

DS (2h) : Système de freinage de l'Airbus A318

Questions de cours (bonus) :

- Donner la fonction de transfert d'un système du premier ordre.
- Comment appelle t-on les constantes intervenant dans cette fonction de transfert ?



Figure 1 : Airbus A318

Le freinage est une des fonctions vitales d'un avion, au même titre que la propulsion ou la sustentation. C'est grâce à lui que l'avion peut s'immobiliser après l'atterrissage, circuler au sol en toute sécurité mais également s'arrêter en cas d'urgence lors d'une interruption de décollage alors que l'avion est à pleine charge de carburant et lancé à la vitesse de décollage (même si le risque est de l'ordre de 1 pour 1 million de décollages). Outre les freins, le pilote peut aussi actionner les inverseurs de poussée des moteurs et les aérofreins.

On s'intéresse au système de freinage des roues de l'Airbus A318, avion commercial de 120 places et de rayon d'action de 3240 km. La vitesse de décollage est estimée à 240 km/h. Pour les atterrisseurs, on distingue (voir figure 2) :

- le train avant qui, en dehors de l'appui, est orientable ce qui lui permet d'agir sur les trajectoires au sol mais qui n'est pas équipé de freins,
- les deux trains principaux au niveau des ailes, chacun portant deux roues freinées indépendamment.

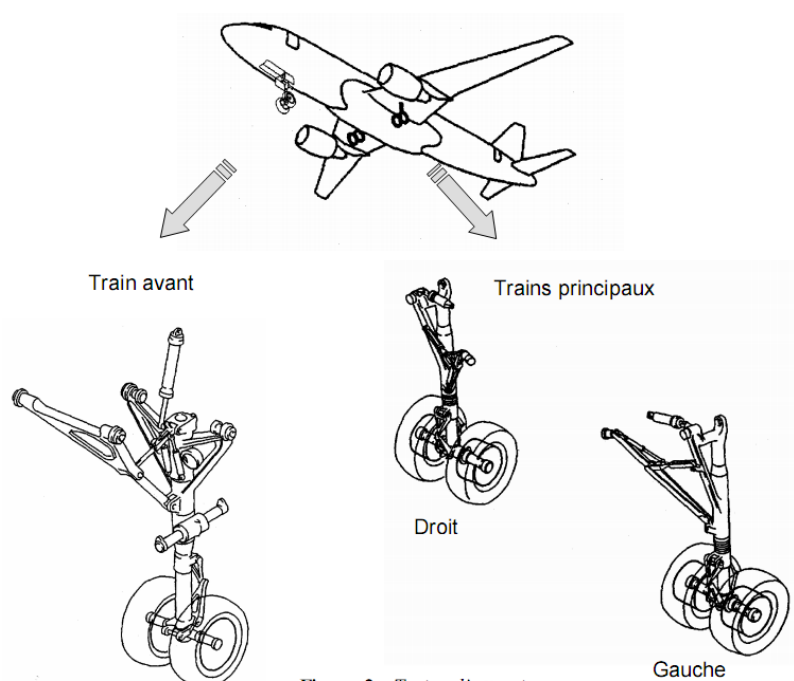


Figure 2 : Trains d'atterrissage

Description du système de freinage.

Il existe deux modes de commande du système de freinage :

- le **mode normal** (Normal Braking) contrôlé par un ordinateur dénommé BSCU (Braking/Steering Control Unit). Le BSCU contrôle les servovalves (une par roue) qui alimentent les pistons presseurs. Ces pistons exercent alors une action sur les roues qui diminue alors la vitesse de l'avion. La pression hydraulique est fournie par le groupe hydraulique principal.
- le **mode alternatif** (Alternate braking) contrôlé par un ordinateur dénommé ABCU (Alternate Braking Control Unit). Ce mode prend automatiquement la relève du mode normal s'il y a dysfonctionnement de ce dernier ou si le contrôle anti-dérapiage (Anti-Skid) de l'avion est supprimé. En mode alternatif, la pression hydraulique est fournie par un groupe hydraulique secondaire.

En mode normal, il est possible de commander le freinage de deux façons différentes :

- soit **manuellement** par appui sur les pédales de frein (voir figure 3) : pour chaque pilote, les pédales gauche et droite sont indépendantes. L'appui sur la pédale gauche agit sur le freinage des roues du train principal gauche, l'appui sur celle de droite agit sur le freinage des roues du train principal droit. Les unités de transmission (Brake Pedal Transmitter Unit) situées sous les pédales émettent des signaux électriques vers le BSCU ou vers l'ABCU proportionnels à la course des pédales de frein.

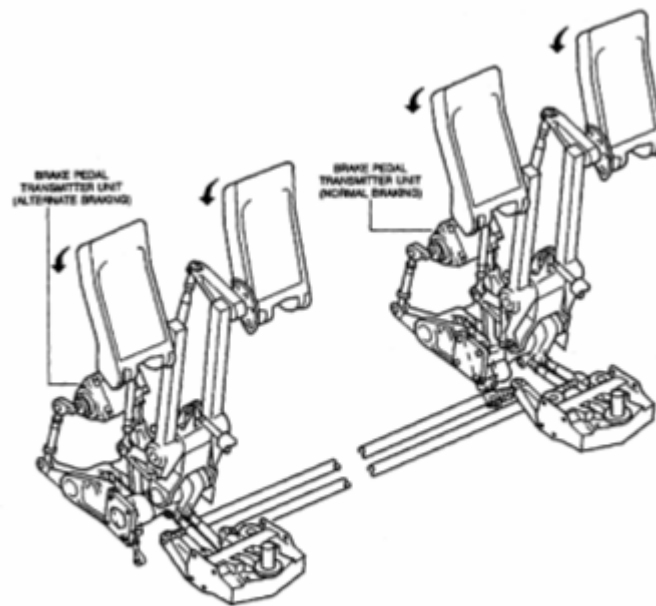


Figure 3 : Pédales de frein

- soit **automatiquement** suivant trois modes de décélération : LO, MED, MAX. La sélection se fait à partir de trois boutons situés sur le tableau de bord (voir figure 4). Le mode manuel est rétabli si le pilote, en appuyant sur les pédales de frein, génère une consigne de décélération a_p supérieure à la consigne de décélération a_c du mode automatique sélectionné.

