GUS_ corrigé GR

Partie I

1°) Autonomie : supérieure à 20 km

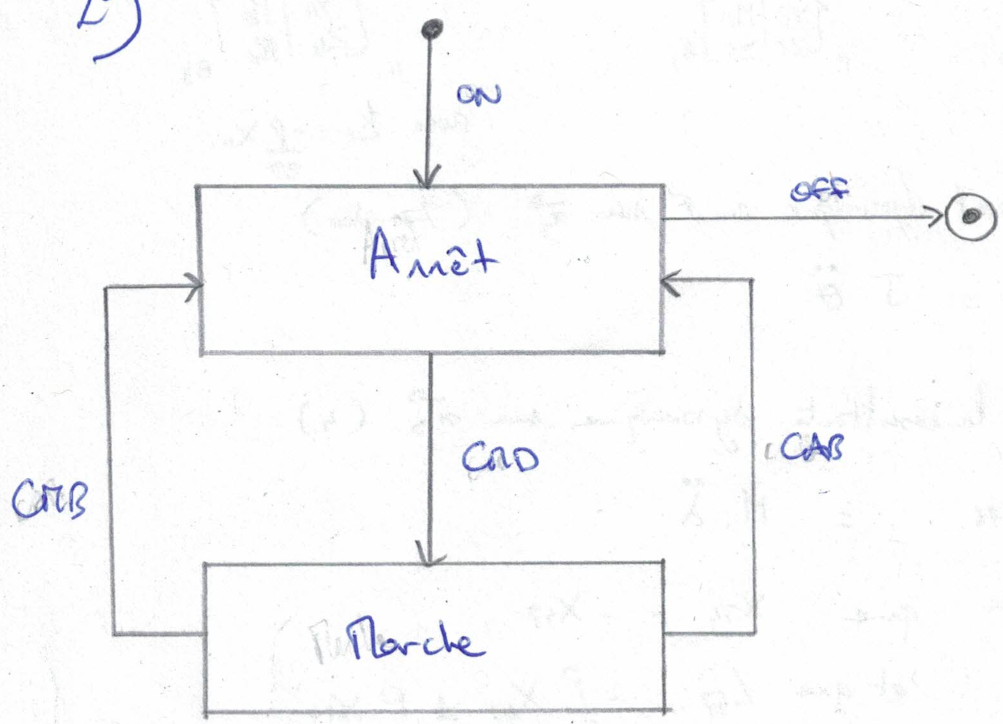
vitesse : de 0 à 6 km/h en déplacement, $V_{max} = 15$ km/h pour l'équilibre.

encombrement au sol : - largeur < 80 cm

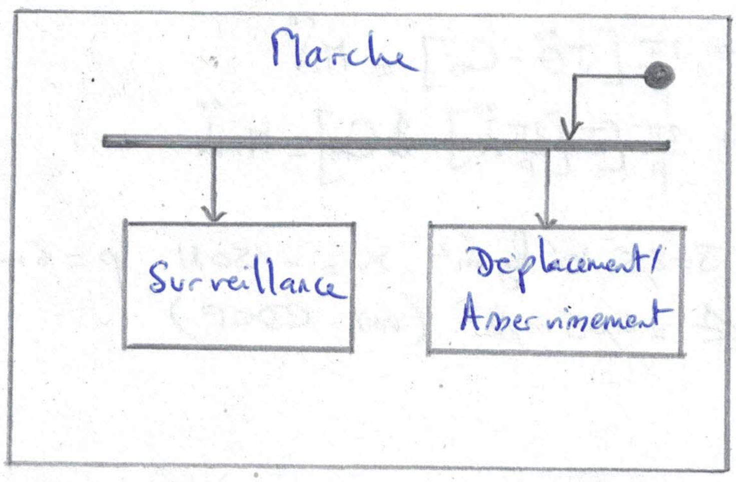
- emprise au sol : $0{,}65\ m^2$

L'autonomie de 20 km paraît suffisante au quotidien.

