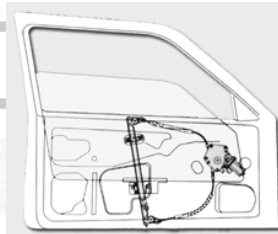
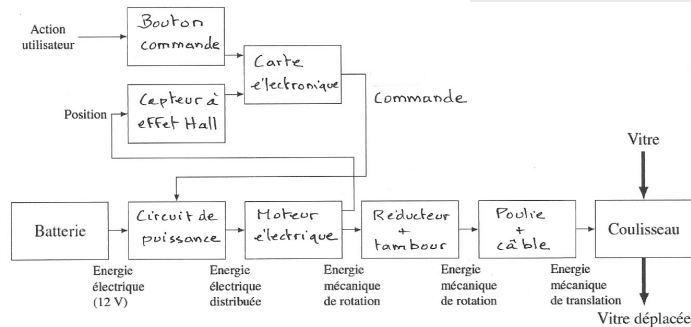


**PROBLÈME 2**  
**Lève vitre automatique de véhicule automobile**



I - Architecture du lève-vitre

Q1



DR 1 - Chaînes fonctionnelles du lève-vitre électrique

Q2  $v = r \omega_m = \frac{D}{2} \times \frac{1}{53} \omega_m$  Ainsi  $r = \frac{41,5}{2} \times \frac{1}{53}$   
 rayon de la poulie      rapport de réduction  
 $r = 0,39 \text{ mm/rad}$

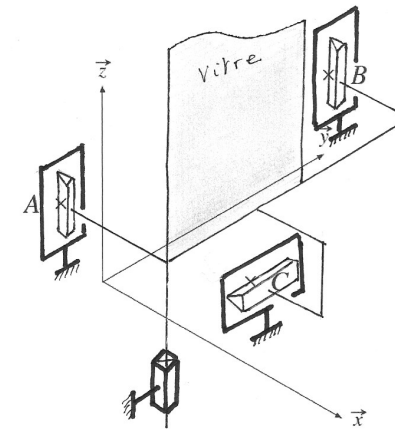
Q3 Le déplacement doit être de 45 cm, soit 450 mm  
 le nombre de tours du moteur est alors  $N = \frac{450}{0,39} \times \frac{1}{2\pi}$   
 soit  $N = 183,6 \text{ tr}$

Q4 En négligeant les phases d'accélération et de décélération, c'est-à-d. dire en supposant la vitesse constante ce fait  
 $\frac{183,6}{6000} = 0,0459 \text{ min}$  soit  $2,75 \text{ s}$   
 L'exigence de 5 s est donc très largement satisfaite

II - Modélisation multiphysique du système

II-1 Modélisation du guidage

Q5



DR 2 - Schéma cinématique à réaliser

Q6. mobilité  $m = 1$  (translation de la vitre selon  $\vec{z}$ )

• nombre de solides  $N_s = 2$

• inconnues de liaisons  $I_s = 5 + 2 + 2 + 2 = 11$

le de gre' d'équilibre est donc  $f = m - 6(2 - 1) + 11$

$f = 6$

Q7

les contraintes géométriques induites par l'équilibre sont résolues par la déformabilité des joints.

II-2 Modélisation des efforts de frottement

Q10  $|\vec{F}_{\text{joint vitre} \rightarrow \text{vitre}} \cdot \vec{\delta}| = \underbrace{25 \times 0,776}_{\text{effort normal}} \times 0,5 \times 2 = 19,4 \text{ N}$   
 ↑  
 facteur de frottement

car le joint pince des deux côtés (cf figure 10)

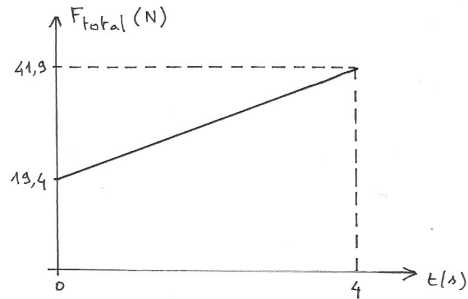
Q11  $|\vec{F}_{\text{joints latéraux}} \rightarrow \text{vitre} \cdot \vec{g}| = 2 \times 25 \times g \times 0,5 \times 2 = 50g$   
 avec  $g = vt = \frac{0,45}{4} t \text{ (m/s)}$   
 gauche et droite      hauteur variable  $\in [0; 0,45\text{m}]$       les joints pincents des 2 côtés

D'où  $|\vec{F}_{\text{joints latéraux}} \rightarrow \text{vitre} \cdot \vec{g}| = 5,625 t \text{ (N/s)}$

L'effort total est donc :

$F_{\text{total}} = 19,4 + 5,625 t$

D'où le graphique ci. contre (lorsque la vitre est en montée)

