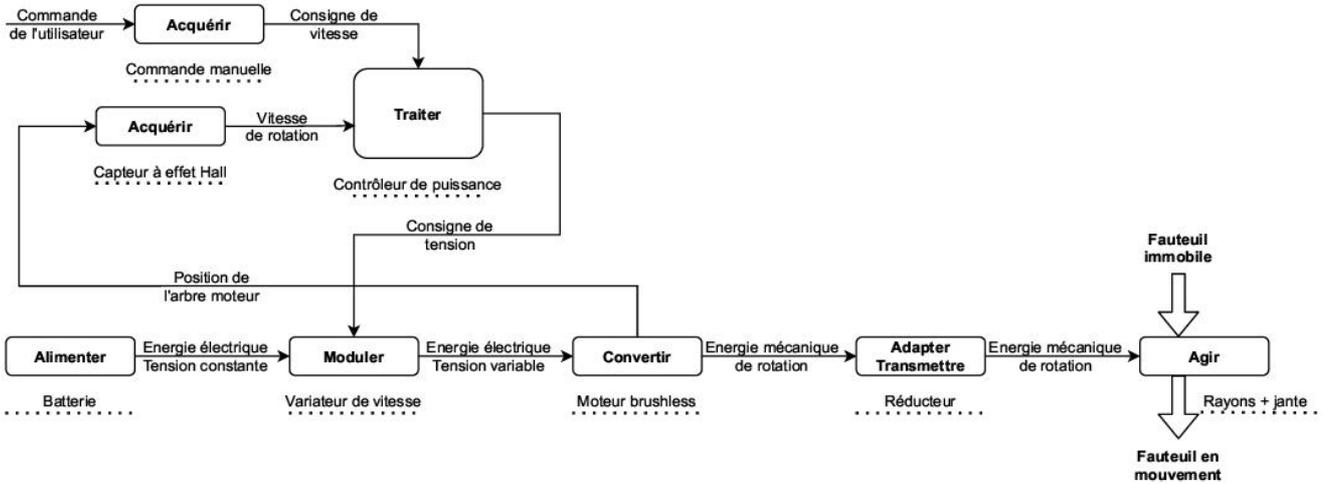


**DS N°1      Implantation d'une roue autonome Ez-Wheel      Corrigé**

**Question 1.** Schéma fonctionnel des flux d'énergie et d'information.



**Question 2.** Action au point N

On isole la roue avant. Bilan des Actions Mécaniques Extérieures :

- ☞ Une action du sol sur la roue avant : Force  $\vec{R}_{\text{Sol} \rightarrow \text{RoueAV}} = X_N \cdot \vec{x}_f + Z_N \cdot \vec{z}_f$  appliquée en N  
(Car liaison ponctuelle de normale (N,  $\vec{z}_f$ ) avec adhérence pour un problème plan ( $\vec{x}_f, \vec{z}_f$ ))
- ☞ Une action du châssis sur la roue avant : Force  $\vec{R}_{\text{Chassis} \rightarrow \text{RoueAV}} = X_A \cdot \vec{x}_f + Z_A \cdot \vec{z}_f$  appliquée en A  
(Car liaison pivot d'axe (A,  $\vec{y}_f$ ) pour un problème plan ( $\vec{x}_f, \vec{z}_f$ ))

On néglige l'inertie de la roue avant donc cette roue est à l'équilibre et soumise à deux forces appliquées en A et N. Donc la direction de ces forces est celle de la droite (AN) = (N,  $\vec{z}_f$ ).

**L'action du sol sur la roue avant est donc une force  $\vec{R}_{\text{Sol} \rightarrow \text{RoueAV}} = Z_N \cdot \vec{z}_f$  de support (N,  $\vec{z}_f$ ).**

**Question 3.** Equations du Principe Fondamental de la Dynamique

On isole S = {Châssis + Roues + utilisateur}. Bilan des Actions Mécaniques Extérieures :

- ☞ Une action du sol sur la roue avant : Force  $\vec{R}_{\text{Sol} \rightarrow \text{RoueAV}} = Z_N \cdot \vec{z}_f$  appliquée en N
- ☞ Une action du sol sur la roue arrière : Force  $\vec{R}_{\text{Sol} \rightarrow \text{RoueAR}} = X_M \cdot \vec{x}_f + Z_M \cdot \vec{z}_f$  appliquée en M
- ☞ Le poids de l'ensemble S : Force  $\vec{R}_{\text{Pes.} \rightarrow \text{S}} = -m_S \cdot \vec{g} \cdot \vec{z}_0$  appliquée en G

