

Расчет тихоходного вала одноступенчатого цилиндрического редуктора

I. Предварительный расчет тихоходного вала

1. *Выбор материала вала.*

Углеродистая конструкционная сталь марки Ст30

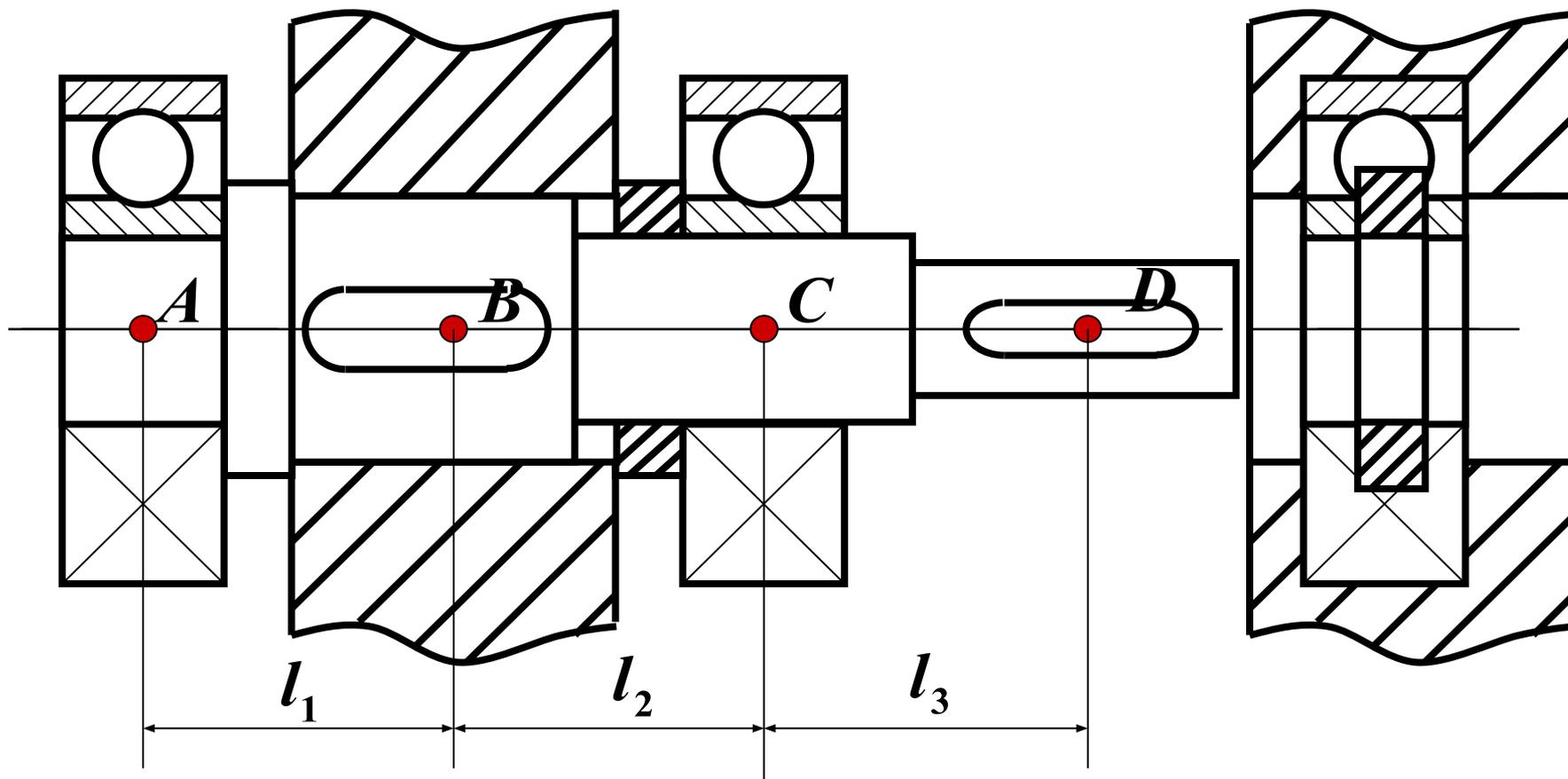
Механические характеристики:

