



## SIMULATEUR DE CONDUITE Sujet CCP PSI 2014



### I – Mise en évidence de la problématique

#### Question 1

Zone 1 : Accélération ligne droite

Zone 2 : freinage ligne droite

Zone 3 : virage à droite (accélération centripète négative donc selon -y) + freinage à la fin

Zone 4 : virage à gauche

Les zones entourées correspondent aux changements de rapport de la boîte vitesse.

#### Question 2

Phase de montée : entre  $t=0$  et  $t_a=0,4s$  l'accélération vaut  $a(t) = \frac{a_{max}}{t_a} t$

En intégrant deux fois, il vient alors  $x(t) = \frac{a_{max}}{6t_a} t^3$

Ainsi la distance parcourue pendant la phase de montée est égale à

$$x(t_a) = \frac{a_{max}}{6} t_a^2 = 0,26m$$

Phase de palier : entre  $t=0,4s$  et  $3,4s$  l'accélération est constante et vaut  $a_{max}$

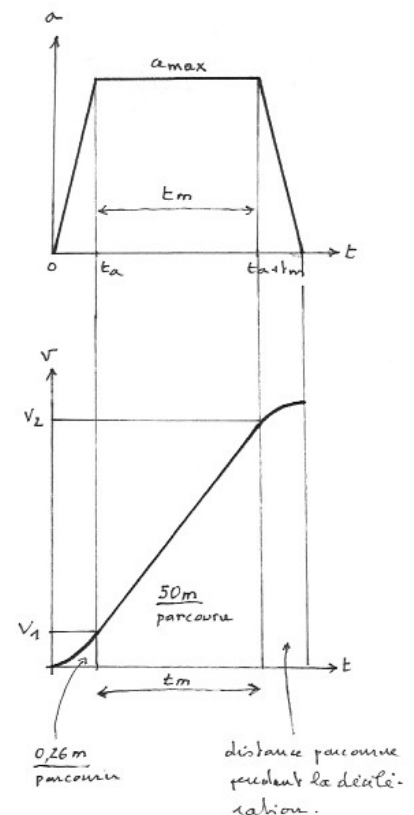
A  $t=t_a=0,4s$ , la vitesse est  $v_1 = v(t_a) = \frac{a_{max}}{2} t_a$  (par intégration de  $a(t) = \frac{a_{max}}{t_a} t$ )

A  $t=t_a+t_m=3,4s$ , la vitesse est donc  $v_2 = v_1 + a_{max} t_m$

Soit une distance parcourue (aire sous la courbe de vitesse) pendant cette phase de :

$$v_1 t_m + \frac{v_2 - v_1}{2} t_m = \frac{v_1 + v_2}{2} t_m = \frac{a_{max}}{2} (t_a + t_m) t_m \approx 50m$$

**NB** : l'énoncé ne demande pas la distance cumulée en fin de trapèze, il faudrait pour cela ajouter aux deux précédentes distances une troisième issue d'un calcul similaire. Toutefois, on voit que pour réaliser le trapèze d'accélération envisagé il faut parcourir une distance supérieure à 50m.

