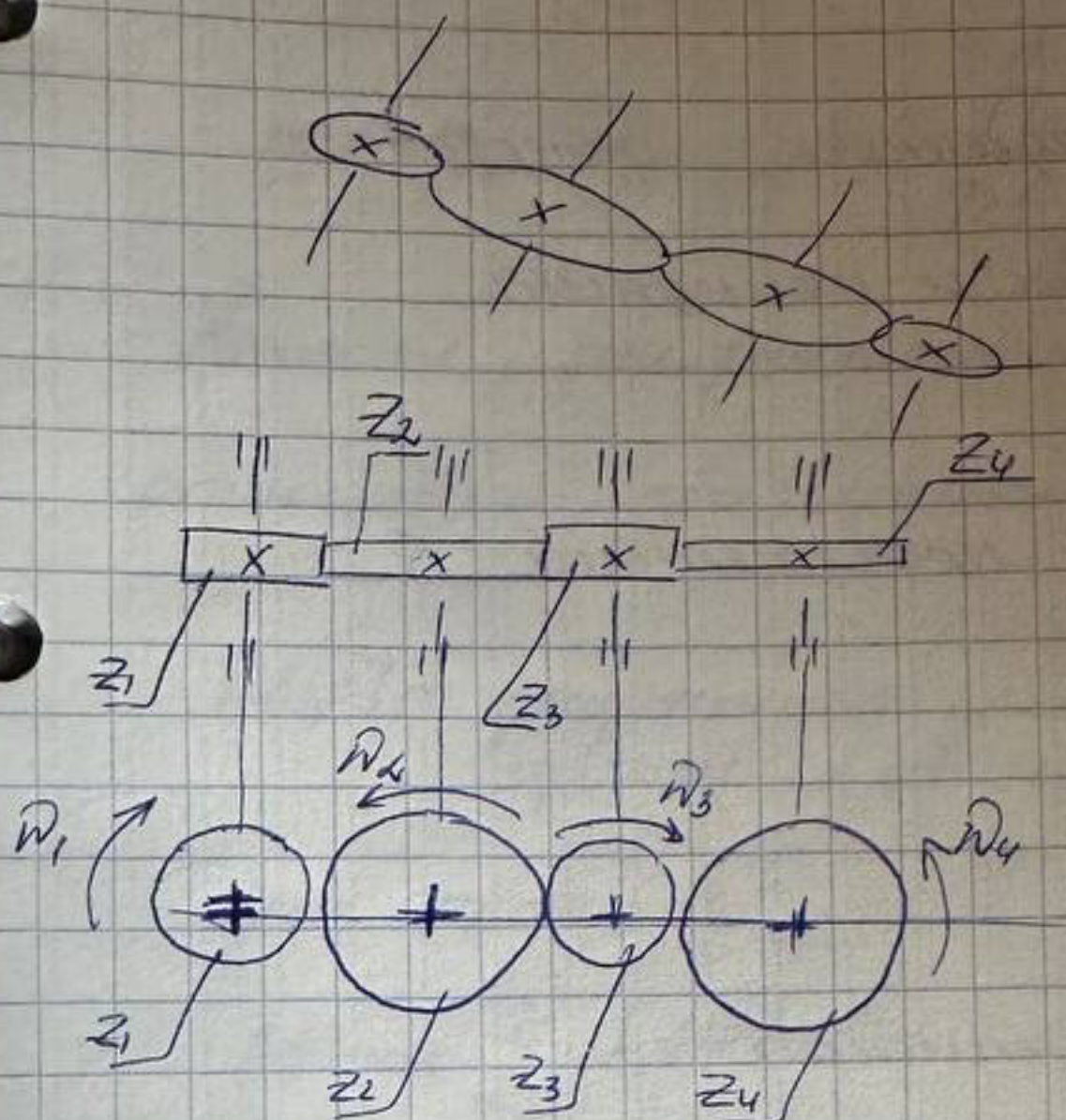


5.12.24 ОКП

а) рядные передачи



$$i_{14} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} = \frac{\omega_1}{\omega_4}; \quad i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3}; \quad i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4}$$

$$\left. \begin{aligned} \omega_1 &= \omega_2 \cdot i_{12} \\ \omega_2 &= \omega_3 \cdot i_{23} \\ \omega_3 &= \omega_4 \cdot i_{34} \end{aligned} \right\} \omega_1 =$$

$$\left[i_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{z_4}{z_1} \right]$$

ер колеса (z_2, z_3) наз-ся паразитными
кессами; от их числа зубьев общ.