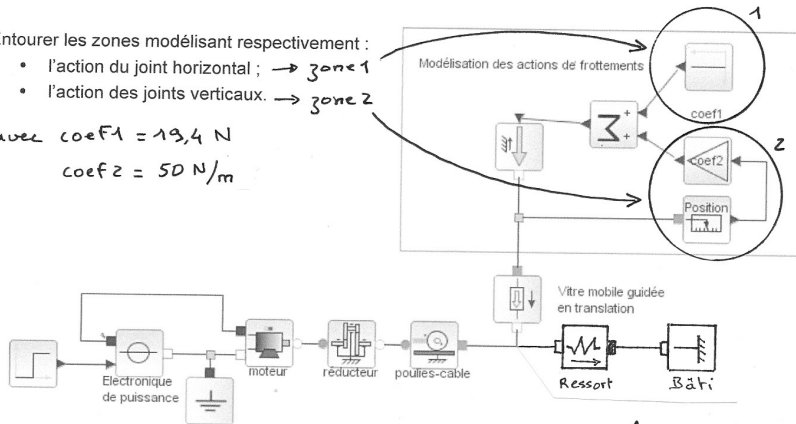


Q12

Entourer les zones modélisant respectivement :

- l'action du joint horizontal ; → zone 1
- l'action des joints verticaux. → zone 2

avec  $\text{coef1} = 19,4 \text{ N}$   
 $\text{coef2} = 50 \text{ N/m}$



DR 3 - Schéma-blocs à compléter

II-3 Modélisation du contact avec un obstacle

Q13

Cf. DR3 ci-dessus à compléter

III - Commande tout ou rien

III-1 Mesure de la position de la vitre

- Q16 Deux capteurs placés en quadrature permettent :
- d'améliorer la résolution d'un facteur 2
  - de détecter le sens de rotation

Q17 Le capteur détecte donc  $\frac{1}{8}$  de tour sur le moteur, soit d'après

Q2 un déplacement  $\Delta g = \frac{1}{8} \times 0,39 \times 2\pi$   
 soit  $\Delta g = 0,3 \text{ mm}$   
 tour      mm/rad      rad/tour

Q18 Un effort de 50N érase le placage de  $\frac{50}{20} = 2,5 \text{ mm}$ .

Alors  $\frac{2,5}{0,3} = 8,33$  impulsions, soit 8 ou 9 avant été comptés lors de l'érasement.

III-2 Analyse de la qualité de la mesure de vitesse

Q19 A 300 rad/s, toutes les 10 ms le moteur tourne de  $300 \times 10^{-2} = 3 \text{ rad}$ .

Cela fournit alors  $\frac{3}{2\pi} \times 8 = 3,82$  impulsions

D'où  $N_{\text{moy}} = 3,82$  impulsions. Soit donc en pratique 3 ou 4.

Q20 . 3 impulsions en 10 ms correspond à une vitesse du moteur

$\omega_{\text{moy}} = \frac{3}{8} \times \frac{1}{10^{-2}} \times 2\pi = 235,6 \text{ rad/s} = 2250 \text{ tr/min}$

. 4 impulsions correspondent à  $\omega_{\text{max}} = 314,2 \text{ rad/s} = 3000 \text{ tr/min}$

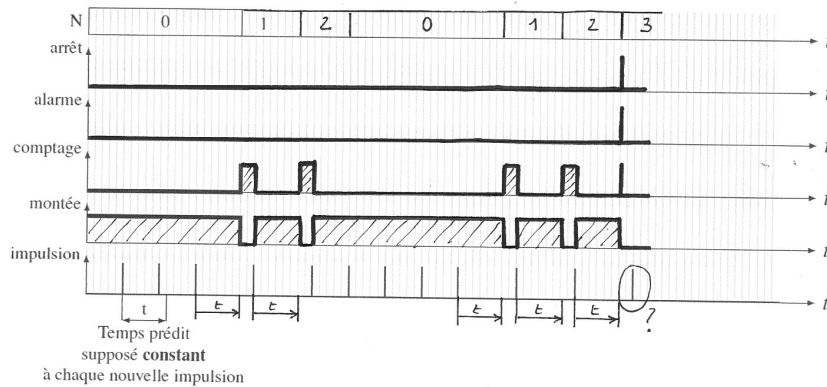
Q21 L'incertitude sur la mesure de vitesse est donc de 750 tr/min!

(soit 78,5 rad/s)

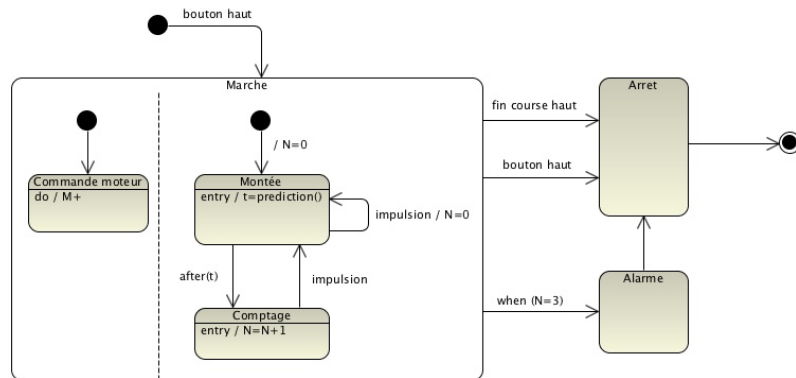
Il faut donc détecter une chute de vitesse assez conséquente avant de pouvoir conclure qu'il s'agit d'un obstacle. La méthode semble donc peu pertinente.