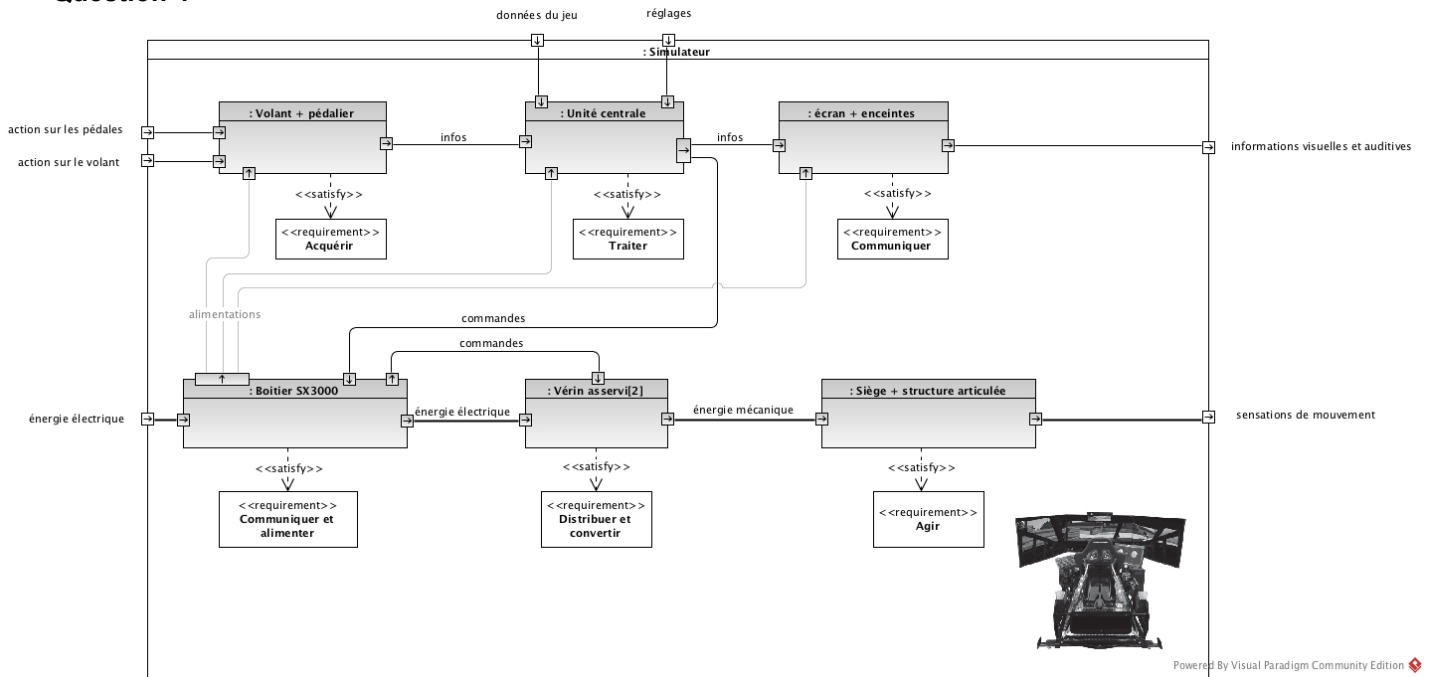


#### Question 3

La fonction de service FS4 (être adapté à la salle) ne sera pas satisfaite car la distance nécessaire, supérieure à 50m, est trop grande.

## II – Architecture du système

### Question 4



### Question 5

**Chaîne d'information :** volant, pédalier, unité centrale, écran, enceintes, boîtier SX3000.

**Chaîne d'énergie :** structure articulée, vérins, boîtier SX3000.

Le boîtier SX3000 est dans les deux chaînes, puisqu'il réalise à la fois la fonction alimenter (chaîne d'énergie) et la fonction communiquer (chaîne d'information) pour ce qui concerne la communication de la commande issue de l'unité centrale vers les préactionneurs (fonction distribuer) des vérins.

## III – Stratégie de commande

### Question 6

$$\vec{V}(A,1/0) = \vec{\Omega}(1/0) \wedge \vec{OA} = \alpha \vec{y}_0 \wedge h \vec{z}_1 = h \alpha \vec{x}_1$$

$$\text{donc } \vec{a}(A,1/0) = \frac{d}{dt} [\vec{V}(A,1/0)]_0 = h \ddot{\alpha} \vec{x}_1 - h \dot{\alpha}^2 \vec{z}_1$$

$$\text{puis, comme } -\vec{g} = g \vec{z}_0 = g(\cos \alpha \vec{z}_1 - \sin \alpha \vec{x}_1) \text{ on a } \vec{a}(A,1/0) - \vec{g} = (h \ddot{\alpha} - g \sin \alpha) \vec{x}_1 + (-h \dot{\alpha}^2 + g \cos \alpha) \vec{z}_1$$

Ce qui démontre les relations demandées.

### Question 7

Le diagramme de Bode présente les caractéristiques d'un système fondamental du premier ordre car :

- asymptote horizontale des gains dans les basses pulsations,
- asymptote de pente -20 dB/dec pour les gains dans les hautes pulsations,
- la phase n'a qu'un point d'inflexion et décroît de 0° à -90°.

On relève par ailleurs un gain de 1 (0dB) et une constante de temps de 0,1s (pulsation de 10rad/s pour une phase de -45°).

La fonction de transfert  $H_{\text{tilt}}(p)$  peut donc être modélisée selon :

$$H_{\text{tilt}}(p) = \frac{1}{1 + 0,1p}$$

### Question 8

En régime établi, les dérivées sont nulles, ainsi :  $a_{Tx} = -g \cdot \sin \alpha$  (signe « moins » cohérent : pour une accélération positive, le siège s'incline bien d'un angle négatif, cf. figure 9).

L'angle de tilt est donc égal à  $\alpha_{\text{tilt}} = -\arcsin(a_{Tx}/g)$

### Question 9

En régime établi,  $a_{Tz} - g = -0 + g \cos\alpha - g = g(\cos\alpha - 1)$

On veut que :  $|a_{Tz} - g| < 0,25 \text{ m.s}^{-2}$  compte tenu de la sensibilité de l'oreille interne.

Soit :  $1 - \cos\alpha_{\text{tilt}} < 0,25/9,8$ .