передаточное отношение не зависит, но
они входят в рядные передачи

принимая для 1. согласования на-
правлений вращения первого и
последнего колёс

2. выдерживание заданного шестого
расстояния (сифу та и поперечный
коэффициент)

3. время для обхода препятствий в
конструкции

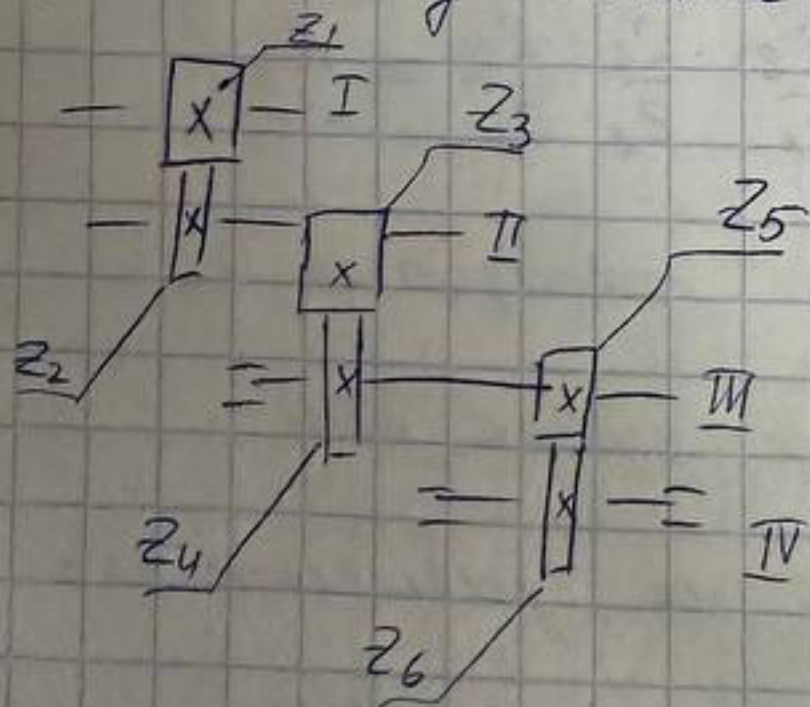
$$i_0 = \prod_{j=1}^{n-1} i_{j/j+1}$$

k - число внешних зацеплений

$$\eta_0 = \eta_{12} \cdot \eta_{23} \cdot \eta_{34}$$

$$\eta = \prod_{j=1}^{n-1} \eta_{j/j+1}$$

б) многоступенчатые передачи



$$L_0 = L_{16} = \frac{W_1}{W_6} = L_{12} \cdot L_{34} \cdot L_{56} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_6}{Z_5}$$