Le fauteuil est en translation rectiligne d'accélération :  $\Gamma_{G \in \text{châssis/sol}} = \ddot{x} \cdot \vec{x}_f$

L'application du Théorème de la Résultante Dynamique donne :

$$Z_N \cdot \vec{z}_f + X_M \cdot \vec{x}_f + Z_M \cdot \vec{z}_f - m_S \cdot \vec{g} \cdot \vec{z}_0 = m_S \cdot \ddot{x} \cdot \vec{x}_f$$

L'application du Théorème du Moment Dynamique au point M donne :

$$\overline{MN} \wedge Z_N \cdot \vec{z}_f + \vec{0} + \overline{MG} \wedge (-m_S \cdot \vec{g} \cdot \vec{z}_0) = \overline{MG} \wedge m_S \cdot \Gamma_{G \in \text{châssis/sol}}$$

Par projection sur les axes du repère  $\mathcal{R}_f$  ( $O_f, \vec{x}_f, \vec{y}_f, \vec{z}_f$ ) on obtient donc :

- TRD/  $\vec{x}_f \Rightarrow X_M - m_S \cdot \vec{g} \cdot \vec{z}_0 \cdot \vec{x}_f = m_S \cdot \ddot{x} \Leftrightarrow X_M + m_S \cdot g \cdot \sin \alpha = m_S \cdot \ddot{x}$
- TRD/  $\vec{z}_f \Rightarrow Z_N + Z_M - m_S \cdot \vec{g} \cdot \vec{z}_0 \cdot \vec{z}_f = 0 \Leftrightarrow Z_N + Z_M - m_S \cdot g \cdot \cos \alpha = 0$
- TMD/  $\vec{y}_f \Rightarrow (\vec{l} + \vec{e}) \cdot \vec{x}_f \wedge Z_N \cdot \vec{z}_f \cdot \vec{y}_f + (\vec{l} \cdot \vec{x}_f + h \cdot \vec{z}_f) \wedge (-m_S \cdot \vec{g} \cdot \vec{z}_0) \cdot \vec{y}_f = (\vec{l} \cdot \vec{x}_f + h \cdot \vec{z}_f) \wedge m_S \cdot \ddot{x} \cdot \vec{x}_f \cdot \vec{y}_f$   
 $\Leftrightarrow -(\vec{l} + \vec{e}) \cdot Z_N + m_S \cdot g \cdot l \cdot \cos \alpha + m_S \cdot g \cdot h \cdot \sin \alpha = m_S \cdot h \cdot \ddot{x}$

Soit finalement les trois équations : (a)  $X_M = m_S \cdot (\ddot{x} - g \cdot \sin \alpha)$

(b)  $Z_N + Z_M = m_S \cdot g \cdot \cos \alpha$

(c)  $(\vec{l} + \vec{e}) \cdot Z_N = m_S \cdot [g \cdot (l \cdot \cos \alpha + h \cdot \sin \alpha) - h \cdot \ddot{x}]$

**Question 4.** Accélération maximale du fauteuil à la limite du glissement

Par combinaison linéaire des deux dernière équations :  $(\ell + e).(b) - (c)$  on obtient :

$$Z_M = m_S \cdot \frac{g.(e.\cos \alpha - h.\sin \alpha) + h.\ddot{x}}{\ell + e}$$

Or l'équation (a) donne :  $X_M = m_S.(\ddot{x} - g.\sin \alpha)$

Donc à la limite du glissement ( $X_M = f.Z_M$ ) on a :  $\ddot{x} - g.\sin \alpha = f \cdot \frac{g.(e.\cos \alpha - h.\sin \alpha) + h.\ddot{x}}{\ell + e}$

Soit par résolution on a finalement :  $\ddot{x} = g \cdot \left[ \frac{f.e.\cos \alpha}{\ell + e - f.h} + \sin \alpha \right]$

Application numérique :  $\ddot{x} = 9,81 \left[ \frac{0,45 \times 400 \cdot \cos 6,8^\circ}{200 + 400 - 0,45 \times 600} + \sin -6,8^\circ \right] = 4,15 \text{ m.s}^{-2}$

