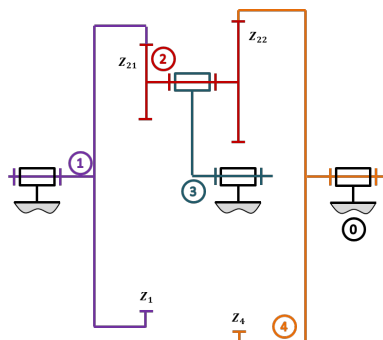


Exercice 154 – Train épicycloïdal

Soit le train épicycloïdal suivant.

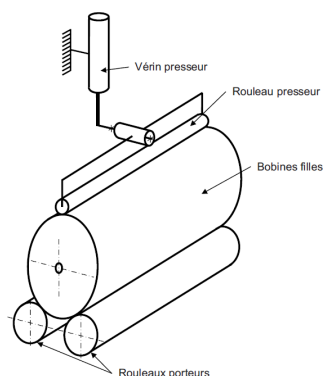


Question 1 Déterminer ω_{40} en fonction de ω_{30} et ω_{10} .

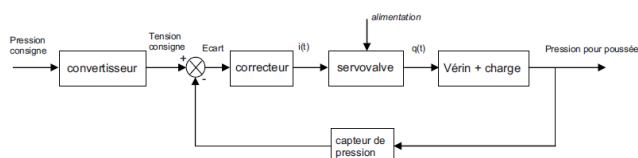
Question 2 On suppose que ω_{40} est bloqué. Exprimer le rapport $\frac{\omega_{30}}{\omega_{10}}$.

Exercice 153 – Modélisation schéma-blocs

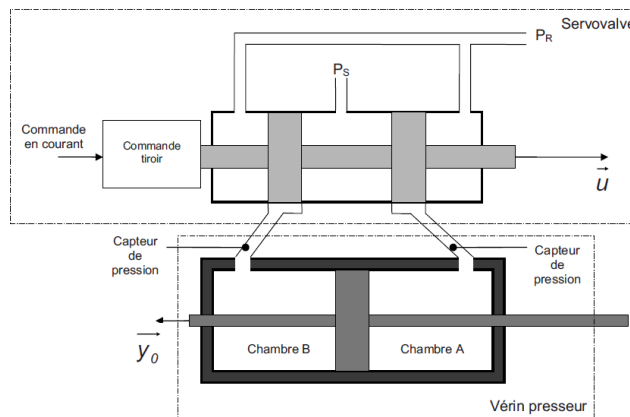
Le vérin du système presseur est implanté entre le bâti fixe de la machine et le support du rouleau presseur.



L'asservissement en effort de ce système est réalisé par une servovalve qui permet de réguler la pression et le débit du fluide d'alimentation des vérins. Un système de capteurs de pression permet d'assurer la mesure pour cet asservissement. La figure suivante donne la chaîne fonctionnelle de cet asservissement en effort.



La figure suivante présente un schéma simplifié du système hydraulique au niveau de la servovalve.



Notation

- P_S : pression de service;
- P_R : pression de refoulement;
- $p_A(t)$ et $p_B(t)$: pression dans les chambres A et B du vérin;
- V_A et V_B : volume des chambres A et B du vérin;
- $q_A(t)$ et $q_B(t)$: débit d'alimentation des chambres A et B du vérin;
- ν : coefficient de frottement visqueux de l'huile;
- S : section utile du piston du vérin;
- $f(t)$: effort développé par le vérin;
- $i(t)$: commande de courant de la servovalve;
- $y(t)$: position du piston de la tige du vérin selon l'axe \vec{y}_0 .

Pour l'ensemble du sujet, les variables de Laplace seront notées en majuscule, et les variables temporelles seront en minuscule. Exemple $L[f(t)] = F(p)$.

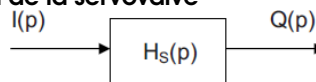
Fonctionnement

Par une commande en courant $i(t)$ positive, on déplace le tiroir dans le sens de \vec{u} positif. La pression dans la chambre A va alors augmenter et celle dans la chambre B va diminuer. La différence de pression ($p_A(t) - p_B(t)$) génère alors un déplacement de la tige du vérin dans le sens de \vec{y}_0 positif.

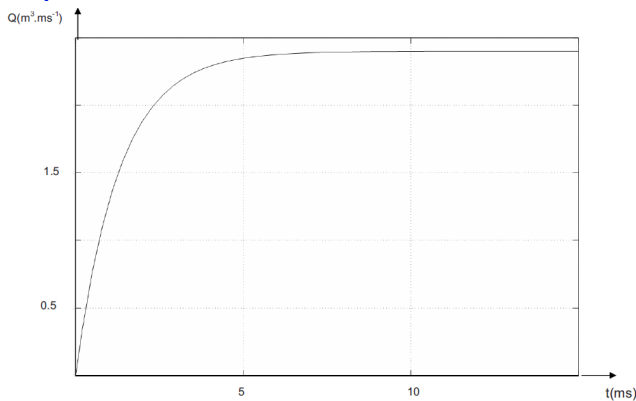
Hypothèses de travail

- L'huile est supposée compressible, cela se traduit par la relation suivante : $\frac{\Delta v}{v} = -\frac{\Delta p}{B}$ avec v volume du fluide, p pression du fluide, B module de compressibilité;
- Le distributeur a un comportement symétrique ce qui implique qu'au repos, en l'absence de charge, la pression dans chaque chambre est supposée égale à $P_S/2$.

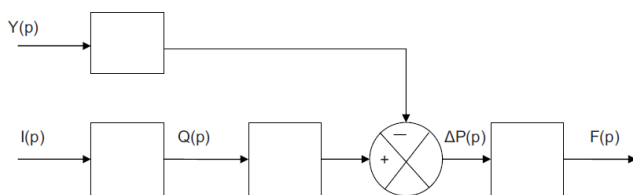
Modélisation de la servovalve



Un essai constructeur en réponse indicielle unitaire sur la servovalve donne la caractéristique suivante.



Question 1 Donner les valeurs caractéristiques K_S et T_S de la servovalve. Vous préciserez les valeurs numériques ainsi que les unités. Compléter le bloc correspondant sur le schéma-blocs.



Approche simplifiée : modélisation du vérin seul

Le débit étant faible, on négligera la viscosité de l'huile dans cette partie.

Question 2 Donner, dans le domaine temporel, l'expression littérale de l'effort développé par le vérin.

Question 3 En supposant les conditions initiales nulles, exprimer dans le domaine de Laplace l'équation établie à la question précédente. Compléter alors le schéma-blocs.

On donne l'expression littérale du débit $q_A(t)$ dans la chambre A du vérin : $q_A(t) = S \frac{dy(t)}{dt} + \frac{V_A}{B} \frac{dp_A(t)}{dt}$.

Le premier terme de cette expression $S \frac{dy(t)}{dt}$ correspond au débit engendré par le déplacement du piston du vérin. Le deuxième terme $\frac{V_A}{B} \frac{dp_A(t)}{dt}$ est dû à la compressibilité du fluide.

Question 4 Déterminer l'expression littérale reliant le débit $q_B(t)$, la pression $p_B(t)$ dans la chambre B, le déplacement de la tige $y(t)$, et les paramètres du système.

On suppose pour la suite de l'étude que le vérin se trouve au voisinage de sa position médiane, ce qui permet de supposer que $V_A = V_B = V$. De plus, on pose $p_A(t) - p_B(t) = \Delta p(t)$ et $q_A(t) = -q_B(t) = q(t)$.

Question 5 À partir des nouvelles données et des expressions précédentes, déterminer la relation littérale liant $p(t)$, $y(t)$, $q(t)$, et les paramètres du système.

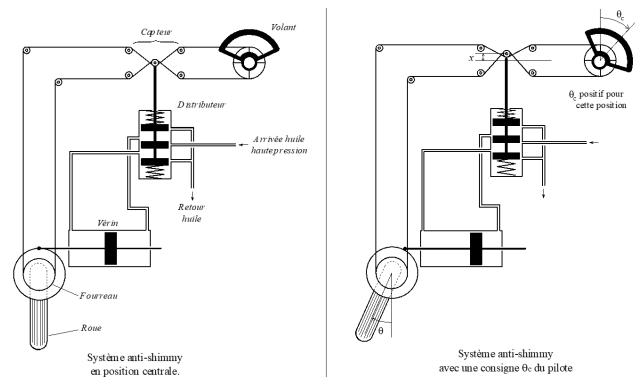
Question 6 En supposant les conditions initiales nulles, exprimer dans le domaine de Laplace l'équation précédente. Compléter alors le schéma-blocs.

1. $K_S = 2,4 \text{ m}^3 \text{ ms}^{-1} \text{ A}^{-1}$ et $T_S = 1,5 \text{ ms}$.
2. $f(t) = (p_A(t) - p_B(t))S$.
3. $F(p) = (P_A(p) - P_B(p))S = \Delta(p)S$.

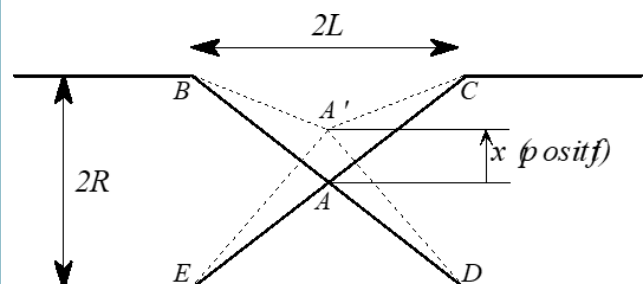
$$\begin{aligned} 4. \quad q_B(t) &= -S \frac{dy(t)}{dt} + \frac{V_B}{B} \frac{dp_B(t)}{dt} \\ 5. \quad q(t) &= S \frac{dy(t)}{dt} + \frac{V}{2B} \frac{d\Delta p(t)}{dt} \\ 6. \quad Q(p) &= SpY(p) + \frac{V}{2B} \Delta P(p) \end{aligned}$$

Exercice 152 – Modélisation géométrique

On considère le système suivant.



Sur le dessin suivant, est dessiné en trait fort, la position pour $x = 0$ et en trait pointillé, la position pour $x \neq 0$. On note λ la longueur $A'B$ et λ_0 la longueur AB .



Question 1 Déterminer les valeurs de λ et λ_0 en fonction de R , L et x .

Question 2 Déterminer $\lambda_0 - \lambda$ en fonction de R et $\Delta\theta = \theta_c - \theta$.

Question 3 En déduire une expression de x en fonction de $\Delta\theta$, R et L .

Question 4 Les variations $\Delta\theta$ et x sont faibles devant les autres grandeurs. Effectuer la linéarisation autour du point d'équilibre.

Question 5 Déterminer la valeur de K telle que : $x = K\Delta\theta$.

1. $\lambda_0 = \sqrt{L^2 + R^2}$ et $\lambda = \sqrt{L^2 + (R - x)^2}$.
2. $2(\lambda_0 - \lambda) = R\Delta\theta$.
3. $x = R - \sqrt{R^2 - R\sqrt{L^2 + R^2}\Delta\theta + R^2 \frac{\Delta\theta^2}{4}}$.
4. ...
5. $K = \frac{\sqrt{L^2 + R^2}}{2}$.

Exercice 151 – Modélisation fonctions de transfert

Objectif Définir le modèle de commande qui sera utilisé pour l'étude et l'analyse du régulateur de la chaîne d'asservissement.

Pour des raisons de simplicité, l'étude du modèle sera faite uniquement pendant la phase de verrouillage. Bien que pendant cette phase, les déplacements de la porte se fassent suivant les deux directions \vec{x} et \vec{y} , dans un souci d'obtenir des modèles de comportement simples, on supposera, au regard du dimensionnement adopté, que le déplacement suivant \vec{x} est négligeable dans la phase considérée. La validation de cette hypothèse ne rentrera pas dans le cadre de cette étude.

Notations

- I_S : moment d'inertie du stator du motoréducteur suivant l'axe (I, \vec{z}_1) .
- I_R : moment d'inertie du rotor suivant (I, \vec{z}_1) .
- M_y : ensemble des masses en déplacement suivant la direction \vec{y} .
- N : rapport, supposé constant, entre les vitesses angulaires du rotor et du stator $\Omega_{4/1} = N\Omega_{1/0}$. On utilisera par la suite les notations suivantes $\Omega_S = \Omega_{1/0}$ et $\Omega_m = \Omega_{4/1}$.
- $N_1(\theta_m)$: rapport entre la vitesse d'un vantail par rapport à la voiture suivant \vec{y} et la vitesse du stator Ω_S , soit $V_y = N_1(\theta_m)\Omega_S$ où θ_m désigne l'angle de rotation du rotor par rapport au stator.
- C_m : couple moteur.
- \vec{F} : force exercée par le(s) passager(s) suivant l'axe \vec{y} avec $\vec{F} = F(t)\vec{y}$ (force due par exemple, à une « pression » exercée par les passagers en cas de surcharge).