$$L_0 = (-1)^K \prod_{j=1 \dots 3}^n L_{j/j+1}$$

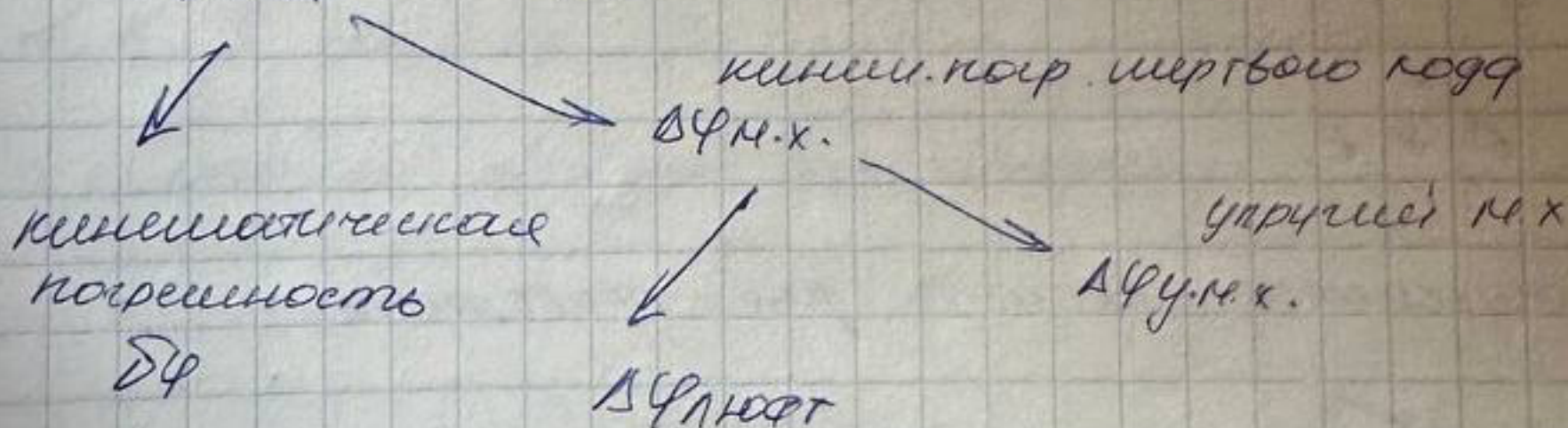
$$\eta_0 = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{56} = \prod_{j=1 \dots 3}^n \eta_{j/j+1}$$

Применя для значительного перекаточного отношения при малых габаритах

$[\Delta\varphi]$ - допустимая угловая погрешность вала, углы в минутах Γ'

Усл. прочности:

$$\Delta\varphi_{\text{max}} \leq [\Delta\varphi]$$



Расчет в г/з методом максимизации.

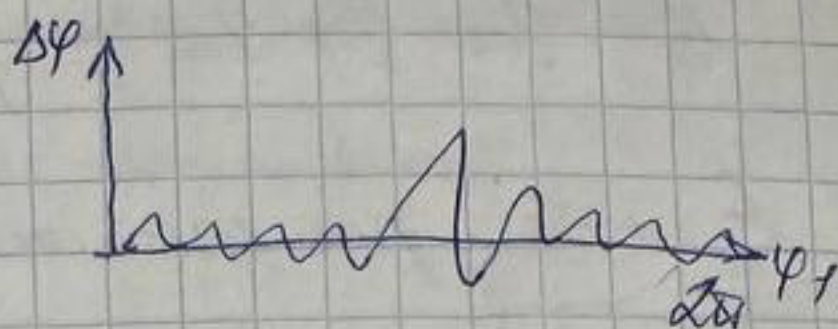
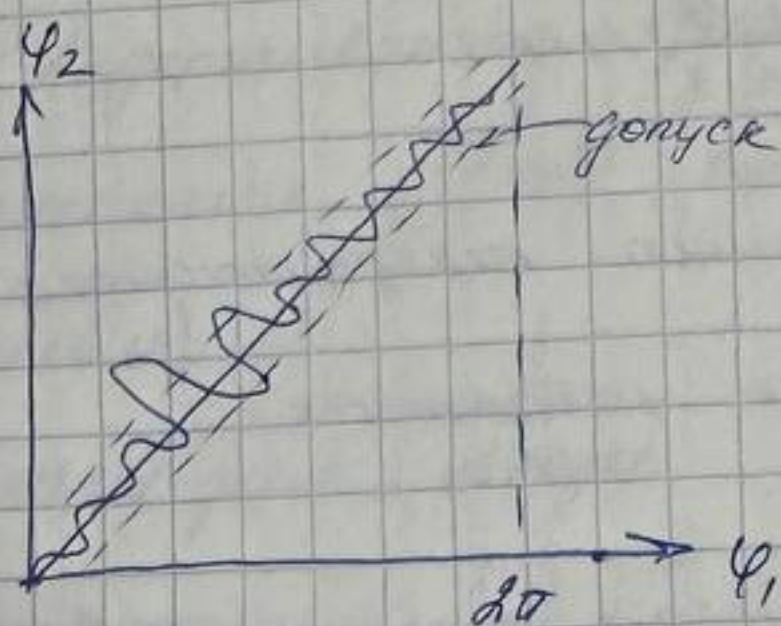
$$\Delta\varphi_{\text{max}} = \Delta\varphi + \Delta\varphi_{\text{л}} \quad (\text{у.м.х. не считаем})$$