Ou encore :  $1 - 0,25/9,8 < \cos\alpha_{\text{tilt}}$

On en déduit que  $\alpha_{\text{tilt}}$  doit être dans l'intervalle  $[-13^\circ; 13^\circ]$ .

### Question 10

L'accélération longitudinale maximale (en valeur absolue) qu'il est possible de simuler, sans créer de sensation de chute, vaut, d'après la question 8 :

$$a_{Tx} = -g \sin(\alpha_{\text{tilt}}) \approx -2,2 \text{ m.s}^{-2}$$

Il faut donc prendre un gain d'adaptation  $K_{\text{adapt}} = 2,2/10 = 0,22$  pour que l'accélération ne dépasse pas les limites d'angle autorisées.

### Question 11

$$H_{\text{mov1}}(p) = \frac{0,1p}{1 + 0,1p}$$

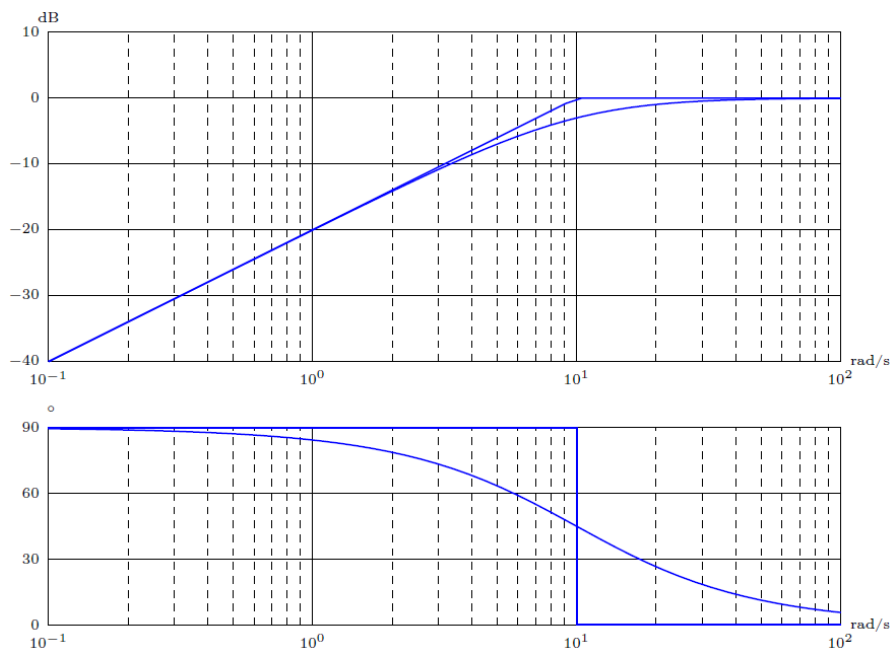
On superpose :

- le diagramme d'un dérivateur de gain 0,1 :

- la courbe de gain coupe l'axe 0dB à la pulsation 10rad/s et a une pente de +20dB/décade

- la courbe de phase est à +90°

- le diagramme d'un premier ordre de constante de temps 0,1s qui casse le premier à partir de 10rad/s en ramenant la phase à 0° et le gain à une constante (0dB).



Ce filtre est cette fois un filtre passe-haut qui laisse passer les hautes fréquences uniquement ce qui correspond à des mouvements brefs (de fréquence élevée) et donc aux variations angulaires autour de l'angle de tilt précédemment élaboré à l'aide d'un filtre passe-bas. (cf. figure 10).

### Question 12

Il vient directement par double intégration dans le domaine de Laplace :  $H_{\text{mov2}}(p) = \frac{1}{hp^2}$

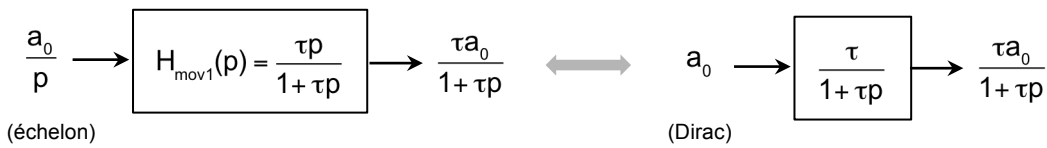
### Question 13

Cf. schéma-bloc de la figure 10.