2°)



3°) on détaille le mode marche (autres conditions inchangées) :

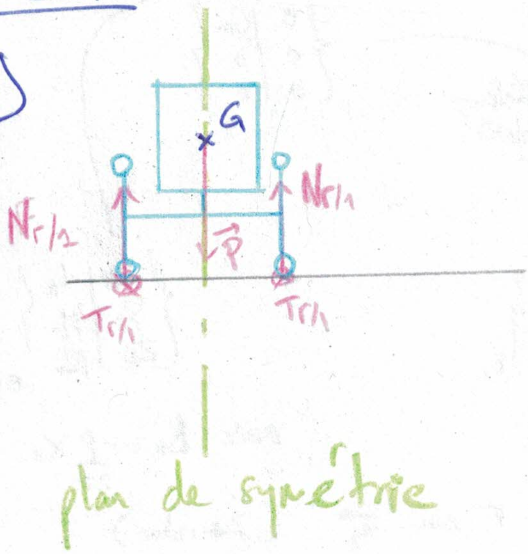


Q4) Exigence 1.1 : non validable, ce n'est pas la fonction issue d'un cahier des charges.

Exigence 1.2.1 : le béquillage doit se faire en moins de 200 ms : validé.

Partie III :

Q20)



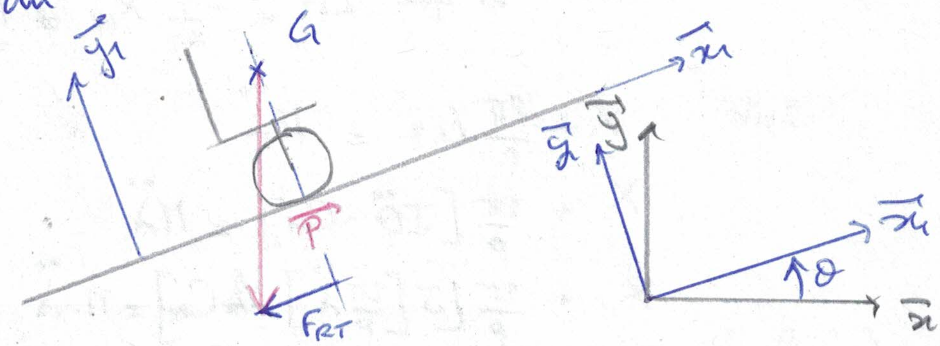
- Le système admet un plan de symétrie
- Le poids est contenu dans le plan de symétrie.
- Le mouvement étant une translation les efforts de la route sur l'ensemble 1 : {fauteuil + passager} sont symétriques.

L'hypothèse de modèle plan est donc justifiée.

Q21) $\tan\theta = \dfrac{dv}{dh}$

si $\dfrac{dv}{dh} = 0{,}1$, alors $\theta = 5{,}7°$

Q22)



$F_{RT} = \vec{P} \cdot \vec{x_1} = -Mg\,\vec{y} \cdot \vec{x_1} = -Mg\sin\theta$

AN : $F_{RT} = -160 \times 9{,}81 \times \sin(5{,}7°) = -156\ N$

Q23)

* $\boxed{F_{roul} \cdot x_1} = -Mg\, C_{rr} \cdot \cos\theta$

$= -160 \times 9{,}81 \times 0{,}02 \times \cos(5{,}7°)$

$\simeq -31$ N

* Cet effort représente 20 % de F_{RT}, on ne peut donc pas le négliger.

Q24) Les 200 N se répartissent sur les deux roues (⚠ au modèle plan des questions précédentes). Il faut donc indiquer la valeur -100 par roue -

Q25) Courant absorbé : 15,43 A

En charge, la valeur max du courant est 17 A (DT3)

Le coefficient de sécurité est $\frac{17}{15{,}43} = 1{,}10$

Q26) * Pour une vitesse plus importante il faut augmenter le rapport cyclique.

* La présence d'un asservissement permettra de s'assurer que la vitesse réelle sera proche de la vitesse de consigne.

* La mise en place d'une boucle de courant permettra de s'assurer de ne pas dépasser le courant maximal, car on en est déjà proche sur une étude statique.

Q27) Les longueurs d'arc valent $d_g = R_{int} \times \varphi$ et $d_d = R_{ext} \times \varphi$

or $d_d = R_{ext} \times \varphi = (R_{int} + d_l) \cdot \varphi = R_{int} \times \varphi + d_l \times \varphi$

donc $d_d = d_g + d_l \cdot \varphi \iff \boxed{\varphi = \frac{d_d - d_g}{d_l}}$

AN : $\boxed{\varphi = \dfrac{13,15 - 11,52}{0,63}} = 2,58 \text{ rad}$

$= 148°$

Q28) * En fonction du rayon R, on a :

$$d_g = \left(R - \frac{d_l}{2}\right)\varphi \quad \text{et} \quad d_d = \left(R + \frac{d_l}{2}\right)\varphi$$