Р/В в чем разница ш/у методами

Для проверки качества зуб.

кошес можно использовать эталонное

зубчатое колесо



допуск на погрешность колеса (зацепление)

определяется степенью точности

7
6, 4, 8...

8: допускается при этом для приборных передач

4: необходимо обновать расчеты

6:

вид сопряжения

D, E, G, F, H

1) Макс. погрешность за полный F

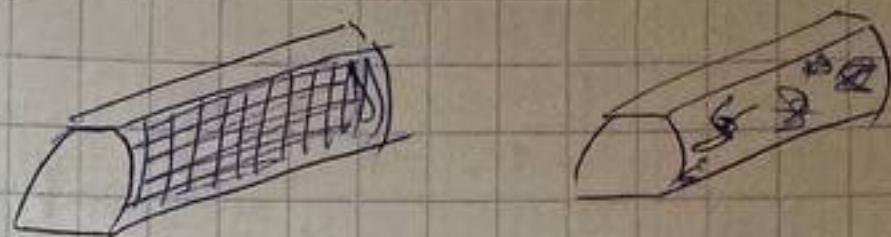
оборот определяется нормами кинематической погрешности

2) Нормы точности хода - f

макс. погрешность $\Delta\varphi$ при повороте на

2-3 шага

3) Литно контакта - ζ

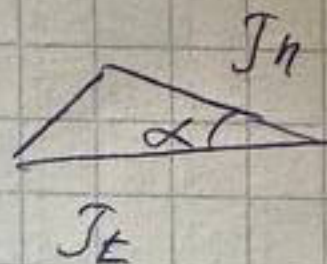
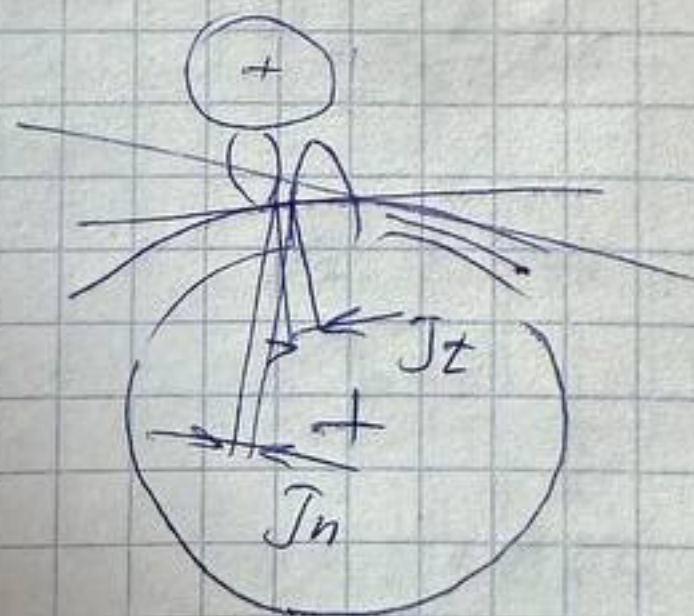