Concernant l'accélération (première courbe) :  $a_{\text{mov}}(p) = H_{\text{mov1}}(p) \cdot a_{\text{Tx}}(p) = \frac{\tau p}{(1 + \tau p)} a_{\text{Tx}}(p)$

Donc pour une entrée en échelon  $a_{\text{Tx}}(p) = \frac{a_0}{p}$ , il vient :  $a_{\text{mov}}(p) = \frac{\tau p}{(1 + \tau p)} \frac{a_0}{p} = \frac{\tau a_0}{1 + \tau p}$

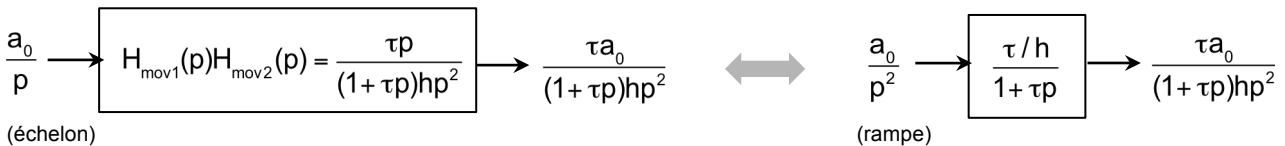
On reconnaît la réponse d'un système fondamental du premier ordre à un Dirac, ce qui est cohérent avec la courbe de la figure 13.



De même, concernant l'angle (deuxième courbe) :  $\alpha_{\text{mov}}(p) = H_{\text{mov1}}(p) \cdot H_{\text{mov2}}(p) \cdot a_{\text{Tx}}(p) = \frac{\tau p}{(1 + \tau p) h p^2} a_{\text{Tx}}(p)$

Ainsi pour la même entrée en échelon il vient :  $\alpha_{\text{mov}}(p) = H_{\text{mov1}}(p) \cdot H_{\text{mov2}}(p) \cdot a_{\text{Tx}}(p) = \frac{\tau p}{(1 + \tau p) h p^2} \frac{a_0}{p} = \frac{\tau a_0}{(1 + \tau p) h p^2}$

On reconnaît la réponse d'un système fondamental du premier ordre à une rampe, ce qui est cohérent avec la courbe de la figure 13.



Ainsi, en régime établi (si la consigne dure trop longtemps) l'angle  $\alpha_{\text{mov}}$  dérive continuellement ce qui n'est pas acceptable.

Par ailleurs, il atteindra rapidement une valeur incompatible avec l'exigence mise en évidence aux questions 9 et 10, puisque l'angle de  $13^\circ = 0,23$  rad serait obtenu au bout de seulement 0,3s.

#### Question 14

Après introduction du filtre Washout, on a, en réponse à un échelon :

$$\alpha_{\text{mov}}(p) = \frac{K \cdot p}{(1 + \tau p)^3} \cdot \frac{a_0}{p}$$

Le théorème de la valeur finale donne :  $\lim_{t \rightarrow \infty} \alpha_{\text{mov}}(t) = \lim_{p \rightarrow 0} \alpha_{\text{mov}}(p) = 0$ .

Cette fois, en régime permanent, l'angle obtenu est donc nul, ce qui correspond bien à ce qui est attendu : pas de dérive et convergence vers 0 de la branche « mov », le régime permanent étant traité par le « tilt », cf. figure 10.

#### Question 15

L'angle  $\alpha$  est négatif pour une accélération positive, ce qui est logique : pour une accélération positive, le siège s'incline d'un angle négatif. C'est conforme à la question 8 et aux orientations de la figure 9.

L'accélération  $a_{\text{Tx}}$  en régime permanent correspond bien à la valeur de  $2,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  qui est cohérente avec :

- la consigne de  $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  diminuée à cause du gain  $K_{\text{adapt}} = 0,22$  ;
- l'angle  $\alpha = -0,23$  rad =  $-13^\circ$  pour cette valeur d'accélération.

Cf. questions 9 et 10.

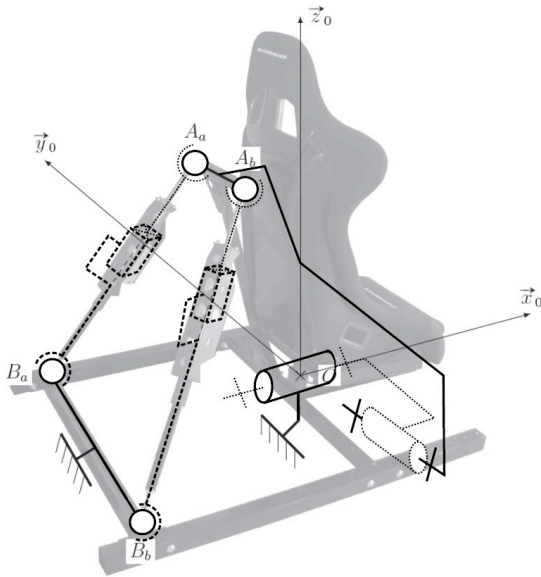
L'accélération  $a_{\text{Tz}}$  en régime permanent qui doit valoir  $0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  pour cette valeur de l'angle  $\alpha$  d'après la question 9. En prenant en compte le gain  $K_{\text{adapt}} = 0,22$  cela fait une accélération de  $0,25 \times 0,22 = 0,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  qui correspond à la valeur lue sur le graphe.