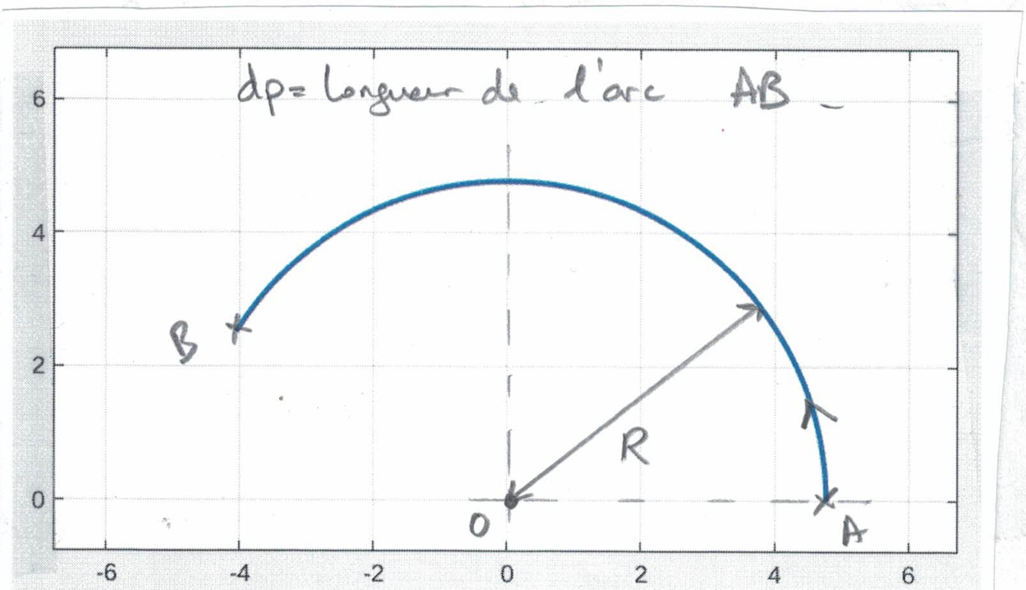
Soit $d_g + d_d = 2R\varphi \iff R = \dfrac{d_g + d_d}{2\varphi}$

Soit $\boxed{R = \dfrac{d_g + d_d}{d_d - d_g} \times \dfrac{d_l}{2}}$

AN : $\boxed{R = \dfrac{13,15 + 11,52}{13,15 - 11,52} \times \dfrac{0,63}{2}} = 4,78 \text{ m}$

* $\boxed{d_p = R.\varphi} = 4,78 \times 2,58 \text{ rad} = 12,33 \text{ m}$

Q29)



Q30) $\boxed{r_\alpha = \dfrac{\alpha_d}{\alpha_g}} = \dfrac{0,36}{0,28} = 1,29$

$\boxed{r_d = \dfrac{d_d}{d_g}} = \dfrac{13,15}{11,52} = 1,14$

Ces rapports sont différents

Rmq : dans le comportement " attendu " d'un moteur MCC, on dit souvent que tension et vitesse de rotation sont proportionnelles. ~~Ici les rapports des rapports cycliques (r α)~~

Ici les rapports cycliques sont proportionnels à la tension moteur et les distances sont proportionnelles aux distances parcourues. On aurait donc pu attendre une proportionnalité... (Voir question suivante !)

Q31) Un modèle basé sur une simple force contre-électromotrice serait $U_m = E = k_E \Omega_m$. On devrait donc avoir $r_\alpha = r_d$ dans la question précédente.

En réalité il y a la résistance interne du moteur

$$U_m = E + Ri = k_E \Omega_m + Ri$$

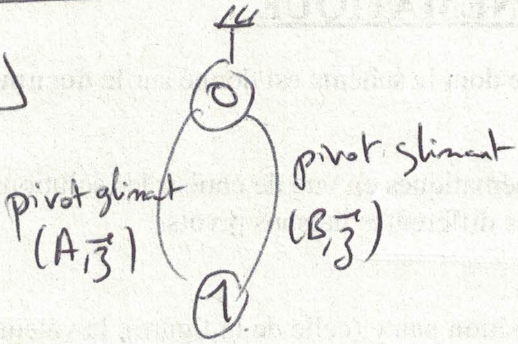
(on pourrait aussi considérer l'inductance L, le courant à vide...