**Question 5.** Couple moteur à la limite du glissement

On isole la roue arrière, Bilan des Actions Mécaniques Extérieures :

- ☞ Action du sol sur la roue arrière : Force  $R_{\text{Sol} \rightarrow \text{RoueAR}} = X_M \cdot \vec{x}_f + Z_M \cdot \vec{z}_f$  appliquée en M
- ☞ Action du châssis sur la roue arrière due à la liaison pivot d'axe ( $O_f, \vec{y}_f$ )  $\mathcal{M}_{O_f}(\text{Chassis} \rightarrow \text{Roue}) \cdot \vec{y}_f = 0$
- ☞ Action électromagnétique motrice des deux moteurs : Couple moteur  $\vec{C}_m = 2.C_m \cdot \vec{y}_f$

L'inertie des roues étant négligée le TMD par rapport en  $O_f$  projeté sur  $\vec{y}_f$  donne :

$$\vec{O_f M} \wedge (X_M \cdot \vec{x}_f + Z_M \cdot \vec{z}_f) \cdot \vec{y}_f + 0 + 2.C_m \cdot \vec{y}_f \cdot \vec{y}_f = 0$$

Or :  $\vec{O_f M} = -R \cdot \vec{z}_f$  Donc on obtient :  $-R.X_M + 2.C_m = 0$

D'autre part l'équation (a) donne :  $X_M = m_S.(\ddot{x} - g.\sin \alpha)$

On obtient finalement :  $C_m = \frac{R.m_S.(\ddot{x} - g.\sin \alpha)}{2}$

Application numérique :  $C_m = \frac{0,4 \times 150 \cdot (4,15 + 9,81 \cdot \sin -6,8^\circ)}{2} = 159 \text{ N.m}$

**Question 6.** Accélération maximale du fauteuil à la limite du basculement

A la limite du basculement on a  $Z_N = 0$  l'équation (c) de la question 3 devient alors :

$$0 = m_S \cdot [g.(\ell.\cos \alpha - h.\sin \alpha) - h.\ddot{x}] \quad \text{On en déduit : } \ddot{x} = g \cdot \frac{\ell}{h} \cdot \cos \alpha + g.\sin \alpha$$

Application numérique :  $\ddot{x} = 9,81 \cdot \frac{0,2}{0,6} \cdot \cos -6,8^\circ + 9,81 \cdot \sin -6,8^\circ = 2,09 \text{ m.s}^{-2}$

**Question 7.** Couple moteur à la limite du basculement

En isolant la roue arrière on obtient comme à la question 5 :  $C_m = \frac{R.m_S.(\ddot{x} - g.\sin \alpha)}{2}$

A la limite du basculement on a donc :  $C_m = \frac{R.m_S.g.\ell.\cos \alpha}{2.h}$

Application numérique :  $C_m = \frac{0,4 \times 150 \times 9,81 \times 0,2 \cdot \cos -6,8^\circ}{2 \times 0,6} = 97,4 \text{ N.m}$

**Question 8.** Conclusion sur le choix du couple moteur maximal

Pour faire basculer le fauteuil il faut un couple par roue d'au moins 97,4 N.m. Pour lui faire perdre l'adhérence, il lui faut un couple de 159 N.m. Or le couple moteur des roues du fauteuil est de 70 N.m.

**Donc le couple moteur choisi permet d'éviter la perte d'adhérence des roues ainsi que le basculement du fauteuil, assurant ainsi la sécurité de son utilisateur.**

**Question 9.** Expression de la vitesse du centre de l'essieu arrière :  $O_f$

a) Par le roulement sans glissement au point  $I_g$ .

Du fait du roulement sans glissement au point  $I_g$  :  $\vec{V}_{I_g \in \mathcal{R}_g / \mathcal{R}_0} = \vec{0}$

Donc par la relation de Varignon on a :  $\vec{V}_{O_g \in \mathcal{R}_g / \mathcal{R}_0} = \vec{V}_{I_g \in \mathcal{R}_g / \mathcal{R}_0} + \vec{O_g I_g} \wedge \vec{\Omega}_{g/0} = \vec{O_g I_g} \wedge \vec{\Omega}_{g/0}$

avec :  $\vec{\Omega}_{g/0} = \vec{\Omega}_{g/f} + \vec{\Omega}_{f/0} = \omega_g \cdot \vec{y}_f + \beta \cdot \vec{z}_f$  et :  $\vec{O_g I_g} = -R \cdot \vec{z}_f$