On suppose que pendant les opérations d'ouverture/fermeture la voiture est immobile par rapport au sol dont tout repère \mathcal{R}_g qui lui est attaché est considéré comme galiléen.

Question 1 Montrer que l'évolution de la vitesse de rotation du stator est régie par l'équation différentielle suivante : $I_{eq}(\theta_m)\dot{\Omega}_S = AC_m - B(\theta_m)\Omega_m^2 - C(\theta_m)F$. Exprimer $I_{eq}(\theta_m)$, A , $B(\theta_m)$ et $C(\theta_m)$ en fonction de I_S , I_R , M_y , N , $N_1(\theta_m)$ et $N'_1(\theta_m)$ où $N'_1(\theta_m) = \frac{\partial N_1(\theta_m)}{\partial \theta_m}$. On suppose que toutes les liaisons sont parfaites et que l'action de la pesanteur est négligée pour toutes les pièces.

L'objectif de cette question est de définir un modèle de comportement linéaire permettant de synthétiser un régulateur pour la chaîne d'asservissement du moteur. On note :

- Ω_{m0} la vitesse de rotation du moteur, supposée constante ;
- $\theta_{m0}(t)$ la position angulaire de l'arbre moteur.

La linéarisation sera effectuée en utilisant l'équation différentielle obtenue à la question précédente et les équations de comportement d'une machine à courant continu.

L'inductance d'induit sera négligée, soit $L = 0$. L'ensemble des relations nécessaire à la mise en place du modèle est :

- $I_{eq}(\theta_m)\dot{\Omega}_S = AC_m - B(\theta_m)\Omega_m^2 - C(\theta_m)F$.

- $u(t) = Ri_m(t) + K_e\Omega_m(t)$,
- $C_m(t) = K_c i_m(t)$.

Question 2 Préciser les relations liant :

- le couple moteur $C_{m0}(\theta_{m0})$, la vitesse de rotation Ω_{m0} et la force due à la poussée des passagers $F(t) = F_0$ supposée constante en fonction de A , B et C ;
- le couple moteur $C_{m0}(\theta_{m0})$ à la tension $U_0(\theta_{m0})$ aux bornes de l'induit en fonction de la vitesse du moteur Ω_{m0} et des paramètres du moteur.

Soient les variations $c_{m1}(t)$, $\Omega_1(t)$, $f_1(t)$ et $u_1(t)$ autour du régime d'équilibre déterminé à la question précédente : $C_m(t) = C_{m0}(\theta_{m0}) + c_{m1}(t)$, $\Omega_m(t) = \Omega_{m0} + \Omega_1(t)$, $F(t) = F_0 + f_1(t)$ et $u(t) = U_0(\theta_{m0}) + u_1(t)$.

Question 3 Déterminer une équation différentielle, à paramètres variant dans le temps, décrivant l'évolution de la variation de vitesse du moteur Ω_1 autour du point de fonctionnement décrit par $(\theta_{m0}, \Omega_{m0}, F_0, U_0)$. Exprimer cette équation sous la forme : $\tau(\theta_{m0})\dot{\Omega}_1(t) + \Omega_1(t) = K(\theta_{m0})u_1(t) - D(\theta_{m0})f_1(t)$. Exprimer les paramètres τ , K et D en fonction de I_{eq} , A , B , C , N , Ω_{m0} et les paramètres du moteur.

La position θ_{m0} de l'arbre moteur variant dans le temps, les coefficients de l'équation différentielle précédente peuvent être modélisés comme des paramètres incertains qu'il est possible d'écrire sous la forme d'une partie connue constante et d'une variation, soit : $\tau(\theta_{m0}) = \tau_0(1 + \delta\tau)$, $K(\theta_{m0}) = K_0(1 + \delta K)$ et $D(\theta_{m0}) = D_0(1 + \delta d)$.

Question 4 En supposant en première approximation que les variations sont nulles, déterminer les fonctions de transfert $\frac{\Omega_1(p)}{U_1(p)}$ et $\frac{\Omega_1(p)}{F_1(p)}$ en les écrivant sous une forme canonique en fonction de τ_0 , K_0 et D_0 .



L'analyse du comportement dû aux variations des paramètres ne fait pas partie de cette étude.

Question 5 Montrer que la fonction de transfert $\frac{\Omega_1(p)}{U_1(p)}$

peut être approchée sous la forme $\frac{K_1}{p}$. Préciser le domaine de validité et exprimer K_1 en fonction de τ_0 et K_0 .

$$1. I_{eq}(m) = I_S + I_R(N+1)^2 + M_y(N_1(\theta_m))^2, A = N, B = \frac{M_y N_1(\theta_m) N'_1(\theta_m)}{N} \text{ et } C(\theta_m) = -N_1(\theta_m).$$

$$2. AC_{m0} - B(\theta_{m0})\Omega_{m0}^2 - C(\theta_{m0})F_0 = 0 \text{ et } C_{m0}(t) = \frac{K_c}{R}(U_0 - K_e\Omega_{m0})$$

$$3. \frac{RI_{eq}(\theta_m)}{N(AK_c K_e + 2RB(\theta_m)\Omega_{m0})}\dot{\Omega}_1 + \Omega_1 = \frac{AK_c K_e + 2RB(\theta_m)\Omega_{m0}}{AK_c K_e + 2RB(\theta_m)\Omega_{m0}}u_1 - \frac{RC(\theta_m)}{AK_c K_e + 2RB(\theta_m)\Omega_{m0}}f_1$$

$$4. \frac{\Omega_1(p)}{U_1(p)} = \frac{K_0}{1 + \tau_0 p} \text{ et } \frac{\Omega_1(p)}{F_1(p)} = -\frac{D_0}{1 + \tau_0 p}.$$

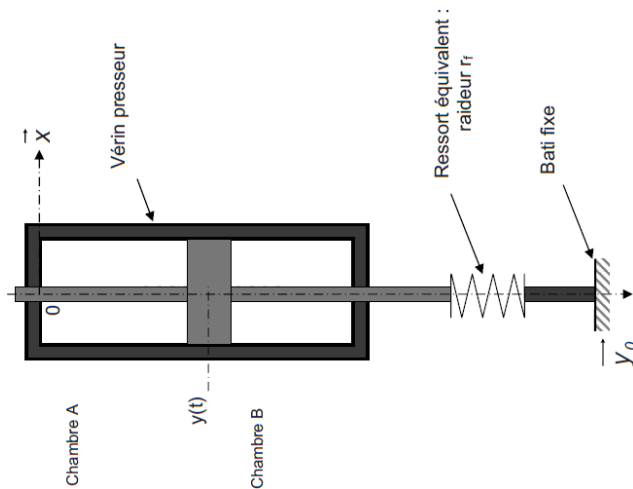
5. ...

Exercice 150 – Modélisation

On suppose que l'action mécanique de la pesanteur sur l'ensemble mobile est égale à l'action mécanique

de compression du ressort à vide. Cela implique que la norme de l'action mécanique du ressort à prendre en compte est : $F_{\text{ressort}} = r_f y(t)$.

Le modèle retenu est donc le suivant (la verticale descendante est suivant \vec{y}_0).

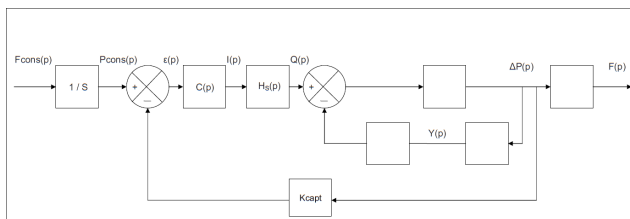


On note M la masse l'ensemble mobile en translation et $y(t)$ la position du piston de la tige du vérin selon l'axe \vec{y}_0 .

Question 1 À partir de la figure précédente et par la méthode de votre choix, déterminer l'équation différentielle liant $y(t)$ et ses dérivées par rapport au temps, M , v , r_f , S et $\Delta p(t)$.

Question 2 En supposant les conditions initiales nulles, exprimer dans le domaine de Laplace l'équation établie à la question précédente. En déduire la fonction de transfert $H(p) = \frac{Y(p)}{P(p)}$.

Question 3 À partir de la fonction de transfert $H(p)$ et de l'équation établie précédemment, compléter le schéma-blocs suivant.



Question 4 Donner l'expression de la fonction de transfert en boucle ouverte du système.

1. $-v \frac{dy(t)}{dt} - r_f y(t) + S \Delta p(t) = M \frac{d^2 y(t)}{dt^2}.$

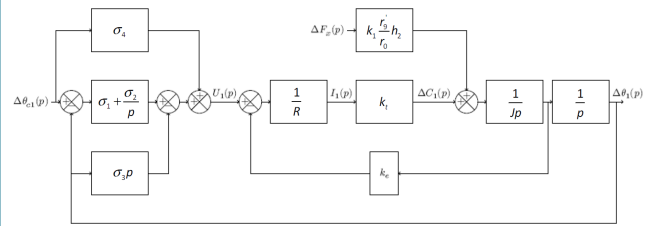
$$2. H(p) = \frac{\frac{S}{r_f}}{1 + \frac{v}{r_f}p + \frac{M}{r_f}p^2}.$$

3. ...

$$4. H_{\text{BO}}(p) = \frac{K_S}{1 + T_S p} C(p) K_{\text{capt}} \frac{\frac{2B}{Vp} \left(1 + \frac{v}{r_f} p + \frac{M}{r_f} p^2 \right)}{1 + \frac{2BS^2}{Vr_f} + \frac{v}{r_f} p + \frac{M}{r_f} p^2}$$

Exercice 149 – SLCI – Calculs

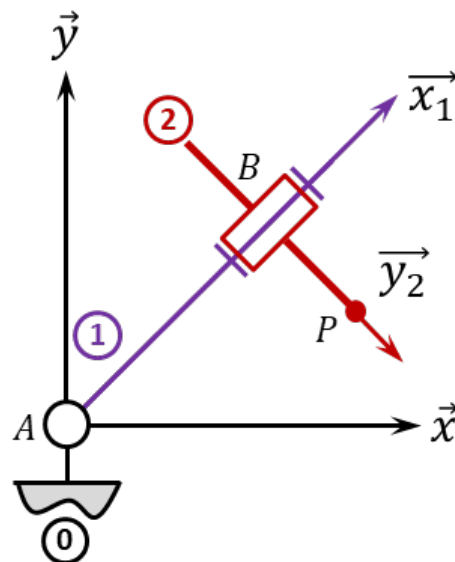
On donne le schéma-blocs suivant.



Question 1 Exprimer la fonction de transfert en boucle fermée, sous forme canonique, notée $B_F(p) = \frac{\Delta\theta_1(p)}{\Delta\theta_{c1}(p)}$.

Exercice 148 – Cinématique

On note $\theta = (\overrightarrow{x}, \overrightarrow{x_1})$, $\phi = (\overrightarrow{y_1}, \overrightarrow{y_2})$, $\overrightarrow{AB} = R \overrightarrow{x_1}$ et $\overrightarrow{BP} = L \overrightarrow{y_2}$.



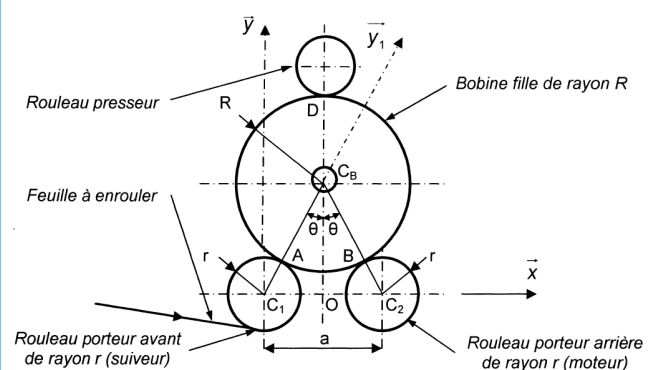
Question 1 *Tracer les figures planes.*

Question 2 Déterminer $\overrightarrow{V}(P \in 2/0)$.

Question 3 Déterminer $\overrightarrow{\Gamma(P \in 2/0)}$.

Exercice 147 – PFS

La figure suivante représente une bobine fille et des rouleaux porteurs.



Notations

- C_B : centre de la bobine fille de rayon R .
- C_1 : centre du rouleau porteur avant de rayon r .
- C_2 : centre du rouleau porteur arrière de rayon r .
- A : point de contact entre le rouleau porteur avant et la bobine fille.
- B : point de contact entre le rouleau porteur arrière et la bobine fille.
- O : point milieu entre C_1 et C_2 .
- a : entraxe entre les deux rouleaux porteurs.
- R : rayon de la bobine fille.
- L : longueur de la bobine fille.
- R_M : rayon du mandrin.
- F : force appliquée par le rouleau presseur sur la bobine fille.
- T : tension de la feuille exprimée au point A .
- P_B : poids de la bobine ;
- R_A : effort du rouleau porteur avant sur la bobine fille.
- R_B : effort du rouleau porteur arrière sur la bobine fille.
- C_M : couple d'entraînement appliqué au rouleau arrière (moteur).
- r : rayon du rouleau porteur arrière et du rouleau porteur avant.
- $f = \tan \varphi = 0,3$: coefficient de frottement du rouleau porteur / papier.
- $\rho_v = 800 \text{ kg m}^{-3}$: masse volumique du papier.