- Предел текучести $\sigma_T = 300$ МПа
- Предел прочности $\sigma_B = 550$ МПа
- Предел выносливости при изгибе $\sigma_{-} = 250$ МПа
- Предел выносливости при кручении $\tau_{-} = 125$ МПа

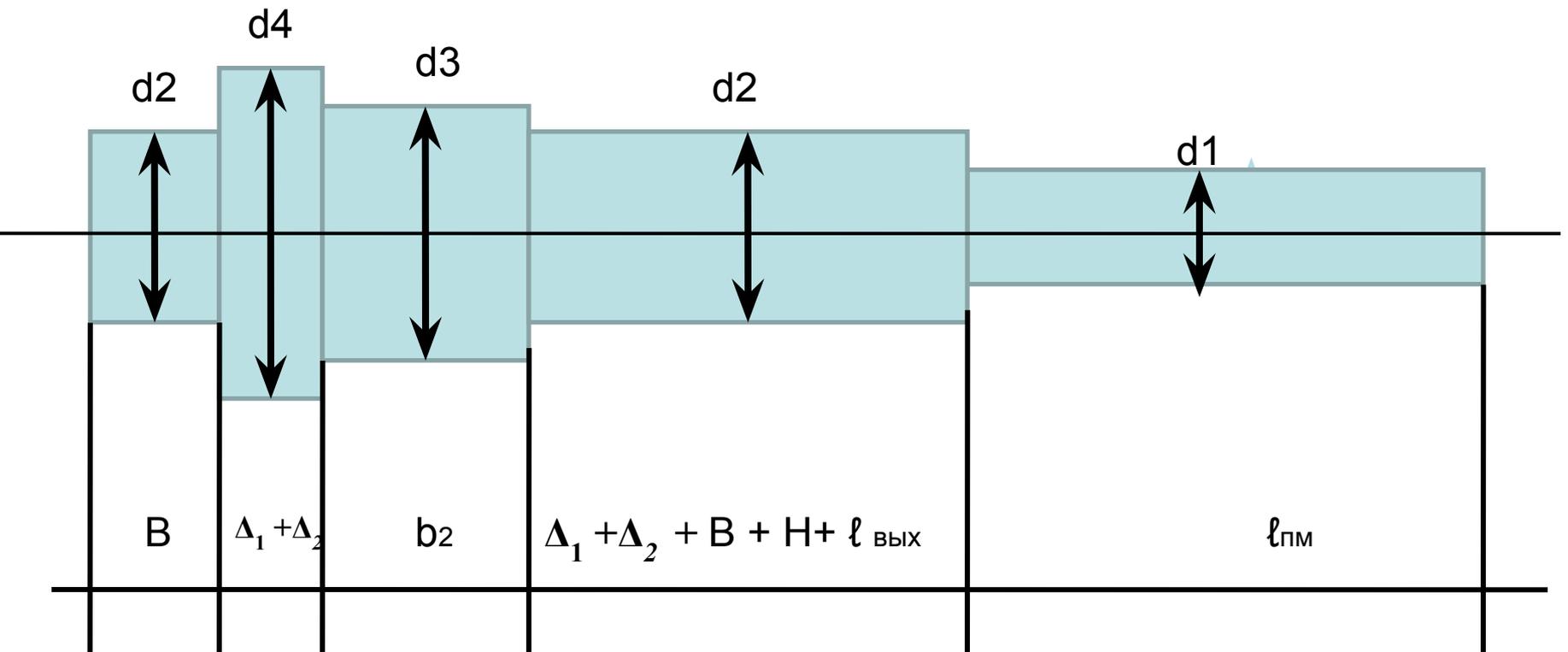
Проектный расчет

$$d'_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_p \cdot 10^3}{\pi \cdot [\tau]}}$$

Конструктивная проработка узла вала



Проектирование тихоходного вала



2. Определение минимального диаметра вала (выходного конца вала)