On obtient donc :  $\vec{V}_{O_g \in \mathcal{R}_g / \mathcal{R}_0} = R \cdot \omega_g \cdot \vec{x}_f$

Or  $O_g$  est le centre de la pivot entre le châssis et la roue gauche. Donc :  $\vec{V}_{O_g \in \mathcal{R}_g / \mathcal{R}_0} = \vec{V}_{O_g \in \mathcal{R}_f / \mathcal{R}_0}$

Donc par la relation de Varignon on a :  $\vec{V}_{O_f \in \mathcal{R}_f / \mathcal{R}_0} = \vec{V}_{O_g \in \mathcal{R}_f / \mathcal{R}_0} + \vec{O_f O_g} \wedge \vec{\Omega}_{f/0} = R \cdot \omega_g \cdot \vec{x}_f + \vec{O_f O_g} \wedge \vec{\Omega}_{f/0}$

Avec :  $\vec{\Omega}_{f/0} = \beta \cdot \vec{z}_f$  et :  $\vec{O_f O_g} = \frac{a}{2} \cdot \vec{y}_f$

On obtient donc :  $\vec{V}_{O_f \in \mathcal{R}_f / \mathcal{R}_0} = \left( R \cdot \omega_g + \frac{a}{2} \cdot \beta \right) \cdot \vec{x}_f$  (d)

b) Par le roulement sans glissement au point  $I_d$ .

Du fait du roulement sans glissement au point  $I_d$  :  $\vec{V}_{I_d \in \mathcal{R}_g / \mathcal{R}_0} = \vec{0}$

Donc par la relation de Varignon on a :  $\vec{V}_{O_d \in \mathcal{R}_g / \mathcal{R}_0} = \vec{V}_{I_d \in \mathcal{R}_g / \mathcal{R}_0} + \vec{O_d I_d} \wedge \vec{\Omega}_{d/0} = \vec{O_d I_d} \wedge \vec{\Omega}_{d/0}$

avec :  $\vec{\Omega}_{d/0} = \vec{\Omega}_{d/f} + \vec{\Omega}_{f/0} = \omega_d \cdot \vec{y}_f + \beta \cdot \vec{z}_f$  et :  $\vec{O_d I_d} = -R \cdot \vec{z}_f$

On obtient donc :  $\vec{V}_{O_d \in \mathcal{R}_g / \mathcal{R}_0} = R \cdot \omega_d \cdot \vec{x}_f$

Or  $O_d$  est le centre de la pivot entre le châssis et la roue droite. Donc :  $\vec{V}_{O_d \in \mathcal{R}_g / \mathcal{R}_0} = \vec{V}_{O_d \in \mathcal{R}_f / \mathcal{R}_0}$

Donc par la relation de Varignon on a :  $\vec{V}_{O_f \in \mathcal{R}_f / \mathcal{R}_0} = \vec{V}_{O_d \in \mathcal{R}_f / \mathcal{R}_0} + \vec{O_f O_d} \wedge \vec{\Omega}_{f/0} = R \cdot \omega_d \cdot \vec{x}_f + \vec{O_f O_d} \wedge \vec{\Omega}_{f/0}$

Avec :  $\vec{\Omega}_{f/0} = \beta \cdot \vec{z}_f$  et :  $\vec{O_f O_d} = -\frac{a}{2} \cdot \vec{y}_f$

On obtient donc :  $\vec{V}_{O_f \in \mathcal{R}_f / \mathcal{R}_0} = \left( R \cdot \omega_d - \frac{a}{2} \cdot \beta \right) \cdot \vec{x}_f$  (e)

c) Par dérivation vectorielle

Etant donné que les points O et  $O_f$  sont respectivement fixes dans  $\mathcal{R}_0$  et  $\mathcal{R}_f$ ,  $\vec{V}_{O_f \in \mathcal{R}_f / \mathcal{R}_0} = \left( \frac{d \vec{OO}_f}{dt} \right)_{\mathcal{R}_0}$