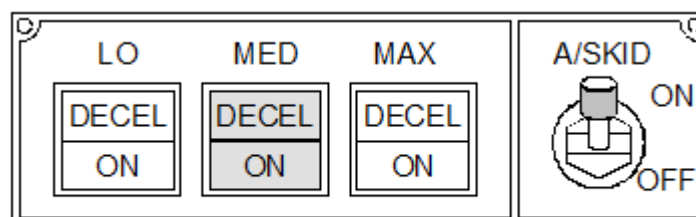


Figure 4

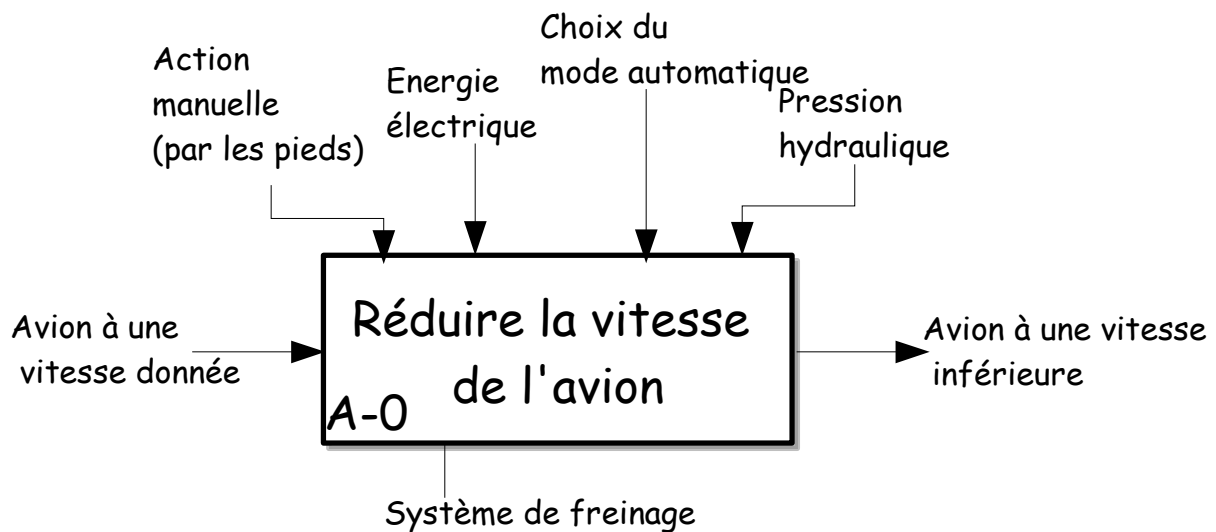
Les modes LO et MED sont utilisés lors de l'atterrissage. Ils correspondent respectivement à une décélération de l'avion de $-1,7 \text{ ms}^{-2}$ et de -3 ms^{-2} . Le mode MAX est exclusivement sélectionné lors du décollage, en cas d'interruption de ce dernier. Il correspond à une décélération théorique de -10 ms^{-2} supérieure à la décélération maximale de l'avion.

En mode normal (manuel ou automatique), le BSCU contrôle l'anti-dérapiage (Anti Skid) de chaque roue tant que la vitesse de l'avion est supérieure à 5 m/s .

En mode alternatif, seule la commande manuelle est disponible avec ou sans anti-dérapiage.

Partie I : Description fonctionnelle du système de freinage

On donne ci-dessous le SADT de niveau A-0 qui décrit la fonction principale du système de freinage.



Question 1 : Compléter à partir des explications précédentes et du SADT A-0, le SADT de niveau A-0.

On s'intéresse dans toute la suite du sujet uniquement au mode de décélération automatique du mode normal, qui consiste à asservir en décélération le freinage de l'avion.

Bien que les variables manipulées par le BSCU soient des variables numériques, on les considérera, par la suite, comme étant analogiques. Le système est donc, sur le plan théorique, supposé linéaire, continu et invariant.

L'utilisateur donne une consigne numérique $a_c(t)$ qui est comparée à la valeur numérique $a_m(t)$ fournie par l'accéléromètre, image de la décélération réelle $a(t)$. Le BSCU génère à partir de cet écart $\varepsilon(t)$, une commande $i(t)$ pour la servovalve. Celle-ci fournit alors la pression $p_h(t)$ aux freins qui entraîne alors la décélération $a(t)$ de l'avion.

Question 2 : Réaliser un schéma-bloc fonctionnel de l'asservissement en décélération à partir des indications ci-dessus. On prendra $a_c(t)$ comme entrée et $a(t)$ comme sortie.