Hypothèses

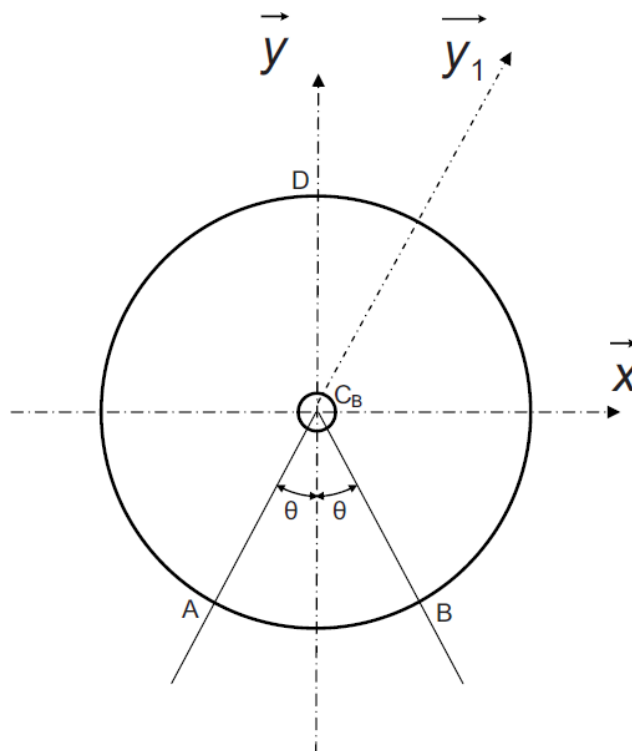
L'élasticité longitudinale de la feuille de papier est supposée négligeable. Les inerties des deux rouleaux porteurs autour de leur axe sont négligeables devant la masse de la bobine. La bobine fille tourne à vitesse constante. L'étude est faite en se plaçant aux conditions limites d'adhérence. On souhaite dans un premier temps, établir la loi de variation temporelle de l'effort presseur nécessaire à l'obtention d'une densité constante.

Question 1 En considérant que l'empilement des feuilles sur la bobine est homogène, donner l'expression littérale du poids de la bobine. Tracer l'allure de la courbe du poids de la bobine en fonction de son rayon : $P_B = f(R)$.

Question 2 Faire l'application numérique pour une bobine fille de taille maximale.

Question 3 À partir de la figure précédente en isolant la bobine fille, déterminer une relation vectorielle liant l'effort presseur $\vec{F}(t)$, \vec{R}_A , \vec{R}_B , \vec{P}_B et \vec{T} .

Question 4 En isolant la bobine fille, représenter sur le document suivant les actions mécaniques au point A et au point B .



Question 5 En utilisant l'hypothèse sur l'inertie des rouleaux, montrer que l'on peut écrire le couple moteur du rouleau porteur arrière sous la forme $C_M = r T_B$, avec T_B composante tangentielle de l'action R_B .

Question 6 Déterminer l'expression de la tension de la feuille T .

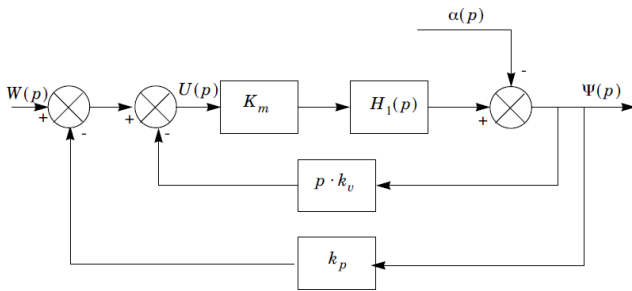
Question 7 En projetant la relation vectorielle de la question 4 sur \vec{y} , donner l'expression de l'effort presseur F en fonction de T , R_A , R_B , P_B , φ et θ .

1. $P_B = \rho_v \pi (R^2 - R_M^2) L g$.
2. $P_B = 101\,764 \text{ N}$.
3. $\vec{F} + \vec{R}_A + \vec{R}_B + \vec{P}_B + \vec{T} = \vec{0}$.
4. ...
5. $C_M = r R_B$.
6. $T = \frac{R_B \sin(\varphi + \theta) - R_A \sin \theta}{\cos \theta}$
7. $F = \frac{-P_B + R_A \cos \theta + R_B \cos(\varphi + \theta) - (R_B \sin(\varphi + \theta) - R_A \sin \theta) \tan \theta}{\cos \theta}$

Exercice 146 – Correcteur PI

La consigne de la régulation de l'inclinaison $\Psi(t)$ du châssis par rapport à la verticale est notée $\Psi_C(t)$. On introduit un correcteur de fonction de transfert $C(p)$ qui élabore le signal $w(t)$ (de transformée de Laplace $W(p)$) à partir de l'écart $\varepsilon(t) = \Psi_C(t) - \Psi(t)$.

Question 1 Compléter le schéma bloc de l'asservissement en faisant apparaître la régulation de l'inclinaison.



La régulation d'inclinaison du Segway® consiste à maintenir la consigne $\Psi_C(t)$ nulle. Cette régulation est réalisée si, quelle que soit l'inclinaison $\alpha(t)$ du conducteur, la sortie $\Psi(t)$ converge vers $\Psi_C(t)$, valeur nulle ici.

Le conducteur agit directement sur la valeur de $\alpha(t)$ pour accélérer ou décélérer. Pour le système Segway®, conducteur exclu, le paramètre $\alpha(t)$ peut être considéré comme une perturbation. Un correcteur proportionnel $C(p) = K_C$ est envisagé.

Question 2 Calculer l'inclinaison $\Psi(t)$ du châssis en régime permanent, lorsque la perturbation $\alpha(t)$ est un échelon d'amplitude α_0 . Le cahier des charges est-il satisfait ?

Un correcteur proportionnel intégral $C(p) = K_i \left(1 + \frac{1}{T_i p} \right)$ est envisagé.

Question 3 Démontrer que ce correcteur permet de satisfaire le cahier des charges vis-à-vis de l'écart en régime permanent pour une perturbation en échelon.

On souhaite dimensionner le correcteur. Pour cela, on étudie le schéma-bloc construit précédemment et on considère alors $\alpha(t) = 0$. La Fonction de Transfert en Boucle Ouverte est pour cet asservissement : $FTBO(p) = C(p)F_2(p)$.

Question 4 Tracer les diagrammes de Bode asymptotiques et réels (allure uniquement) de la fonction de transfert $F_2(p)$ et tracer les diagrammes de Bode asymptotiques de la fonction de transfert du correcteur $C(p)$, en utilisant les paramètres K_i et T_i . Préciser les valeurs caractéristiques sur les diagrammes.

On impose $\omega_i = \frac{1}{T_i} = \frac{\omega_c}{10}$ où ω_c est la pulsation de coupure à de la FTBO corrigée par le correcteur proportionnel intégral.

Question 5 Déterminer ω_c telle que la marge de la FTBO soit $M_\varphi = 45^\circ$. En déduire la valeur de T_i .

Question 6 Déterminer alors K_i tel que ω_c soit effectivement la pulsation de coupure à 0 dB de la FTBO corrigée.

1. ...

2. ...

$$3. F_2(p) = \frac{K_S}{\frac{p^2}{\omega_1^2} + p k_v K_S + k_p K_S - 1}$$

$$4. k_p > \frac{1}{K_S} \text{ et } k_v > 0.$$

$$5. K_2 = \frac{K_S}{k_p K_S - 1}, \omega_0 = \omega_1 \sqrt{k_p K_S - 1} \text{ et } \xi = \frac{1}{2} \frac{k_v K_S \omega_1}{\sqrt{k_p K_S - 1}}.$$

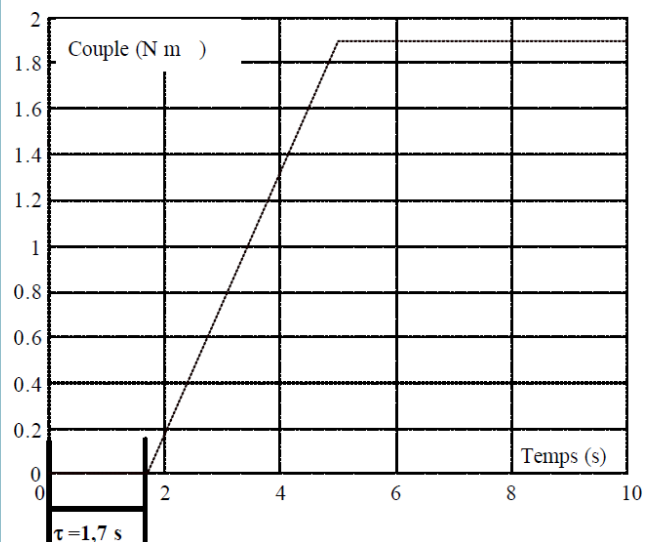
$$6. k_v = 2,15 \text{ rad s}^{-1} \text{ s}, K_2 \simeq 0,1 \text{ rad V}^{-1}, k_p \simeq 13,54 \text{ V rad}^{-1}.$$

Exercice 145 – Retard et PI

La consigne d'effort de freinage du train est modulée en fonction de la charge du train. Les ordinateurs embarqués conjuguent le frein électrique et le frein mécanique sur les motrices. Le frein électrique est prioritaire pour tout début de freinage à vitesse supérieure à 15 km h^{-1} ; en dessous de ce seuil, le frein mécanique devient indispensable. On s'intéresse dans cette partie au freinage mécanique uniquement.

Le freinage mécanique est réalisé par l'intermédiaire de blocs frein pneumatiques à semelles sur toutes les roues, sauf le bogie équipé de la roue phonique. Le circuit de frein mécanique est piloté par une électrovalve qui délivre vers le relais de pression une pression proportionnelle à son courant de commande. Ce relais de pression autorise, dans la même proportion, le passage de l'air provenant du réservoir auxiliaire à destination des blocs pneumatiques de freinage.

Sur la figure suivante se trouve reproduite l'évolution du couple de freinage mécanique en fonction du temps en réponse à une tension unitaire délivrée par l'électrovalve. On note par la suite $C_f(t)$ cette évolution.

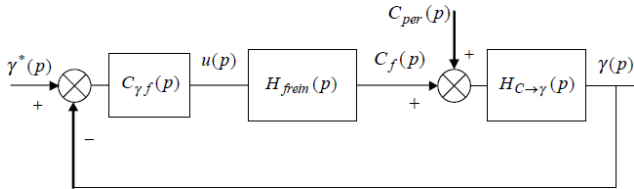


On constate que l'effet d'une demande de freinage initiée à l'instant $t = 0 \text{ s}$ ne se manifeste qu'à partir de l'instant $t = 1,7 \text{ s}$. Le temps $\tau = 1,7 \text{ s}$ est alors appelé retard pur du système.

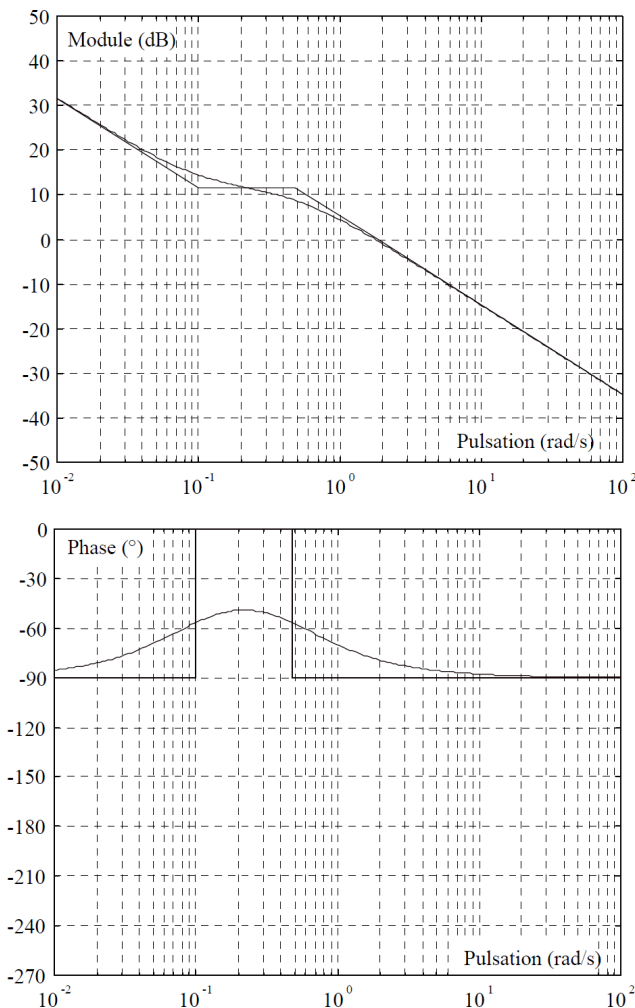
Question 1 En décalant l'origine temporelle de la valeur du retard pur, déterminer la fonction de transfert du frein $H'_{\text{frein}}(p)$ approchée sous la forme d'un système du premier ordre : $H'_{\text{frein}}(p) = \frac{K_f}{1 + \tau_f p}$ où K_f et τ_f seront déterminés à partir de la courbe de la figure précédente.