Or :  $\vec{OO}_f = -\rho \cdot \vec{y}_f$  et  $\vec{\Omega}_{f/0} = \beta \cdot \vec{z}_f$  donc :  $\vec{V}_{O_f \in \mathcal{R}_f / \mathcal{R}_0} = \left( \frac{d - \rho \cdot \vec{y}_f}{dt} \right)_{\mathcal{R}_0} = \beta \cdot \vec{z}_f \wedge (-\rho \cdot \vec{y}_f) = \rho \cdot \beta \cdot \vec{x}_f$

On obtient donc :  $\vec{V}_{O_f \in \mathcal{R}_f / \mathcal{R}_0} = \rho \cdot \beta \cdot \vec{x}_f$  (f)

**Question 10.** Consignes de vitesse de rotation des roues en fonction de v et  $\rho$

Sachant que :  $\vec{V}_{O_f \in \mathcal{R}_f / \mathcal{R}_0} = v \cdot \vec{x}_f$  avec la relation (f) on en déduit :  $\beta = \frac{v}{\rho}$  Donc :

☞ Sachant que :  $\vec{V}_{O_f \in \mathcal{R}_f / \mathcal{R}_0} = v \cdot \vec{x}_f$  avec la relation (d) on en déduit :  $v = R \cdot \omega_g + \frac{a}{2} \cdot \frac{v}{\rho}$

☞ Sachant que :  $\vec{V}_{O_f \in \mathcal{R}_f / \mathcal{R}_0} = v \cdot \vec{x}_f$  avec la relation (e) on en déduit :  $v = R \cdot \omega_d - \frac{a}{2} \cdot \frac{v}{\rho}$

On en déduit donc les consignes de vitesse de rotation des roues en fonction de v et  $\rho$  :

$$\omega_d = \frac{v}{R} \cdot \left( 1 + \frac{a}{2 \cdot \rho} \right) \quad \text{et :} \quad \omega_g = \frac{v}{R} \cdot \left( 1 - \frac{a}{2 \cdot \rho} \right)$$

**Question 11.** Schéma bloc de l'asservissement en vitesse des roues

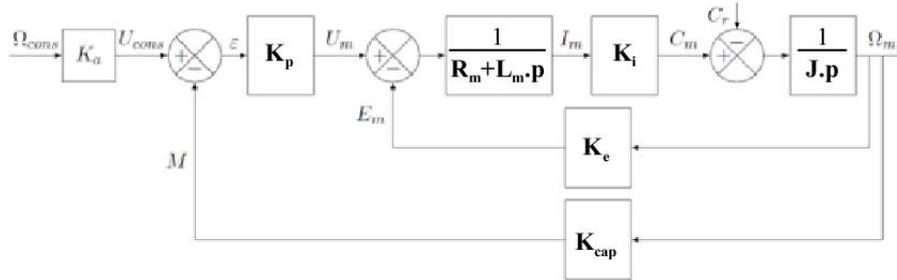
Les équations différentielles de l'énoncé passées dans le domaine de Laplace donnent :

$$U_m(p) = R_m \cdot I_m(p) + L_m \cdot I_m(p) + E_m(p) \Rightarrow I_m(p) = \frac{1}{R_m + L_m \cdot p} \cdot [U_m(p) - E_m(p)]$$

$$J \cdot p \cdot \Omega_m(p) = C_m(p) - C_r(p) \Rightarrow \Omega_m(p) = \frac{1}{J \cdot p} \cdot [C_m(p) - C_r(p)]$$

$$C_m(p) = K_i \cdot I_m(p) \quad \text{et} \quad E_m(p) = K_e \cdot \Omega_m(p)$$

D'où le schéma bloc de l'asservissement :



**Question 12.** Gain de l'adaptateur

On souhaite avoir un écart ε(p) directement proportionnel à l'erreur Ω\_m(p) - Ω\_cons(p). On souhaite donc avoir ε(p) = k [ Ω\_m(p) - Ω\_cons(p) ] où k est une constante.

