



DÉPARTEMENT : LIAISON AU SOL

Report d'avancement technique

v01 - 24 novembre 2019

Table des matières

1 Collage Triangles, EPZ	1
2 Étude disques percés, RFD	2
2.1 Gain masse / euro	2
2.2 Proposition modèles de disque	2
2.3 Protocole d'essai Vulcanix	2
3 Durée de vie des roulements, MSO	3
4 Rotules	5
5 Simulation EF Moyeu et Porte-moyeu. MSO	6
6 Calcul du couple au volant et position de la crémaillère	7
7 Choix de la raideur des ressorts pour les amortisseur Ohlins ttx25 mkII	8
8 déplacement pour la garde au sol	9
9 raideur des barres anti-roulis	10
Références	12

Résumé

1 Collage Triangles (Enzo POTTEZ)

2 Étude disques percés (Rémi FERRAND)

2.1 Gain masse / euro

2.2 Proposition modèles de disque

2.3 Protocole d'essai Vulcanix

3 Durée de vie des roulements (Michele SCHIO)

Roulement : S71910 ACD/P4A

refaire le calcul avec la C du spec SKF

basic dynamic radial load rating définitions de [1]

- $b_m = 1.3$ (table 1)
- $f_c : 55,5$ (table 2, single- row and double-row angular contact ball bearings)
- $i = 1$ (nombre de anneaux de billes)
- $\alpha = 25 \text{ deg}$ (angle de contact nominale)
- $Z = 25$ (nombre de billes)
- $D_w = 6.35 \text{ mm}$ (diamètre d'une bille)
- $D_{pw} = (\text{diameter of the circle containing the centres of the balls in one row in a bearing})$

$$\frac{D_w \cos(\alpha)}{D_{pw}} = 0.10$$

$$C_r = b_m f_c (i \cos(\alpha))^{0.7} Z^{2/3} D_w = 3893$$

Dynamic equivalent radial load le cas de charge nominale à été choisi en regardant l'histogramme des accélérations latérales d'un preuve d'endurance où on a passé 0.1% du temps au dessus de 1.4g. le cas de charge retenu est de 1g

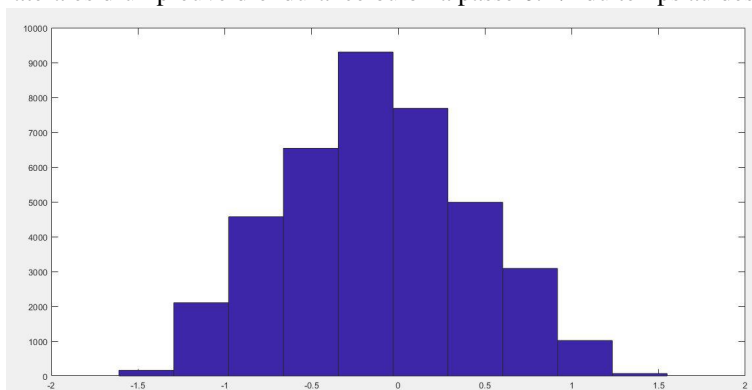


FIGURE 1 – Histogramme des acceleration latérales d'un endurance de Optimus

- $X = 1$ (facteur dynamique radiale, table 3 de [1])
- $Y = 0$ (facteur dynamique axiale, table 3 de [1])
- $F_a = 0.5 \text{ kN}$ (charge axiale)
- $F_r = 3 \text{ kN}$ (charge radiale)

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.167$$

$$P_r = X F_r + Y F_a = 3000 \text{ N}$$

Basic rating life

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 = 2.1 \text{e6 rev}$$

Estimation du nombre de tour cible pour une saison 3 mois d'essai avec 4 semaines chacun. Chaque semaine 2 endurances (une le matin et une l'après-midi). 2 compétitions pour un totale de trois endurances (pour tenir compte des épreuves d'accélération, skidpad et autocross). On obtient

$$n_{endurance} = 3 * 4 * 2 + 3$$

$$tot_{km} = n_{endurance} * 22$$

$$D_{wheel} = 470\text{mm}$$

$$tot_{rev} = \frac{tot_{km} 10^6}{\pi D_{wheel}} = 0.4e6$$

$$sec = \frac{L_{10}}{tot_{rev}} > 5$$

4 Rotules

5 Simulation EF Moyeu et Porte-moyeu (Michele SCHIO)

6 Calcul du couple au volant et position de la crémaillère

Fy en statique pour le calcul du spring ratio (excel TTC round 8)