Question 2 En déduire la fonction de transfert tenant compte du retard $H_{\text{frein}}(p)$. On donne la relation suivante entre la transformée de Laplace d'une fonction x non retardée et la transformée de Laplace de cette même fonction avec un retard t_0 : $\mathcal{L}(x(t - t_0)) = \mathcal{L}(x(t))e^{-t_0 p}$.

Le train étant sur une voie en pente, son poids induit un couple perturbateur $C_{\text{per}}(t)$. Le schéma-blocs global de l'asservissement de l'accélération en phase de freinage mécanique est alors représenté figure suivante. Dans un premier temps, le retard pur est négligé (le terme $e^{-1,7p}$ n'est pas pris en compte).



Un correcteur $C_{\gamma f}(p)$ de type P.I. (Proportionnel Intégral) a été élaboré avec cette hypothèse. On donne sur le document-réponse le tracé dans le plan de Bode de la réponse fréquentielle du module et de la phase de la fonction de transfert en boucle ouverte corrigée.



Question 3 Analyser les performances ainsi obtenues avec le correcteur P.I. (pulsation de coupure à 0 dB et marges de phase et de gain).

On cherche désormais à évaluer l'influence du retard pur sur le comportement de l'asservissement.

Question 4 Compléter en bleu sur la figure le diagramme de Bode de la boucle ouverte corrigée en ajoutant désormais l'influence du retard pur.

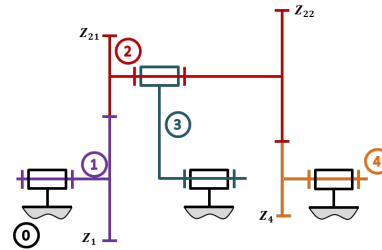
Question 5 Analyser les performances ainsi obtenues avec le correcteur P.I. (pulsation de coupure à 0 dB et marges de phase et de gain), en tenant compte du retard pur.

Question 6 À partir de ces résultats, analyser l'impact du retard pur sur le comportement du système. Quelle(s) modification(s) du correcteur proposez-vous pour tenir compte de ce retard pur ?

1. $H'_{\text{frein}}(p) = \frac{1,9}{1 + 3,3p}$.
2. $H_{\text{frein}}(p) = \frac{1,9}{1 + 3,3p} e^{-1,7p}$.
3. $M\varphi = 100^\circ$ et $\omega_c = 2 \text{ rad s}^{-1}$.
4. ...
5. $M\varphi = -180^\circ$ et $\omega_c = 2 \text{ rad s}^{-1}$ et $MG = -4 \text{ dB}$.
6. ...

Exercice 144 – Train épicycloïdal

Soit le train épicycloïdal suivant.



Question 1 Déterminer ω_{40} en fonction de ω_{30} et ω_{10} .

Question 2 On suppose que ω_{40} est bloqué. Exprimer le rapport $\frac{\omega_{30}}{\omega_{10}}$.

Exercice 143 – Fonctions de transfert

Objectif Vérifier les performances de l'asservissement d'inclinaison par rapport à la verticale.

Pour une utilisation confortable et sûre, le Segway doit satisfaire les performances énoncées dans le tableau extrait du cahier des charges.

Fonction de service	Critère	Niveau
FS2 : donner au conducteur une sensation de stabilité	Temps de réponse de 0 à 5 km/h	1 s maximum
	Dépassement d'inclinaison	< 30%
	Inclinaison du châssis par rapport à la verticale	Nulle à convergence $\lim_{t \rightarrow \infty} \Psi(t) = 0$
FS3 : rester insensible aux perturbations provenant de la route	Hauteur de la marche de trottoir franchissable à 5 km/h	5 cm maximum
	Perturbations dues à la route, nature du sol (pavés, franchissement d'un trottoir, ...)	Plage de fréquences de 0 à 300 Hz

La régulation d'inclinaison du Segway® est réalisée par :

- un moto-réducteur qui permet de délivrer un couple $C_m(t) = K_m u(t)$ où $u(t)$ est une grandeur de commande et $K_m = 24 \text{ N m V}^{-1}$;

- le système mécanique dont les équations, dans le cas où l'angle $\alpha(t)$ n'est pas supposé constant, se met sous la forme :

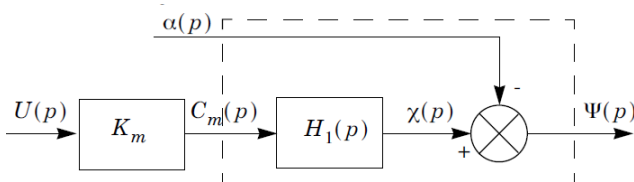
$$\begin{cases} \dot{V}(t) = \frac{1}{D} \left(B \ddot{\chi}(t) + 2 \frac{C_m(t)}{R} \right) \\ (DA - B^2) \ddot{\chi}(t) = 2 \left(\frac{B}{R} + D \right) C_m(t) + DC \chi(t) \end{cases}$$

avec

$$\begin{cases} A = 90 \text{ kg m}^2 \\ B = 75 \text{ kg m} \\ C = 750 \text{ kg m}^2 \text{ s}^{-2} \\ D = 125 \text{ kg} \\ R = 240 \text{ mm} \\ \chi(t) = \alpha(t) + \psi(t) \end{cases}$$

Par commodité de signe, la notation est utilisée dans les équations ci-dessus. Les conditions initiales sont toutes nulles.

Question 1 Montrer que le schéma bloc du système peut se mettre sous la forme suivante en déterminant l'expression littérale de $H_1(p)$.



Question 2 Analyser la stabilité du système d'entrée $u(t)$ et de sortie $\psi(t)$ en étudiant la fonction de transfert $F_1(p) = \frac{\Psi(p)}{U(p)}$.

On note alors $H_1(p) = \frac{K_1}{p^2 - \omega_1^2}$.

Les valeurs numériques utilisées par la suite seront : $\omega_1 = 4,1 \text{ rad s}^{-1}$ et $K_S = K_m K_1 = 0,24 \text{ rad V}^{-1}$.

Afin de stabiliser le système, la grandeur de commande $U(p)$ est élaborée à partir des mesures de $\dot{\psi}$ (réalisée par le gyromètre), et de Ψ (réalisée par combinaison de la mesure du gyromètre et du pendule). Le schéma-blocs obtenu est celui du document réponse.

Question 3 Dans le cas où $\alpha = 0$, déterminer, en fonction de K_S , k_p , k_v et ω_1 la fonction de transfert $F_2(p) = \frac{\Psi(p)}{W(p)}$.

Question 4 Déterminer les conditions sur k_v et sur k_p pour que le système soit stable.

$F_2(p)$ est une fonction de transfert du second ordre pouvant se mettre sous la forme : $F_2(p) = \frac{\Psi(p)}{W(p)} = \frac{K_2}{1 + \frac{2\xi}{\omega_0} p + \frac{p^2}{\omega_0^2}}$.

Question 5 Déterminer les expressions de K_2 , ξ et ω_0 .

On choisit une pulsation propre proche de celle du système mécanique, c'est à dire $\omega_0 = 1,5 \omega_1 = 6,15 \text{ rad s}^{-1}$.

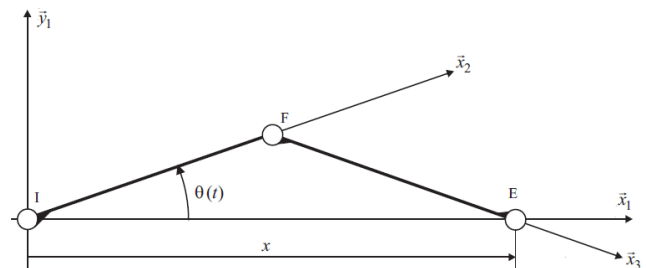
Question 6 Déterminer les valeurs de k_p et de k_v telles que le temps de réponse à 5% soit minimal.

- ...
- ...
- $F_2(p) = \frac{K_S}{\frac{p^2}{\omega_1^2} + p k_v K_S + k_p K_S - 1}$.
- $k_p > \frac{1}{K_S}$ et $k_v > 0$.
- $K_2 = \frac{K_S}{k_p K_S - 1}$, $\omega_0 = \omega_1 \sqrt{k_p K_S - 1}$ et $\xi = \frac{1}{2} \frac{k_v K_S \omega_1}{\sqrt{k_p K_S - 1}}$.
- $k_v = 2,15 \text{ rad s}^{-1}$, $K_2 \simeq 0,1 \text{ rad V}^{-1}$, $k_p \simeq 13,54 \text{ V rad}^{-1}$.

Exercice 142 – Géométrie

Objectif Respecter les normes de sécurité : l'effort de pincement doit être inférieur à 150 N.

Le système de verrouillage doit maintenir la porte fermée sous l'action des passagers et des actions dues aux différences de pressions induites par le système de climatisation. Un calcul préalable a établi que ces actions peuvent être modélisées par une force $\vec{F}_{\text{basculateur} \rightarrow \text{bielle}}$ appliquée au point E, en position porte verrouillée. Le modèle du dispositif retenu est donné sur la figure suivante.



Soit le repère $\mathcal{R}_1(I; \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ tel que \vec{x}_1 soit colinéaire à \overrightarrow{IE} dans toutes les configurations de la bielle de verrouillage FE et du bras IF lié au « stator » du motoréducteur. Les notations retenues sont celles définies sur la figure 4, les liaisons entre la bielle de verrouillage et le basculeur et entre le stator et la poutre de fermeture sont respectivement une liaison pivot d'axe (E, \vec{z}_1) et une liaison pivot d'axe (I, \vec{z}_1) . (I, \vec{x}_2) est lié au stator et tel que $(\vec{x}_1, \vec{x}_2) = \theta(t)$, (F, \vec{x}_3) est lié à la bielle de verrouillage et tel que \vec{x}_3 soit colinéaire à \overrightarrow{FE} . Pendant la phase de verrouillage, $\theta(t)$ varie quand le stator du moto réducteur tourne par rapport à la poutre de fermeture. La vitesse angulaire sera notée $\dot{\theta}(t)$, $\overrightarrow{IF} = \ell_1 \vec{x}_2$ et $\overrightarrow{FE} = \ell_2 \vec{x}_3$; par construction $\ell_1 \neq \ell_2$.

Question 1 Exprimer $x(t)$ en fonction de ℓ_1 , ℓ_2 et $\theta(t)$ sous la forme $x(t) = \lambda_1(t)\ell_1 + \lambda_2(t)\ell_2$.

Question 2 Exprimer la vitesse \dot{x} du point E appartenant au basculeur dans son mouvement par rapport

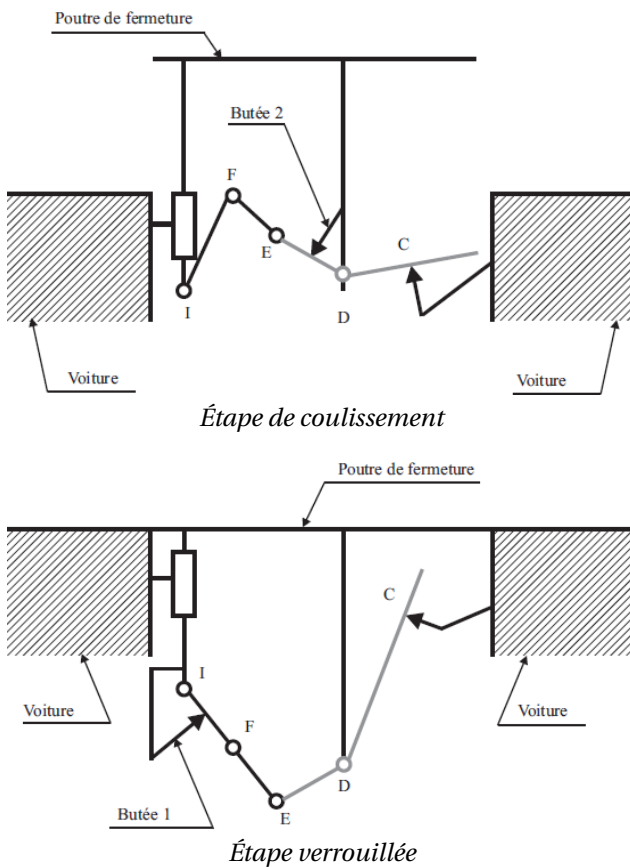
à \mathcal{R}_1 en fonction de ℓ_1 , ℓ_2 , $\theta(t)$ et $\dot{\theta}(t)$ sous la forme $A(\theta)\dot{x} = B(\theta)\dot{\theta}$.

Question 3 Montrer qu'il existe une valeur de pour laquelle le basculeur ne pourra fournir aucune puissance au système. Expliquer pourquoi cette position est instable.