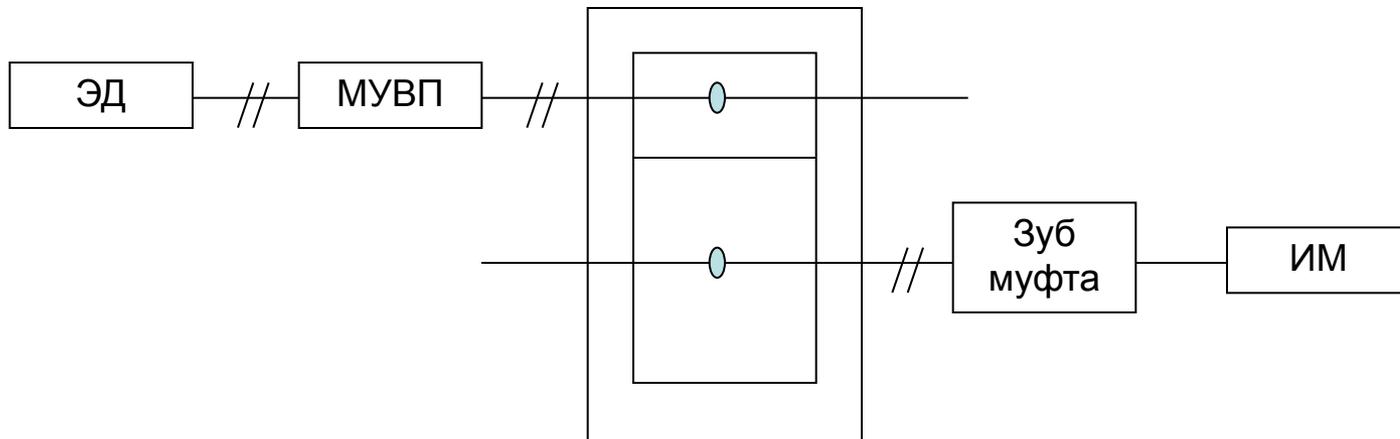
$$d_1 \geq 17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2}{[\tau_k]}} = (\text{мм})$$

$M_2 = T_2$ – ДЗ №1

$[\tau_k]$ – (12÷35) МПа – условное допускаемое напряжение при кручении.

Ст. ряд : 10; 10,5; 11; 11,5; 12 ... 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 67; 70; 75; 80 и т.д.

ВАЖНО: Условие $d_1 = (0,8 \div 1,0)d_{\text{ЭД}}$



3. Опред. диаметров и длины участков ступенчатого тихоход. вала.

- Диаметр вала под полумуфту: $d_1 = d_{\text{вых}}$

- Диаметр вала под подшипники: $d_2 = d_1 + (5 \div 7) \text{ мм}$

Ответ d_2 должен заканчиваться на цифру 0 или 5 (по стандарту). Если не получается то выбираем другое d_1 (диаметр вых. конца вала).

- Диаметр вала под зубчатое колесо: $d_3 = d_2 + (3 \div 5) \text{ мм}$

- Диаметр бурта: $d_4 = d_3 + 10 \text{ мм}$ (бурт – участок вала для фиксации детали)

- Длина участка под подшипники: B (из табл. основных парам. подшип.)

- Длина участка под зубчатое колесо: b_2 (ширина колеса, ДЗ №2)

- Длина участка с диаметром d_2 : $B + H = B + (B + 10 \text{ мм}) + \ell_B$

$\ell_B = 10 \text{ мм}$ – зазор между крышкой подшипника и торцом полумуфты,

H – ширина крышки подшипника

- Длина участка под бурт и стопорное колесо: $\Delta_1 = 6 \text{ мм} + \Delta_2 = 10$

мм .

4. Составление расчетной схемы вала.