7 Choix de la raideur des ressorts pour les amortisseurs Ohlins ttx25 mkII

$$\frac{\text{lbf}}{\text{in}} = \frac{1}{55.997} \frac{\text{kgf}}{\text{mm}} = \frac{9.81}{55.997} \frac{\text{N}}{\text{m}} = 175.1281 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Soient :

- m : masse suspendue (voiture sans roues et avec pilote)
- k_s : raideur des ressorts des amortisseurs
- k_t : raideur du pneu (spring ratio données TTC)

$$\omega = 2\pi\nu \quad (1)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \Rightarrow k_{eq} = m\omega^2 \quad (2)$$

$$k = \frac{m\omega^2}{4} \quad (3)$$

$$k_{eq} = 4k_{st} \quad (4)$$

$$\frac{1}{k_{st}} = \frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_t} \quad (5)$$

$$\frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_t} = \frac{4}{m\omega^2} \quad (6)$$

$$k_s = \left(\frac{4}{m\omega^2} - \frac{1}{k_t} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{k} - \frac{1}{k_t} \right)^{-1} \quad (7)$$

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{4}{m} \left(\frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_t} \right)^{-1} \right]^{1/2} \quad (8)$$

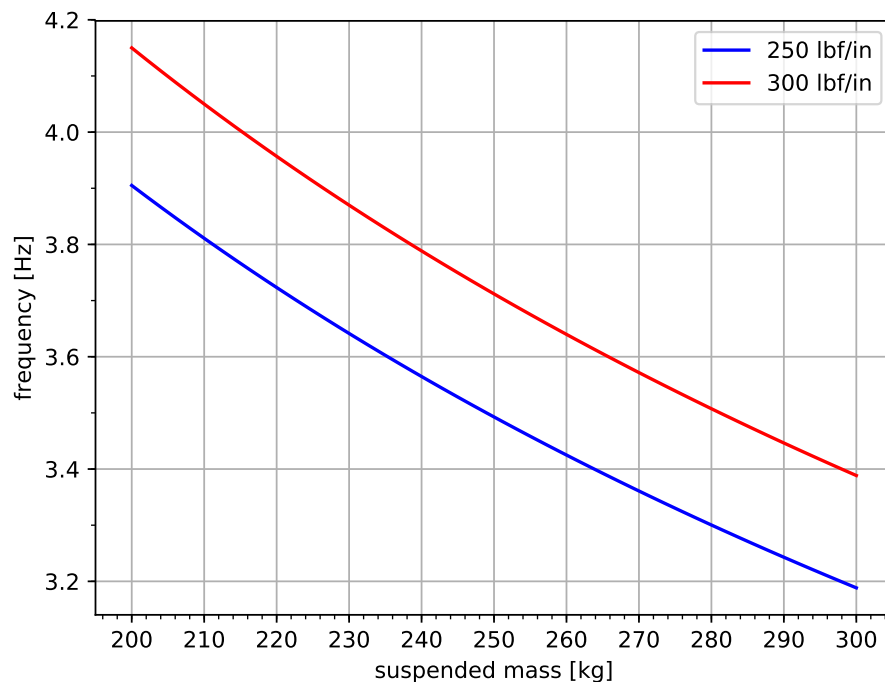


FIGURE 2 – évolution de la fréquence propre en fonction de la masse suspendue et de la raideur des ressorts. Ressort pneu en série avec raideur de 550 lbf/in

8 déplacement pour la garde au sol

soient :