### III-3 Mise en place de l'algorithme de commande

Q23



DR 4 – Chronogramme à compléter



## PROBLÈME 2 Roburoc 6 : plate-forme d'exploitation tout terrain

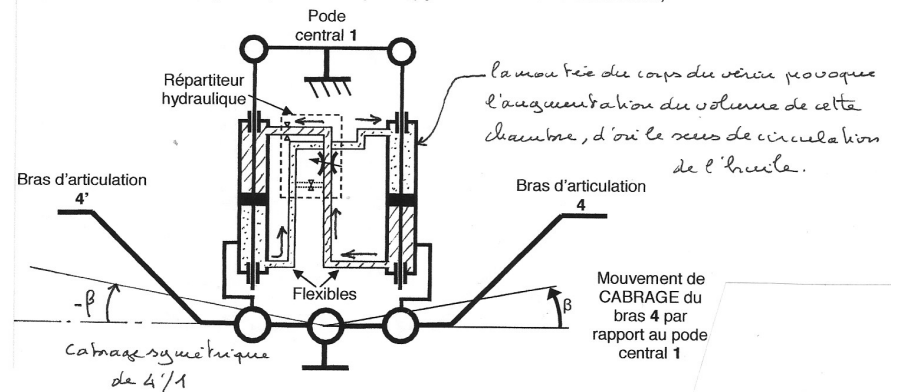


### I- ANALYSE FONCTIONNELLE

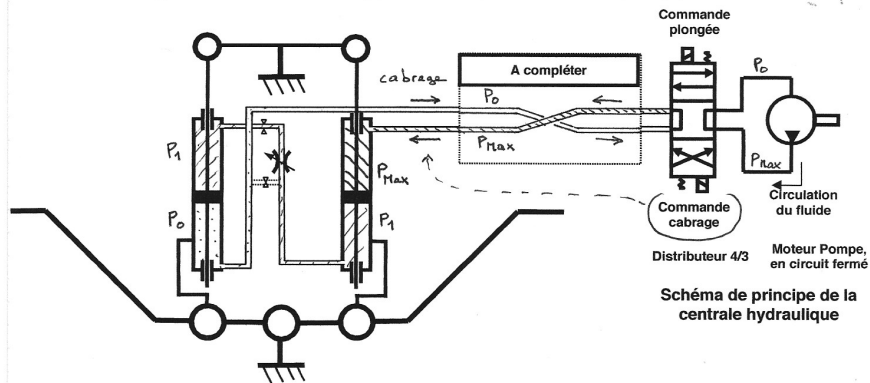
Activités (voir annexe 1)	Composants alloués (à compléter)	Activités (voir annexe 1)	Composants alloués (à compléter)
FT1	• Capteurs dans les roues • Inclinomètres • Système GPS	FT33	Liaisons pivot 2/4 et 2/4' (non motorisées)
FT2	Deux microcontrôleurs	FT41	Caméras HD à 360° Système IR de vision noct.
FT311	Six moteurs électriques	FT51	Télécommande Joystick
FT312	Reducteurs épicycloïdaux	FT61	Batteries
FT321	Centrale hydraulique et pompe à engrainage	FT71	Capteurs à ultrasons DéTECTEURS de collision

### II- ASSURER LE MOUVEMENT DE TANGAGE

Questions 2 et 3 : circuit hydraulique en mode passif (synchronisation et amortissement)

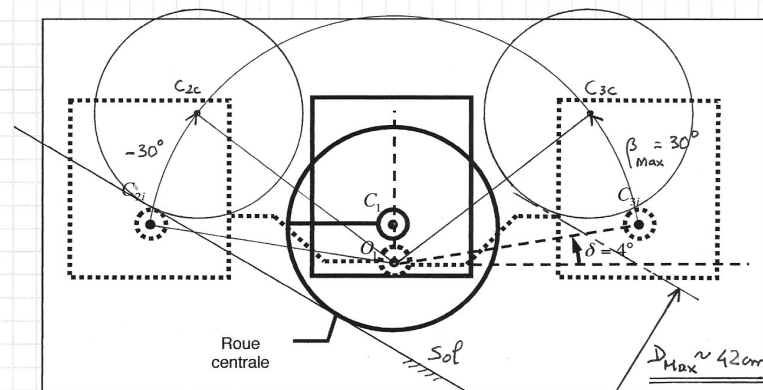


Question 4 : Pilotage des vérins en mode actif (synchronisation, amortissement et pilotage)



II-2 VALIDATION DES PERFORMANCES DU CIRCUIT HYDRAULIQUE

Question 5 : Position de CABRAGE maximal  
Echelle graphique 1:10  
(1 cm sur le dessin correspond à 10 cm dans la réalité)



Aux imprécisions de construction près on mesure  $D_{Max} \approx 420mm$   
Ceci satisfait le cahier des charges (400mm mini).

• Question 6 : relation géométrique

On traduit la fermeture géométrique  $\vec{O_1B} = \vec{O_1A} + \vec{AB}$

$$\text{Soit } d_1 \vec{y}_1 + h_1 \vec{z}_1 = d_4 \vec{y}_3 + d_4 \vec{z}_3$$

$$\text{ou encore } d_4 \vec{y}_3 = d_1 \vec{y}_1 + h_1 \vec{z}_1 - d_4 \vec{z}_3$$

$$\text{d'où par projection dans } (\vec{y}_1, \vec{z}_1) : \begin{cases} d_4 \cos(\beta + \gamma) = d_1 + 0 - d_4 \cos\beta \\ d_4 \sin(\beta + \gamma) = 0 + h_1 - d_4 \sin\beta \end{cases}$$

$$\text{et donc } d^2 = (d_1 - d_4 \cos\beta)^2 + (h_1 - d_4 \sin\beta)^2$$

$$\text{soit } d = \sqrt{(d_1 - d_4 \cos\beta)^2 + (h_1 - d_4 \sin\beta)^2} \quad (d > 0)$$