4.1 Расчет действующих сил

- Окружная сила F_τ

$$F_\tau = \frac{2M_2}{d_k} = [H]$$

d_k – диаметр делительной окружности колеса из ДЗ №2 (d_k – подставляем в метрах!)

$$F_r = F_\tau \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

- Радиальная сила F_r

$\alpha = 20^\circ$ - угол зацепления

- Сила Q от действия муфты

$$Q = 0,3 \cdot F_\tau$$

4.2 Расчет участков вала

(·) А – центр левого подшипника

(·) В – центр правого подшипника

(·) D – центр шпоночного паза

(·) С – центр шпоночного паза под зубчатым колесом

$$\boxed{\times}_1 = \frac{B}{2} + \Delta_1 + \Delta_2 + \frac{b_2}{2} \quad \boxed{\times}_2 = \frac{b_2}{2} + \Delta_2 + \Delta_1 + \frac{B}{2}$$

$$\boxed{\times}_3 = \frac{B}{2} + H + \boxed{\times}_{ВЫХ} + \frac{\boxed{\times}_{нм}}{2}$$

$$H = B + 10$$

4.3 Построение эпюры изгибающего момента в вертикальной плоскости

4.4 Построение эпюры изгибающего момента в горизонтальной плоскости

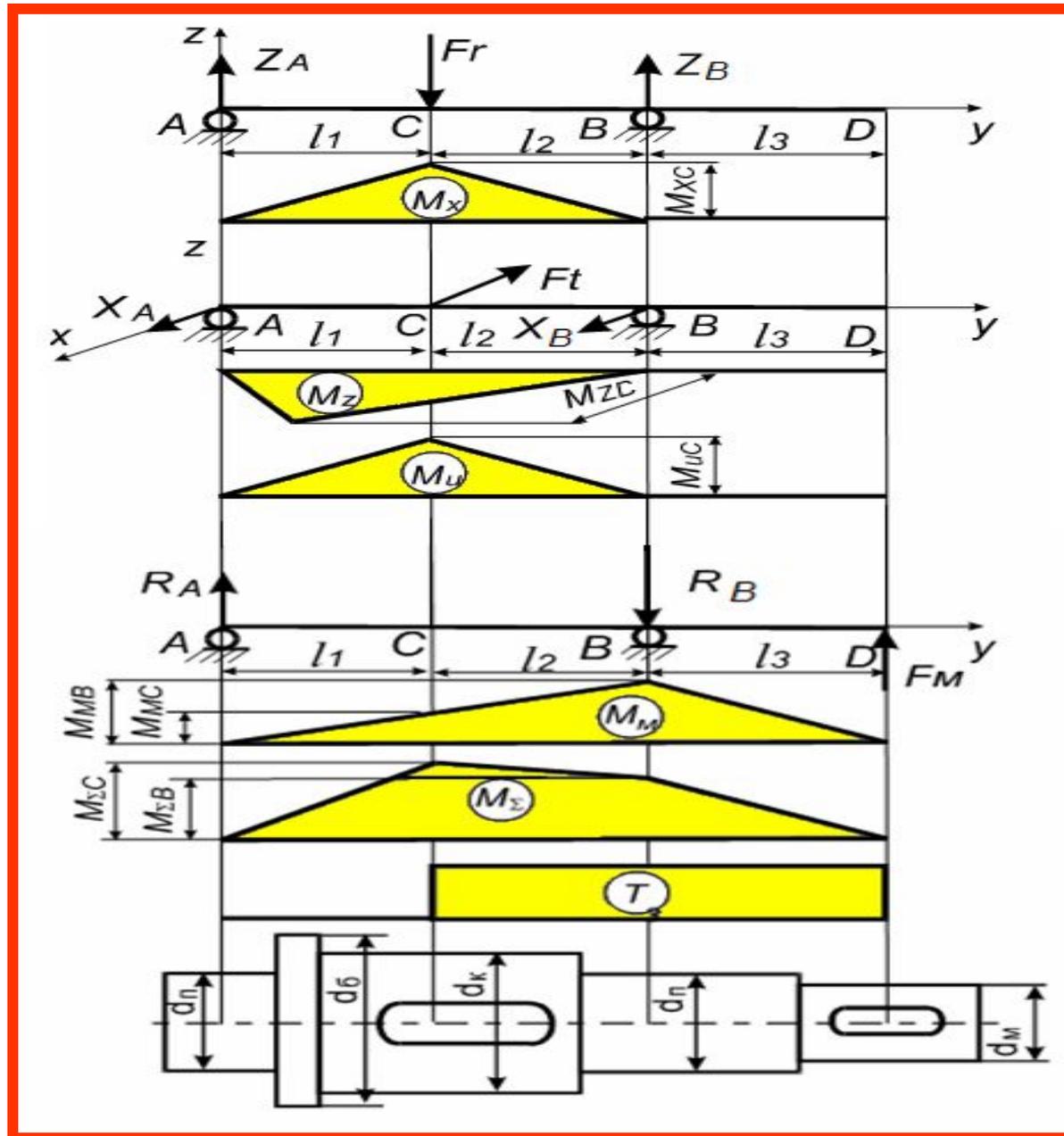
4.5 Построение эпюры изгибающего момента от силы Q