Question 4 Un tel mécanisme est appelé mécanisme à genouillère. Existe-t-il dans le système de fermeture d'autres cas d'utilisation de ce principe? Dans l'affirmative, indiquer pour chacun, les trois points considérés et le mouvement qui est bloqué.

Question 5 Expliquer quelle est la fonction des butées 1 et 2 (figures suivantes) et préciser en la justifiant, leur position de réglage?

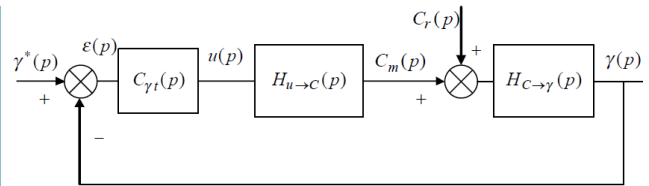
Question 6 Expliquer la pertinence de cette solution à empêcher l'ouverture des vantaux quelle que soit la poussée des passagers. Conclure quant à la satisfaction de l'exigence.



1. $x(t) = \ell_1 \cos \theta + \ell_2 \sqrt{1 - r^2 \sin^2 \theta}$.
2. $A = \sqrt{1 - r^2 \sin^2 \theta}$, $B = -\ell_1 \sin \theta \sqrt{1 - r^2 \sin^2 \theta} - \ell_2 r^2 \sin \theta \cos \theta$.
3. $\theta = 0^\circ$.
4. ...
5. ...

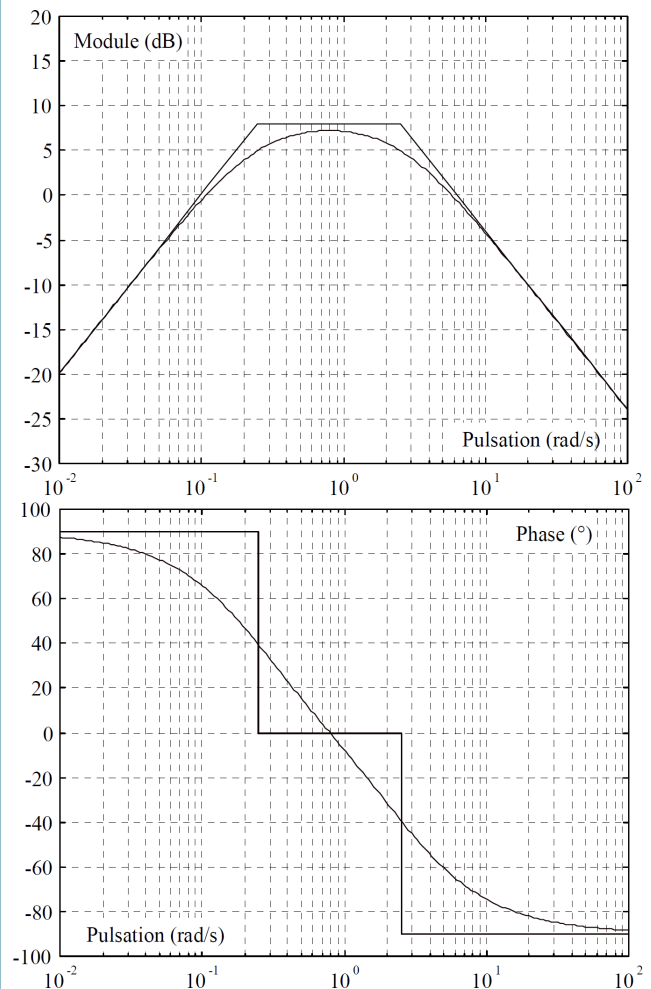
Exercice 141 – Correcteur PI

Le schéma-blocs global de l'asservissement de l'accélération en phase de traction est représenté figure suivante.

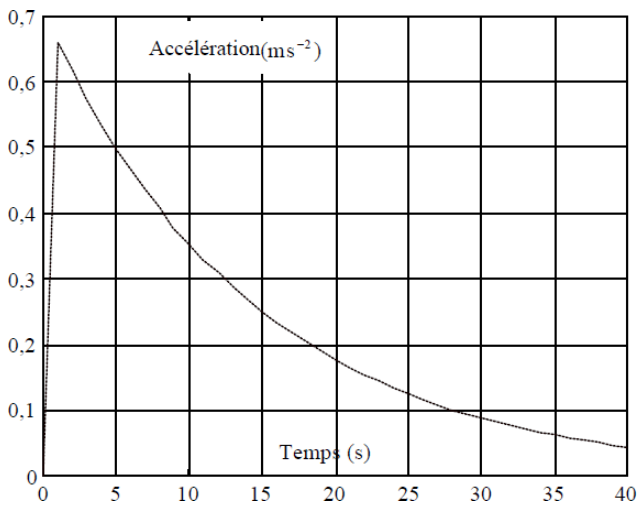


On adoptera par la suite les fonctions de transfert suivantes : $H_{u \rightarrow c}(p) = \frac{40p}{(1+4p)(1+0,4p)}$ et $H_{C \rightarrow \gamma}(p) = 0,00075$.

Question 1 La réponse fréquentielle du module et de la phase dans le plan de Bode de la fonction de transfert en boucle ouverte de la figure précédente pour $C_{\gamma t}(p) = 300$ a été reportée ci-dessous. Analyser les performances du système asservi par $C_{\gamma t}(p) = 300$ (pulsations de coupure à 0 dB et marges de phase et de gain).



La réponse $\gamma(t)$ du système asservi par $C_{\gamma t}(p) = 300$ à un échelon unité d'accélération $\gamma^*(t)$ est reportée figure suivante.

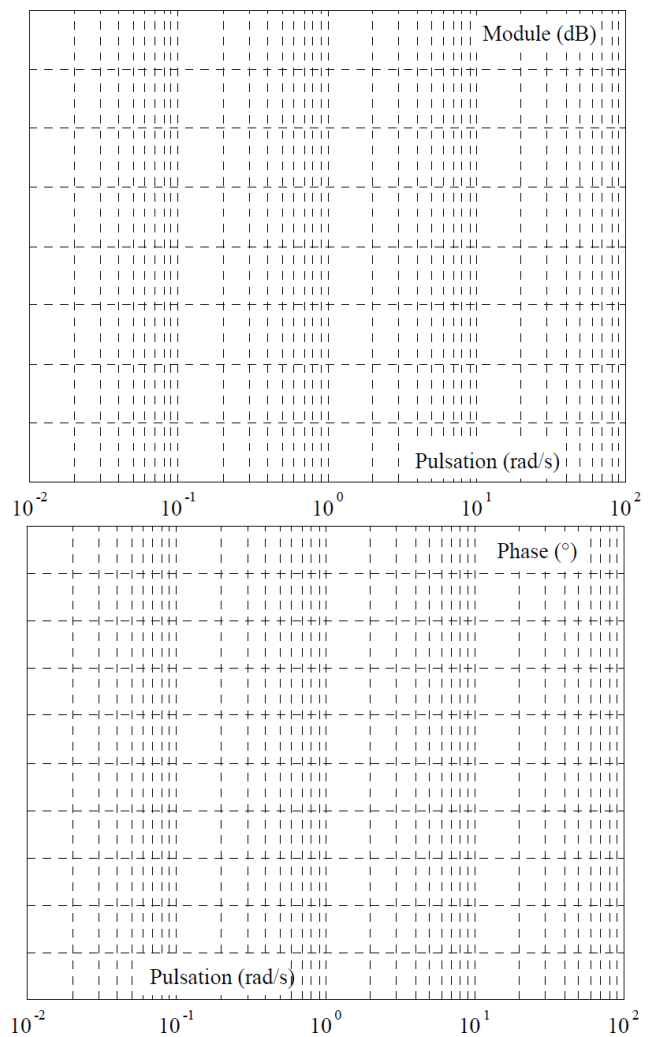


Question 2 Sur le diagramme donnant le module de la fonction de transfert en boucle ouverte, dessiner en bleu l'allure asymptotique du module de la réponse fréquentielle de la boucle fermée d'accélération.

Question 3 Justifier alors l'allure de la réponse indicielle de la figure précédente.

On souhaite conférer au système asservi une pulsation de coupure haute en boucle ouverte à 0 dB $\omega_c = 2 \text{ rad s}^{-1}$. On corrige la structure bouclée par le correcteur de type Proportionnel Intégral (P.I.) : $C_{\gamma t}(p) = K \frac{1 + 10p}{10p}$.

Question 4 Construire en bleu dans le plan de Bode le module et la phase de la boucle ouverte corrigée incluant le correcteur $C_{\gamma t}(p)$ avec $K = 1$. On donne $20 \log(2) \simeq 6,0$ et $20 \log(3) \simeq 9,5$.



Question 5 Déterminer le gain K de ce correcteur de façon à satisfaire la spécification sur la pulsation de coupure haute. On donne $10^{2,1} \simeq 126$, $10^{2,2} \simeq 158$, $10^{2,3} \simeq 200$.

Question 6 En incluant le correcteur $C_{\gamma t}(p)$ déterminé précédemment, calculer l'erreur en régime permanent pour une entrée $\gamma^*(t)$ en échelon d'amplitude γ_0^* et un couple perturbateur $C_r(t)$ en échelon d'amplitude C_{r0}^* .

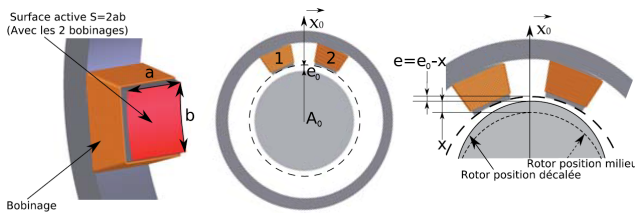
Question 7 Le résultat était-il prévisible dans le cadre de la correction envisagée? Justifier ce résultat par rapport à la forme de la fonction de transfert du système.

1. $\omega_{c1} = 0,1 \text{ rad s}^{-1}$ et $\omega_{c2} = 6 \text{ rad s}^{-1}$, $M_G = +\infty$, $M_\varphi = 110^\circ$.
2. ...
3. ...
4. ...
5. ...
6. $\varepsilon_\gamma = \frac{40K K_{C_\gamma}}{10 + 40K K_{C_\gamma}} \gamma_0^*$, $\varepsilon_{\text{pert}} = \frac{K_{C \rightarrow \gamma}}{1 + 4K K_{C \rightarrow \gamma}} C_{r0}^*$.
7. ...

Exercice 140 – Modélisation

Modélisation du comportement d'un couple d'électro-aimants

L'étude porte sur un seul couple d'électro-aimants.



Lorsque le bobinage, enroulé autour de fines plaques en fer doux, est alimenté par un courant I , un champ magnétique B apparaît dans l'entrefer entre l'électro-aimant et le rotor, tel que $N \cdot I = \frac{2e}{\mu_0} B$.

Ce champ magnétique permet de créer un effort exercé par l'électro-aimant sur le rotor, dans l'axe de l'électro-aimant, tel que $F = \frac{B^2 S}{2\mu_0}$ où $S = ab$ est la surface active du couple d'électro-aimants.

Spécifications de fonctionnement

- L'échauffement maximal des bobinages impose une intensité maximale telle que $I_{\max} = 5A$.
- Le champ magnétique maximal dans un matériau ferro-magnétique est limité à $B_{\max} = 1,8 T$.

Données numériques :

- nombre de spires : $N = 200$ spires ;
- perméabilité magnétique du vide $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} H m^{-1}$;
- valeur moyenne e_0 de l'entrefer $e_0 = 0,2 mm$;
- diamètre de l'arbre $d = 50 mm$;
- surface active $S = 300 mm^2$.

On note $\vec{F} = F \vec{x}_0$ l'effort exercé par le couple des électro-aimants sur le rotor selon \vec{x}_0 .

Question 1 Montrer que le couple des deux électro-aimants permet d'assurer l'effort maximal transmissible tout en respectant les spécifications de fonctionnement.

Un déplacement x , tel que $\vec{A_0 A} = x \vec{x}_0$, de l'arbre par rapport au stator conduit à une modification de l'effort exercé F . On note e_0 l'entrefer initial pour $x = 0$ tel que $e = e_0 - x$.

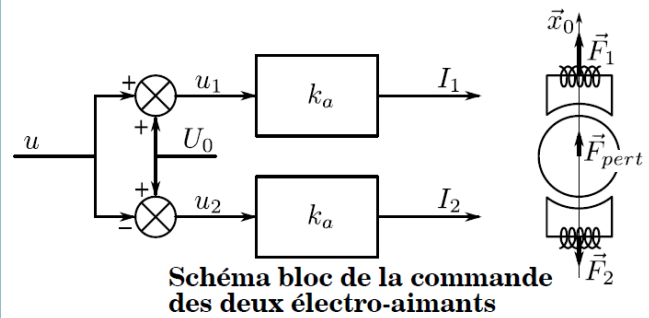
Question 2 Déterminer l'expression de l'effort F en fonction de x , de I et de paramètres géométriques. Peut-on exercer un effort \vec{F} suivant $-\vec{x}_0$ en modifiant I ou e ? Déterminer la valeur numérique de la constante γ telle que $F = \gamma \frac{I^2}{e^2}$.