• Question 7 : course du vérin

$$\beta \in [-45^\circ, +30^\circ]$$

Remarque : on peut supposer que les positions extrêmes du vérin sont obtenues pour les positions extrêmes de  $\beta$ . Si on veut le vérifier, il faut vérifier que  $\frac{d}{d\beta}$  ne s'annule pas dans l'intervalle, c'est-à-dire que  $d$  est une fonction monotone de  $\beta$  dans l'intervalle considéré.

$$d = \left[ d_1^2 + h_1^2 + d_4^2 - 2d_4(d_1 \cos\beta + h_1 \sin\beta) \right]^{1/2}$$

$$\rightarrow \frac{d}{d\beta} = -d_4(-d_1 \sin\beta + h_1 \cos\beta) \left[ \right]$$

$$\text{qui s'annule pour } d_1 \sin\beta = h_1 \cos\beta \text{ soit } \tan\beta = \frac{h_1}{d_1} = \frac{292}{76}$$

$$\text{et donc } \beta = 75,4^\circ$$

cette valeur  $\notin [-45^\circ, +30^\circ]$

$$\text{alors } \left. \begin{array}{l} \beta = -45^\circ \rightarrow d = \sqrt{(76 - 70 \cos(-45^\circ))^2 + (292 - 70 \sin(-45^\circ))^2} = 342,5 \text{ mm} \\ \beta = 30^\circ \rightarrow d = 257,5 \text{ mm} \end{array} \right\} \rightarrow \begin{array}{l} d_{\min} = 257,5 \text{ mm} \\ d_{\max} = 342,5 \text{ mm} \end{array}$$

Le course du vérin est donc

$$C = d_{\max} - d_{\min} = 85 \text{ mm}$$

NB : valeur compatible avec les caractéristiques données en annexe 7  $\rightarrow C_{\max} = 85,5 \text{ mm}$ .

### III. FONCTION TECHNIQUE FT 31 : ASSURER LE MOUVEMENT DE LACET

• Question 10 : efforts au contact des roues arrière

Théorème du moment en statique à la plate-forme en  $I_1$  en proj. /  $\vec{x}_L$ :

$$\vec{M}_{I_1}(\overline{PF} \rightarrow PF) \cdot \vec{x}_L = 0$$

NB : L'énoncé ne fournit pas la masse des moteurs, mais seulement leur matrice d'inertie.

$\rightarrow$  on considèrera donc la masse des moteurs comme négligeable par la suite.

Inventory des actions mécaniques extérieures sur PF:

- action du sol sur les roues 1:

$$\left\{ T_{0 \rightarrow R_{1d}} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} Y_{1d} \vec{y}_L + Z_{1d} \vec{\delta}_L \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{I_{1d}} \quad \text{et} \quad \left\{ T_{0 \rightarrow R_{1g}} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} Y_{1g} \vec{y}_L + Z_{1g} \vec{\delta}_L \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{I_{1g}}$$

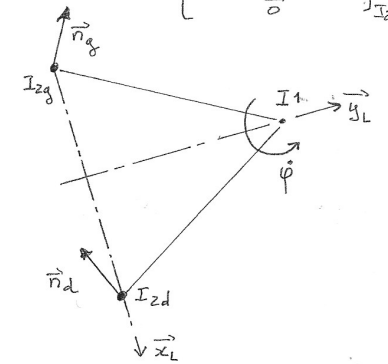
$$\text{d'où } \vec{M}_{I_1}(0 \rightarrow R_{1d}) \cdot \vec{x}_L = \left[ \left( Y_{1d} \vec{y}_L + Z_{1d} \vec{\delta}_L \right) \wedge \underbrace{\vec{I}_{1d} \vec{I}_1}_{-\vec{e} \vec{x}_L} \right] \cdot \vec{x}_L = 0$$

$$\vec{M}_{I_1}(0 \rightarrow R_{1g}) \cdot \vec{x}_L = 0 \quad \text{de la même manière}$$

- action du sol sur les roues 2:

$$\left\{ T_{0 \rightarrow R_{2d}} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} T_{2d} \vec{n}_d + Z_{2d} \vec{\delta}_L \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{I_{2d}} \quad \text{et} \quad \left\{ T_{0 \rightarrow R_{2g}} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} T_{2g} \vec{n}_g + Z_{2g} \vec{\delta}_L \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{I_{2g}}$$

$\vec{n}_d$  et  $\vec{n}_g$  s'opposent au glissement des roues 2 sur le sol, sont définies comme sur la figure ci-contre.



alors:

$$\begin{aligned} \vec{M}_{I_1}(0 \rightarrow R_{2d}) \cdot \vec{x}_L &= \left[ \left( T_{2d} \vec{n}_d + Z_{2d} \vec{\delta}_L \right) \wedge \vec{I}_{2d} \vec{I}_1 \right] \cdot \vec{x}_L \\ &= \left[ \left( \quad \right) \wedge (-\vec{e} \vec{x}_L + b \vec{y}_L) \right] \cdot \vec{x}_L \\ &= \left[ \left( \quad \right) \wedge b \vec{y}_L \right] \cdot \vec{x}_L = b T_{2d} \underbrace{(\vec{n}_d \wedge \vec{y}_L)}_{\parallel \vec{\delta}_L} \cdot \vec{x}_L - b Z_{2d} = \underline{\underline{-b Z_{2d}}} \end{aligned}$$

et de la même manière  $\vec{M}_{I_1}(0 \rightarrow R_{2g}) \cdot \vec{x}_L = \underline{\underline{-b Z_{2g}}}$

