

COMPOSITION DE SCIENCES DE L'INGENIEUR (DS5)

Evaluation des cycles 1 - 6

Support :

- Système de freinage d'avion Airbus A318



AUCUN DOCUMENT N'EST AUTORISE
INSTRUMENT DE CALCUL AUTORISE

Consignes :

Il est fortement conseillé de **lire la totalité du sujet** avant de démarrer votre travail.

Toutes les parties sont indépendantes.

L'utilisation du crayon papier est **interdite** sur la copie.

La rédaction des réponses sera **la plus concise possible** : on évitera de trop longs développements de calculs en ne laissant subsister que les articulations du raisonnement.

Chaque réponse ne pourra se limiter à une suite d'expressions mathématiques sans justification.

Vous encadrerez ou soulignerez obligatoirement les résultats.

Le non-respect de ces consignes entraînera des points de pénalisation.

Systeme de freinage d'avions

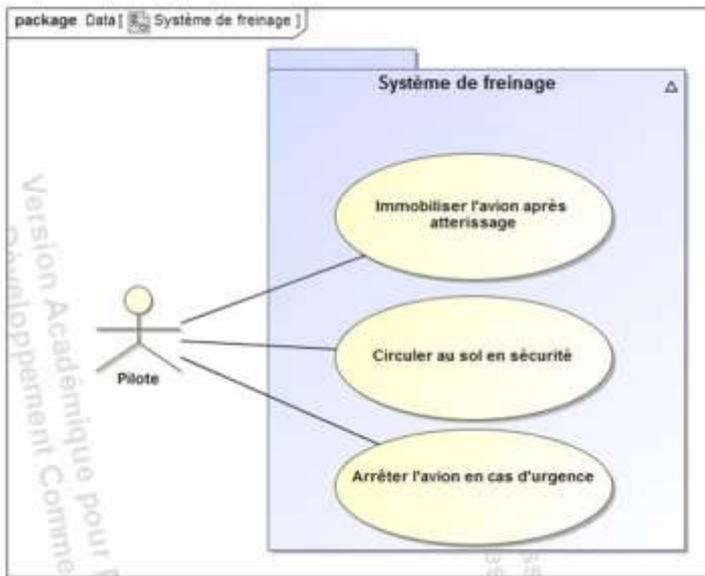
1 – Problématique et Cahier des Charges fonctionnelles (CdCf)

Le freinage est une des fonctions vitales d'un avion, au même titre que la propulsion ou la sustentation.

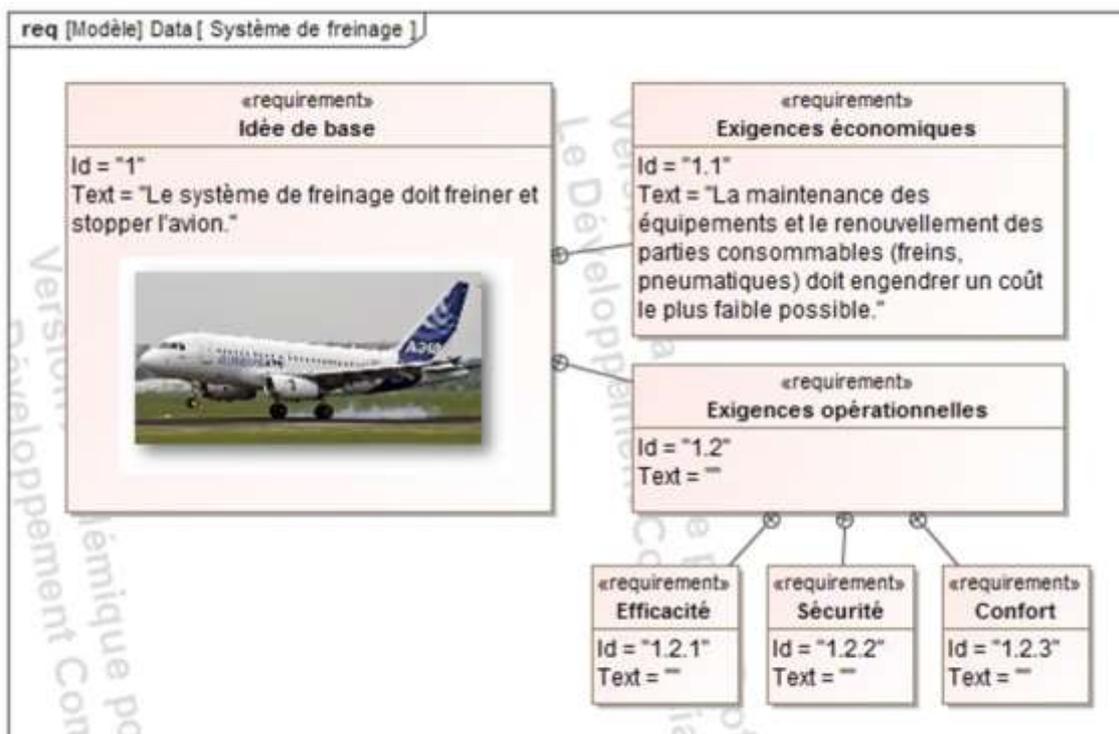
C'est grâce à lui que l'avion peut s'immobiliser après l'atterrissage, circuler au sol en toute sécurité mais également s'arrêter en cas d'urgence lors d'une interruption de décollage alors que l'avion est à pleine charge de carburant et lancé à la vitesse de décollage (même si le risque est de l'ordre 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 précise les cas d'utilisation possibles ci-contre pour ce système.



La fonction globale de freinage doit répondre à des exigences économiques et opérationnelles extrêmement élevées :

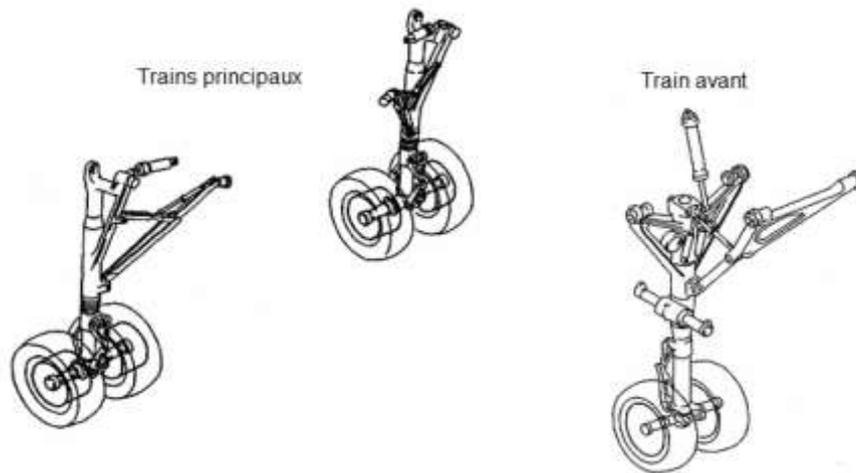


On peut retenir le cas de l'Airbus A318 (voir figure1), avion commercial de 120 places et de rayon d'action de 3240 km. La masse maximale au décollage est de 60.10^3 kg et la vitesse de décollage est estimée à 240 km/h. Pour les atterrisseurs, on distingue :

- 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 1 : Photographie de l'Airbus A318



2 - Commande automatique du 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 du système de freinage. 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 un dysfonctionnement de ce dernier ou si le contrôle anti-dérive (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 2**) : 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 (BrakePedalTransmitter Unit) situés sous les pédales émettent des signaux électriques vers le BSCU ou vers l'ABCU proportionnels à la course des 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 3**). 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