Or : ε(p) = K\_a · Ω\_cons(p) - K\_cap · Ω\_m(p)      Donc il faut : **K\_a = K\_cap**

**Question 13.** Fonctions de transfert en boucle fermée

$$H_m(p) = \left( \frac{\Omega_m(p)}{U_m(p)} \right)_{C_r(p)=0} = \frac{\frac{K_i}{J \cdot p \cdot (R_m + L_m \cdot p)}}{1 + \frac{K_i \cdot K_e}{J \cdot p \cdot (R_m + L_m \cdot p)}} = \frac{K_i}{K_i \cdot K_e + J \cdot p \cdot (R_m + L_m \cdot p)}$$

En appliquant une nouvelle fois la formule de Black on a :

$$H_1(p) = \left( \frac{\Omega_m(p)}{\Omega_{cons}(p)} \right)_{C_r(p)=0} = K_a \cdot \frac{K_p \cdot H_m(p)}{1 + K_p \cdot H_m(p) \cdot K_{cap}} = \frac{\frac{K_a \cdot K_p \cdot K_i}{K_i \cdot K_e + J \cdot p \cdot (R_m + L_m \cdot p)}}{1 + \frac{K_p \cdot K_i \cdot K_{cap}}{K_i \cdot K_e + J \cdot p \cdot (R_m + L_m \cdot p)}}$$

$$H_1(p) = \frac{K_a \cdot K_p \cdot K_i}{K_i \cdot K_e + K_p \cdot K_i \cdot K_{cap} + R_m \cdot J \cdot p + L_m \cdot J \cdot p^2}$$

Soit sous forme canonique avec K\_cap = K\_a :

$$H_1(p) = \frac{\frac{K_{cap} \cdot K_p}{K_e + K_p \cdot K_{cap}}}{1 + \frac{R_m \cdot J}{K_i \cdot K_e + K_p \cdot K_i \cdot K_{cap}} \cdot p + \frac{L_m \cdot J}{K_i \cdot K_e + K_p \cdot K_i \cdot K_{cap}} \cdot p^2}$$

**Question 14.** Fonctions de transfert en boucle fermée en fonction de Kp

Par la formule de Black, on obtient la fonction de transfert en boucle fermée :

$$H_1(p) = \left( \frac{\Omega_m(p)}{\Omega_{cons}(p)} \right)_{C_r(p)=0} = \frac{FTBO(p)}{1 + FTBO(p)} = \frac{\frac{K_p}{1 + 2,25 \cdot p + 0,01 \cdot p^2}}{1 + \frac{K_p}{1 + 2,25 \cdot p + 0,01 \cdot p^2}} = \frac{K_p}{1 + K_p + 2,25 \cdot p + 0,01 \cdot p^2}$$

Soit sous forme canonique :

$$H_1(p) = \frac{\frac{K_p}{1 + K_p}}{1 + \frac{2,25}{1 + K_p} \cdot p + \frac{0,01}{1 + K_p} \cdot p^2}$$

**Question 15. Respect du critère de précision**

Le critère de précision impose une précision pour la vitesse de  $\pm 10\%$ .

Or étant donné la fonction de transfert en boucle fermée du second ordre de gain  $\frac{K_p}{1 + K_p}$  l'erreur

relative en réponse à un échelon sera de :  $\epsilon_s = 1 - \frac{K_p}{1 + K_p}$       Remarque : pour  $K_p > 0$  on a :  $\epsilon_s > 0$

Il faut donc :  $1 - \frac{K_p}{1 + K_p} \leq 10\% = 0,1 \iff \frac{K_p}{1 + K_p} \leq 0,9$       Soit après résolution on en déduit que :

**Pour respecter le critère de précision il faut que :  $K_p \geq 10$**

**Question 16. Respect du critère de dépassement**

La fonction de transfert en boucle fermée est un second ordre pour lequel on a :

☞ Une pulsation propre :  $\omega_0 = \frac{1 + K_p}{0,01} = 10 \cdot \sqrt{1 + K_p}$

☞ Une facteur d'amortissement :  $\xi = \frac{\omega_0}{2} \cdot \frac{2,25}{1 + K_p} = \frac{10 \cdot \sqrt{1 + K_p}}{2} \cdot \frac{2,25}{1 + K_p} = \frac{11,25}{\sqrt{1 + K_p}}$

Le critère de dépassement impose un dépassement de la valeur final nul en réponse à un échelon de consigne. Or pour un second ordre cela est vérifié pour un facteur d'amortissement  $\xi \leq 1$ .