Ces courbes sont donc cohérentes avec ce qui précède.

NB : on constate de fortes variations d'accélération en régime transitoire, dues certainement au comportement des différents filtres.

## IV – Dimensionnement et modélisation du simulateur

### Question 16



**NB 1:** on peut être surpris de voir des vérins modélisés par des glissières. Mais on apprendra dans la partie IV-4 qu'il s'agit de vérins électriques à vis. Dans de tels vérins la mobilité en rotation de la tige par rapport au corps est supprimée afin de permettre sa translation par le système vis-écrou.

**NB2 :** bien veiller à ce que les axes des deux liaisons pivot soient concourants en O.

### Question 17

Déplacement vérin a	Déplacement vérin b	Mouvement du siège
+	+	Tangage (sens direct)
+	-	Roulis (sens direct)

### Question 18

Le modèle est clairement constitué de 2 cycles indépendants. Donc le nombre cyclomatique est  $\gamma = 2$ .

Le nombre d'inconnues cinématiques est  $l_c = 4 \times 3$  (sphériques) +  $2 \times 1$  (glissières) +  $2 \times 1$  (pivots) = 16.

La mobilité est  $m = 2 + 2 = 4$ .

Il y a en effet 2 mobilités « utiles » (les translations au sein des deux vérins) et 2 mobilités « internes » (rotation en bloc des vérins autour de AB).

Ainsi  $h = m + 6\gamma - l_c = 4 + 12 - 16 = 0$ . Le modèle est isostatique.

Ceci permet de déterminer tous les efforts.

Un modèle isostatique indique également qu'il n'y a aucune contrainte géométrique nécessaire au montage du mécanisme.

### Question 19

La fermeture est donnée par :  $\vec{OA} + \vec{AB} + \vec{BO} = \vec{0}$ , soit :  $h\vec{z}_1 - \lambda\vec{x}_3 + L\vec{x}_0 = \vec{0}$

Par projection, il vient alors :

Sur  $\vec{x}_0$  :  $h \sin \alpha - \lambda \cos \beta + L = 0$

Sur  $\vec{z}_0$  :  $h \cos \alpha + \lambda \sin \beta = 0$

En isolant classiquement le terme en  $\lambda$  dans chaque équation, en élevant au carré et en faisant la somme, il vient alors :

$$\lambda^2 = (h \sin \alpha + L)^2 + (h \cos \alpha)^2$$

Soit, en retenant la racine positive :  $\lambda = \sqrt{h^2 + L^2 + 2Lh \sin \alpha}$

En formant le rapport des deux équations, il vient de plus  $\tan \beta = -\frac{h \cos \alpha}{L + h \sin \alpha}$

Qui définit bien un angle  $\beta$  unique compte tenu de son domaine d'appartenance.

NB : on aurait pu également définir  $\beta$  par son sinus à partir de la seconde équation et de l'expression de  $\lambda$  précédemment déterminée.

### Question 20

Le vérin se déplace de 0,075m autour de la longueur initiale de 0,99 m.

Ainsi  $L_{\max} = 1,065\text{m}$

$L_{\min} = 0,915\text{m}$

Graphiquement, en utilisant le DR5, on en déduit que l'angle  $\alpha$  ne varie que de  $\pm 8^\circ$  environ.

Le cahier des charges spécifie un débattement angulaire de  $\pm 13^\circ$ .

Il est difficile d'interpréter cette donnée :

- s'il s'agit d'un débattement maxi à ne pas dépasser, alors le cahier des charges est satisfait ;
- s'il s'agit d'un débattement à atteindre, ce qui me semble plus probable, alors le cahier des charges n'est pas satisfait, ce qui est surprenant.

### Question 21

On trouve :

$K_\beta = 0,5$  (sans dimension)

$\beta_0 = -45^\circ$

$K_\alpha = 0,0083 \text{ m/}^\circ$

### Question 22

L'isolement du vérin montre que celui-ci, dont on néglige le poids, est soumis à deux actions mécaniques qui sont des glisseurs en A et en B (pivots en modélisation plane).

Par ailleurs, puisque la masse du vérin et ses caractéristiques inertielles sont négligeables, cela revient à travailler en statique. Le PFS permet alors de démontrer que les résultantes de ces glisseurs sont portées par la droite (AB) donc colinéaires à  $\vec{x}_3$ . Donc en particulier l'effort en A.