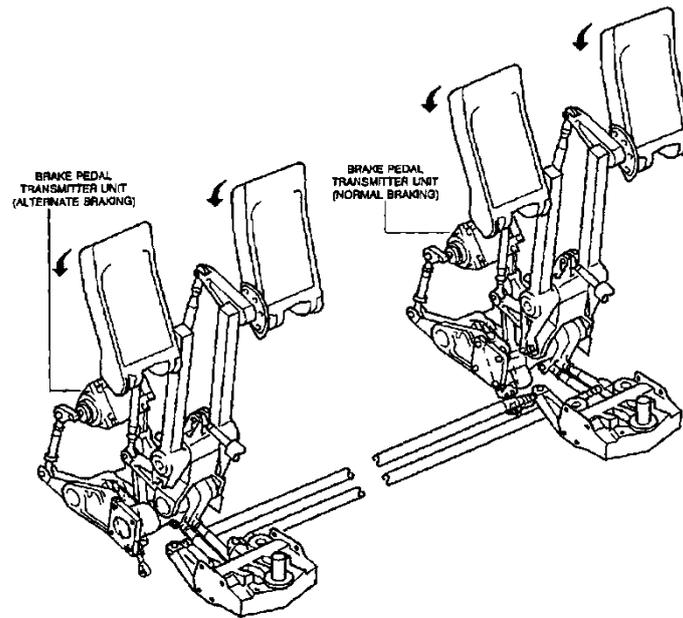
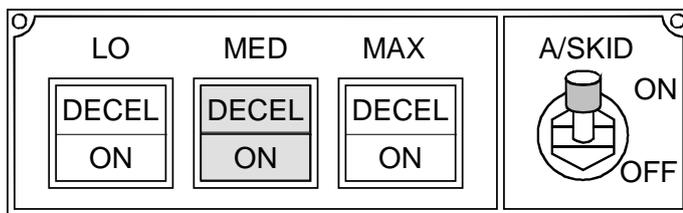


Figure 2 : Pédales de frein du cockpit



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 m.s^{-2} supérieure à la décélération maximale de l'avion.

Figure 3 : Pupitre de commande du cockpit

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 A

Modélisation par schéma-bloc fonctionnel du système retenu

On s'intéresse au mode de décélération automatique du mode normal, qui consiste à asservir en décélération le freinage de l'avion.

La consigne a_c de décélération est comparée à la mesure a_m de la décélération réelle notée a . Cette grandeur a est mesurée par un accéléromètre qui génère donc une image a_m de a .

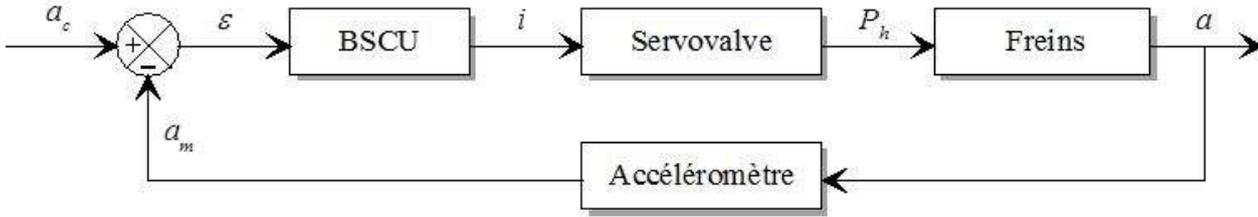
L'écart entre la consigne et la mesure est ensuite traité par le BSCU qui génère ainsi un courant de commande i .

Ce courant i vient agir sur une servovalve qui en sortie délivre une pression notée P_h .

La pression P_h vient donc générer la décélération a via le système de freinage.

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

Q1/ Compléter le schéma bloc fonctionnel du document réponse.



PARTIE B

Modélisation simplifiée de la Servo-valve

Remarque : toutes les représentations utiles à cette sous partie sont données en annexe 1.

Une servovalve électro-hydraulique est un appareil qui convertit une grandeur électrique (courant ou tension) en une grandeur hydraulique proportionnelle (débit ou pression). Elle est constituée d'un, deux ou trois étages suivant que le moteur couple électrique pilote directement l'organe de puissance hydraulique (buse-palette), ou qu'il y a un, deux ou trois étages d'amplification hydraulique intermédiaire.

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

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

L'armature du moteur-couple à courant continu se prolonge dans l'entrefer d'un circuit magnétique. Le passage d'un courant continu i 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 (réservoir)). 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 ϕ 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.

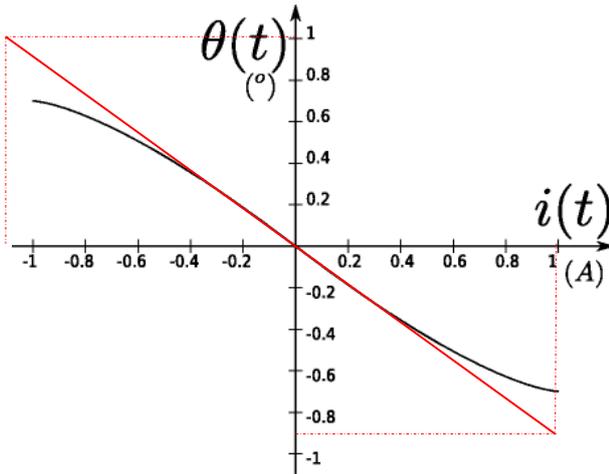
B – 1 Modèle simplifié du moteur couple (voir Figure 14 en annexe 1)

Le moteur couple est constituée de deux bobinages parcourus par l'intensité $i(t)$ (grandeur d'entrée de la servo-valve) et d'une armature basculant autour d'une articulation d'un angle $\theta(t)$. Une mesure sur le système a permis d'obtenir la courbe liant $i(t)$ et $\theta(t)$ (**document réponse Figure 19** en fin de sujet). Sachant que l'angle de rotation permis par les buses est petit, on adopte un modèle linéaire sous la forme $\theta(t) = K_1 \cdot i(t)$

Q2/ Proposer une valeur de K_1 à partir d'un tracé de linéarisation sur la courbe du document réponse Figure 19. Exprimer K_1 en rad/A.

Linéarisation autour du point de fonctionnement :
$$K_1 = \frac{1 - (-0,9)}{-1,2 - 1} \approx -0,86^\circ / A = -\frac{0,86\pi}{180} \text{ rad} / A$$

$$\rightarrow K_1 \approx -14,8 \cdot 10^{-3} \text{ rad} / A$$



B – 2 Modèle simplifié du levier (voir Figure 14)

On donne : $l_2 = 4.10^{-2} \text{ m}$ et $l_1 = 2,4.10^{-2} \text{ m}$

Q3/ La rotation $\theta(t)$ de l'armature conduit à un déplacement de la palette devant la buse $d(t)$. En écrivant une relation entre $\theta(t)$, $d(t)$ et l_2 , et en supposant que l'angle $\theta(t)$ reste petit et que le point O est fixe, **proposer** un modèle linéaire sous la forme $d(t) = K_2 \cdot \theta(t)$. **Précisez** la valeur numérique de K_2 .

$$\sin \theta(t) = \frac{d(t)}{l_2} \qquad \theta(t) \approx \frac{d(t)}{l_2}$$

Il vient aisément : Au premier ordre :

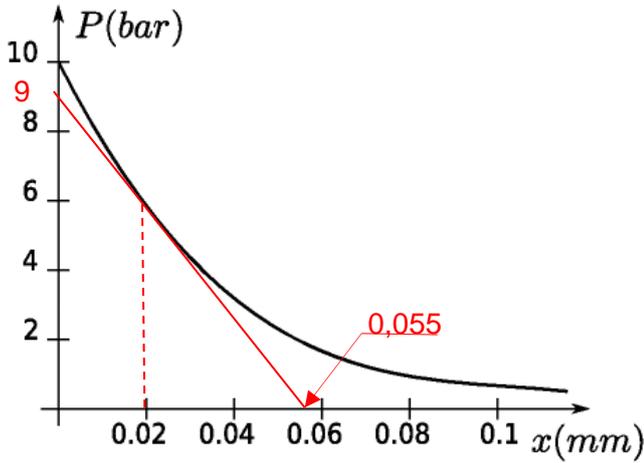
D'où : $K_2 = l_2 = 4.10^{-2} \text{ m}$

B – 3 Modèle simplifié du système buse-palette

A l'état de repos (**Figure 13** annexe 1), les sections de fuite entre la buse et la palette sont identiques, si bien que les pressions dans les deux buses A et B sont identiques. Dans cette situation, la distance entre les buses et la palette vaut e.