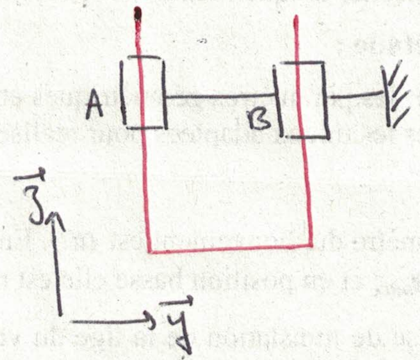
Pour des vitesses de rotation faibles U_m n'est donc pas proportionnel à Ω_m. Ceci a bien été pris en compte par la simulation.

Q32) Question ouverte à laquelle je ne sais quoi répondre, à part répéter qu'on a un résultat de simulation proche du réel !

Partie 4

Q33)





Q34) On somme les torseurs statiques

$$\left\{\mathcal{T}_{0/1}^{A}\right\} = \left\{\begin{matrix} X_A & L_A \\ Y_A & M_A \\ 0 & 0 \end{matrix}\right\}_{A,R} \quad ; \quad \left\{\mathcal{T}_{0/1}^{B}\right\} = \left\{\begin{matrix} X_B & L_B \\ Y_B & M_B \\ 0 & 0 \end{matrix}\right\}_{B,R}$$

on déplace le dernier torseur en A.

$$\vec{M}^{B}_{A,0/1} = \vec{M}^{B}_{B,0/1} + \vec{AB} \wedge \vec{F}^{B}_{0/1} = \begin{vmatrix} 0 \\ L \\ 0 \end{vmatrix}_R \wedge \begin{vmatrix} X_B \\ Y_B \\ 0 \end{vmatrix}_R = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ -LX_B \end{vmatrix}_R$$

on trouve le torseur de la liaison équivalente:

$$\left\{\mathcal{T}_{0/1}^{eq}\right\} = \left\{\mathcal{T}_{0/1}^{A}\right\} + \left\{\mathcal{T}_{0/1}^{B}\right\} = \left\{\begin{matrix} X_A & L_A \\ Y_A & M_A \\ 0 & 0 \end{matrix}\right\}_{A,R} + \left\{\begin{matrix} X_B & L_B \\ Y_B & M_B \\ 0 & -LX_B \end{matrix}\right\}_{A,R}$$

$$= \left\{\begin{matrix} X_A + X_B & L_A + L_B \\ Y_A + Y_B & M_A + M_B \\ 0 & -LX_B \end{matrix}\right\}_{A,R}$$

C'est le torseur d'une liaison glissière de direction $\vec{z}$

Q35)

* $N_c = 2 \times 2 = 4$

$m_{cu} = 1$: translation de la glissière

$m_{ci} = 0$

$\mu = 1$: 1 seul cycle (2 liaisons, 2 pièces)

$$h = 6\mu - (N_c - m_c) = 6 - (4 - 1) = \underline{3}$$

* Cette liaison est hyperstatique de degré 3.

Pour pouvoir le monter, il faut :

- que l'entraxe soit identique sur les 2 pièces :

  $L_0 = L_1$: 1 condition

- que les axes de liaison soient parallèles

  - 1 rotation sur $\vec{x}$
  - 1 rotation sur $\vec{y}$

  } 2 conditions

Q36) Condition 1.5.1 :

" La hauteur du dossier doit être réglable facilement ... ok

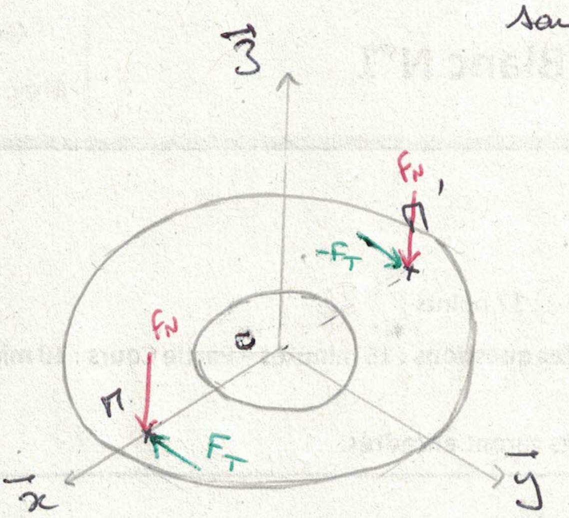
... et le réglage doit être permanent "

?? contradiction ??

Rmq : cette condition est mal écrite et non vérifiable... mais on comprend l'idée du Maintien en Position.