Partie II - Modélisation du système de freinage

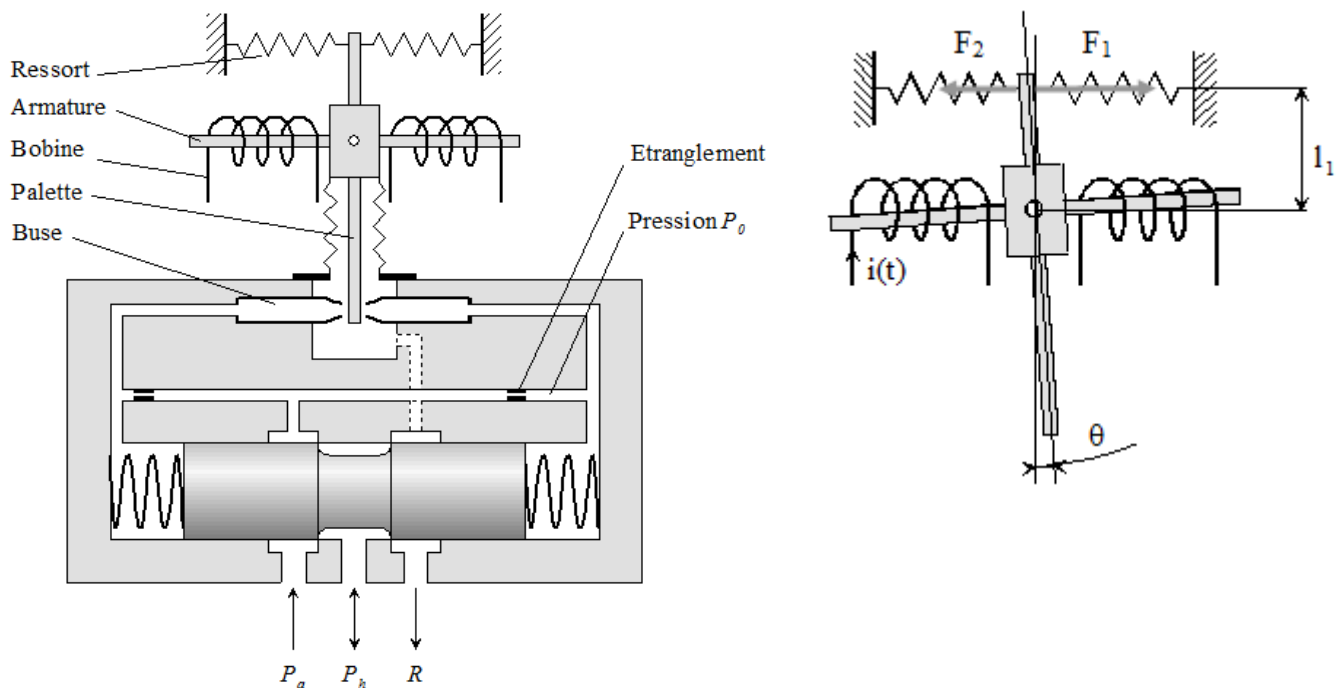
Dans cette seconde partie, on souhaite définir un modèle pour l'asservissement en décélération. Pour cela, on propose de déterminer une fonction de transfert pour tous les constituants.

Modélisation de la servovalve

Une servovalve électrohydraulique est un appareil qui convertit une grandeur électrique (courant ou tension) en une grandeur hydraulique proportionnelle (débit ou pression).

La servovalve la plus utilisée est la servovalve en débit ou pression à 2 étages. Elle est constituée de trois éléments :

- un actionneur de type moteur électrique ;
- un amplificateur hydraulique constitué d'un mécanisme buse-palette ;
- un tiroir de distribution.



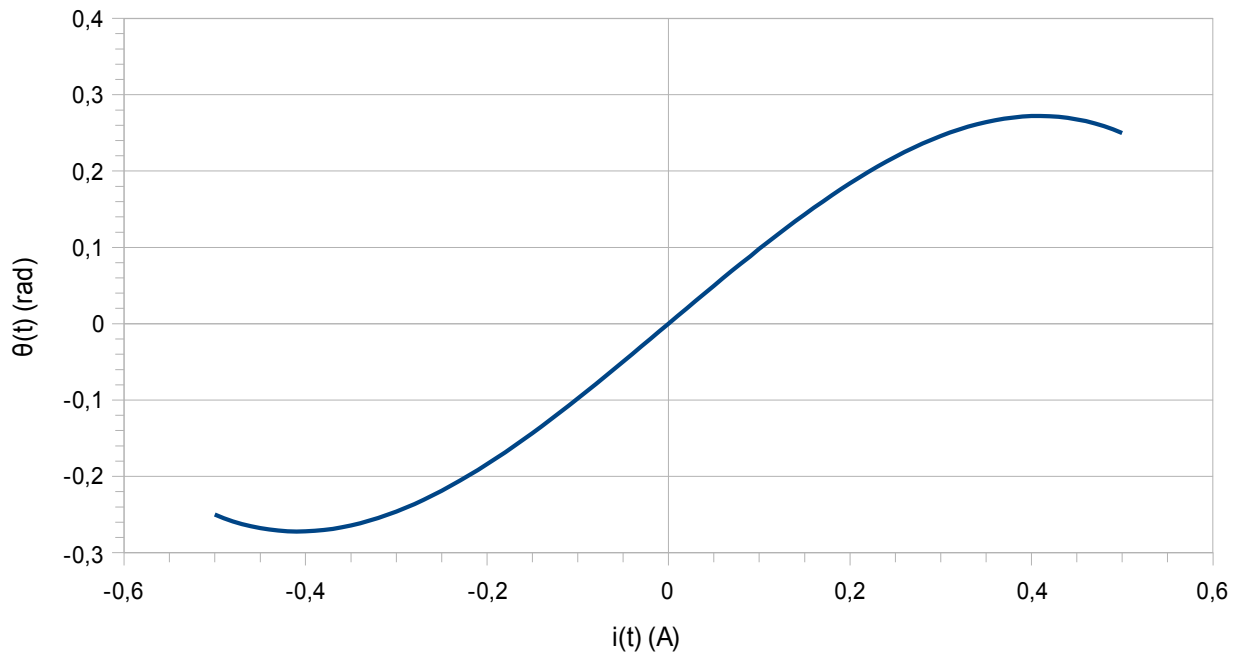
L'armature du moteur à courant continu se prolonge dans l'entrefer d'un circuit magnétique. Le passage d'un courant continu dans les deux bobines situées de part et d'autre de l'armature provoque le basculement de cette dernière d'un angle θ .