La rotation d'angle $\theta(t)$ de la palette se traduit par un déplacement $d(t)$ de la palette (**Figure 15** et **Figure 16** annexe 1). Ce déplacement diminue la section de fuite d'un côté et l'augmente de l'autre, si bien que les pressions P_A et P_B dans les buses A et B deviennent différentes (**Figure 18**). Des essais sur une buse seule (**Figure 17**) ont permis de mesurer la pression P dans la buse en fonction de la distance de la palette à la buse x. Le résultat est donné sur le document réponse **Figure 20** en fin de sujet.

Q4/ Sachant que e est de 0.02 mm, **proposer** une relation linéaire entre x et P à partir de la courbe, sous la forme $P = K_{buse} \cdot x + P_0$ en effectuant les tracés nécessaires sur le document réponse **Figure 20**. **Précisez** la valeur numérique de K_{buse} .



Il vient : $P_0 \approx 9 \text{ bar}$ $K_{buse} \approx \frac{-9}{0,055} \approx -163 \text{ bar/mm}$

La relation étant affine et pour travailler sur un modèle linéaire, on se place autour d'un point de fonctionnement et on travaille alors en variation autour de ce point.

Q5/ En **déduire** une relation linéaire entre le déplacement d de la palette et la différence de pression $\Delta P = P_B - P_A$ sous la forme : $\Delta P = K_3 \cdot d$.
Exprimer K_3 en Pa/m (on rappelle que 1 bar vaut 10^5 Pascal).

Posons donc : $P_A = K_{buse} x_A + P_0 = K_{buse} (e + d) + P_0$ $P_B = K_{buse} x_B + P_0 = K_{buse} (e - d) + P_0$

D'où : $\Delta P = -2K_{buse} d = K_3 d$ Soit : $K_3 = 3,26 \cdot 10^{10} \text{ Pa/m}$

B – 4 Modèle simplifié du tiroir du distributeur

En situation repos, lorsque $P_A = P_B = P_0$, le tiroir est en position milieu, $z = 0$.

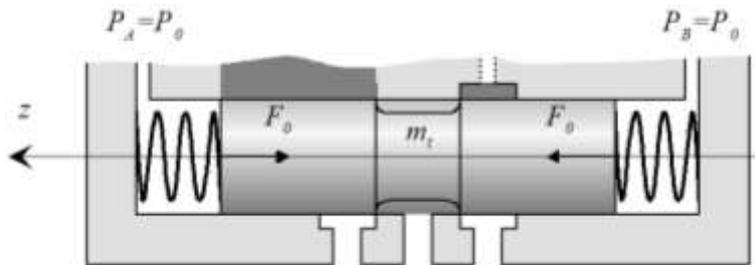


Figure 4 : Tiroir en position repos

En position travail, la pression différentielle $\Delta P = P_B - P_A$ se répercute aux extrémités du tiroir et provoque son déplacement (**Figure 5**).

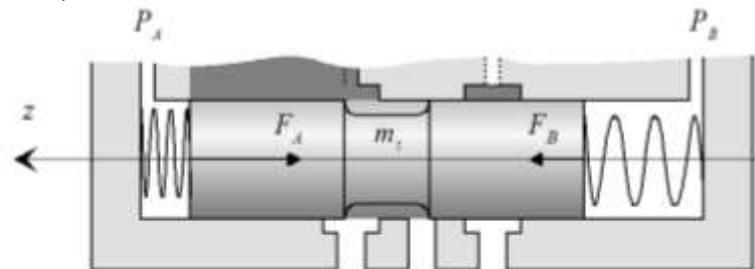


Figure 5 : Tiroir en position travail

On utilise les notations suivantes :

- $m_t = 0,15 \text{ kg}$: masse du tiroir ;

- $\frac{d^2z}{dt^2}$: l'accélération du tiroir ;
- $S_t = 3cm^2$: section du tiroir à ses extrémités ;
- $F_A = F_0 + k_t \cdot z$ et $F_B = F_0 - k_t \cdot z$: efforts exercés par les deux ressorts de coefficient de raideur $k_t = 10^5 N/m$ montés de part et d'autre du tiroir du distributeur ;
- $F_V = -c_t \cdot \frac{dz}{dt}$: force de frottement entre le tiroir et le cylindre, où c_t est le coefficient de frottement visqueux
- On rappelle que la force F exercée par un fluide, à la pression p , sur une surface S vaut $F = p \cdot S$, où F est en Newton N , p en Pascal (Pa), ($1bar = 10^5 Pa$) et S en m^2 .

On verra que le principe fondamental de la dynamique appliqué au tiroir du distributeur permet de trouver

une équation différentielle liant $z(t)$ et $\Delta P(t)$: $m_t \frac{d^2z}{dt^2} + c_t \frac{dz}{dt} + 2k_t z = S_t \Delta P$

Q6/ Traduire cette équation dans le domaine de Laplace et en déduire la forme canonique de la fonction de transfert $\frac{Z(p)}{\Delta P(p)}$.

$$m_t p^2 Z(p) + c_t p Z(p) + 2k_t Z(p) = S_t \Delta P(p) \Leftrightarrow \frac{Z(p)}{\Delta P(p)} = \frac{S_t}{m_t p^2 + c_t p + 2k_t} \Leftrightarrow \frac{Z(p)}{\Delta P(p)} = \frac{\frac{S_t}{2k_t}}{1 + \frac{c_t}{2k_t} p + \frac{m_t}{2k_t} p^2}$$

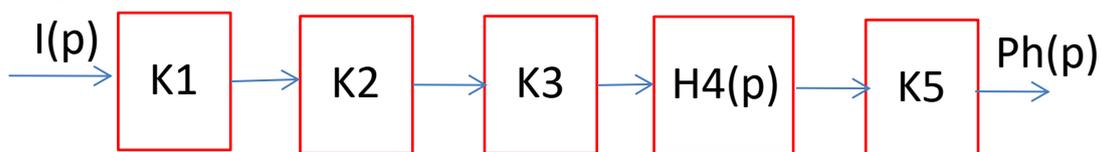
B - 5 Modèle équivalent de la servovalve

On rappelle les fonctions de transfert obtenues précédemment :

$$K_1 = \frac{\theta(p)}{I(p)} \quad K_2 = \frac{d(p)}{\theta(p)} \quad K_3 = \frac{\Delta P(p)}{d(p)} \quad H_4(p) = \frac{Z(p)}{\Delta P(p)}$$

On admet enfin que la pression d'utilisation $P_h(t)$ du fluide est proportionnelle au déplacement $z(t)$ du tiroir : $P_h(t) = K_5 \cdot z(t)$

Q7/ Proposer le schéma bloc de la servovalve (grandeur d'entrée $I(p)$ et grandeur de sortie $P_h(p)$).



