

# Bezponové vozidlo

Toto vozidlo (obr.1) slouží ke specializovaným neprofesionálním závodům, které se z pravidla pořádají na hladkých cestách a silnicích a proto není odpružené.

obr. 1

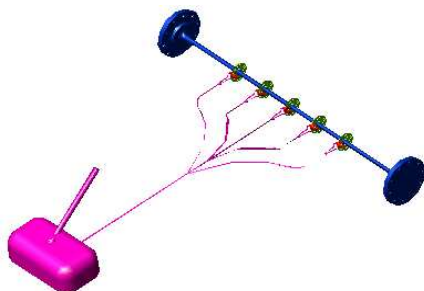


Jeho konstrukce (obr.2) je tvořena z trubek, které jsou k sobě přivareny.

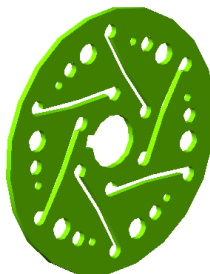


obr. 2

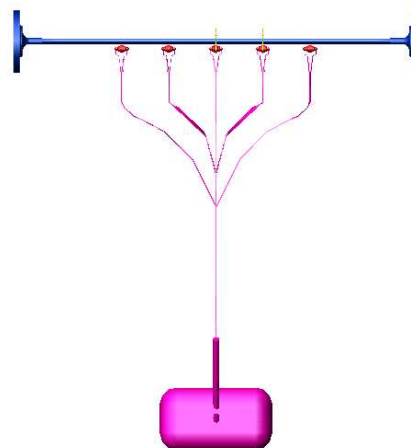
Brzdný systém vozu (obr.3 a) a b)) je hydraulický a je bržděna jen zadní náprava. Pro efektivnost brždění je použito pet kotoucových brzd (obr.4).



obr. 3 a)



obr. 4



obr. 3 b)

Kotouce (obr.5) na tomto vozidle mají design starších závodních aut a jsou přichyceny deseti šrouby (obr.6). Tyto šrouby připevňují disky s pneumatikami (obr.7) k ose (obr.8).



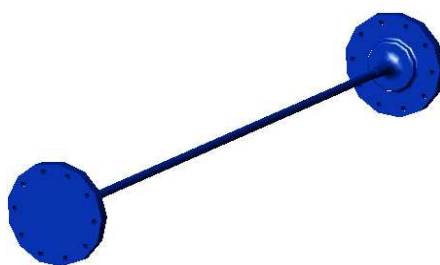
obr. 5



obr. 6



obr. 7



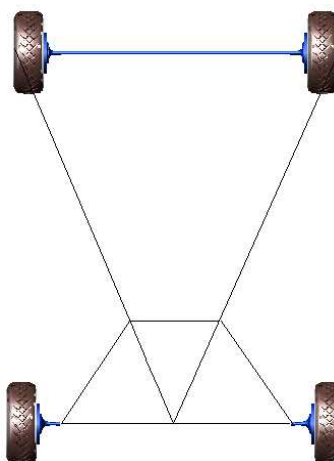
obr. 9

Rízení (obr.10) je vyřešeno docela jednoduchým způsobem, i když se musí jedno kolo natáčet víc jak druhé (obr.11). Pokud se vytvoří trojúhelník od zadní nápravy na přední osu, tak šířka ovládací páky musí být velká od jedné stěny k druhé (obr.12).

obr. 10

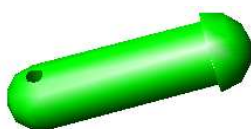


obr. 11



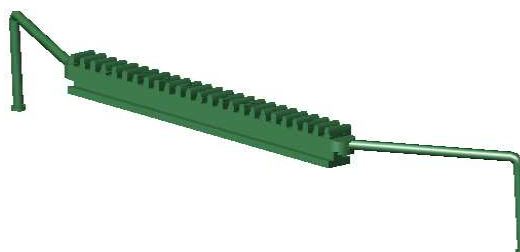
obr. 12

K řízení je zapotřebí páka (hřeben(obr. 13)), kterým ovládáme rádius kol. Aby se do konstrukce automobilu nedostala voda, je zapotřebí ucpávek (obr. 14).