Il faut donc :  $\frac{11,25}{\sqrt{1 + K_p}} \geq 1 \iff K_p \leq 11,25^2 - 1$       Soit après résolution on en déduit que :

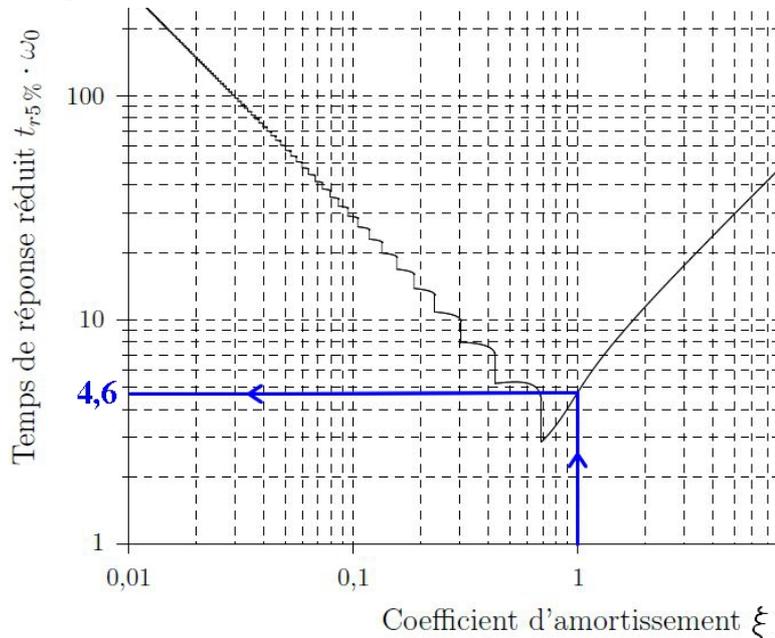
**Pour respecter le critère de dépassement il faut donc que :  $K_p \leq 125$**

**Question 17. Temps de réponse à 5%**

Pour  $K_p = 125$       ☞ La pulsation propre du second ordre est de  $\omega_0 = 10 \cdot \sqrt{1 + 125} = 112 \text{ rad.s}^{-1}$

☞ Le facteur d'amortissement est de  $\xi = 1$

L'abaque des temps de réponse réduit nous donne alors :  $t_{5\%} \cdot \omega_0 = 4,6$



Soit un temps de réponse de :

$$t_{5\%} = \frac{4,6}{\omega_0} = \frac{4,6}{112} = 0,041 \text{ s}$$

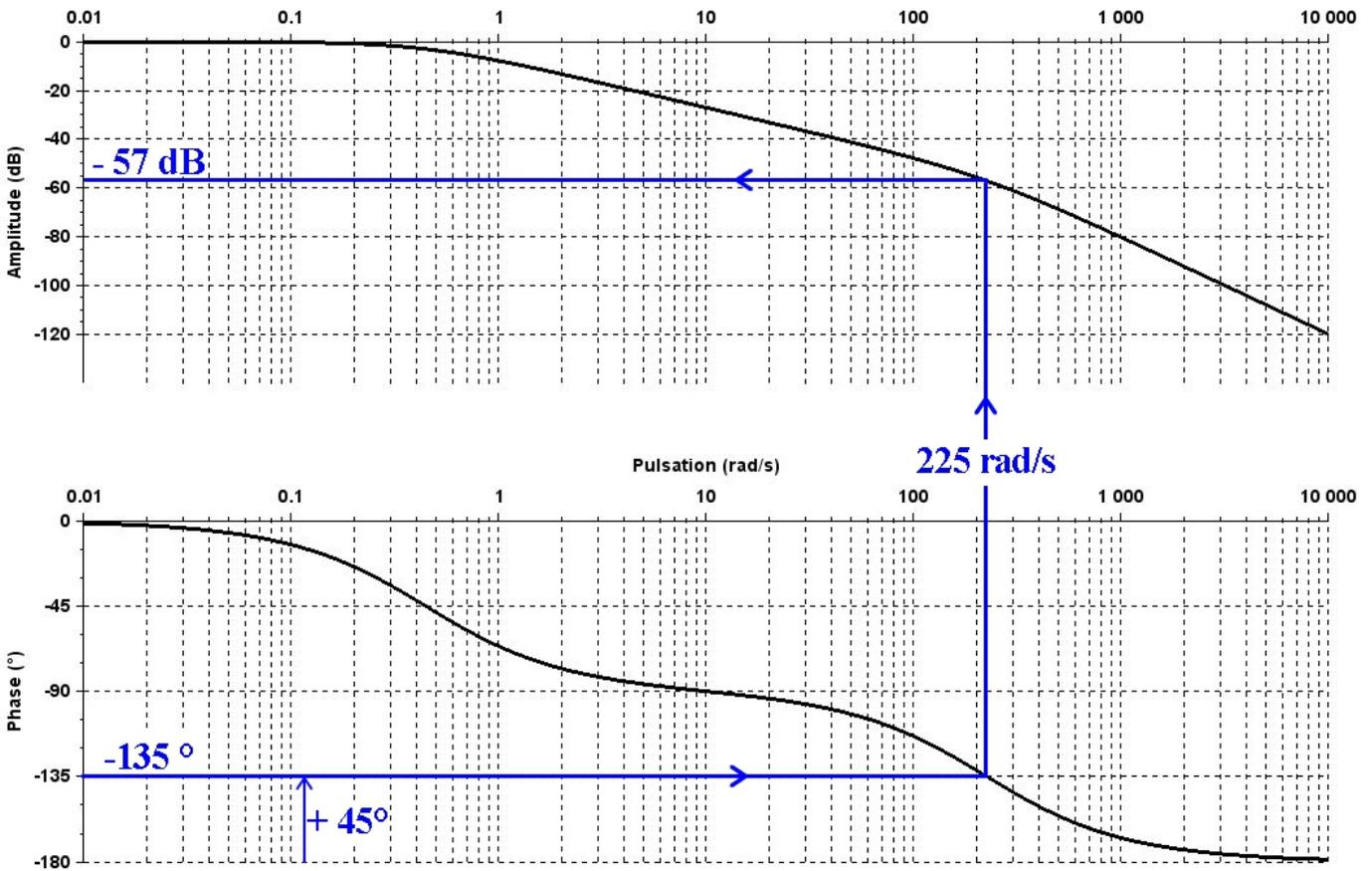
**Question 18. Respect du critère de stabilité**