- k_s : raideur ressort amortisseur
- k_t : raideur pneu (données TTC)
- z_{spring} : spring travel
- z_{wheel} : débattement roue

$$\frac{1}{k_{st}} = \frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_t} \quad (9)$$

$$F = k_{st} z_{spring} = \left(\frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_t} \right)^{-1} f(z_{wheel}) \quad (10)$$

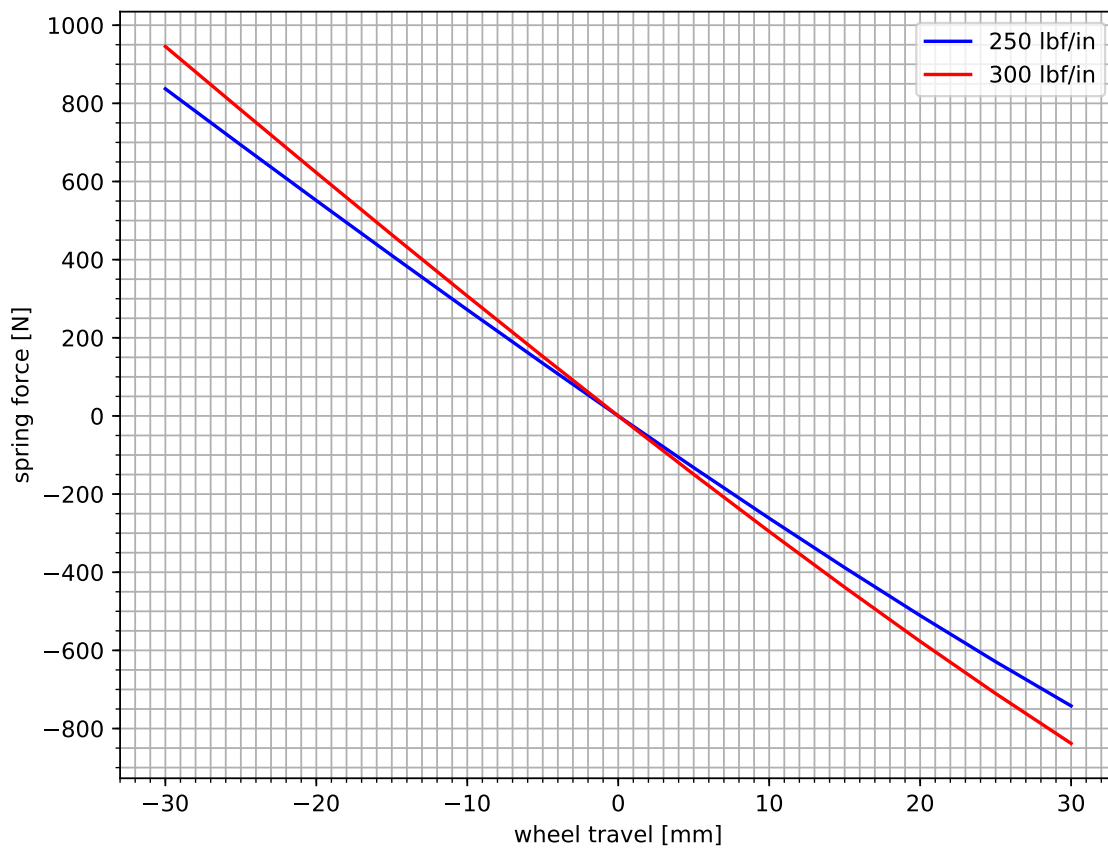


FIGURE 3 – force sur 1 amortisseur en fonction du débattement de la roue en tenant compte du motion ratio. Différentes raideurs de ressort amortisseur sont affichées. Raideur ressort pneu (en série) environ 550 lbf/in