Modélisation d'un palier magnétique actif

Les couples d'électro-aimants sont associés par paires diamétralement opposées. On ne s'intéresse ici qu'au contrôle de la position du rotor selon \vec{x}_0 réalisé par les électro-aimants 1, 2, 5 et 6. Pour simplifier :

- le couple des électro-aimants 1 et 2 crée un effort de norme F_1 sur le rotor,

- le couple des électro-aimants 5 et 6 crée un effort de norme F_2 sur le rotor.



On a :

- $\vec{F}_1 = (F_0 + dF_1) \vec{x}_0$;
- $\vec{F}_2 = -(F_0 + dF_2) \vec{x}_0$;
- $I_1 = I_0 + dI_1$;
- $I_2 = I_0 + dI_2$;
- $u = 0 + du$;
- $x = 0 + dx$.

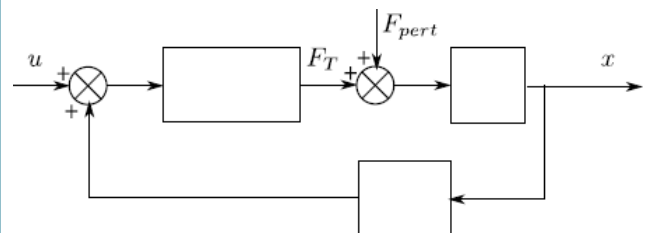
Le point de fonctionnement de chaque couple d'électro-aimants est caractérisé par $x = 0$, $I = I_0$ et $F = F_0$ (voir figure 12). On admet que le comportement se traduit par un effort dirigé de l'axe du rotor vers l'électro-aimant tel que $F_1 = \gamma \frac{I_1^2}{e_1^2}$ et $F_2 = \gamma \frac{I_2^2}{e_2^2}$ avec $\gamma = 2 \times 10^{-6} Nm^2 A^{-2}$.

On note $\vec{F}_{\text{pert}} = F_{\text{pert}} \vec{x}_0$ un effort perturbateur s'exerçant sur le rotor.

Question 3 On note désormais $\vec{F}_T = F_T \vec{x}_0$ l'effort total exercé par les deux couples d'électro-aimants. Montrer que l'expression linéarisée de F_T peut s'écrire en fonction de u et x sous la forme $F_T = \frac{4\gamma k_a^2 U_0^2}{e_0^2} \left(\frac{u}{U_0} + \frac{x}{e_0} \right)$.

En première approximation, la masse $m = 10 kg$ du rotor se répartit équitablement au centre de chaque palier magnétique radial. Ceci revient à étudier le comportement dynamique d'une masse ponctuelle (masse $m/2$) placée au centre de chaque palier magnétique radial.

Question 4 Appliquer le Principe Fondamental de la Dynamique à la masse ponctuelle (de masse $m/2$) et en déduire une relation entre F_T , F_{pert} et x . Compléter le schéma-blocs du palier magnétique ayant pour entrée la tension u et pour sortie la position x , et faisant apparaître l'effort perturbateur F_{pert} .



Question 5 Déterminer la fonction de transfert $H_{PM} = \frac{X(p)}{U(p)}$. Le système est-il stable ? Justifier.

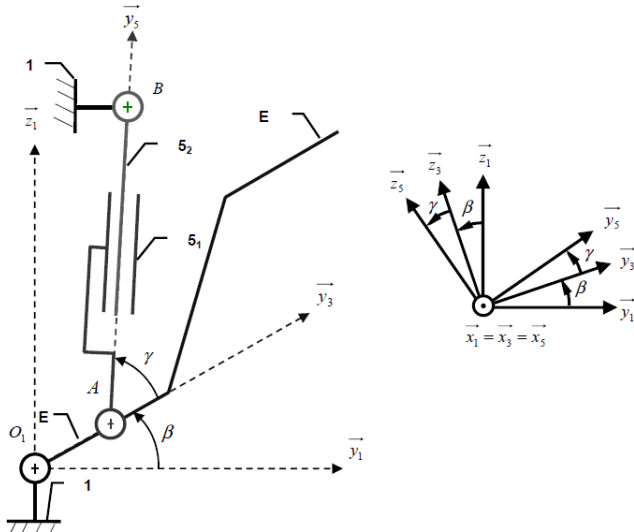
1. $F = 2F_1 = 357 N$.
2. $F = \frac{\mu_0 N^2 I^2 S}{8(e_0 - x)^2}$, $\gamma = 1,9 \times 10^{-6} Nm^2 A^{-2}$.

3. ...
4. ...
5. $H_{PM} = \frac{8e_0\gamma k_a^2 U_0}{mp^2 e_0^3 - 8\gamma k_a^2 U_0^2}$

Exercice 139 – Géométrie – Vérins

Objectif Déterminer la course des vérins en fonction de l'amplitude du mouvement ainsi que la pression maximale p_{\max} dans le circuit hydraulique.

Le modèle cinématique retenu est défini sur la figure suivante.



Le mécanisme est constitué :

- du poutre central fixe 1 : repère associé $\mathcal{R}_1 = (O_1; \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$
- de l'ensemble $E = \{\text{bras d'articulation avant 4} + \text{poutre avant 3} + \text{roues avant}\}$: repère associé $\mathcal{R}_3 = (O_1; \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)$ avec $\beta = (\vec{y}_1, \vec{y}_3) = (\vec{z}_1, \vec{z}_3)$;
- du vérin 5 constitué du corps 51 et de la tige 52 : repère associé $\mathcal{R}_5 = (A; \vec{x}_5, \vec{y}_5, \vec{z}_5)$ avec $\gamma = (\vec{y}_3, \vec{y}_5) = (\vec{z}_3, \vec{z}_5)$;
- du vérin 6 non représenté car ayant le même comportement que le vérin 5.

Paramétrage : $\vec{O_1A} = d_4 \vec{y}_3$; $\vec{AB} = \lambda \vec{y}_5$; $\vec{O_1B} = d_1 \vec{y}_1 + h_1 \vec{z}_1$.

Valeurs numériques : $d_4 = 70 \text{ mm}$; $h_1 = 292 \text{ mm}$; $d_1 = 76 \text{ mm}$; $\beta \in [-45^\circ; +30^\circ]$.

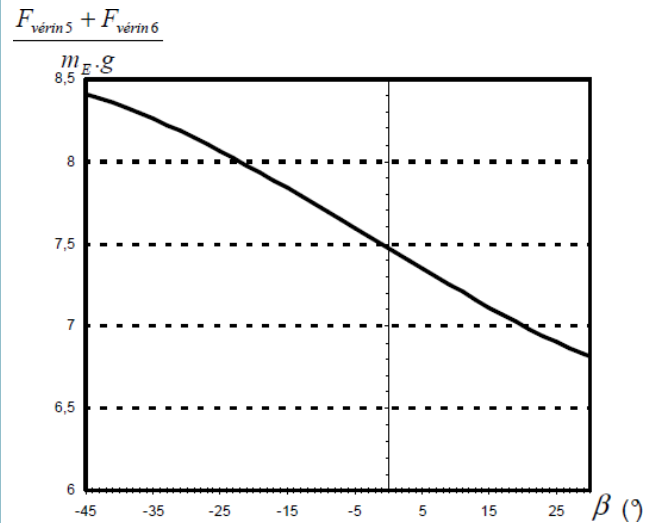
Question 1 Exprimer λ en fonction de d_1 , h_1 , d_4 et β .

Question 2 Calculer les valeurs numériques d'élongation minimale λ_{\min} , maximale λ_{\max} ainsi que la course du vérin 5.

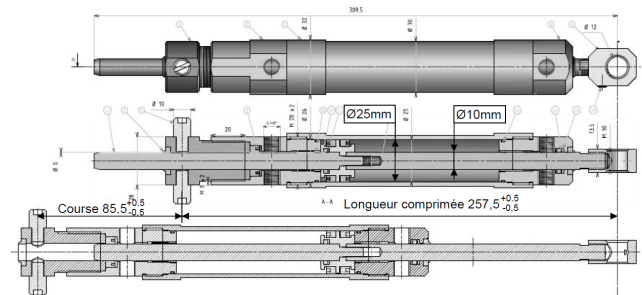
L'objectif suivant est d'évaluer les pressions maximales s'exerçant dans le circuit hydraulique dans la configuration d'essai décrite précédemment à savoir :

- le poutre central 1 est fixe et placé parallèlement au sol;
- les podes avant 3 et arrière 2 ne sont pas en contact avec le sol et un angle de tangage est alors imposé aux podes avant et arrière par rapport au poutre central.

Sur la figure suivante, l'évolution du rapport entre les efforts exercés par les vérins avant 5 et 6 et le poids de l'ensemble E a été tracée en fonction de l'angle de tangage β . La masse de l'ensemble E est $m_E = 60 \text{ kg}$.



Question 3 À partir du tracé précédent et du plan du vérin, déterminer la valeur de la différence de pression maximale ΔP_{\max} entre les deux chambres des vérins avant 5 et 6.



La pression minimale dans le circuit hydraulique est supposée constante et égale à p_0 ($p_0 = 1 \text{ bar}$). Des limiteurs de pression tarés à 150 bars sont placés en sortie du distributeur 4/3.

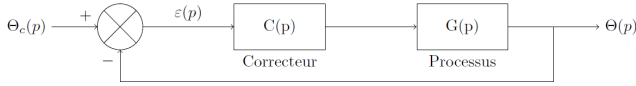
Question 4 Déterminer l'expression de la pression maximale p_{\max} dans le circuit hydraulique en fonction de p_0 et ΔP_{\max} . Réaliser l'application numérique.

Exercice 138 – Correcteur proportionnel

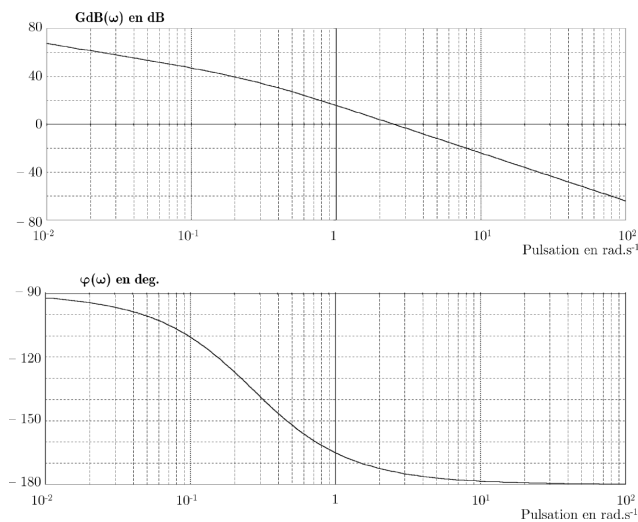
Objectif Cette étude a pour objectif de synthétiser les paramètres des correcteurs à implanter afin d'éviter le renversement d'un tube lors de sa mise en place dans le plateau. Dans cette partie, seule la synthèse du correcteur dédié à la commande de l'actionneur $[M_2]$ associé à l'axe 2 est abordée.

Axe N° 2 (rotation du support 2 par rapport au coulisseau 1)	
Débattement angulaire assuré par l'actionneur $[M_2]$	90°
Vitesse maximale de rotation	$40^\circ \cdot s^{-1}$
Stabilité de l'axe	$M\varphi > 45^\circ$
Amortissement de l'axe	Dépassements transitoires $< 10\%$
Précision de positionnement de l'axe	Écart inférieur à 1° en régime stationnaire et en réponse à un échelon
Rapidité de l'axe	Pulsation au gain unité : $\omega_u \geq 4 \text{ rad} \cdot s^{-1}$

Le correcteur à action proportionnelle est défini par la fonction de transfert suivante : $C(p) = K$. On prendra comme Fonction de Transfert de la commande d'axe, la fonction $G(p) = \frac{K_2}{p(1+\tau p)}$ et comme architecture de commande le schéma bloc à retour unitaire de la figure suivante.



On fournit le diagramme de Bode de la fonction de transfert $G(p)$.



Question 1 Justifier, à partir de ce diagramme, que le système en boucle fermée est stable.

Question 2 Déterminer la valeur de l'écart en régime stationnaire pour un échelon de consigne d'amplitude θ_0 . Conclure quant au respect du cahier des charges.

Afin de respecter le temps d'exécution, le cahier des charges impose que la pulsation au gain unité de la boucle ouverte ω_u soit au moins égale à 4 rad.s^{-1} .

Question 3 Déterminer la valeur minimale du gain K du correcteur à action proportionnelle assurant la validation du critère de performance en rapidité. En déduire la valeur de la marge de phase M_φ pour cette valeur de K . Conclure quant au respect du cahier des charges.

Exercice 137 – SLCI – Numérique

Objectif Compléter la loi de commande afin de limiter la sensibilité du système aux bruits de mesure.