### Question 23

On isole l'ensemble {conducteur + siège} soumis à :

- l'action de la pesanteur en G de résultante  $-mg\vec{z}_0$
- l'action du vérin en A de résultante  $F\vec{x}_3$
- l'action de la liaison pivot en O

Pour faire disparaître les inconnues de l'action en O, on applique le théorème du moment dynamique en O en projection sur  $\vec{y}_0$  :

$$\delta_0(1/0).\vec{y}_0 = (-mg\vec{z}_0 \wedge \overline{GO} + F\vec{x}_3 \wedge \overline{AO}).\vec{y}_0$$

Avec, classiquement s'agissant d'un mouvement de rotation :  $\delta_0(1/0).\vec{y}_0 = J\ddot{\alpha}$

$$\text{Et : } -mg\vec{z}_0 \wedge \overline{GO} = -mg\vec{z}_0 \wedge -d\vec{z}_1 = mgd\sin\alpha \vec{y}_0$$

$$F\vec{x}_3 \wedge \overline{AO} = F\vec{x}_3 \wedge -h\vec{z}_1 = Fh\cos(\beta - \alpha) \vec{y}_0$$

$$\text{D'où l'équation : } \boxed{J\ddot{\alpha} = Fh\cos(\beta - \alpha) + mgd\sin\alpha}$$

Qui est bien de la forme attendue en posant :

$$A_s = J$$

$$B_s = h$$

$$C_s = mgd$$

$$\text{Soit } \boxed{A_s\ddot{\alpha} = B_s F \cos(\beta - \alpha) + C_s \sin\alpha}$$

### Question 24

$$\text{D'après ce qui précède } F = \frac{A_s\ddot{\alpha} - C_s \sin\alpha}{B_s \cos(\beta - \alpha)}$$

$$\text{De plus, d'après la question 6, } a_{Tx} = h\ddot{\alpha} - g\sin\alpha \quad 6, \text{ soit } \ddot{\alpha} = \frac{a_{Tx} + g\sin\alpha}{h}$$

D'où l'expression attendue : 
$$F = \frac{A_s \frac{a_{Tx} + g \sin \alpha}{h} - C_s \sin \alpha}{B_s \cos(\beta - \alpha)}$$

On lit sur le document réponse que  $\beta = -38^\circ$  pour  $\alpha = 13^\circ$ , situation la plus défavorable.

L'application numérique fournit alors  $F = -179 \text{ N}$ .

L'effort maxi nécessaire en valeur absolue est bien inférieur aux 200 N qu'est capable de délivrer le vérin. Le vérin est donc bien adapté pour respecter le cahier des charges.

### Question 25

On a précédemment (question 21) montré que  $\lambda = \lambda_0 + K_\alpha \alpha$

avec  $K_\alpha = 0,0083 \text{ m/}^\circ$

Par ailleurs, la relation cinématique dans le système vis écrou assure  $\dot{\lambda} = p_v \omega_{\text{mot}}$

NB : l'énoncé ne précise pas le sens du filet donc il n'est pas possible de déterminer le signe dans cette relation. Je fais donc l'hypothèse d'un signe  $+$ . Cette hypothèse sera sans incidence pour la suite, cf. question 28.

Ainsi  $K_\alpha \dot{\alpha} = p_v \omega_{\text{mot}}$  et donc  $\dot{\alpha} = \frac{p_v}{K_\alpha} \omega_{\text{mot}}$  soit  $k_T = \frac{p_v}{K_\alpha}$

Application numérique  $k_T = \frac{3 \cdot 10^{-3} \text{ m/tr}}{0,0083 \text{ m/}^\circ \cdot 360^\circ/\text{tr}} = 10^{-3}$  (sans dimension)

### Question 26

Avec les hypothèses simplificatrices proposées, l'énergie cinétique galiléenne totale du simulateur est égale à :

$$E_c = T(\{\text{rotor} + \text{vis}\} / 0) + T(\{\text{siège} + \text{conducteur}\} / 0) = \frac{1}{2} J_{\text{mot}} \omega_{\text{mot}}^2 + \frac{1}{2} J \dot{\alpha}^2$$

Soit  $E_c = \frac{1}{2} (J_{\text{mot}} + J k_T^2) \omega_{\text{mot}}^2$

On en déduit l'inertie équivalente demandée :  $J_e = J_{\text{mot}} + J k_T^2 = 4 \cdot 10^{-6} + 10 \cdot (10^{-3})^2 = 14 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$

### Question 27

La somme des puissances extérieures est :

$$P_{\text{ext}} = P(\text{pesanteur} \rightarrow 1/0) + P(0 \rightarrow 1/0)$$

avec  $P(\text{pesanteur} \rightarrow 1/0) = -mg \vec{z}_0 \cdot \vec{V}(G, 1/0)$

où  $\vec{V}(G, 1/0) = \vec{\Omega}(1/0) \wedge \vec{OG} = \dot{\alpha} \vec{y}_0 \wedge d\vec{z}_1 = d\dot{\alpha} \vec{x}_1$

et donc  $P(\text{pesanteur} \rightarrow 1/0) = -mg \vec{z}_0 \cdot d\dot{\alpha} \vec{x}_1 = mg d\dot{\alpha} \sin \alpha$

et  $P(0 \rightarrow 1/0) = P(0 \leftrightarrow 1) = 0$  puisque la liaison est parfaite.