9 raideur des barres anti-roulis

critère de dimensionnement angle de roulis max 2 deg : $\phi < \phi_{max}$

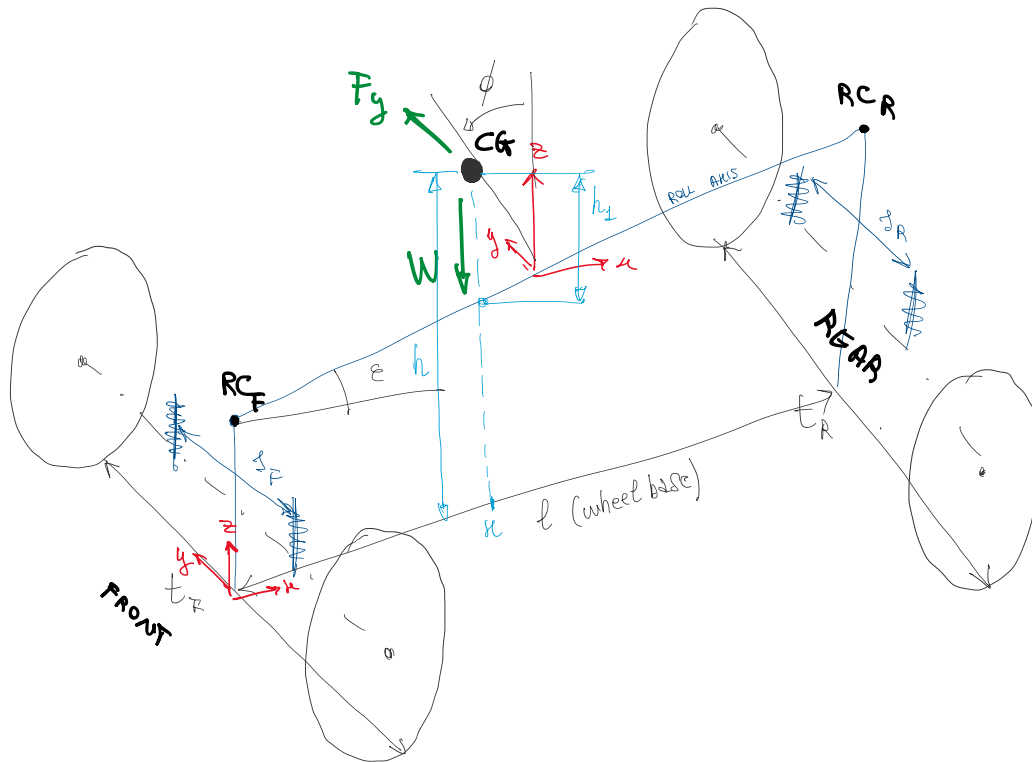


FIGURE 4 – schéma modèle de calcul

Modèle (Gillespie - chap 6 - Roll Moment Distribution) La raideur anti-roulis est modélisée (fig.4) comme deux ressorts en série (pneu + amortisseur) et en parallèle avec une barre anti-roulis (eq- 12). À partir du moment résultant le long de l'axe de roulis on calcule l'angle de roulis (eq. 14) et la raideur totale qui respecte le critère d'angle max (eq. 15). En suite on répartit cette raideur entre avant et arrière pour en déduire la raideur des barres (eq.16). La fig.5 représente l'évolution des raideurs de BAR avant et arrière qui respectent le critère d'angle max en fonction de la masse totale du véhicule + pilote et de la répartition avant-arrière

- ϕ angle de roulis
- k_ϕ raideur de roulis totale en Nm
- k_{phiF} (k_{phiR}) composante antérieure (postérieure) de raideur anti-roulis en Nm
- k_s raideur amortisseurs en N/mm
- k_t raideur pneu en N/mm
- k_{bF} (k_{bR}) raideur de la barre anti-roulis avant (arrière) en N/mm
- k_{0F} (k_{0R}) composante statique de la raideur anti-roulis du train avant (arrière) : raideur du pneu et de l'amortisseur en parallèle
- s_F (s_R) distance entre les deux amortisseurs avant (arrière) et le centre de roulis
- s_{bF} (s_{bR}) distance entre l'extrémité de la BAR avant (arrière) et le centre de roulis
- t_F (t_R) voie avant (arrière)
- a_y accélération latérale

$$k_{\phi} = k_{\phi F} + k_{\phi R} \quad (11)$$

$$k_{\phi F} = \left(\frac{1}{\frac{k_s}{2}s_F^2} + \frac{1}{\frac{k_t}{2}t_F^2} \right)^{-1} + \frac{k_{bF}}{2}s_{bF}^2 = k_{0F} + \frac{k_{bF}}{2}s_{bF}^2 \quad (12)$$