4.6 Построение суммарной эпюры изгибающего момента

4.7 Построение эпюры крутящего момента

4.8 Построение сводной таблицы эпюр $M_{\text{изг}}$ и $M_{\text{к}}$

Построение эпюр изгибающих и крутящего момента



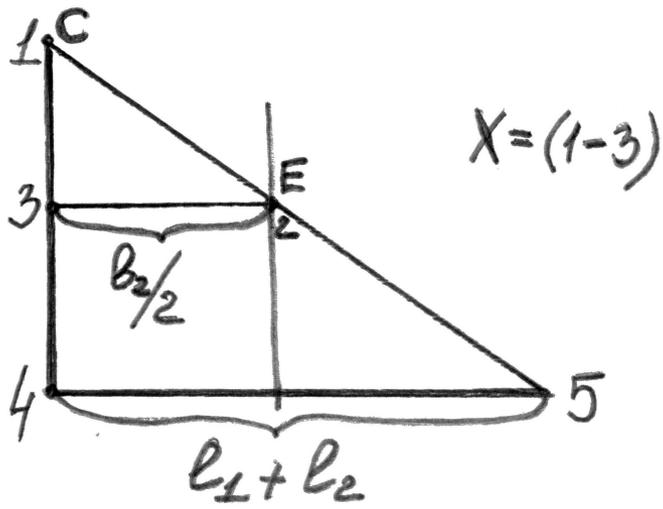
II. Расчет вала на усталостную прочность в опасном сечении

1. Нахождение $M_{изг}$ в опасном сечении E-E

Из подобия треугольников

$$\frac{1-3}{1-4} = \frac{3-2}{4-5} \Rightarrow x = \frac{(1-4)(3-2)}{(4-5)} = \frac{M_{изг}^C \cdot \frac{b_2}{2}}{l_2 + l_1}$$

Значение момента в точке E



$$M_{изг}^E = M_{max} - x$$

2. Проверочный расчет на прочность вала сечения Е-Е

2.1 Определение нормального амплитудного напряжения

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_{изг}^E}{W_u} = \frac{M_{изг}^E \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3} = [МПа]$$

σ_u – нормальное изгибающее напряжение

W_u – момент сопротивления изгибу поперечного сечения

d – диаметр в сечении Е-Е в мм

2.2 Определение нормального касательного напряжения

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_k}{2} = \frac{M_k}{2W_k} = \frac{M_k \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} = [МПа]$$

τ_m – среднее касательное напряжение

W_k – момент сопротивления кручению

d – диаметр в сечении Е-Е в мм

2.3 Определение коэффициента запаса прочности вала по нормальным и касательным напряжениям

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}$$

$$\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$$

$$K_{\sigma} = 1,57$$

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,76$$

$$\beta = 0,91$$

$$\psi_{\sigma} = 0,15$$

$$\sigma_m = 0 (\text{симметричный_цикл})$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}$$

$$\tau_{-1} = 125 \text{ МПа}$$

$$K_{\tau} = 1,25$$

$$\varepsilon_{\tau} = 0,76$$

$$\beta = 0,91$$

$$\psi_{\tau} = 0,05 (\text{углеродистая_сталь})$$

$$\tau_m = \tau_a$$

2.4 Расчет общего коэффициента запаса прочности по нормальному и касательному напряжениям

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}$$

$$[n] \geq 1,5 \div 2,5$$