D'où  $P_{\text{ext}} = mg d\dot{\alpha} \sin \alpha$

La somme des puissances intérieure est :

$P_{\text{int}} = P_{\text{moteur}} + P_{\text{frottements visqueux}}$  puisque les autres liaisons sont supposées parfaites.

avec  $P_{\text{moteur}} = C_{\text{mot}} \omega_{\text{mot}}$

et  $P_{\text{frottements visqueux}} = C_v \omega_{\text{mot}} = -f_v \omega_{\text{mot}}^2$  puisque le modèle de frottement visqueux est ramené sur l'axe moteur

D'où  $P_{\text{int}} = C_{\text{mot}} \omega_{\text{mot}} - f_v \omega_{\text{mot}}^2$

NB : un autre point de vue peut considérer la puissance délivrée par le moteur comme extérieure ce qui ne change rien à ce qui suit car seule la somme  $P_{\text{ext}} + P_{\text{int}}$  est déterminante.

$$P_{\text{ext}} + P_{\text{int}} = mg d\dot{\alpha} \sin \alpha + C_{\text{mot}} \omega_{\text{mot}} - f_v \omega_{\text{mot}}^2$$

### Question 28

Le théorème de l'énergie cinétique à l'ensemble donne  $\frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} J_e \omega_{mot}^2 \right) = P_{ext} + P_{int} = mgd\dot{\alpha} \sin \alpha + C_{mot} \omega_{mot} - f_v \omega_{mot}^2$

$$\text{Soit } J_e \dot{\omega}_{mot} \omega_{mot} = mgd\dot{\alpha} \sin \alpha + C_{mot} \omega_{mot} - f_v \omega_{mot}^2$$

$$\text{avec } \dot{\alpha} = k_T \omega_{mot}$$

et, puisque l'angle  $\alpha$  est supposé petit,  $\sin \alpha = \alpha = k_T \theta_{mot}$

$$\text{D'où : } J_e \dot{\omega}_{mot} = mgdk_T^2 \theta_{mot} + C_{mot} \omega_{mot} - f_v \omega_{mot}^2$$

$$\text{Ou encore : } J_e \dot{\omega}_{mot} = C_{mot} \omega_{mot} - f_v \omega_{mot}^2 + K \theta_{mot}$$

Qui est bien de la forme attendue en posant  $K = mgdk_T^2$

NB = les considérations de signe évoquées à la question 25 sont en fait sans objet puisque le coefficient  $k_T$  intervient au carré dans cette équation de mouvement.

### Question 29

L'équation de mouvement devient alors en fonction du courant :  $J_e \dot{\omega}_{mot} + f_v \omega_{mot} - K \theta_{mot} = k_i i$

Soit après passage dans le domaine de Laplace et sous les conditions de Heaviside :

$$(J_e p^2 + f_v p - K) \Theta_{mot}(p) = k_i I(p)$$

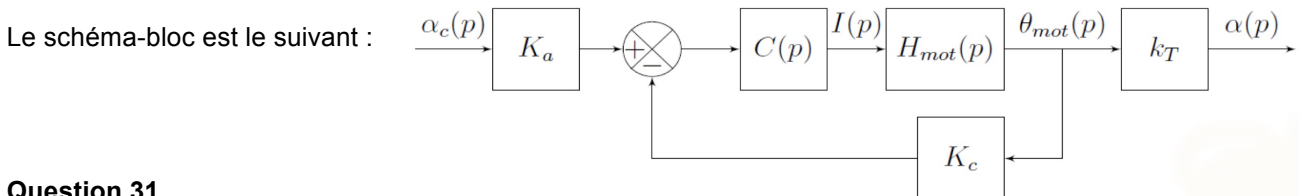
$$\text{D'où la fonction de transfert demandée : } H_{mot}(p) = \frac{\Theta_{mot}(p)}{I(p)} = \frac{k_i}{J_e p^2 + f_v p - K}$$

$$\text{Ou encore, sous forme canonique : } H_{mot}(p) = \frac{-\frac{k_i}{K}}{1 - \frac{f_v}{K} p - \frac{J_e}{K} p^2}$$

NB : cette fonction de transfert traduit une instabilité de la chaîne d'énergie (boucle ouverte non corrigée), celle-ci n'engendrera néanmoins pas d'instabilité en boucle fermée grâce à un choix approprié de correcteur comme indiqué à la suite de la question 31.