$$k_{\phi R} = \left(\frac{1}{\frac{k_s}{2}s_R^2} + \frac{1}{\frac{k_t}{2}t_R^2} \right)^{-1} + \frac{k_{bR}}{2}s_{bR}^2 = k_{0R} + \frac{k_{bR}}{2}s_{bR}^2 \quad (13)$$

$$\phi = \frac{Wh_1 \frac{a_y}{g}}{k_{\phi} - Wh_1} \quad (14)$$

$$k_{\phi} > Wh_1 \left(\frac{a_y}{g\phi_{max}} + 1 \right) \quad (15)$$

$$k_{\phi F} = aK_{\phi} \Rightarrow k_{bF} = \frac{2}{s_{bF}^2} (ak_{\phi} - K_{0F}) \quad (16)$$

$$k_{\phi R} = (1-a)K_{\phi} \Rightarrow k_{bR} = \frac{2}{s_{bR}^2} ((1-a)k_{\phi} - K_{0R}) \quad (17)$$

a_y = 2.2 g, phi_max = 2 deg, h_1 = 195 mm, bar stiffness in N/mm (front is red)

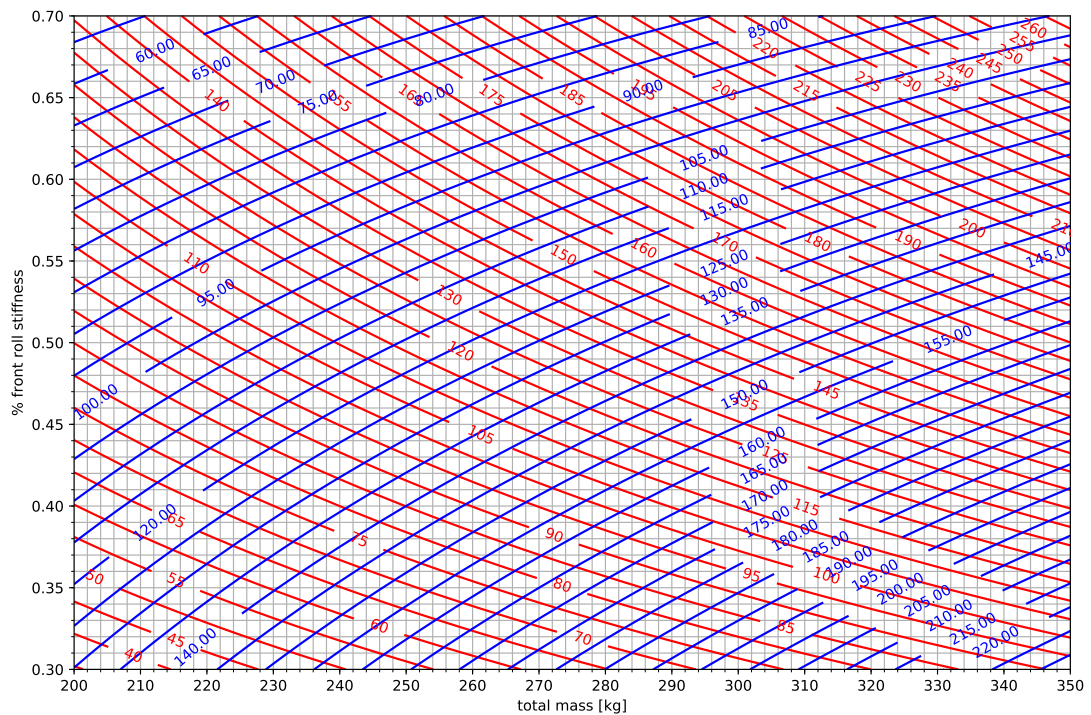


FIGURE 5 – abaque de calcul des raideurs

Références

- [1] *ISO 281 : Roulements — Charges dynamiques de base et durée nominale.*