L'armature est solidaire d'une palette plongeant dans l'amplificateur hydraulique et dont l'extrémité est située entre deux buses. Le mouvement de rotation de l'ensemble armature-palette vient étrangler le débit fluide traversant l'une ou l'autre des buses. La pression différentielle ainsi créée se répercute aux deux extrémités du tiroir du distributeur et provoque son déplacement.

Ce tiroir possède trois orifices de contrôle, P_a (Alimentation), P_h (Utilisation), R (Retour à la bêche). La pression P_h est proportionnelle au déplacement du tiroir compté à partir de la position zéro (position du milieu).

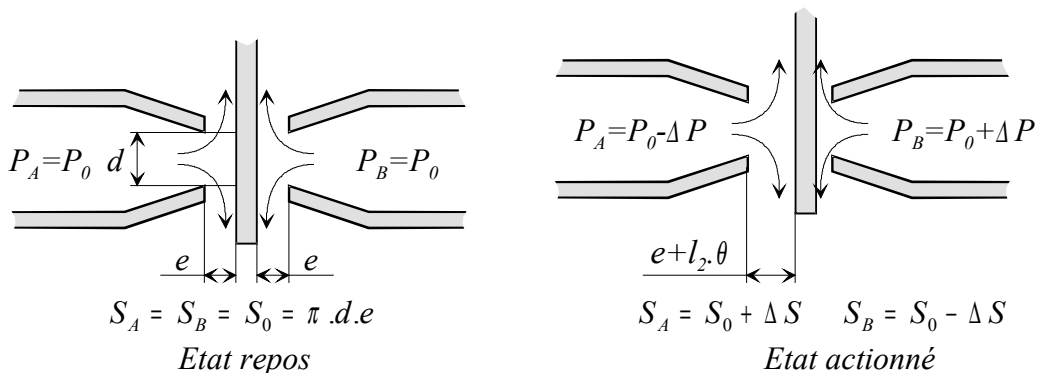
A titre indicatif, le diamètre d des buses est de l'ordre de quelques dixièmes de millimètres et l'écart e entre la buse et la palette de l'ordre de quelques centièmes de millimètres.

On donne ci-dessous la caractéristique reliant l'intensité $i(t)$ du moteur à l'angle $\theta(t)$ dont bascule l'armature.



Question 3 : Que peut-on dire de cette caractéristique sur tout le domaine de variation de $i(t)$? Sachant que θ est très petit (varie autour de 0), on utilise la relation suivante $\theta(t) = K_1 i(t)$. Déterminer la valeur de K_1 à partir de la courbe.

On admet que, pour le système buse-palette, la rotation d'angle θ de la palette se traduit par un accroissement ou diminution de la distance buse-palette. Les sections de fuite sont alors augmentées ou diminuées, ce qui entraîne une augmentation ou diminution des pressions P_A et P_B proportionnelle à ΔS



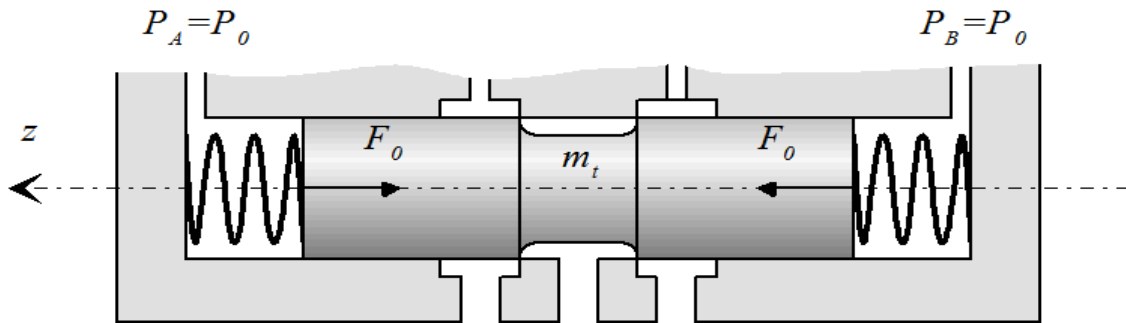
On peut alors définir les relations suivantes :

$$\Delta S = K_2 \theta$$

$$\Delta P = K_3 \Delta S$$

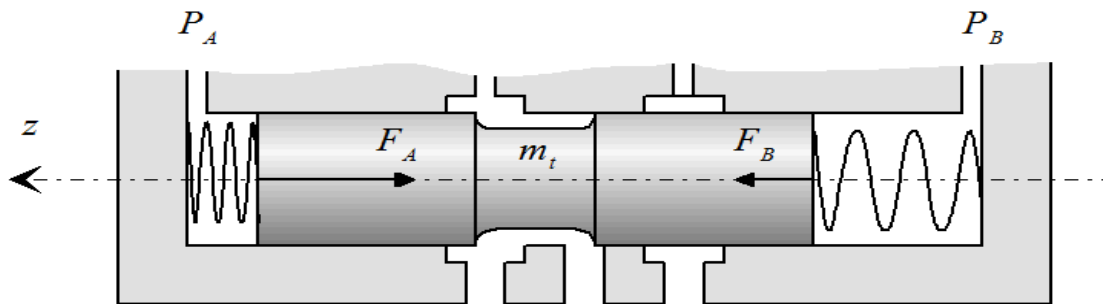
Cette pression différentielle permet de mettre en mouvement le tiroir de la servovalve.