Q8/ En déduire la fonction de transfert $H_{sv}(p) = \frac{P_h(p)}{I(p)}$ et **montrer** qu'elle peut se mettre sous la forme d'un système du second ordre. **Donner** les expressions littérales de K_{sv}, ξ, ω_0

Il vient aisément : $H_{sv}(p) = \frac{S_t K_1 K_2 K_3 K_5}{2k_t} \square \frac{K_{sv}}{1 + \frac{2\xi}{\omega_0} p + \frac{1}{\omega_0^2} p^2}$

D'où : $K_{sv} = \frac{S_t K_1 K_2 K_3 K_5}{2k_t}$ $\omega_0 = \sqrt{\frac{2k_t}{m_t}}$ $\xi = \frac{c_t}{2\sqrt{2k_t m_t}}$

Q9/ En utilisant la Figure 21, **donner** la valeur de l'amortissement ξ afin que la réponse à une entrée de type échelon $i(t) = i_0 \cdot u(t)$ soit la plus rapide possible au sens du temps de réponse à 5% sans toutefois **produire de dépassement**. En **déduire** une condition sur k_t en fonction de c_t et m_t .

Pour que le temps de réponse soit minimal sans dépassement, il faut $\xi = 1$

Soit : $1 = \frac{c_t}{2\sqrt{2k_t m_t}} \Leftrightarrow k_t = \frac{c_t^2}{8m_t}$

Q10/ Que vaut alors la rapidité du système ? Que pensez-vous de cette valeur au regard de l'application ?

$$tr_{5\%} \cdot \omega_0 \approx 5 \Leftrightarrow tr_{5\%} \approx \frac{5}{\sqrt{\frac{2 \cdot c_t^2}{8m_t}}} \Leftrightarrow tr_{5\%} \approx \frac{10m_t}{c_t}$$

PARTIE C

Modélisation simplifiée 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 (CAN) et rangée dans la mémoire du BSCU.

C - 1 Modèle de connaissance de l'accéléromètre

Un accéléromètre (voir

Figure 6) 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 .

On considère (voir **Figure 7**) 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 galiléen $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$.

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

$$x_1(0) = x_2(0) = 0.$$

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

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

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

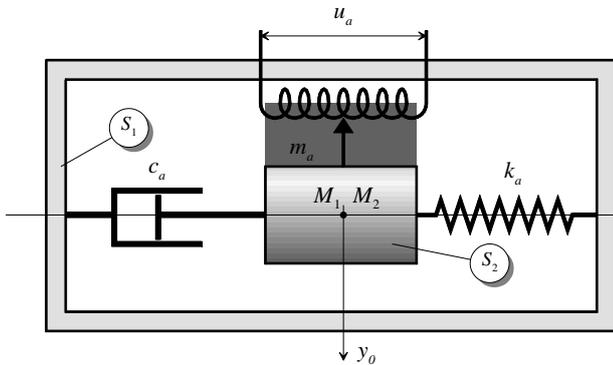


Figure 6 : Accéléromètre en position repos

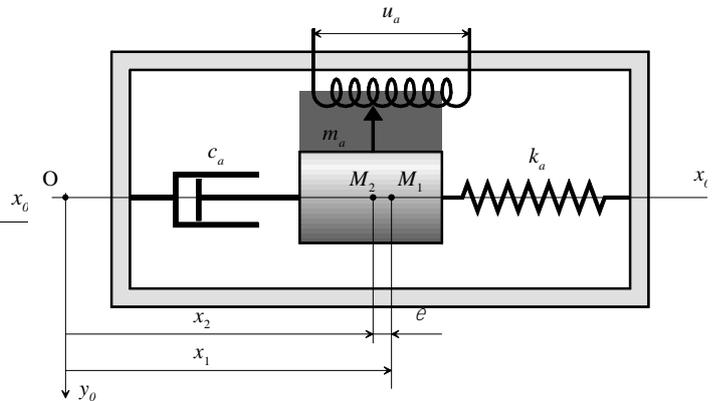


Figure 7 : Accéléromètre soumis à une accélération

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

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

Le solide S₂ est relié à un potentiomètre qui renvoie une tension u_a proportionnelle au déplacement ε du solide S₂. On note :

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

Finalement, le CAN fournit la valeur a_m telle que :

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

Q11/ Donner un exemple de système du laboratoire où il y a un capteur permettant de mesurer un déplacement (linéaire ou angulaire) via un potentiomètre.

Bras maxpid, ou Azimut de l'Astrolab

Q12/ Déterminer les transformées de Laplace des expressions (1) à (5). En **déduire** les transmittances G_i du schéma bloc

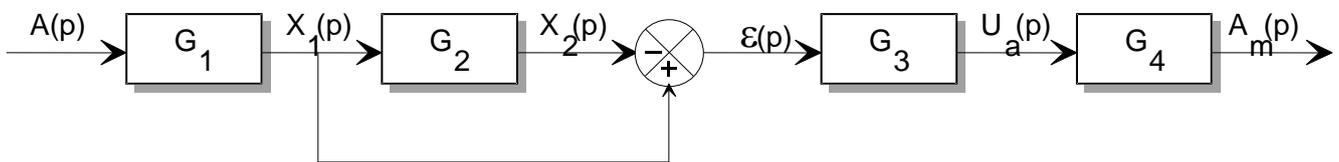


Figure 8. Peut-on alors parler de système asservi ?

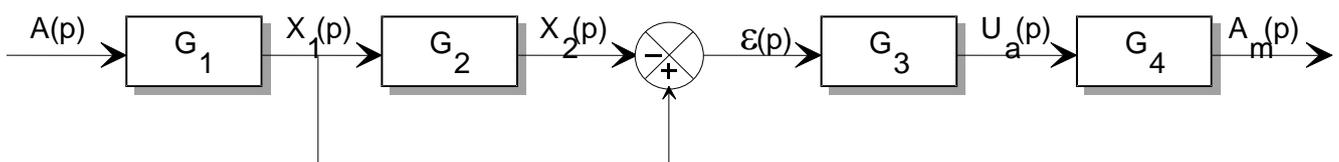


Figure 8 : Schéma bloc de l'accéléromètre

$$G_1 = \frac{1}{p^2} \quad G_3 = K_p \quad G_4 = K_{CAN} \quad G_2 = \frac{c_a \cdot p + k_a}{m_a \cdot p^2 + c_a \cdot p + k_a}$$

On ne peut pas parler de système asservi car il n'y a ni grandeur de consigne, ni écart via la mesure d'un capteur, ni correcteur.

Q13/ En **déduire** la fonction de transfert $\frac{A_m(p)}{A(p)}$ et **montrer** qu'elle peut se mettre sous la forme d'un système du second ordre. **Donner** les expressions littérales de $K_{acc}, \xi_{acc}, \omega_{acc}$

Il vient aisément : $\frac{A_m(p)}{A(p)} = G_1 \cdot G_3 \cdot G_4 \cdot (1 - G_2)$ Soit : $\frac{A_m(p)}{A(p)} = \frac{m_a \cdot K_p \cdot K_{CAN}}{k_a} \frac{1}{1 + \frac{c_a}{k_a} p + \frac{m_a}{k_a} p^2}$

Expressions des coefficients caractéristiques :

$$K_{acc} = \frac{m_a \cdot K_p \cdot K_{CAN}}{k_a} \quad \omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}} \quad \xi_a = \frac{c_a}{2\sqrt{k_a \cdot m_a}}$$

PARTIE D

Prévision des performances statiques du système de freinage

D – 1 Etude statique de l'avion

On considère l'avion à l'arrêt sur la piste (voir **Figure 9** : Avion à l'arrêt). Soit le repère supposé

galiléen $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ où \vec{y} est la verticale ascendante du lieu. Le problème est supposé plan dans le plan (\vec{x}, \vec{y}) .