Le moteur retenu possède les caractéristiques suivantes : tension nominale de 42 V, couple maximal en fonctionnement de 113 mN.m. De plus, lorsque la vitesse de rotation de l'arbre moteur est nulle, pour des raisons techniques, la valeur absolue du couple moteur ne doit pas excéder 10 % du couple maximal, soit 11,3 mN.m en réponse aux sollicitations dues aux bruits de mesure. Le dimensionnement de la loi de commande effectué à la

partie précédente ne prend pas en compte tous les phénomènes indésirables susceptibles de dégrader les performances du système étudié. L'un d'entre eux est le bruit de mesure du capteur de position angulaire des axes moteurs. Le signal brut issu du capteur est de nature analogique. Pour qu'il soit exploitable par le calculateur, ce signal est numérisé. On obtient alors une image de la position sous la forme d'un ensemble de points. On note T_e la période d'échantillonnage. On note $f_k, k \in \mathbb{N}$ la valeur d'une fonction continue $f(t)$ prise au k^{e} échantillonnage, c'est-à-dire que $f_k = f(k T_e)$. En sortie du convertisseur analogique/numérique, seules les valeurs f_k pour k entier sont disponibles. Pour l'axe 1, $\Delta\theta_1(t)$ est l'angle en sortie du moteur et s_k est la grandeur numérisée de la position angulaire mesurée. L'imperfection de la chaîne de mesure implique la présence d'une composante aléatoire sur chaque valeur de s_k image de l'angle $\delta\theta_1(t)$, en plus de la composante non aléatoire. Chaque valeur s_k peut donc se décomposer sous la forme d'une somme d'une composante non aléatoire notée s_k^b , de variance $\text{var}(s_k^b)$ identique pour tout k . De plus, s_{k-1}^b sont des variables aléatoires indépendantes.

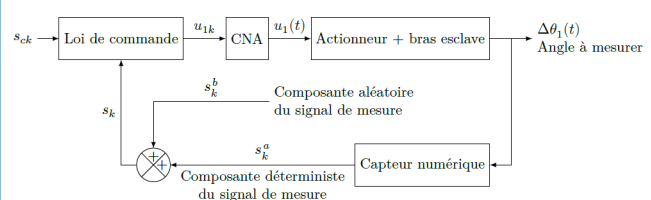
La loi de commande (II.2) est, en pratique, réalisée numériquement. Sa discrétisation conduit à la forme suivante :

$$u_{1k} = \sigma_1 \cdot (s_{ck} - s_k) + \sigma_2 \cdot h(s_{ck} - s_k) - \sigma_3 g(s_k) + \sigma_4 s_{ck}.$$

avec

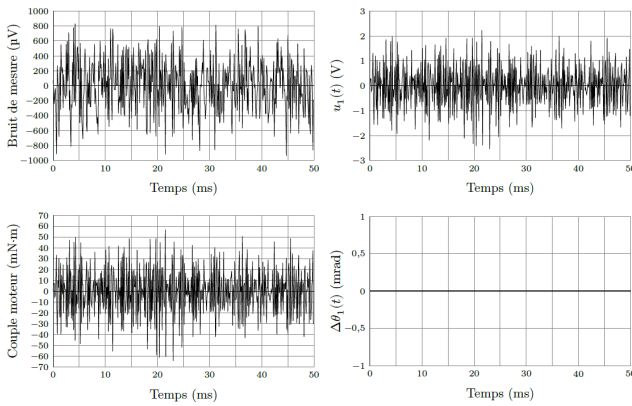
- s_{ck} la valeur au k^{e} instant de l'image de la consigne;
- $h(s_{ck} - s_k)$ une fonction permettant d'approcher l'intégrale d'une grandeur numérique;
- $g(s_{ck})$ une fonction permettant d'approcher la dérivée d'une grandeur numérique;
- u_{1k} la tension de commande du moteur prise au k^{e} instant.

Le schéma fonctionnel pour la prise en compte des bruits de mesure est donné figure 10. Pour simplifier, la perturbation due à la réaction du tissu humain sur l'outil n'est pas prise en compte. On suppose que le CNA (Convertisseur Numérique Analogique) n'a pas d'influence sur l'étude menée.



Modèle utilisé pour la simulation

Ainsi, une simulation a été réalisée pour une consigne en échelon de position nulle ($\forall k \in \mathbb{N}, s_{ck} = 0$) pour visualiser l'impact du bruit de mesure de l'axe 1. De plus, chaque terme s_k^b est modélisé par une variable aléatoire suivant une loi normale de moyenne nulle et d'écart type $3,3 \times 10^{-4} \text{ rad}$, soit une variance de $1,1 \times 10^{-7} \text{ rad}^2$. La période d'échantillonnage est $T_e = 100 \mu\text{s}$.



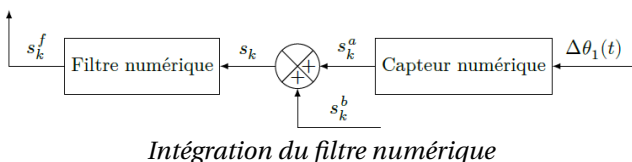
Résultats de la simulation, impact du bruit de mesure

Question 1 En justifiant, expliquer pourquoi il est nécessaire de filtrer le bruit de mesure en observant les courbes de tension de commande, puis du couple moteur.

Question 2 En observant la courbe représentative de $\Delta\theta_1(t)$ de la figure 11, justifier pourquoi les imperfections de la chaîne de mesure n'influencent pas la position angulaire $\Delta\theta_1(t)$.

Question 3 En utilisant les équations du moteur (II.1) et en se plaçant à un point de fonctionnement stabilisé, c'est-à-dire à vitesse nulle, déterminer la valeur numérique maximale (en valeur absolue) de la tension à ne pas dépasser pour que le couple n'excède pas 11,3 mNm en valeur absolue.

Afin de limiter les effets néfastes du bruit de mesure sur le système, un filtre numérique est intégré dans la chaîne de mesure, cf figure 12.



Intégration du filtre numérique

On note s_k^f la valeur filtrée au k^{e} instant. L'objectif de l'étude qui suit est de limiter la variation de tension engendrée par le bruit de mesure en dimensionnant le filtre. Seul l'impact du bruit est étudié, donc on considère la consigne de position nulle, et au vu des résultats de simulation, on fera dans ce cas l'hypothèse que $\Delta\theta_1(t) = 0$ rad, ce qui implique $\forall k \in \mathbb{N}, s_k^a = 0$. La question précédente a permis de déterminer une valeur absolue maximale de la tension à ne pas dépasser. On admettra que ce résultat impose alors une variance maximale de $0,02 \text{ V}^2$ pour u_{1k} . Le filtre numérique retenu est l'équivalent d'un filtre passe-bas analogique du premier ordre, de constante de temps T_f et de gain statique unitaire.

Question 4 Dans le cas d'une réalisation analogique du filtre, donner la relation entre $s^f(t)$, $s(t)$ et T_f , sous la forme d'une équation différentielle. En déduire l'expression de s_k^f en fonction de s_k , s_{k-1}^f , T_f et T_e dans le cas d'une réalisation numérique. On retiendra la formule suivante pour la dérivée discrète correspondant à la dérivée continue d'une fonction temporelle $f(t)$ à l'instant $t = kT_e$: $\frac{f_k - f_{k-1}}{T_e}$ où T_e est la période d'échantillonnage.

On rappelle que si x et y sont des variables aléatoires de variance $\text{var}(x)$ et $\text{var}(y)$ respectivement, a et b des nombres réels, alors on a : $\text{var}(ax + b) = a^2 \text{var}(x)$ $\text{var}(x + y) = \text{var}(x) + \text{var}(y) + 2\text{cov}(x, y)$.

Si les deux variables aléatoires sont indépendantes, alors $\text{cov}(x, y) = 0$. L'estimation de la variance du signal filtré, notée $\text{var}(s_k^f)$, est nécessaire pour dimensionner le filtre. Plusieurs centaines de simulations ont montré que l'évolution de $\text{var}(s_k^f)$ en fonction de k reste similaire à celle montrée à la figure 13. Pour un nombre d'échantillons suffisamment important, la variance devient constante et sa valeur dépend de T_f .

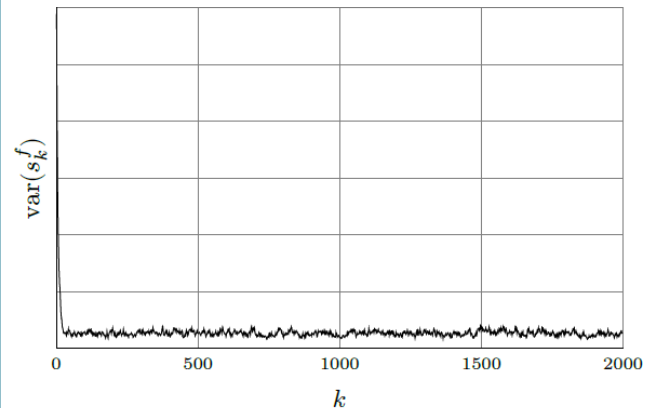


Figure 13 Évolution de $\text{var}(s_k^f)$ en fonction de k

Question 5 Quelle approximation peut-on faire concernant $\text{var}(s_k^f)$ et $\text{var}(s_{k-1}^f)$? Justifier la réponse.

Question 6 Exprimer alors $\text{var}(s_k^f)$ en fonction de $\text{var}(s_k)$, T_f et T_e .

On admettra que la relation entre $\text{var}(s_k^f)$ et $\text{var}(u_{1k})$ en utilisant la loi de commande avec les paramètres du correcteur dimensionné dans la partie précédente est, pour tout k , $\text{var}(u_{1k}) = n_0 \text{var}(s_k^f)$ avec $n_0 = 6337147$.

Question 7 Donner l'expression littérale de T_f , puis calculer sa valeur en secondes qui permet d'assurer une variance du signal de commande $\text{var}(u_{1k}) \leq 0,02 \text{ V}^2$. On rappelle les valeurs suivantes : $\text{var}(s_k) = 1,1 \times 10^{-7} \text{ rad}^2$, $T_e = 1 \times 10^{-4} \text{ s}$.

Exercice 136 – Train épicycloïdal

Objectif Déterminer les relations entrée/sortie du réducteur qui seront utilisées pour établir les modèles nécessaires aux études portant sur la chaîne d'asservissement.

Vérifier que le temps de fermeture des vannes est inférieur à 3 s.

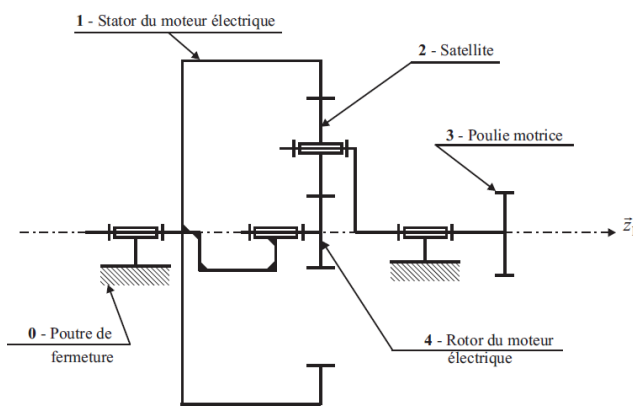
La commande de la chaîne de motorisation est organisée autour de l'asservissement de la vitesse du moteur dont la consigne est une fonction de la position de la porte (cet asservissement sera étudié par la suite). Aussi, afin d'élaborer la consigne de vitesse du moteur, il est nécessaire de connaître sa vitesse de rotation, comparativement à la vitesse du vantail, pendant les différentes

phases de fonctionnement. La figure suivante donne le schéma cinématique du moto réducteur du système étudié. Il comporte :

- un « stator » noté 1, en rotation par rapport à la poutre de fermeture à la vitesse $\Omega_{1/0} \vec{z}_1$ et lié à une couronne dentée de Z_1 dents.
- un satellite noté 2 en rotation à la vitesse $\Omega_{2/3} \vec{z}_1$ et comportant Z_2 dents,
- une poulie motrice notée 3 en rotation à la vitesse $\Omega_{3/0} \vec{z}_1$, de diamètre Φ_p et entraînant la courroie,
- un rotor 4 noté en rotation $\Omega_{4/0} \vec{z}_1$ à la vitesse et comportant Z_4 dents.

On notera la vitesse du moteur (vitesse angulaire du rotor par rapport au stator) $\Omega_m = \Omega_{4/1}$.

Pour des raisons de clarté, on ne considérera que la vitesse d'un seul vantail par rapport à la poutre de fermeture.



Étape de louvoiment

Pendant la phase de louvoiment, pour une vitesse du vantail par rapport à la poutre de fermeture de $\|\vec{V}_{\text{vantail/poutre}}\| = 0,5 \text{ m s}^{-1}$, la vitesse de rotation du moteur passe par un maximum. À cet instant, la vitesse de translation de la poutre de fermeture par rapport à la voiture suivant \vec{y} est de $0,15 \text{ m s}^{-1}$; ce qui donne une vitesse de rotation du stator $\|\Omega_{1/0} \vec{z}_1\| = 7,3 \text{ rad s}^{-1}$.