- actions de la pesanteur sur  $\Sigma$ ,  $R_{1d}$  et  $R_{1g}$ .

$$\left\{ T_{\text{pes}} \rightarrow \Sigma \right\} = \left\{ \begin{array}{c} -m_{\Sigma} g \vec{\delta}_L \\ \vec{0} \end{array} \right\}_G \quad \text{d'où } \vec{M}_{I_1}(\text{pes} \rightarrow \Sigma) \cdot \vec{x}_L = (-m_{\Sigma} g \vec{\delta}_L \wedge \vec{I}_1 \vec{I}_1) \cdot \vec{x}_L$$

$$= \left[ -m_{\Sigma} g \vec{\delta}_L \wedge (-a_g \vec{\delta}_1 - R \vec{\delta}_L) \right] \cdot \vec{x}_L$$

$$= a_g m_{\Sigma} g (\vec{\delta}_L \wedge \vec{\delta}_1) \cdot \vec{x}_L$$

$$= \underline{\underline{a_g m_{\Sigma} g \sin \beta}}$$

⚠ L'ensemble  $\Sigma$  contient les roues 2 et 3 mais pas les roues 1

$$\left\{ T_{\text{pes}} \rightarrow R_{1d} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} -m_{r1} g \vec{\delta}_L \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{C_{1d}} \quad \text{d'où } \vec{M}_{I_1}(\text{pes} \rightarrow R_{1d}) \cdot \vec{x}_L = (-m_{r1} g \vec{\delta}_L \wedge \vec{I}_{1d} \vec{I}_1) \cdot \vec{x}_L$$

$$= \left[ -m_{r1} g \vec{\delta}_L \wedge (-\vec{e} \vec{x}_L - R \vec{\delta}_L) \right] \cdot \vec{x}_L$$

$$= \underline{\underline{0}}$$

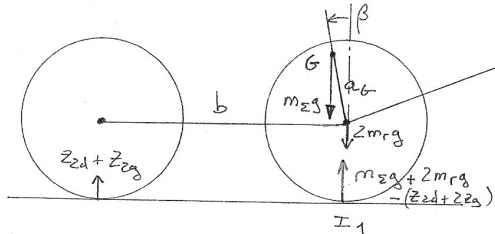
$$\{T_{pes} \rightarrow R_{13}\} = \left\{ \begin{array}{l} -m_r g \vec{z}_L \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{C_{13}} \text{ d'où } \vec{M}_{I_1}(pes \rightarrow R_{13}) \cdot \vec{x}_L = \vec{0}$$

de la même manière.

Bilan :  $-b z_{2d} - b z_{2g} + a_G m_\Sigma g \sin \beta = 0$

ainsi :  $z_{2d} + z_{2g} = \frac{a_G}{b} m_\Sigma g \sin \beta$

Remarque : ce résultat peut être vérifié de manière élémentaire en se ramenant dans le plan de symétrie (rappel :  $\Sigma$  = tout sauf les roues centrales)



Eq de moment en  $I_1$  :

$$b(z_{2d} + z_{2g}) = m_\Sigma g \times a_G \sin \beta$$

A.N  $z_{2d} + z_{2g} = \frac{85}{553} \times 152 \times 9,81 \times \sin 2^\circ = \underline{8 N}$

Au repos, en appui sur les 6 roues, on a  $z_{2d} + z_{2g} = 2m_r g + m_\Sigma g$   
soit  $z_{2d} + z_{2g} = \underline{588,6 N}$  !

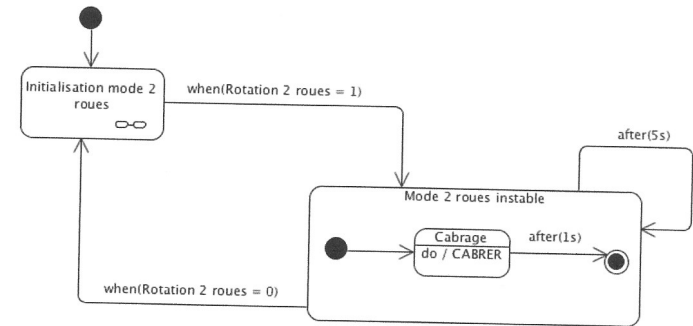
→ Le mode "4 roues de déplacement" permet de considérablement soulager les roues arrière. Ceci minimise les efforts de frottement à savoir lors du pivotement de la car.

Bien évidemment les roues centrales sont plus chargées puisqu'elles supportent la quasi totalité du poids du véhicule. Mais elles-ci ne pivotent pas et roulent sans glisser sur le sol, elles ne génèrent donc pas de frott. à savoir.