En situation repos, lorsque $P_A = P_B = P_0$, le tiroir est en position milieu, $z = 0$ (cf figure ci-dessous).



Tiroir en position repos

En position travail, la pression différentielle se répercute aux extrémités du tiroir et provoque son déplacement.



Tiroir en position travail

On utilise les notations suivantes :

- m_t : masse du tiroir ;
- S_t : section du tiroir à ses extrémités ;
- F_A et F_B : efforts exercés par les deux ressorts de coefficient de raideur k_t montés de part et d'autre du tiroir du distributeur ;
- c_t : coefficient de frottement visqueux entre tiroir et cylindre.

Le principe fondamental de la dynamique appliqué au tiroir donne la relation suivante :

$$m_t \frac{d^2 z(t)}{dt^2} = -2k_t z(t) + 2S_t \Delta P(t) - c_t \frac{dz(t)}{dt}$$

Question 4 : Calculer la fonction de transfert $H_t(p) = \frac{Z(p)}{\Delta P(p)}$ où $Z(p)$ et $\Delta P(p)$ sont les transformées de Laplace de $z(t)$ et $\Delta P(t)$ en précisant l'hypothèse retenue

Question 5 : Mettre cette fonction de transfert sous forme canonique et donner son ordre.

On admet pour finir que la pression d'utilisation $P_h(t)$ du fluide est proportionnelle au déplacement $z(t)$ du tiroir : $P_h(t) = K_4 z(t)$

Question 6 : A partir de toutes les informations précédentes (modélisation armature, buse/palette, tiroir...), compléter le schéma-bloc de la servovalve donné dans le document réponse, en précisant les fonctions de transfert de chaque bloc (utiliser les notations algébriques).

Question 7 : En déduire la fonction de transfert $S_v(p) = \frac{P_h(p)}{I(p)}$ de la servovalve

Question 8 : Montrer qu'elle peut se mettre sous la forme d'un système du second ordre :

$$S_v(p) = \frac{P_h(p)}{I(p)} = \frac{K_{sv}}{1 + 2\frac{\xi}{\omega_0}p + \frac{p^2}{\omega_0^2}}$$

où on donnera les expressions littérales de K_{sv} , ξ et ω_0

On souhaite que la réponse à une entrée $i(t)$ de type échelon de valeur i_0 soit la plus rapide possible **sans toutefois produire de dépassement**.

Question 9 : A quelle valeur de ξ correspond cette spécification ?

Question 10 : Démontrer que cette condition ne peut être satisfaite que si $k_t = \frac{c_t^2}{8m_t}$

Question 11 : Montrer alors que la fonction de transfert de la servovalve peut se mettre sous la forme :

$$S_v(p) = \frac{P_h(p)}{I(p)} = \frac{K_{sv}}{(1 + T_{sv}p)^2}$$

on donnera l'expression littérale de T_{sv}

Question 12 : Déterminer la réponse indicielle $P_h(t)$ pour une entrée échelon de valeur $i(t) = i_0 u(t)$

Aide : On rappelle que $\mathcal{L}(t \exp(-at)u(t)) = \frac{1}{(p+a)^2}$

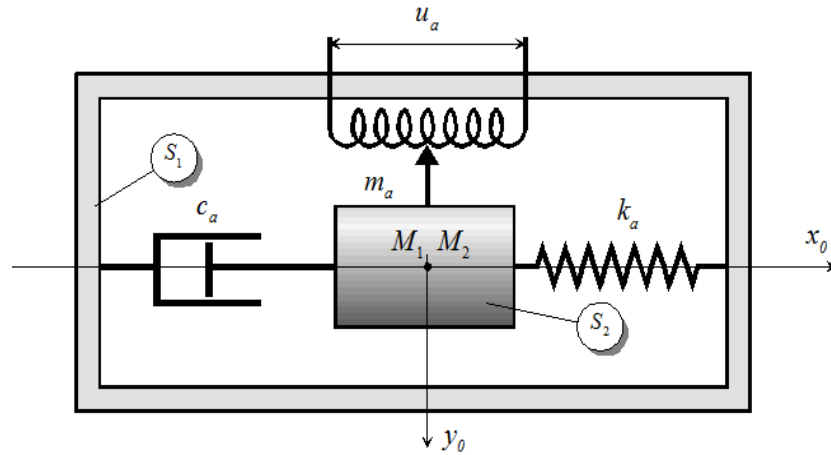
Modélisation de l'accéléromètre

La centrale inertielle contient des accéléromètres qui permettent de mesurer les accélérations suivant les trois directions x_a, y_a, z_a d'un repère lié à l'avion.

L'accéléromètre renvoie au BSCU un signal électrique $u_a(t)$ image de l'accélération $a(t)$ suivant la direction x_a . La tension $u_a(t)$ est convertie en grandeur numérique a_m par un convertisseur analogique-numérique et rangée dans la mémoire du BSCU.

Principe de l'accéléromètre : un accéléromètre (voir figure ci-dessous) est constitué de deux solides S_1 et S_2 :

- S_1 , le corps, est lié à l'avion,
- S_2 est lié à S_1 par l'intermédiaire d'un ressort de raideur k_a et d'un frottement visqueux de valeur c_a .