Question 1 Déterminer l'expression de la vitesse du moteur en fonction Ω_m en fonction de $\Omega_{1/0}$, $\Omega_{3/0}$, Z_1 et Z_4 .

Question 2 Effectuer l'application numérique et vérifier la conformité au cahier des charges du moteur : $\omega_{\text{max}} = 1000 \text{ tr min}^{-1}$.

Application numérique : $\Phi_p = 80 \text{ mm}$, $Z_1 = 60$ dents, $Z_4 = 10$ dents.

Étape de verrouillage

Question 3 Déterminer l'expression de la vitesse du moteur Ω_m en fonction de $\Omega_{1/0}$, Z_1 , Z_4 .

Étape de coulissement

Pendant la phase de coulissement, la vitesse des vantaux par rapport à la poutre de fermeture est égale à $\vec{V}_{\text{vantail/poutre}} = v \vec{x}$.

Question 4 Donner l'expression de la vitesse du moteur Ω_m en fonction de v , Φ_p , Z_1 , Z_4 .

Question 5 En supposant que les phases de louvoiment et de verrouillage ont une durée totale de 1,5 s, vérifier que la vitesse maximale du moteur, permet d'assurer le temps de fermeture exigé par le cahier des charges.

On rappelle que pendant l'étape de coulissement l'écartement des vantaux passe de 1300 mm à 200 mm.

1. $\Omega_m = \Omega_{4/1} = (\Omega_{3/0} - \Omega_{1/0}) \frac{Z_1 + Z_4}{Z_4}$.
2. $\Omega_m = \Omega_{4/1} = 348 \text{ tr min}^{-1}$.
3. $\Omega_m = \Omega_{4/1} = (-\Omega_{1/0}) \frac{Z_1 + Z_4}{Z_4}$.
4. $\Omega_m = \Omega_{4/1} = \frac{2v(Z_4 + Z_1)}{\Phi_p Z_4}$.
5. $\Omega_m = 613 \text{ tr min}^{-1}$.

Exercice 135 – Schéma-Blocs et FT

On considère l'asservissement angulaire d'un axe numérique. On note $\Delta\theta_1$ la grandeur asservie.

Hypothèses, notations et paramétrage

- Les conditions initiales sont nulles.
- L'équation du mouvement de l'axe est donnée par : $\Delta C_1(t) = J \frac{d^2 \Delta\theta_1(t)}{dt^2} - k_1 \frac{r'_9}{r_0} h_2 \Delta F_x(t)$ avec $J = 1,98 \times 10^{-5} \text{ kg m}^2$, $k_1 \frac{r'_9}{r_0} = 0,00717$, $h_2 = 0,2 \text{ m}$.
- Le couple moteur $\Delta C_1(t)$ est fourni par une machine à courant continu modélisée par les équations suivantes : $u_1(t) = L \frac{di_1(t)}{dt} + Ri_1(t) + e_1(t)$, $e_1(t) = k_e \frac{d\Delta\theta_1(t)}{dt}$, $\Delta C_1(t) = k_t i_1(t)$ avec $u_1(t)$ la tension aux bornes du moteur, $i_1(t)$ l'intensité traversant le moteur et $e_1(t)$ la force contre électromotrice, avec $R = 2,07 \Omega$, $k_t = 0,0525 \text{ N mA}^{-1}$, $k_e = 0,0525 \text{ V s rad}^{-1}$.
- On fait l'hypothèse que l'influence de l'inductance L est négligeable sur les performances attendues, soit $L = 0 \text{ H}$.
- La consigne est notée $\Delta\theta_{c1}(t)$.

Le cahier des charges sélectif conduit à choisir un correcteur associant une anticipation (via la présence de σ_4 dans la relation suivante) et une correction PID. La tension de commande du moteur est donnée par : $U_1(p) = (\Delta\theta_{c1}(p) - \Delta\theta_1(p)) \left(\sigma_1 + \frac{\sigma_2}{p} \right) - \sigma_3 p \Delta\theta_1(p) + \sigma_4 \Delta\theta_{c1}(p)$ avec $\Delta\theta_{c1}(p)$ la consigne de position angulaire exprimée dans le domaine symbolique.

Question 1 Compléter le schéma bloc du document réponse (forme littérale des fonctions de transfert).

Pour la suite, on considère la perturbation nulle ($\Delta F_x(p) = 0$).

Question 2 À partir de ce schéma-blocs, en notant $H_{\text{processus}}(p) = \frac{\Delta\theta_1(p)}{U_1(p)} = \frac{K}{p(1 + \tau p)}$, exprimer K et τ en fonction des données de l'énoncé, puis les calculer numériquement.

Question 3 Exprimer la fonction de transfert en boucle fermée, sous forme canonique, notée $B_F(p) = \frac{\Delta\theta_1(p)}{\Delta\theta_{c1}(p)}$ en fonction de $K, \tau, \sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ et σ_4 .

$$\text{On pose } B'_F(p) = \frac{p - z_0}{(p - p_2)(p - p_1)^2}.$$

Question 4 Déterminer K' tel que $B_F(p) = K' B'_F(p)$, K' étant un gain constant.

Question 5 Exprimer les paramètres σ_1 , σ_2 et σ_3 de la relation du PID en fonction de p_1 , p_2 , K et τ .

Pour information, en poursuivant le calcul, on trouve

$$\sigma_4 = \frac{\tau}{K} \left(\frac{p_1^2 p_2}{z_0} - (p_1^2 + 2p_1 p_2) \right).$$

Le réglage des paramètres du correcteur se fait en fixant judicieusement les pôles et le zéro de $F(p)$:

- p_1 est choisi pour correspondre au mode d'un système du second ordre. En notant z le coefficient d'amortissement et ω_0 la pulsation propre, l'expression retenue pour p_1 est $p_1 = -z\omega_0$;
- p_2 est une constante choisie négative. Il sera admis sans justification que $p_2 = -10$;
- z_0 est choisi de manière à compenser le pôle p_2 .

Afin d'assurer le non dépassement de la réponse indicielle, tout en assurant un temps de réponse le plus faible possible, on choisit de prendre $z = 1$ et $t_{r5\%} = 35$ ms, ce qui implique la relation $\omega_0 t_{r5\%} = 5$.

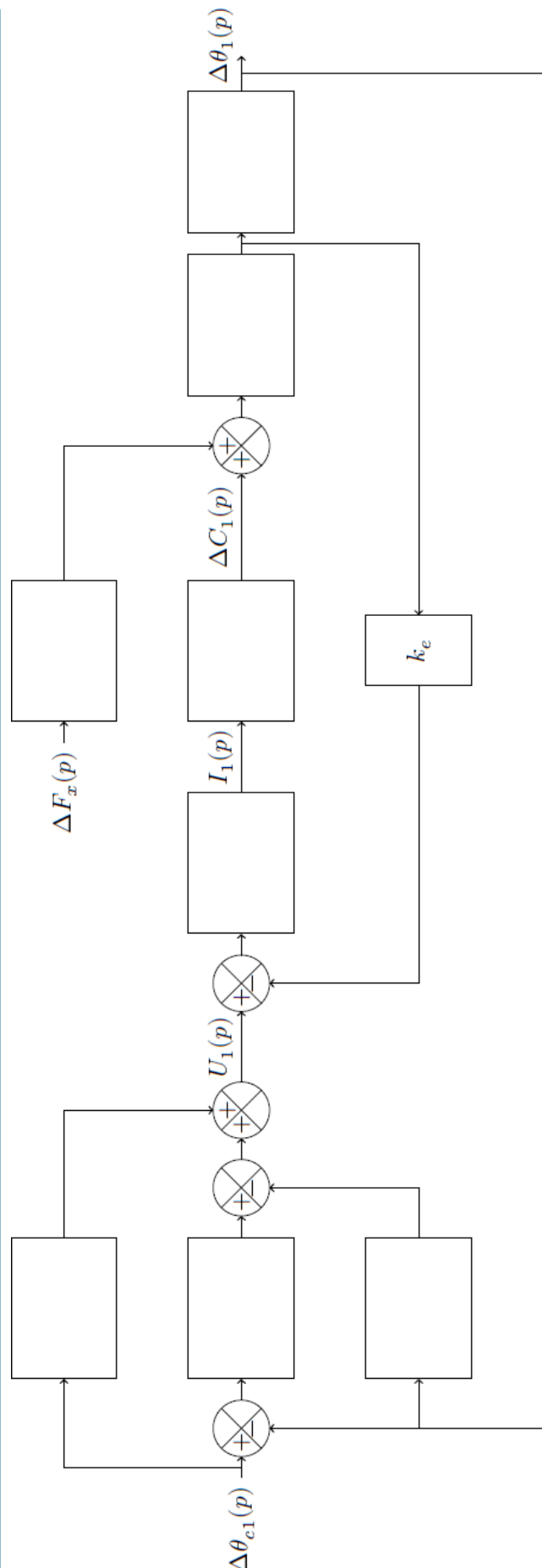
Question 6 Donner les valeurs numériques de p_1 et de z_0 . En déduire les valeurs numériques des paramètres σ_1 , σ_2 et σ_3 de la loi de commande.

Question 7 Le système est-il stable avec le réglage précédent? Justifier sans calcul.

Pour information, on a $\sigma_4 = -2,23 \text{ V rad}^{-1}$.

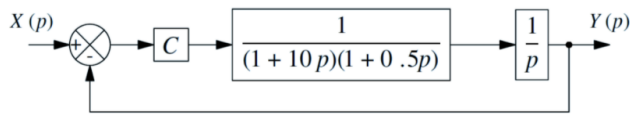
Question 8 Vérifier, en justifiant la réponse et sans calcul, si les exigences 1.2.2.1, 1.2.2.2 et 1.1.1 sont respectées :

- 1.2.2.1 : l'écart statique en réponse à un échelon doit être nul;
- 1.2.2.2 : aucun dépassement;
- 1.1.1 : l'écart en régime permanent dû à une perturbation en échelon doit être nul.

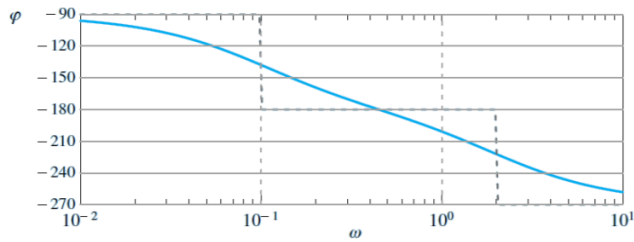
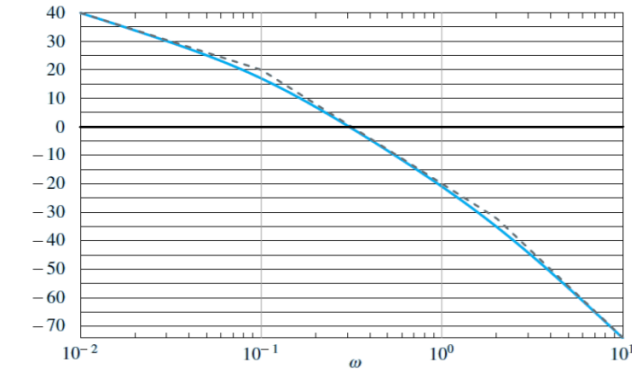


Exercice 134 – Correcteur P

On considère un asservissement à correction proportionnelle décrit par le schéma-bloc à retour unitaire de la figure ci-dessous.



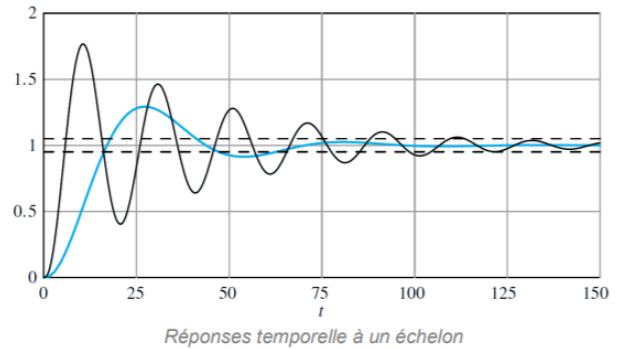
Question 1 Indiquer, en justifiant la réponse, à quelle fonction de transfert correspondent les diagrammes de Bode de la figure ci-dessous.



Question 2 Déterminer graphiquement les marges de gain et de phase du système décrit précédemment dans le cas où $C = 1$.

Question 3 Le cahier des charges impose des marges de gain et de phase minimales de 12 dB et 40°. Déterminer graphiquement la plus grande valeur de C permettant de vérifier ce cahier des charges.

La figure ci-dessous donne l'évolution temporelle de la sortie du système lorsqu'il est soumis à une entrée en échelon.



Question 4 Indiquer, en le justifiant, qu'elle est la courbe qui correspond au système non corrigé et quelle est la courbe qui correspond au système corrigé.