## IV. FONCTION TECHNIQUE FT 2 : GÉRER LE FONCTIONNEMENT

### IV-2 Gérer le pilotage séquentiel du cabrage en mode 2 roues instable

#### Question 15

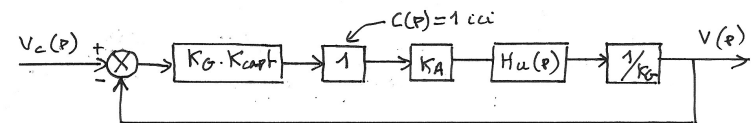


### IV-3 Asservir les déplacements de la plateforme

#### • Étude des performances sans correction

#### Question 18 : stabilité

La stabilité étant une qualité inhérente d'un système, celle-ci peut être caractérisée à partir d'une étude sous perturbation (comportement dit en poursuite), soit à partir du schéma :



d'où la FTBO est  $FTBO(p) = \frac{1}{K_G} \cdot K_{capt} \cdot K_A \cdot H_u(p) \cdot \frac{1}{K_G}$

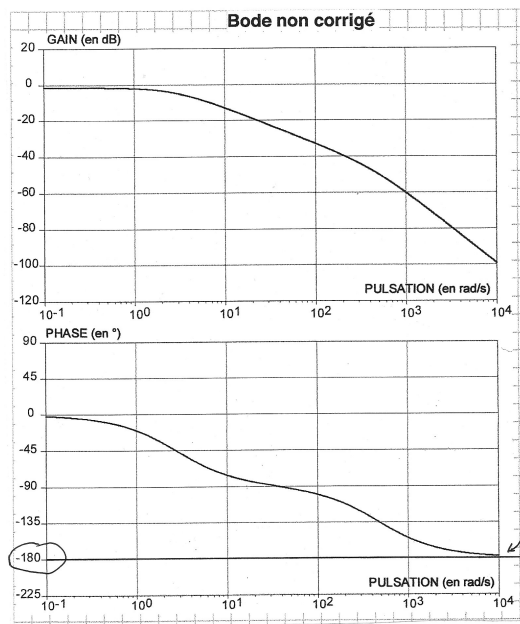
$$= \frac{K_{capt} K_A K_u}{(1+T_1 p)(1+T_2 p)}$$

Le diagramme de Bode de cette FTBO est donné sur le doc. réponse. On y voit clairement que :

- le gain est dégressif (en dB) pour toutes les pulsations
- la phase est supérieure à  $-180^\circ$  " " " "

Ceci est caractéristique d'un système stable.

(En d'autres termes le marge de gain est infinie, ce qui suffit à montrer le résultat.)



Question 13 : précision

- erreur statique en poursuite

La FTBO est de classe 0 et de gain  $K_{BO} = K_{capt} K_A K_u$ .

L'erreur statique en poursuite ne sera donc pas nulle.

On demande l'expression littérale de cette erreur pour une consigne  $V_0$ .

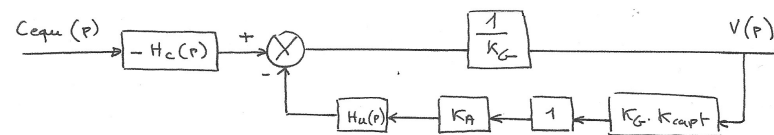
Il s'agit d'un résultat bien connu :  $E_S = \frac{V_0}{1 + K_{BO}}$

soit 
$$E_S = \frac{V_0}{1 + K_{capt} K_A K_u}$$

- erreur statique en régulation

Pour la même raison l'erreur statique ne sera pas nulle face à un échelon de couple résistant  $C_0$ . Il faudrait pour cela un integrateur avant le point d'introduction du couple sur le schéma, ce qui n'est pas le cas.

Pour quantifier l'influence de cette perturbation, on peut reconstruire le schéma en posant  $V_c(p) = 0$



alors 
$$V(p) = - \frac{H_c(p)}{K_G} \frac{C_{eq}(p)}{1 + H_u(p) \cdot K_A \cdot 1 \cdot K_{capt}}$$

$$V(p) = - \frac{\frac{K_c}{K_G} (1 + \frac{L}{F} p)}{(1 + T_1 p)(1 + T_2 p) + K_{capt} K_A K_u} C_{eq}(p)$$

Si l'entrée est un échelon de couple  $C_{eq}(p) = \frac{C_0}{p}$ , alors la vitesse diminue de :

$$V_S = \lim_{p \rightarrow 0} p \frac{\frac{K_c}{K_G} (1 + \frac{L}{F} p)}{(1 + T_1 p)(1 + T_2 p) + K_{capt} K_A K_u} \frac{C_0}{p} = \frac{K_c C_0}{K_G (1 + K_{capt} K_A K_u)}$$

**Rappel si nécessaire :**

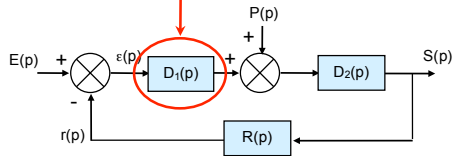
Hors perturbation :

Consigne :	Écart(*) statique de :	$\alpha_{BO} = 0$	$\alpha_{BO} = 1$	$\alpha_{BO} = 2$
Échelon unitaire	position	$\epsilon_s = \frac{1}{1+K_{BO}}$	$\epsilon_s = 0$	$\epsilon_s = 0$
Rampe unitaire	trainage	$\epsilon_v = \infty$	$\epsilon_v = \frac{1}{K_{BO}}$	$\epsilon_v = 0$

(\*) Ces écarts s'interprétant comme des erreurs si le système peut être ramené à un retour unitaire.