Accéléromètre en position repos

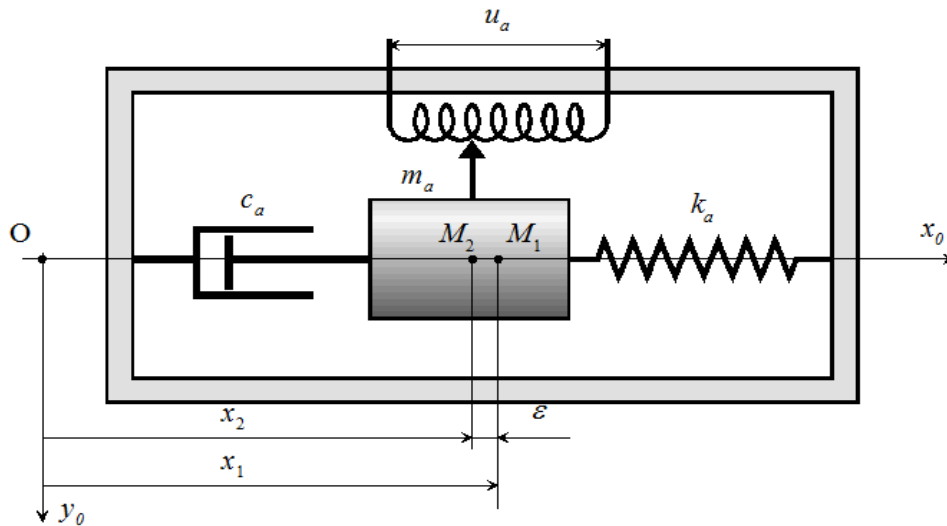
On considère (voir figure ci-dessus) deux points M_1 et M_2 appartenant respectivement à S_1 et S_2 . On note $x_1(t)$ et $x_2(t)$ leurs coordonnées dans un repère $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$.

On considère nulles les conditions initiales. En particulier, à l'état repos, M_1 et M_2 sont confondus.

Quand S_1 est animé d'un mouvement de translation suivant x_0 , on note :

$$\varepsilon(t) = x_1(t) - x_2(t) \quad (1)$$

$$a(t) = \frac{d^2 x_1(t)}{dt^2} \quad (\text{accélération de } S_1) \quad (2)$$



Accéléromètre en action

D'autre part, par application du principe fondamental de la dynamique, on a :

$$m_a \frac{d^2 x_2(t)}{dt^2} = c_a \left(\frac{dx_1(t)}{dt} - \frac{dx_2(t)}{dt} \right) + k_a (x_1(t) - x_2(t)) \quad (3) \quad (\text{avec } m_a, c_a, k_a \text{ constantes})$$

Le solide S_2 est relié à un potentiomètre qui renvoie une tension u_a proportionnelle au déplacement ε du solide S_2 par rapport à S_1 . On note :

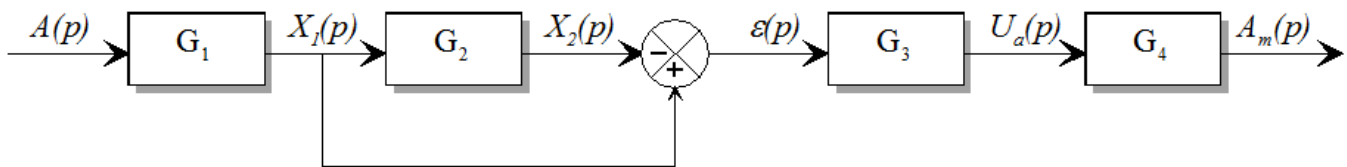
$$u_a(t) = K_p \varepsilon(t) \quad (4)$$

Finalement, le CAN (convertisseur analogique numérique) fournit la valeur a_m telle que :

$$a_m(t) = K_{CAN} \cdot u_a(t) \quad (5)$$

Question 13 : Déterminer les transformées de Laplace des expressions (1) à (5).

Question 14 : En déduire les transmittances G_i du schéma bloc ci-après.