отношение площади реального пятна
контакта к площади всей боковой
пов-ти зуба

4) Нормы бокового зазора J_n, J_z

1, 2, 3 от-се степенью точности

4 от-се видоизм. сопряжения

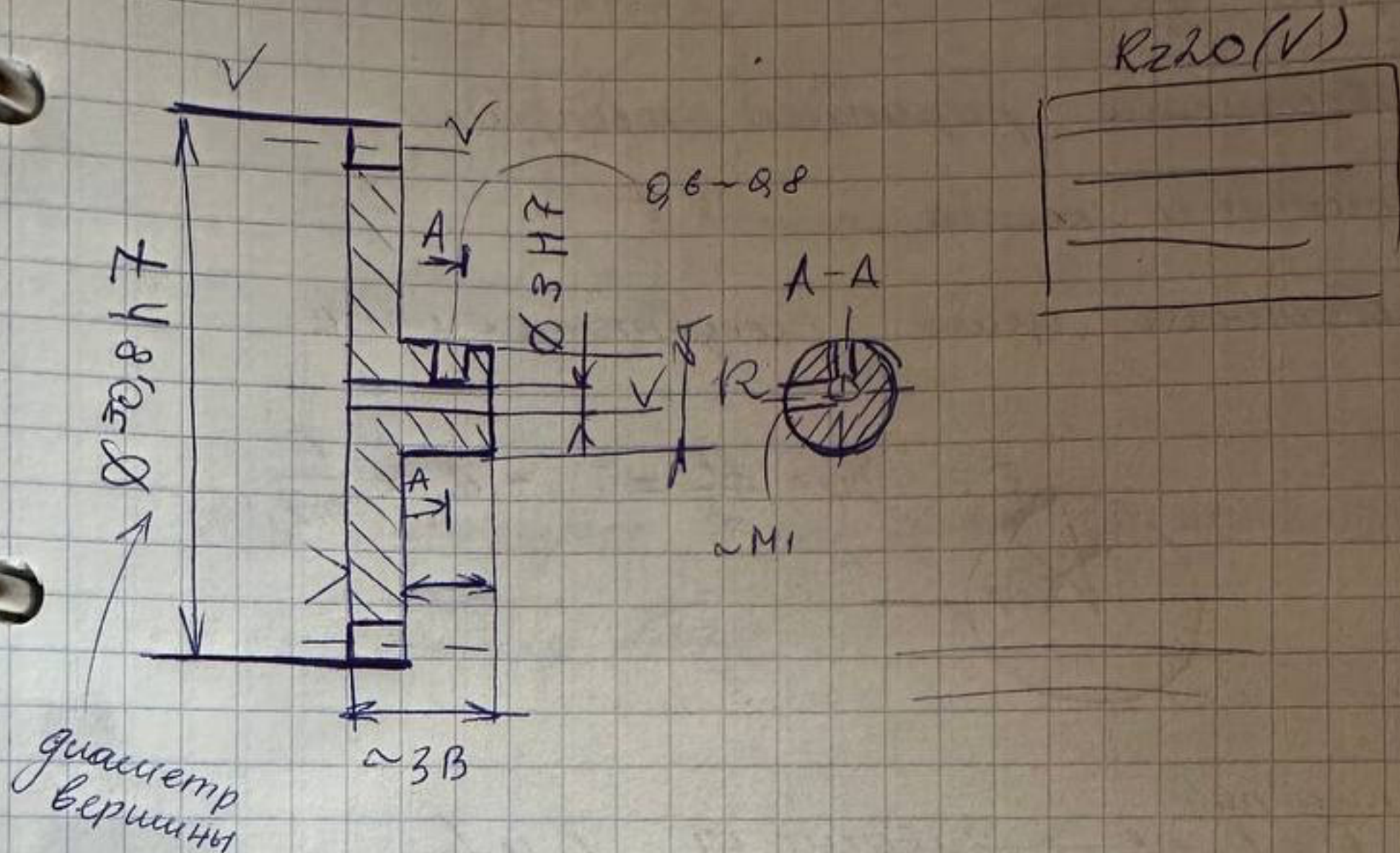


$$J_z = \frac{J_n}{\cos \alpha}$$



$$\Delta\varphi = \frac{J_z}{d/2}$$

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi h}{m\omega \cdot 10^3} \cdot \frac{180 \cdot 60}{\pi \text{ cosd}} \approx 6.38 \cdot \frac{\text{J}}{\text{mZ}}$$