Si perturbation :

Un échelon de perturbation sur la chaîne ne provoque pas d'écart statique de position dans un système asservi, s'il existe au moins une intégration (classe > 0) dans la partie de la boucle située **avant** son point d'introduction.



Dans le cas contraire, cet écart est d'autant plus faible que le gain de cette même partie de la boucle est grand. Un raisonnement analogue permettrait de montrer qu'une perturbation en rampe voit son effet annulé s'il existe au moins deux intégrations dans la partie de la boucle amont, etc.

Ces résultats s'interprètent bien entendu comme toujours en termes d'erreurs si le système peut être ramené à un retour unitaire.

■ Etude des performances avec  $C(p) = \frac{K_1}{p}$

• Question 20 : type de correcteur

Ce correcteur est un correcteur intégral. Il apporte de la précision au système, aussi bien en poursuite qu'en régulation, puisqu'il est placé en amont de la perturbation dans la boucle. Il corrige donc les deux défauts mis en évidence à la question

précision : le cahier des charges sera respecté en termes de précision.

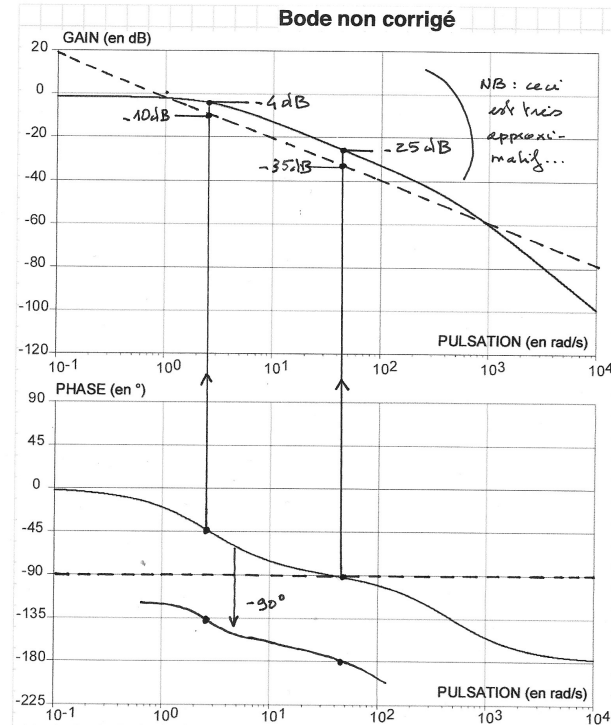
Concernant les autres performances :

- déphasant la FTBO de  $-30^\circ$ , il apporte un fort risque de déstabilisation

- il a un effet ralentisseur.

→ voir questions suivantes

• Question 21 : choix de  $K_1$  / stabilité



Le diagramme de Bode du correcteur avec  $K_1 = 10^{-1}$  est donc ici : courbe en pointillés. La courbe de la FTBO corrigée s'obtient par addition des deux diagrammes

La courbe de phase de la FTBO corrigée est translatée de  $-30^\circ$  vers le bas.

- le cahier des charges exige une marge de phase  $M\phi = 45^\circ$  min. La pulsation concernée est donc celle qui déphase la FTBO non corrigée de  $-45^\circ$  ( $-135 + 30^\circ$ ).



Pour cette pulsation :

- la FTBO non corrigée possède un gain d'environ -4 dB
- l'intégrateur pur " " " -10 dB

La FTBO corrigée avec un intégrateur pur possède donc un gain de -14 dB pour la pulsation qui la déphase de -135°.

On peut donc augmenter le gain de 14 dB en respectant la marge de phase de 45°.

D'où  $20 \log K_1 = 14 \text{ dB}$  soit  $K_1 = 10^{\frac{14}{20}} \rightarrow \boxed{K_1 = 5}$  Max

- le calcul des charges exige également une marge de gain de 6 dB mini.

La pulsation concernée est celle qui déphase la FTBO non corrigée de -30° (-180° + 90°).

Pour cette pulsation :

- la FTBO non corrigée possède un gain d'environ -25 dB
- l'intégrateur pur " " " -35 dB

La FTBO corrigée avec un intégrateur pur possède donc une marge de gain de 60 dB. Avec  $K_1 = 5$ , soit  $20 \log K_1 = 14 \text{ dB}$  cette marge n'est plus que de 46 dB ce qui n'est pas supérieur aux 6 dB attendus. le critère de marge de phase est le plus exigeant.

- En conclusion on retient donc  $K_1 = 5$ , maxi. Soit

$\boxed{C_1(P) = \frac{5}{P}}$  Ce correcteur permet de respecter les exigences de précision et de stabilité.