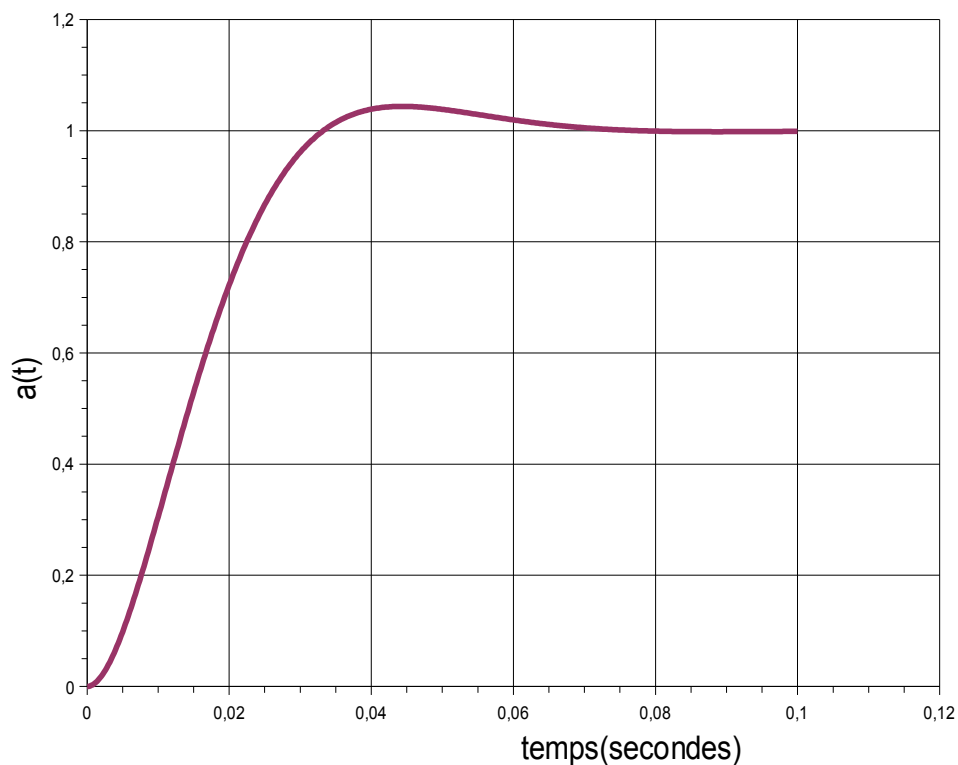


Question 15 : En déduire la fonction de transfert $\frac{A_m(p)}{A(p)}$ et montrer qu'elle peut se mettre sous la

forme
$$\frac{A_m(p)}{A(p)} = \frac{K_{acc}}{1 + 2\frac{\xi_a}{\omega_a}p + \frac{p^2}{\omega_a^2}}$$
. Donner les expressions de K_{acc} , ξ_a et ω_a

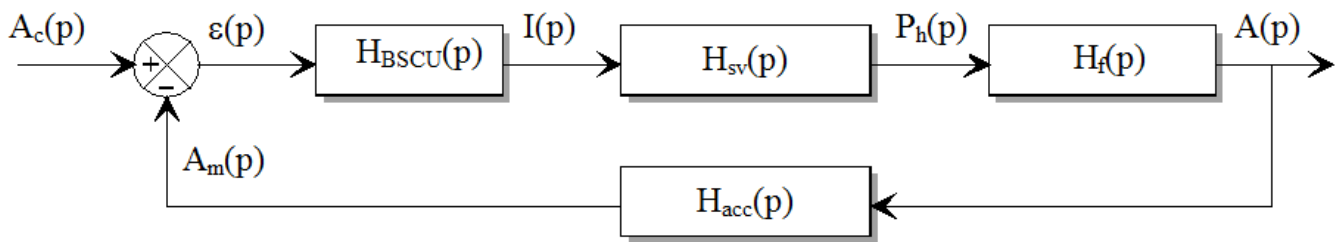
Question 16 : La figure ci-dessous donne la réponse indicielle (entrée unitaire) de l'accéléromètre.

Identifier les valeurs des constantes K_{acc} , ξ_a et ω_a (On pourra utiliser les abaques donnés en annexe).



Partie III - Etude de l'asservissement global

La boucle d'asservissement en décélération est donnée ci-après :



avec $H_{sv}(p) = \frac{K_{sv}}{(1 + T_{sv}p)^2}$, $H_{acc}(p) = \frac{K_{acc}}{1 + 2\frac{\xi_a}{\omega_a}p + \frac{p^2}{\omega_a^2}}$, $H_f(p) = K_f$, $H_{BSCU} = K_c$

Question 17 : Exprimer sous forme canonique la fonction de transfert en boucle ouverte. En déduire l'ordre, la classe et le gain de la FTBO(p).

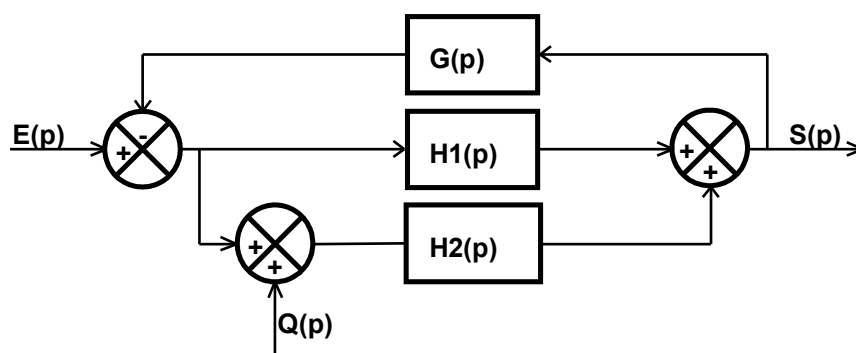
Question 18 : Exprimer l'écart $\varepsilon(p)$ en fonction de $a_c(p)$ et de la FTBO(p)

Question 19 : En déduire l'écart en régime permanent à une entrée de type échelon d'accélération $a_c(t) = a_c u(t)$. Que peut-on dire de la performance de précision pour ce correcteur ?