On note :

- G : le centre de gravité de l'avion avec $\vec{AG} = a\vec{x} + h\vec{y}$.

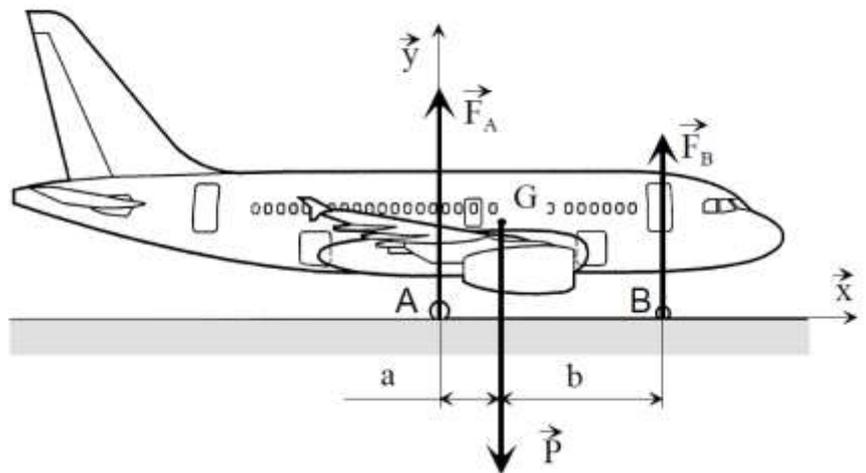


Figure 9 : Avion à l'arrêt

- \vec{F}_A : l'action mécanique globale au niveau des trains principaux avec $\|\vec{F}_A\| = F_A$.
- \vec{F}_B : l'action mécanique au niveau du train avant avec $\|\vec{F}_B\| = F_B$
- \vec{P} : le poids de l'avion avec $\|\vec{P}\| = P = M \cdot g$

Q14/ Déterminer, par application du principe fondamental de la statique en A, les expressions littérales des actions mécaniques F_A et F_B en fonction de P , a et b .

Pour l'application numérique, on donne :

- masse de l'avion $M = 60.103\text{kg}$ et $g = 10\text{ms}^{-2}$
- $a = 2\text{ m}$, $b = 8\text{ m}$, $h = 4\text{ m}$.

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} \Leftrightarrow F_A + F_B - P = 0$$

$$\sum \vec{M}_O = \vec{0} \Leftrightarrow -aP + (a+b)F_B = 0$$

$$\text{D'où } F_B = \frac{aP}{(a+b)} \text{ et } F_A = \frac{bP}{(a+b)}$$

Q15/ Calculer F_A et F_B .

$$F_B = 2 * 601030 / 10 = 120206\text{ N et } F_A = 8 * 601030 / 10 = 480824\text{ N}$$

On considère l'avion sur la piste, les réacteurs en marche, les freins du train principal arrière bloqués (voir **Figure 22** du document réponse.)

On note :

- \vec{R} : la poussée des réacteurs avec $\vec{R} = R \cdot \vec{x}$.
- $h' = 2\text{ m}$: la hauteur des réacteurs par rapport au sol.
- $f = \tan\varphi = 1,5$: le coefficient d'adhérence pneu-piste (φ angle d'adhérence).
- $D = 1\text{ m}$: le diamètre des roues des trains principaux.
- $\vec{F}_A = T_A \vec{x} + N_A \vec{y}$

On se place à la limite du glissement de l'avion sur la piste (c'est-à-dire quand $T_A/N_A = \tan\varphi$).

Q16/ Mettre en place sur la Figure 22 du document réponse l'action mécanique \vec{F}_A ainsi que ses composantes normale N_A et tangentielle T_A .

Cf DR2

Q17/ Déterminer, par application du principe fondamental de la statique en A, les expressions littérales de $N_A = \|\vec{N}_A\|$, $T_A = \|\vec{T}_A\|$, $F_B = \|\vec{F}_B\|$ et $R = \|\vec{R}\|$ en fonction de a , b , h' , f et P .

Calculer numériquement N_A , T_A , F_B et R .

$$T_A = R ; N_A + F_B = P ; aP + h'R = (a+b) F_B ; T_A = N_A \tan\varphi$$

Ce qui donne le système suivant : $AX=B$ avec

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & h' & -(a+b) \\ 1 & -\tan\varphi & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad X = \begin{bmatrix} T_A \\ N_A \\ R \\ F_B \end{bmatrix} \quad \text{et } B = \begin{bmatrix} 0 \\ P \\ -aP \\ 0 \end{bmatrix}$$

Donc après résolution : $X=A^{-1}B$

Posons : $C = a + b + h' \tan\varphi$

$$F_B = P (a + h' \tan\varphi) / C ; N_A = P b / C ; T_A = R = P b \tan\varphi / C ;$$

$$AN : C = a + b + h' \tan\varphi = 13\text{m} ; F_B = 601030 \times (2 + 2 \times 1,5) / 13 \approx 231165\text{ N} ;$$

$$N_A = 601030 \times 8 / 13 \approx 369865\text{ N} ; T_A = R = 601030 \times 8 \times 1,5 / 13 \approx 554797\text{ N}$$

On considère que l'action mécanique F_A est équitablement répartie sur les quatre roues des trains principaux arrière et que chaque roue est soumise à une composante tangentielle égale à

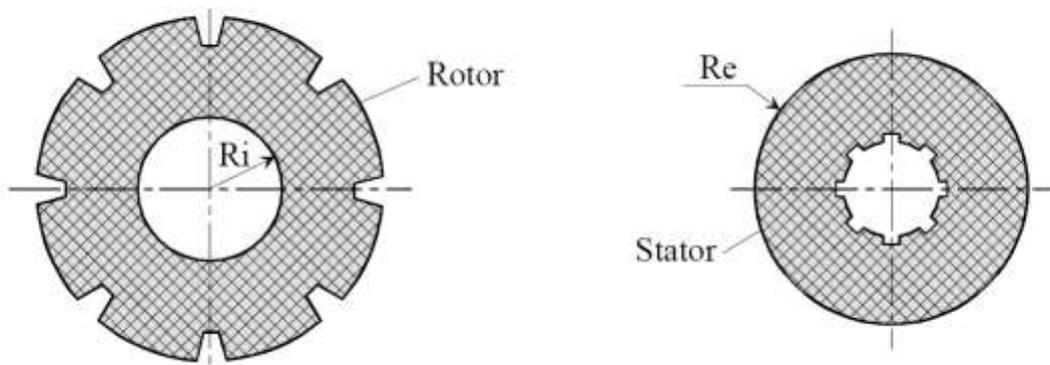
$$T = \frac{T_A}{4} = 90000\text{ N}$$

Q18/ En **déduire** la valeur du « couple minimal de freinage » que doivent exercer les freins pour bloquer les roues.

$$C = T \cdot r \text{ avec } r = 0,5 \text{ m le rayon de la roue d'où } C = 45000 \text{ Nm}$$

D – 2 Structure du système de freinage

Les disques de frein sont empilés les uns sur les autres, constituant ce qu'on appelle un "puits de chaleur" en raison de la température qu'ils peuvent atteindre (jusqu'à 3 000°C pour un avion freiné à pleine vitesse.) La moitié de ces disques est solidaire de la roue (ou jante) et tourne avec elle, ce sont les rotors ; l'autre moitié est solidaire de l'avion par l'intermédiaire de l'essieu et ne tourne pas, ce sont les stators. Ils sont montés en alternance. Ce sont ainsi les frottements des disques les uns sur les autres qui assurent le freinage.