• Question 22 : rapidité

$H_u(P) = \frac{K_u}{(1+T_1P)(1+T_2P)}$  avec  $T_1 = 2,1 \text{ ms}$  et  $T_2 = 0,36 \text{ s}$

Le pôle dominant est donc  $-\frac{1}{T_2}$  car  $T_2 \gg T_1$  et on simplifie

alors  $H_u(P)$  selon  $\boxed{H_u(P) \approx \frac{K_u}{1+T_2P} = \frac{8,3}{1+0,36P}}$

Alors  $FTBO(P) = \frac{K_{capt} K_1 K_A K_u}{P(1+T_2P)}$  (Rappel  $C(P) = \frac{K_1}{P}$ )

et  $FTBF(P) = \frac{FTBO(P)}{1+FTBO(P)} = \frac{K_{capt} K_1 K_A K_u}{P(1+T_2P) + K_{capt} K_1 K_A K_u}$

$\boxed{FTBF(P) = \frac{1}{1 + \frac{1}{K_{capt} K_1 K_A K_u} P + \frac{T_2}{idem} P^2}}$

la valeur de  $K_1$  minimisant le temps de réponse à 5% sera telle que le facteur d'amortissement de cette fonction de 2<sup>nd</sup> ordre soit égal à  $\xi \approx 0,69$

$\frac{1}{\omega_0^2} = \frac{T_2}{K_{capt} K_1 K_A K_u}$   
 $\frac{2\xi}{\omega_0} = \frac{1}{K_{capt} K_1 K_A K_u}$   
 $\rightarrow \xi = \frac{1}{2\sqrt{K_{capt} K_1 K_A K_u T_2}}$   
 soit  $K_1 = \frac{1}{4\xi^2 K_{capt} K_A K_u T_2}$

$\xi = 0,69$  est donc obtenu après application numérique pour  $\boxed{K_1 = 1,76}$  qui est bien inférieure à  $K_1 \text{ maxi} = 5$  assurant la marge de stabilité!

Ou sait que lorsque  $\xi = 0,63$ ,  $tr_{5\%} \approx \frac{3}{\omega_0}$ .

Donc si on règle  $K_1 = 1,76$  on aura  $tr_{5\%} \approx \frac{3}{\omega_0}$

$$\text{soit } tr_{5\%} \approx 3 \sqrt{\frac{T_2}{K_{opt} K_1 K_A K_U}}$$

A.N  $tr_{5\%} \approx 1,5s$

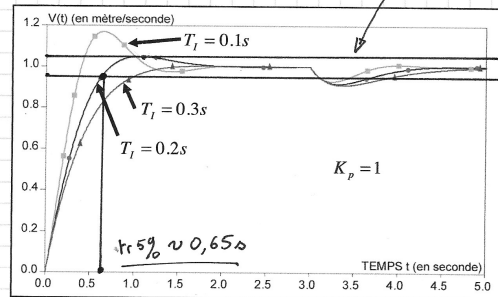
le cahier des charges exige  $tr_{5\%} = 0,5s$ , il n'est donc pas respecté.

■ Etude des performances avec un correcteur proportionnel à la vitesse

$$C(p) = K_p \left[ 1 + \frac{1}{T_{1P}} \right]$$

• Question 23 : choix de  $T_1$

Question 23



Ne pas prendre en compte la perturbation pour définir la rapidité.

Aux imperfections de tracé près, le réglage qui assure  $tr_{5\%}$  le plus faible semble être :

$T_1 = 0,2s$

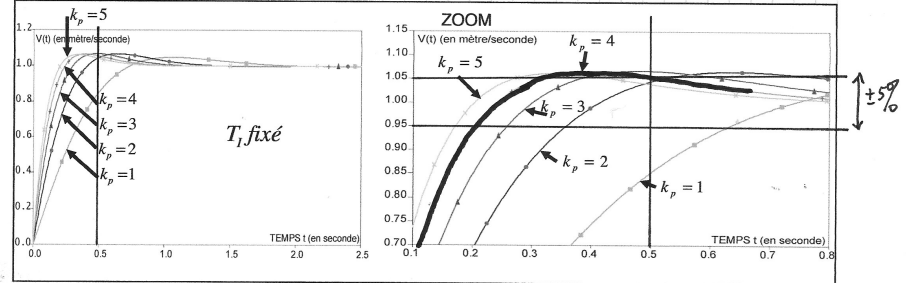
• Question 24 : choix de  $K_p$

le cahier des charges exige  $tr_{5\%} = 0,5s$ .

les courbes fournies montrent que celui-ci est alors obtenu pour

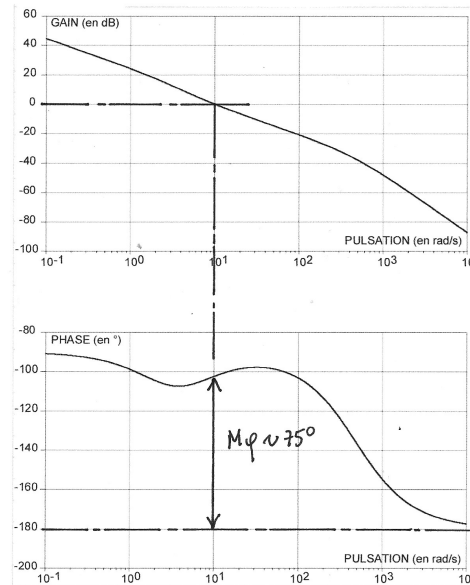
$K_p = 4$

Question 24



• Question 25 : conclusion pour  $C(p) = 4 \left[ 1 + \frac{1}{0,2p} \right] = \frac{4(1+0,2p)}{0,2p}$

- le correcteur assure la précision car apporte un intégrateur en amont de la boucle.
- Il n'a pas fait également l'exigence de rapidité d'après Q23 et Q24.
- Reste à vérifier les marges de stabilité.



• la phase reste  $> -180^\circ$  donc la marge de gain est infinie

• on relève une marge de phase  $M_p \approx 75^\circ$

celle-ci est bien supérieur aux  $45^\circ$  exigés.

→ le correcteur convient largement en termes de stabilité.