Для обеспечения плавного и точного хода передачи, первый запуск редуктора осуществляется вместе с помощью специального шестеренного электродвигателя. За счет избыточной ^{крутящего} мощности удастся привести привод в движение, несмотря на дефекты изготовления (в т.ч. заусенцы). Во время (в тех 48-80с) неровности зубьев стачиваются и заусенцы прижимаются, т.е. прокатка прокатки (прикатки)

Ваше уважение учтено при рассмотрении
исходует учесть

1. Обеспечение различной твердости

шестерни и колеса

2. обеспечить целое передаточное отношение



$$\delta\varphi = \frac{dF}{d} = \dots = 6,88 \frac{F}{mZ_2}$$

мен. погр.

$$F = f_f + f_p \rightarrow \text{зависит от } f_f \text{ и } f_p$$

- зависит от угла поворота колеса

- Любимая погрешность не зависит

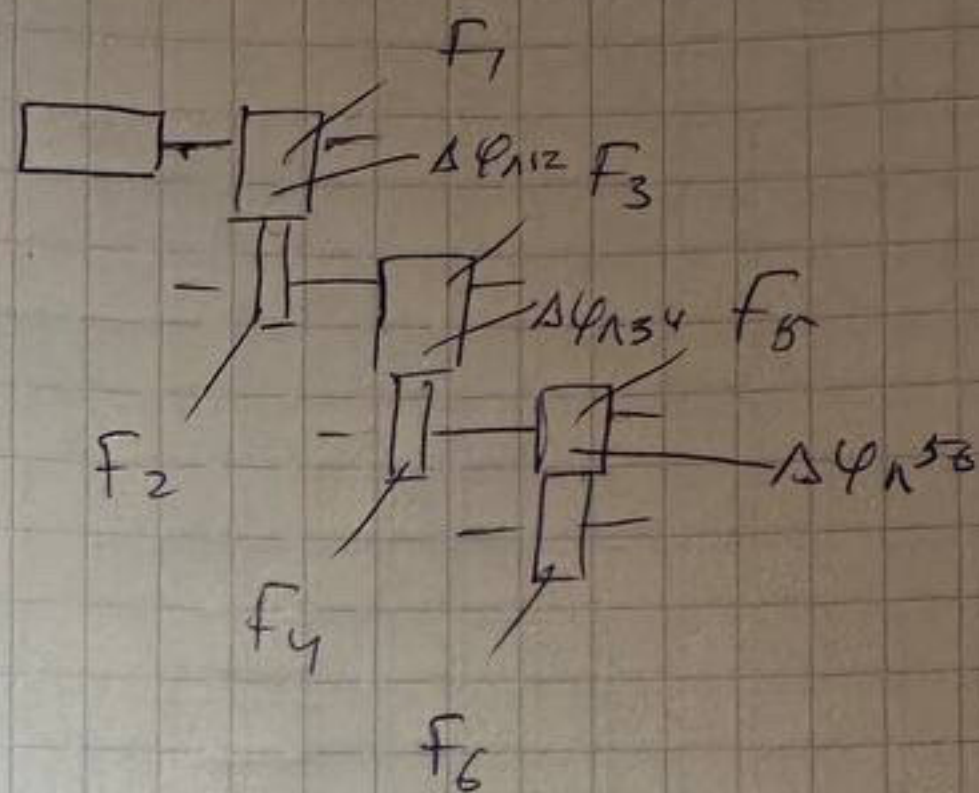
от угла поворота, ватна крч

стороне и reverse

Людот- это явление при котором
ведущее ~~явление~~^{звено} убивт-ся, а ведомое - нет

Измерение в числительных поворота

ведущего колеса



Нам интересуют погрешности приведенные
к выходному валу