## V – Mise en place de l'asservissement

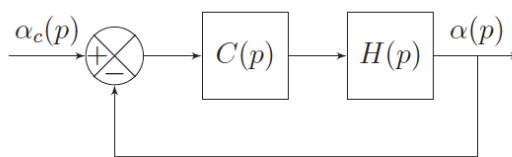
### Question 30



### Question 31

Classiquement, afin d'avoir une erreur proportionnelle à l'écart, il faut choisir  $K_a = K_c / K_T$

En déplaçant le comparateur avant le premier bloc et la jonction après le dernier bloc, il vient le schéma-bloc à retour unitaire proposé à condition de poser  $H(p) = K_c \cdot H_{mot}(p)$



On admet pour la suite que :

$$H(p) = \frac{1}{1,4 \cdot 10^{-5} p^2 + 10^{-3} p - 0,00035} = \frac{-\frac{1}{0,00035}}{1 - \frac{10^{-3}}{0,00035} p - \frac{1,4 \cdot 10^{-5}}{0,00035} p^2}$$

Cette forme est cohérente avec celle obtenue à la question 29.



Et  $C(p) = K_{cor} \frac{(1+Tp)^2}{Tp}$ , choisi tel que la stabilité du système en boucle fermée soit assurée.

### Question 32

La fonction de transfert en boucle ouverte est :

$$FTBO(p) = K_{cor} \frac{(1+Tp)^2}{Tp} \frac{1}{1 - \frac{10^{-3}}{0,00035}p - \frac{1,4 \cdot 10^{-5}}{0,00035}p^2} = \frac{-\frac{K_{cor}}{0,00035.T}}{p} \frac{(1+Tp)^2}{1 - \frac{10^{-3}}{0,00035}p - \frac{1,4 \cdot 10^{-5}}{0,00035}p^2}$$

Elle est de classe  $\alpha_{BO} = 1$  et de gain  $K_{BO} = -\frac{K_{cor}}{0,00035.T}$

L'erreur statique (= écart car retour unitaire) est donc nulle en réponse à une entrée en échelon.

Elle est finie et égale à  $\frac{1}{K_{BO}} = -\frac{0,00035.T}{K_{cor}}$  en réponse à une entrée en rampe de pente unitaire.

Cette erreur négative, due au gain négatif en boucle ouverte, traduit le fait qu'en régime permanent la sortie sera supérieure à la consigne en rampe.

### Question 33

Le système est effectivement stable car la réponse à un échelon tend bien vers une valeur finie.

La valeur asymptotique pour la réponse à un échelon de 0,1 rad est bien de 0,1 rad donc le système est bien précis pour une entrée en échelon.

Pour l'entrée en rampe, on constate que l'asymptote possède une pente identique à l'entrée, ce qui veut dire que l'erreur statique est finie. On mesure une erreur de -0,001 rad environ, qui est bien négative, comme attendu (sortie supérieure à la consigne).

Sur la réponse à un échelon on mesure :

- un temps de réponse à 5 % de 0,015s ce qui est largement inférieur à la valeur du cahier des charges.
- un dépassement d'environ 19 % ce qui est inférieur à la valeur 20% du cahier des charges.

Les exigences de stabilité, précision, rapidité et dépassement du cahier des charges sont donc vérifiées.

## VI – Synthèse

### Question 34

La consigne d'accélération fournie par le jeu est diminuée par un gain (0,22) puis divisée en deux parties :

- une partie correspondant à un mouvement maintenu (tilt) qui est obtenue par un filtre passe-bas et transformée en inclinaison du siège ;
- une partie correspondant aux mouvements rapides autour du précédent qui est obtenue par un filtre Washout et est transformée en des variations angulaires ajoutées à l'inclinaison du siège.

### Question 35

On constate que l'allure globale des accélérations simulée et mesurée est identique, ce qui valide le modèle. Toutes deux suivent correctement une forme en trapèze comme pour la consigne. Cependant, la valeur est plus faible, ce qui est cohérent avec le gain 0,22 qui a été introduit.

La forme n'est pas exactement trapézoïdale, notamment aux points anguleux : ceci est dû à la stratégie employé et au choix des filtres, ainsi qu'au temps de réponse des différents constituants, notamment mécaniques.

### Question 36

Les écarts de type 1 et 2 ont été analysés à la question 35 (critère d'accélération maximale 2,2 m.s<sup>2</sup>).

L'écart de type 3 a été analysé aux questions 32 et 33 (critères de précision, stabilité, dépassement, rapidité), question 20 pour le débattement et question 24 pour l'effort maximal lié à la masse du conducteur.