obr. 13

obr. 14



# Jednotlivé výpočty

**Pákový pomer:**

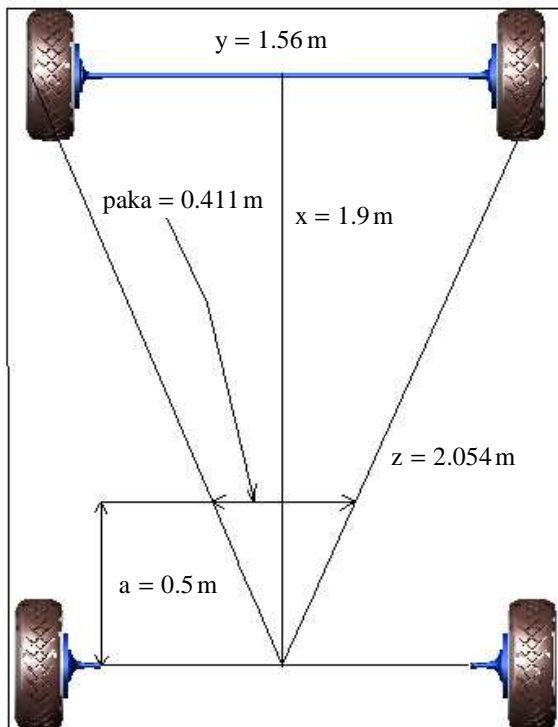
$$y := 156\text{cm}$$

$$x := 190\text{cm}$$

$$a := 50\text{cm}$$

$$z := \sqrt{(y \div 2)^2 + x^2}$$

$$\text{paka} := 2 \cdot \left[ (y \div 2) \cdot \frac{a}{x} \right]$$



## Výpocet brzdného momentu:

$$F_1 := 200 \cdot \text{N}$$

$$a := 45 \cdot \text{mm}$$

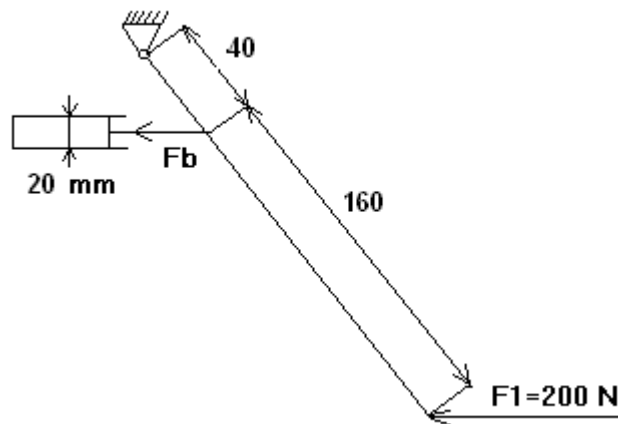
$$b := 205 \cdot \text{mm}$$

$$d_1 := 19 \cdot \text{mm}$$

$$d_z := 22 \cdot \text{mm}$$

$$\psi := 0.3$$

$$r := 115 \cdot \text{mm}$$



$$F_b := F_1 \cdot \frac{(a + b)}{a}$$

$$F_b = 1.111 \times 10^3 \text{ N}$$

$$P_b := \frac{F_b \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2}$$

$$P_b = 3.919 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$F_{bz} := P_b \cdot \pi \cdot \frac{d_z^2}{4}$$

$$F_{bz} = 1.49 \times 10^3 \text{ N}$$

$$M_{bz} := 4 \cdot F_{bz} \cdot \psi \cdot r$$

$$M_{bz} = 205.577 \text{ N} \cdot \text{m}$$

## Kontrola součásti na časovou životnost: (Dynamicky namáhaný šroub M 10)

Predepínací napětí ve šroubu  $\sigma_M := 212100000 \text{ Pa}$

Střední napětí ve šroubu  $\sigma_m := 237150000 \text{ Pa}$

Amplituda napětí ve šroubu  $\sigma_a := 112800000 \text{ Pa}$

Mez kluzu v tahu pro materiál šroubu  $R_e := 880000000 \text{ Pa}$

Součinitel sbíhavosti mezní círy Smithova diagramu šroubu  $\lambda := 0.0324$

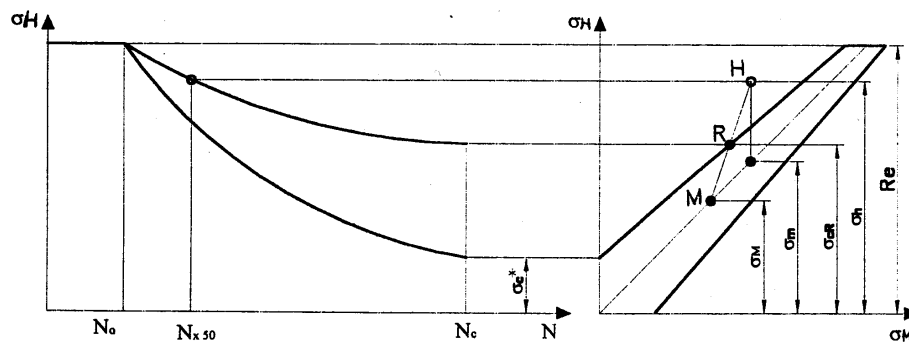
Mez únavy materiálu šroubu  $\sigma_c := 495000000 \text{ Pa}$

Horní napětí ve šroubu  $\sigma_h := \sigma_m + \sigma_a$

$$\sigma_h = 3.499 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Pocet cyklu pro pevnost dlouhodobou  $N_c := 100000000$  cyklů

Pocet cyklu pro pevnost statickou  $N_o := 10000$  cyklů



### Určení meze únavy k danému cyklu napětí

$$\sigma_{cR} := \frac{\left[ \left[ \frac{\sigma_h \cdot (\sigma_m - \sigma_M)}{(\sigma_h - \sigma_M)} \right] - \sigma_m - \frac{\sigma_c}{(1 - \lambda)} \right]}{\frac{(\sigma_m - \sigma_M)}{(\sigma_h - \sigma_M)} - \frac{1}{(1 - \lambda)}}$$

$$\sigma_{cR} = 2.638 \times 10^8 \text{ Pa}$$

### Exponent Whőlerovy krivky

$$m := \frac{\ln\left(\frac{N_c}{N_o}\right)}{\ln\left(\frac{R_e}{\sigma_{cR}}\right)}$$

$$m = 7.646$$

### Bezpečnost šroubu vůči mezi kluzu

$$k := \frac{(Re - \sigma M)}{(\sigma_h - \sigma M)}$$

$$k = 4.845$$

Pri zatížení nedojde k plastické deformaci šroubu

### Urcení počtu cyklů z Whőlerovy krivky

$$L_n := N_c \cdot \left( \frac{\sigma_c R}{\sigma_h} \right)^m$$

$$L_n = 1.153 \times 10^7 \text{ cyklů}$$

Ke vzniku mezního stavu šroubu (únavové poruchy) dojde u 50% šroubů pri  $L_n = 1.153 \times 10^7$  cyklů

1