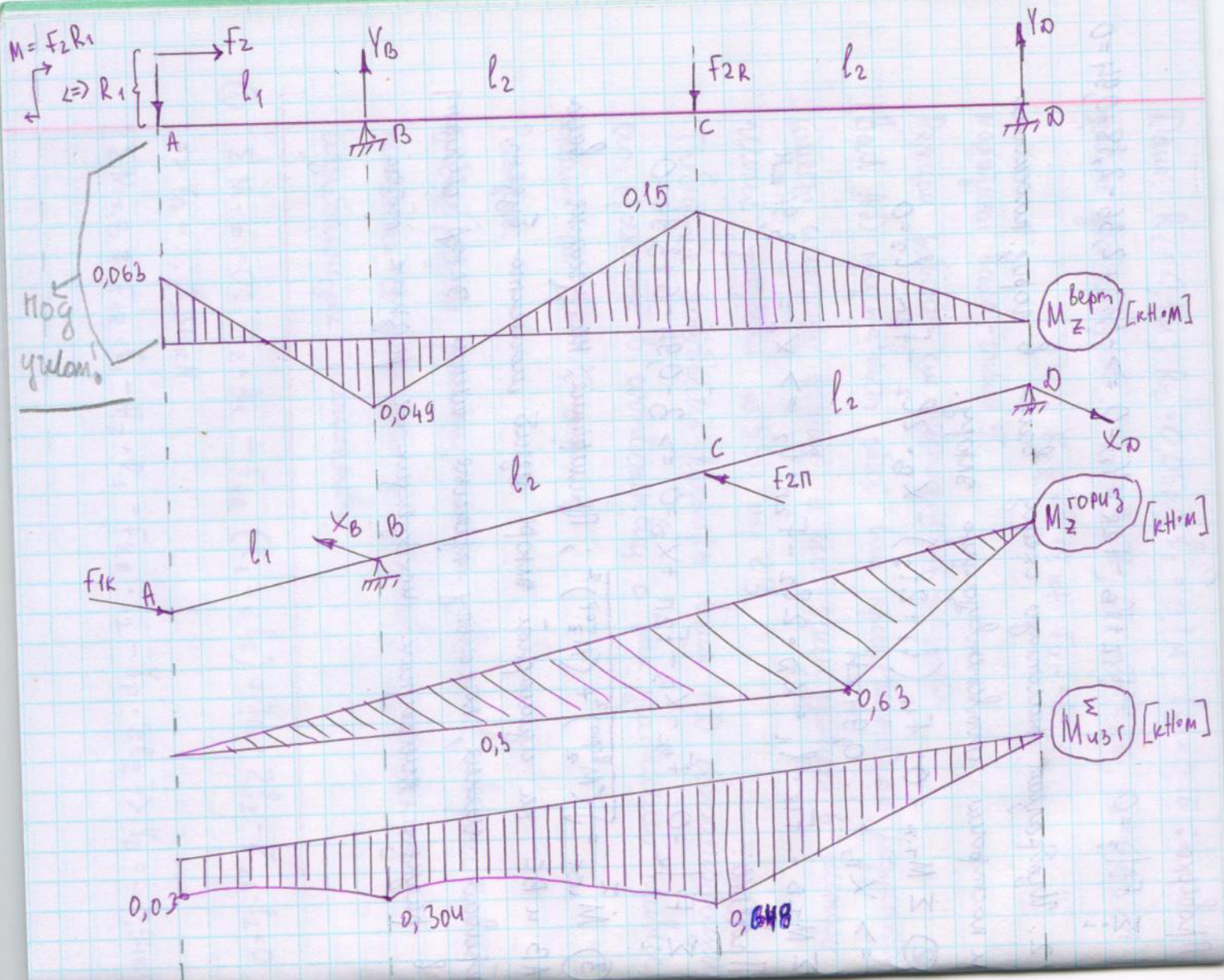
75

06.05.16











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 прожегнутаного 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.

$$\textcircled{1} \left[ \begin{aligned} \Sigma M_{T.D} = 0: & F_z \cdot R_1 - F_{1R} (l_1 + 2l_2) + Y_B \cdot 2l_2 - F_{2R} \cdot l_2 = 0 \\ \Rightarrow Y_B = & \dots 2,36 \text{ кН} \end{aligned} \right.$$

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



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 horiz. плоскости и построим соответствующую эпюру.

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

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

Проверка:

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

$\textcircled{3} M_{изг}^{\Sigma} = \sqrt{(M_{изг}^{верт})^2 + (M_{изг}^{гор})^2}$ ; Примечание: на угатке балки АВ и ВС на суммарной эпюре изгиб момента будет кривая синуса, поскольку приложенные моменты 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 вала из условия статической прочности на растягив 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

$\sigma_{\text{элв}} \cdot n \leq [\sigma] \leftarrow$  — 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