Les disques de friction sont en carbone pour des raisons de température de fonctionnement et de légèreté. Le premier disque sur lequel agissent les pistons à l'origine de l'effort presseur est un stator solidaire de l'essieu. La figure ci-après montre deux solutions de montage pour le dernier disque :

- **Solution 1** : le dernier disque est monté sur l'essieu, c'est donc un stator ;
- **Solution 2** : le dernier disque est monté sur la jante, c'est donc un rotor.

Q19/ On souhaite que l'effort axial (suivant x) résultant de la mise en pression des pistons n'agisse pas sur les roulements coniques. Parmi les deux solutions proposées (**Figure 10**), **donner** celle qui permet de satisfaire cette condition ? **Justifier** votre réponse.

C'est la solution 1 car elle ne transmet pas d'effort axial sur les paliers des roulements grâce à la liaison glissière qu'il y a entre les disques du rotor et le moyeu de la roue

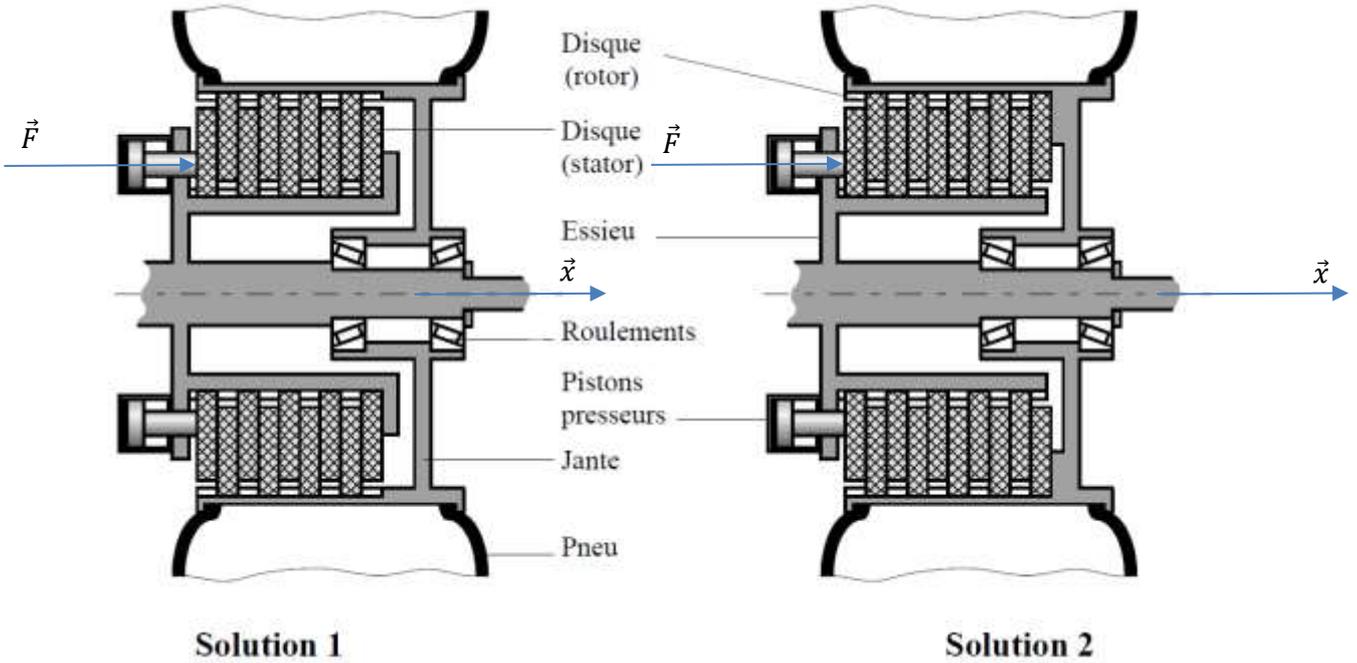


Figure 10 : Montage des disques de freins

D – 3 Solution technologique utilisée

Par mesure de sécurité, le dispositif de freinage est dédoublé sur chaque roue. Ainsi, $2 \times N_p$ pistons sont montés sur chaque essieu (voir Figure 11) mais seulement N_p agissent simultanément sur les disques de frein, les N_p autres n'étant utilisés qu'en cas de défaillance du système de freinage principal.

On note :

- P_h : pression hydraulique d'alimentation des pistons, la pression locale qui s'exerce sur la surface des pistons : $P_h = 5 \cdot 10^5$ Pa
- p : pression supposée uniforme entre les deux faces des disques en contact,
- $S_p = 3,14 \text{ cm}^2$: section d'un piston,
- $N_p = 14$: nombre de pistons actifs,
- $N_d = 5$: nombre de disques (stator + rotor) par roue,
- F : effort presseur délivré par l'ensemble des pistons activés,
- $R_i = 30 \text{ cm}$ et $R_e = 50 \text{ cm}$: respectivement les rayons intérieurs et extérieurs des parties actives des disques de friction,
- $f = 0,4$: coefficient de frottement de glissement entre les disques.

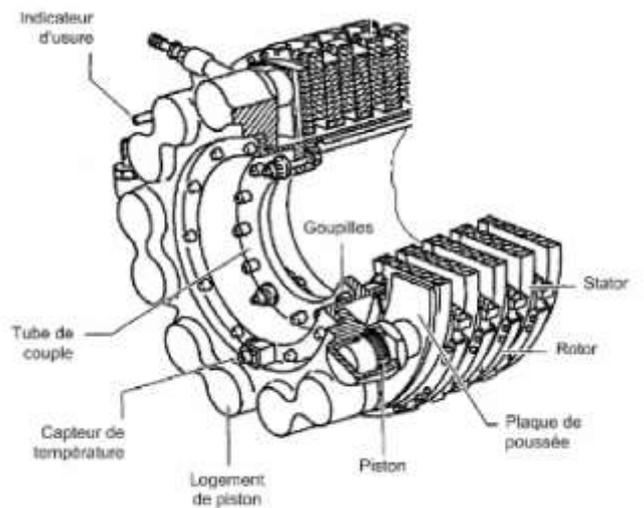


Figure 11 : Etrier de frein

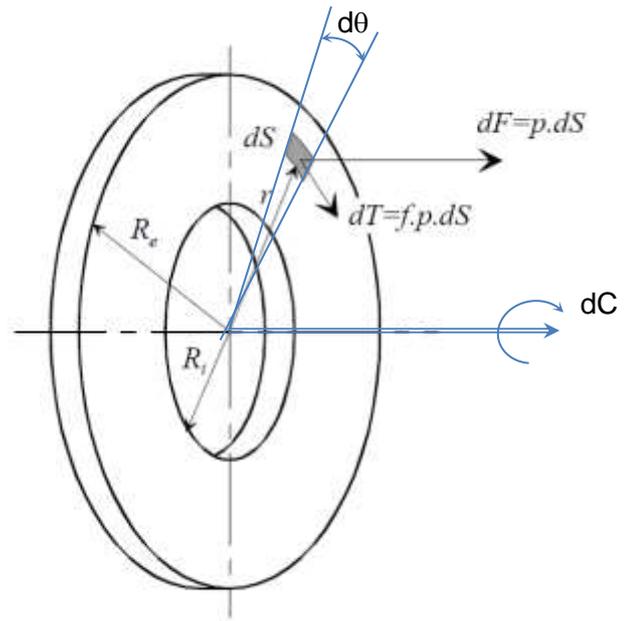
Q20/ Exprimer l'effort presseur F auquel est soumis chaque face des disques de friction en fonction de P_h , S_p et N_p .

$$F = P_h S_p N_p$$

Q21/ En déduire l'expression de la pression p , supposée uniforme, entre deux disques en contact. **Réaliser** l'application numérique et en **déduire** la valeur de p en Pa.

$$p = F / (\pi R_i^2 - \pi R_e^2)$$

On considère un élément de surface dS situé sur un rotor à une distance r ($R_e < r < R_i$) de l'axe de la roue (voir **Figure 12**). L'élément de couple en O, noté dC (indications données sur la **Figure 12**) créé par l'effort élémentaire dT est alors modélisé par :
 $dC = r.dT = r . f . p . dS$ avec $dS=r.dr d\theta$



Q22/ Démontrer que la contribution au couple de freinage de deux surfaces en regard est donnée par l'expression (**penser au calcul intégral**):

$$\begin{aligned}
 C &= \iint r . f . p . r . dr d\theta \\
 &= f . p \int_0^{2\pi} \left(\int_{R_i}^{R_e} r^2 dr \right) d\theta \\
 &= \frac{2}{3} \pi f p (R_e^3 - R_i^3) \\
 C &= \frac{2}{3} \pi f p (R_e^3 - R_i^3) .
 \end{aligned}$$

Figure 12 : Modèle de contact

Q23/ En déduire le couple total C_T exercé par les N_d disques du système de freinage d'une roue en fonction de P_h et des données géométriques et de frottement. **Conclure** par rapport au résultat de la question 18.