Avec un correcteur proportionnel  $K_p$  le diagramme de phase de la FTBO n'est pas modifié. Seul le diagramme de gain est translaté verticalement de  $20 \cdot \log K_p$ .

Le diagramme de phase de la FTBO nous montre que la phase varie de  $0^\circ$  à  $180^\circ$ . Donc quelque soit la pulsation  $\omega$  la phase sera supérieure à  $-180^\circ$ . Par conséquent quelque soit la valeur de  $K_p$  la marge de gain sera infinie. **Donc le critère de marge de gain est vérifié quelque soit la valeur de  $K_p$ .**

Le diagramme de phase de la FTBO non corrigée (pour  $K_p = 1$ ) nous montre que pour avoir une marge de phase de  $45^\circ$  (Une phase  $\varphi_{BO}$  de la FTBO telle que :  $\varphi_{BO} + 180^\circ = 45^\circ \Leftrightarrow \varphi_{BO} = -135^\circ$ ) il faut une pulsation  $\omega$  inférieure ou égale à  $\omega = 225 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ ). Or le diagramme de gain nous montre qu'à cette pulsation le gain de la FTBO non corrigée (Pour  $K_p = 1$ ) le gain est de :  $G_{dBBO}(225) = -57 \text{ dB}$ .

Donc il est possible de respecter le critère de marge de phase en translatant la courbe de gain de  $+57 \text{ dB}$  soit pour des valeurs de  $K_p$  telle que :  $20 \cdot \log K_p \leq 57$ .



**Donc le critère de marge de phase est vérifié quelque soit la valeur de  $K_p \leq 10^{57/20} = 708$**

**Donc pour respecter les critères de marges de stabilité il faut  $K_p \leq 708$ .**

**Question 19. Conclusion**

Avec un correcteur proportionnel de gain  $K_p = 125$  on a :

- ☞  $K_p \geq 10$  donc d'après la réponse à la question 15 le critère de précision qui est vérifié.
- ☞  $K_p \leq 125$  donc d'après la réponse à la question 16 le critère de dépassement qui est vérifié
- ☞ D'après la réponse à la question 17, un temps de réponse de  $0,04 \text{ s} \leq 0,3 \text{ s}$  donc le critère de rapidité qui est vérifié
- ☞  $K_p \leq 708$  donc d'après la réponse à la question 18 le critère de stabilité qui est vérifié.

**Donc un correcteur proportionnel à la capacité de répondre à l'ensemble des critères du cahier des charges de l'asservissement.**