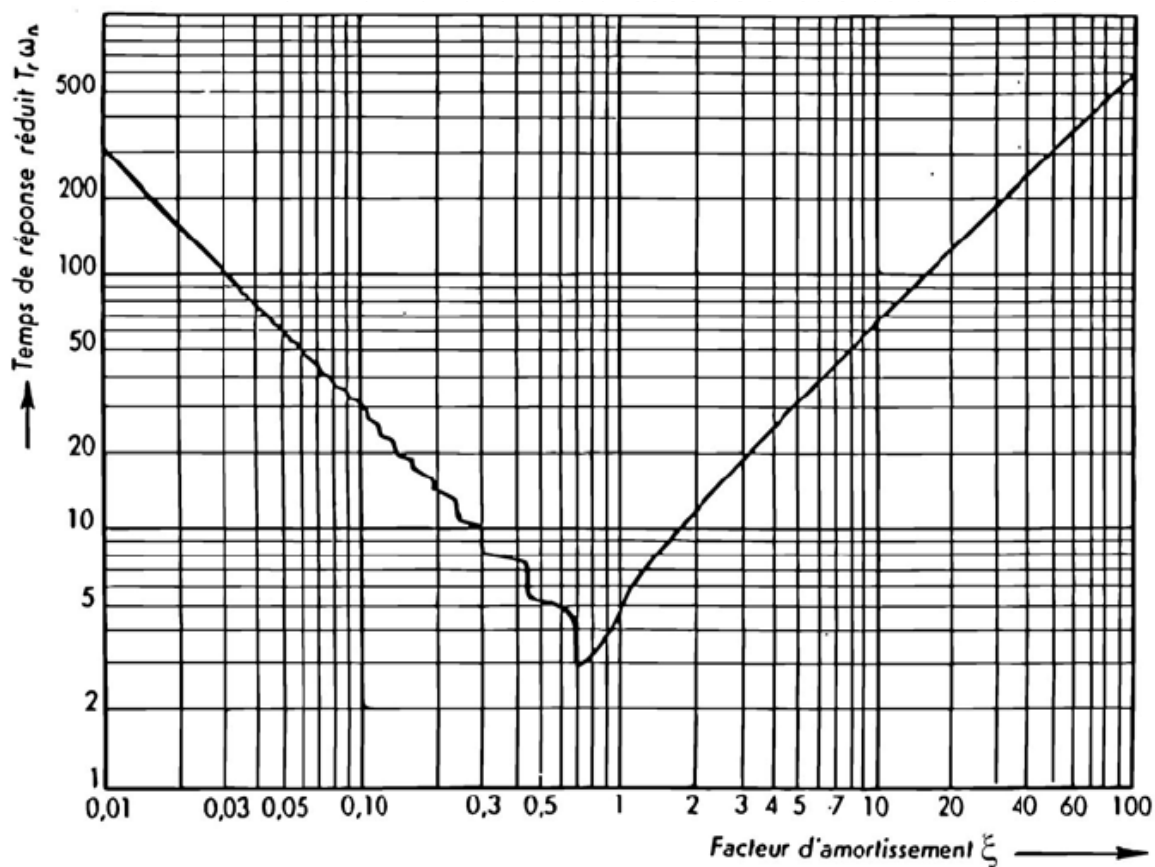
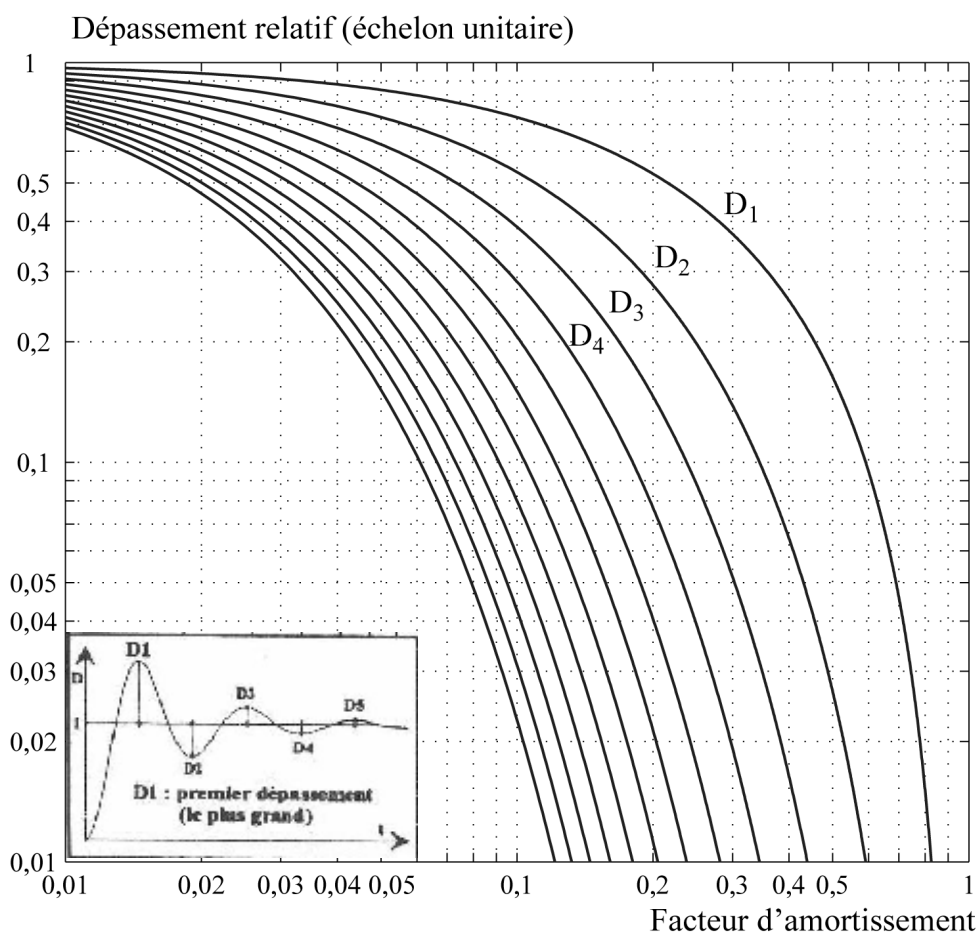
Question 20 : On utilise un correcteur (correcteur PI) plus évolué de fonction de transfert

$H_{BSCU} = K_i \frac{(1 + T_i p)}{p}$, déterminer à nouveau l'écart en régime permanent et conclure sur ce choix de correcteur.

Exercice supplémentaire



Question 21 : Réduire le schéma-bloc pour obtenir $S(p) = H(p)*E(p) + F(p)*Q(p)$ où l'on précisera l'expression de H(p) et F(p) (On peut omettre les (p) pour simplifier les notations).

Documents annexes

Documents réponses