Annexe 1

Mécanisme de servo-valve

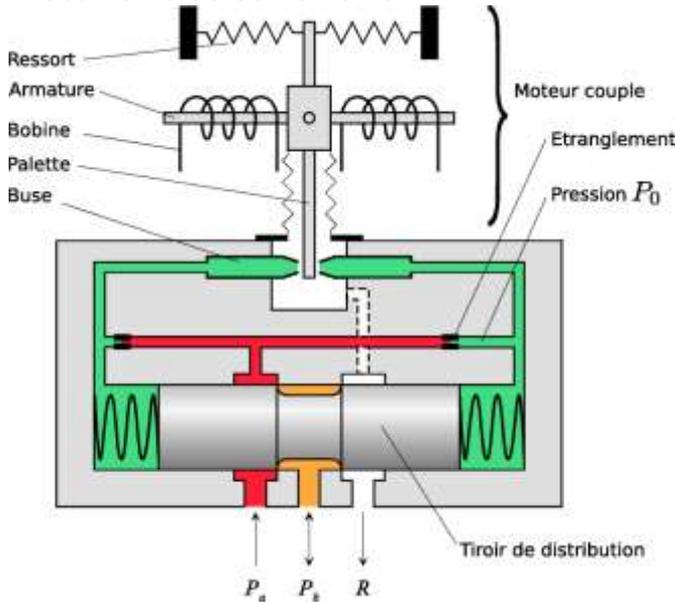


Figure 13 : Représentation simplifiée de la servovalve

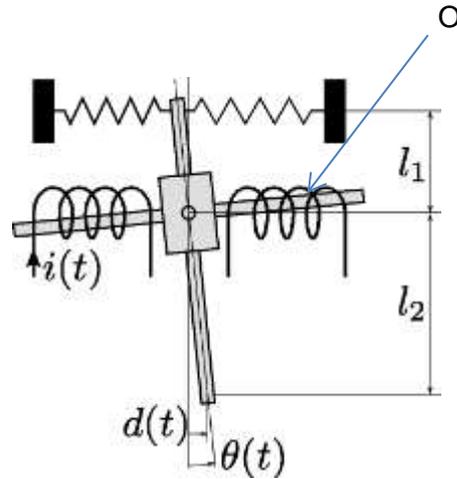


Figure 14 : Moteur couple

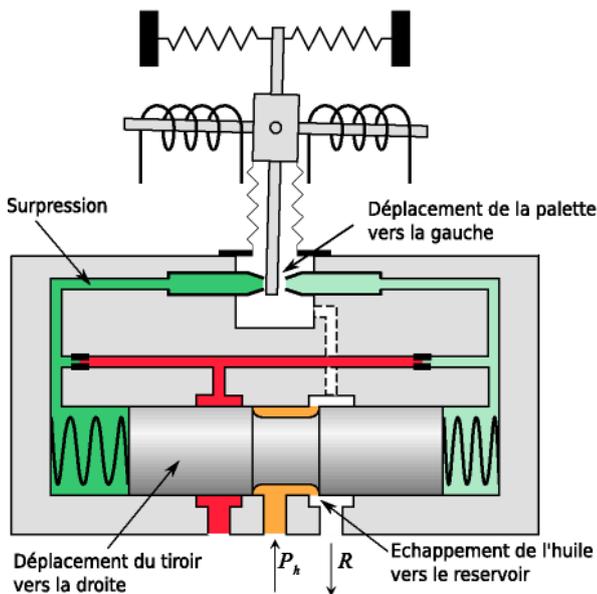


Figure 15 : Déplacement vers la gauche de la palette et diminution de la pression Ph

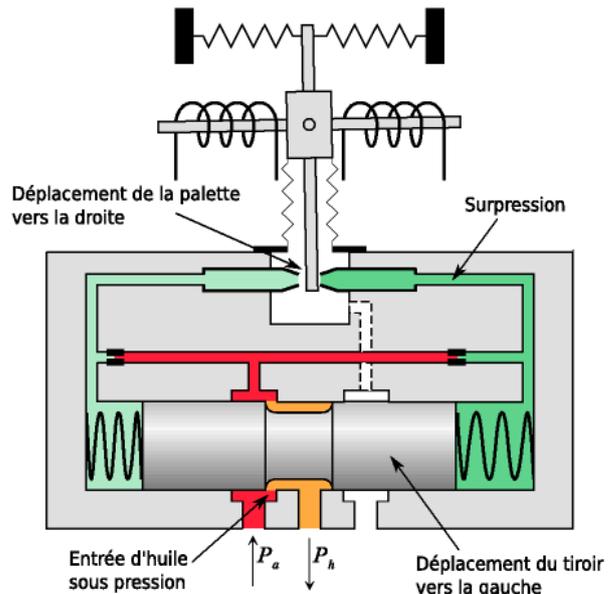


Figure 16 : Déplacement vers la droite de la palette et augmentation de la pression Ph

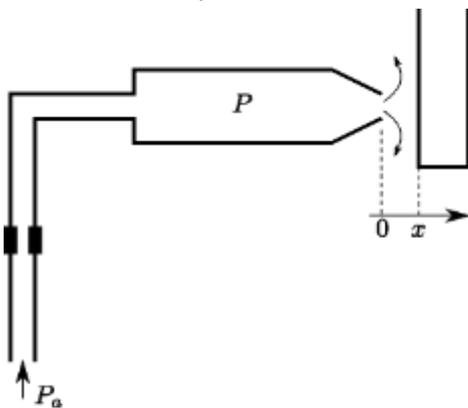


Figure 17 : Mesure de pression sur une buse en fonction de la distance de la palette.