Le maintien en position est réalisé par le serrage des deux vis

Q37) * Cette question peut heureusement être réalisée sans intégrale...



prenons un point M et son symétrique par rapport à O, M' :
- les actions normales sont les mêmes (pression p_N constante)
- les actions tangentielles sont opposées

Donc seule la résultante due aux pression normale p_N est à calculer. Comme la pression est constante :

$$\overrightarrow{R_{2\to1}} = \underbrace{(-p_N)}_{\text{pression sur } -\vec{z}} \times \underbrace{S}_{\text{section du disque } = \pi(R_{ext}^2 - R_{int}^2)} \vec{z}$$

d'où $\underline{\overrightarrow{R_{2\to1}} = -p_N \cdot \pi(R_{ext}^2 - R_{int}^2)\vec{z}}$

* L'effort normal est défini par $\overrightarrow{R_{2\to1}} = -F\vec{z}$

d'où, on retrouve, en projetant sur $\vec{z}$:

$$\boxed{p_N = \frac{F}{\pi(R_{ext}^2 - R_{int}^2)}}$$

(on tourne en rond dans cette question !)

Q38) Si on reprend le dessin de la question précédente, on voit cette fois que moments en O dus aux forces normales en M et M' se compensent. Donc seul le moment du à l'action tangentielle est à calculer.

Ici il va falloir intégrer, on n'a pas le choix.

Rmq : Je connais très peu d'étudiants en filière PSI qui pourraient faire cette question...

$$\overrightarrow{\Pi_{O,2\to1}} = \int_S \overrightarrow{OM} \wedge \overrightarrow{dF_{2\to1}}$$ avec $\overrightarrow{dF_{2\to1}} = p_t \cdot \vec{v} \cdot dS$

$\left(= p_t\left(\cos\theta\,\vec{y} - \sin\theta\,\vec{x}\right)\right)$ inutile ici !

$$= \int_S r\vec{u} \wedge p_t \vec{v} \cdot dS$$

$$= \int_S r p_t \cdot \vec{z} \cdot dS$$ avec $\left\{ \begin{array}{l} p_t \text{, et } \vec{z} \text{ constants} \\ S \text{ est obtenue par :} \\ \quad r \text{ variant de } R_{int} \text{ à } R_{ext} \\ \quad \theta \text{ variant de } 0 \text{ à } 2\pi. \\ dS = r\,dr\,d\theta \text{ (coordonnées polaires)} \end{array} \right.$

$$= (p_t \cdot \vec{z}) \times \int_{\theta=0}^{2\pi} \int_{r=R_{int}}^{R_{ext}} r \times (r\,dr\,d\theta)$$

$$= p_t \cdot \vec{z} \times \int_{\theta=0}^{2\pi} d\theta \times \int_{r=R_{int}}^{R_{ext}} r^2 dr$$

$$= p_t \cdot \vec{z}\ [\theta]_0^{2\pi} \times \left[\frac{r^3}{3}\right]_{R_{int}}^{R_{ext}}$$

$$\boxed{\overrightarrow{\Pi_{O,2\to1}} = 2\pi \times \frac{R_{ext}^3 - R_{int}^3}{3} \times p_t \cdot \vec{z}}$$ avec $\underline{p_t = f \cdot p_N}$.

Q39) En remplaçant $p_N = \dfrac{F}{\pi(R_{ext}^2 - R_{int}^2)}$ et en projettant sur $\vec{z}$,

on a :
$$\boxed{C_S = \frac{2}{3} \times \frac{R_{ext}^3 - R_{int}^3}{R_{ext}^2 - R_{int}^2} \cdot f \cdot F}$$

Q40) Il y a 4 disques, l'effort presseur est le même pour chaque disque donc $\boxed{C_{S_{totale}} = 4 \cdot C_S}$

Q41) * Exigence 1.5.2 "... pliable facilement..."
?

Ce n'est encore pas une exigence vérifiable !

* Montage des charnières impossible à voir sur la figure 12 !

⇒ question où il est impossible de répondre.

Si l'on monte correctement les charnières, on peut escamoter le dossier (rotation de 180° possible)...

Rmq sur le sujet :

- Cahier des charges absent et la plupart des exigences sont mal écrits ! Donc certaines questions sont problématiques
- Q37, 38, 39 sont très très compliquées..
- L'approche de la partie III est intéressante à comprendre pour les questions 30 et 31.
- Mais c'est un sujet globalement "vide" en mécanique : pas de cinématique, un tout petit peu de statique faisable, ni Energie cinétique ni PFD !, un tout petit peu d'hyperstatisme.

Par curiosité, regardez le sujet 2021 sur le simulateur de vol (en révision), vous verrez qu'il y a beaucoup plus de calculs !

En vous souhaitant un bon sujet cette année !