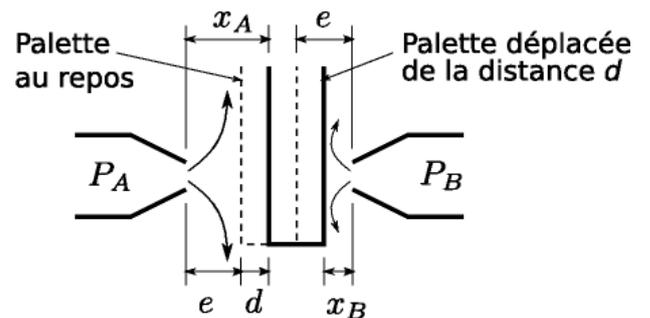
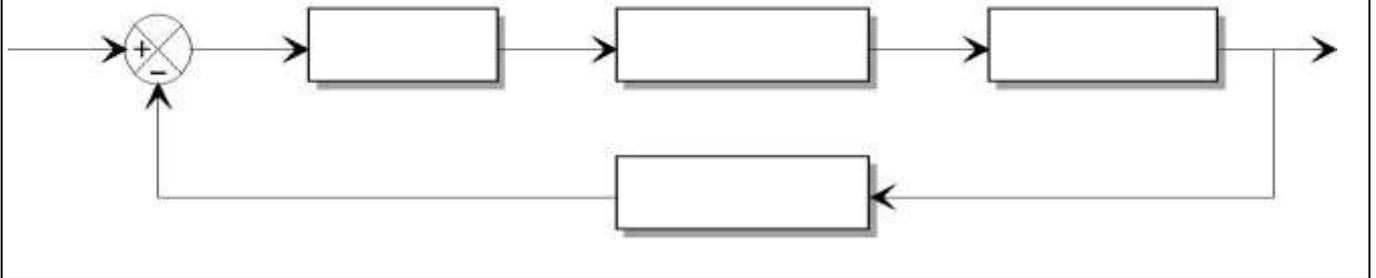


Figure 18 : Déplacement de la palette entre les deux buses.

Document Réponse DR1

Question 1: Schéma bloc fonctionnel d'asservissement simplifié à compléter



Question 2:

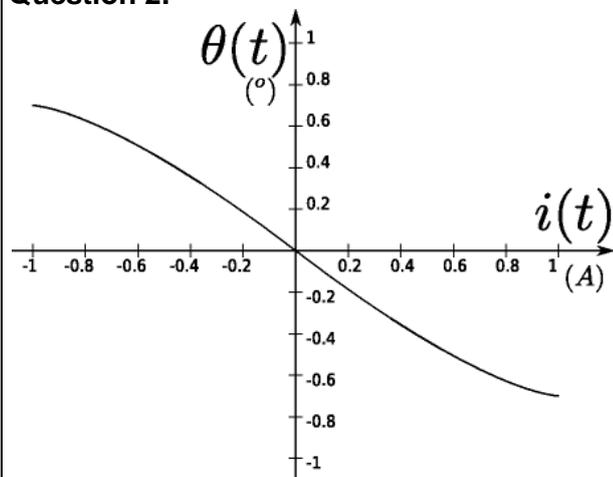


Figure 19 : Courbe de réponse du moteur couple

Question 4 :

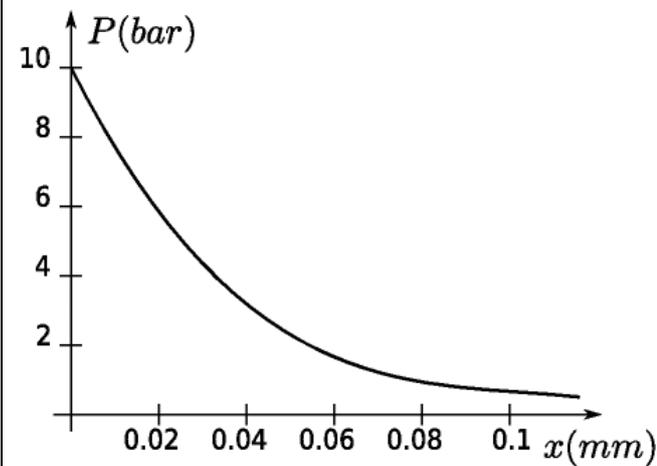


Figure 20 : Courbe de réponse d'une buse

Nom: _____ Prénom : _____

Document Réponse DR2

Questions 9 et 10:

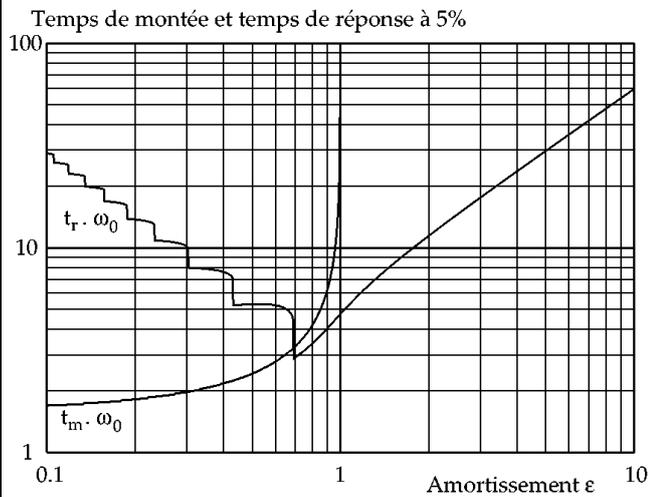


Figure 21 : Abaque du temps de réponse à 5% (t_r) pour un système du second ordre à une entrée échelon (*Attention c'est $t_r \cdot \omega_0$ qui est représenté*)

Question 16 : Mettre en place sur la **Figure 22** l'action mécanique \vec{F}_A ainsi que ses composantes normale \vec{N}_A et tangentielle \vec{T}_A .

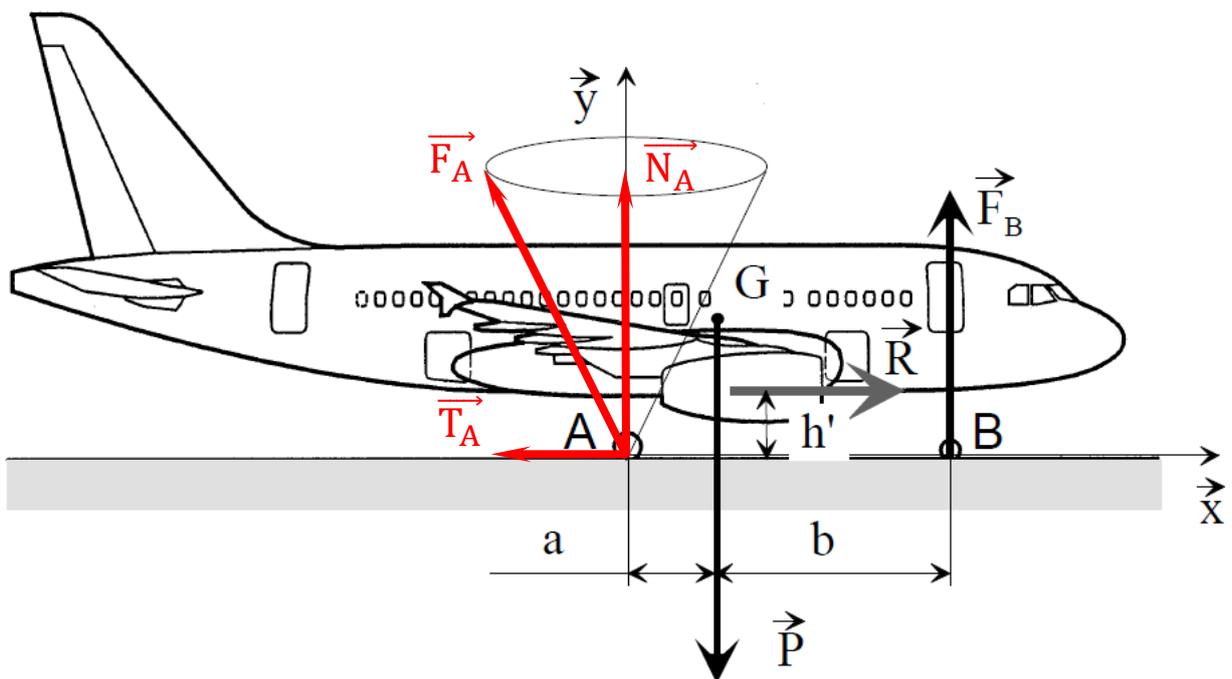


Figure 22 : Avion en statique dû au freinage

Nom: _____ Prénom : _____