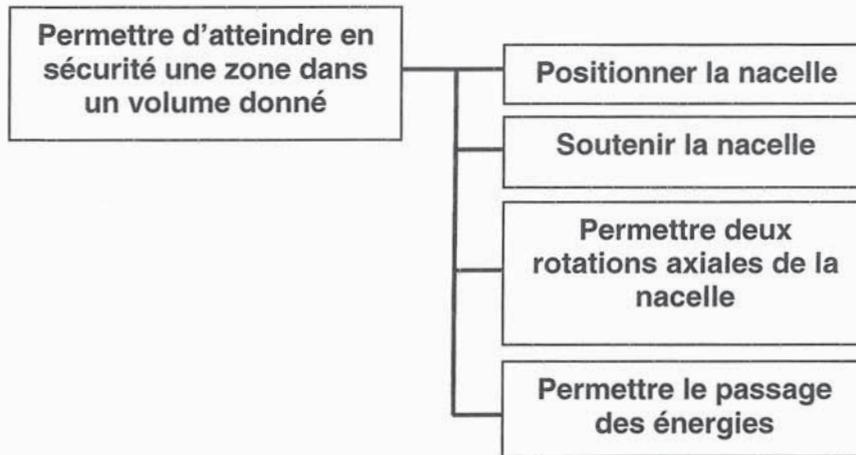


Partie 3 : Analyse et conception du bras télescopique

Objectif : proposer des solutions techniques de principe ; analyser le comportement mécanique ; étudier le matériau et la section du bras.

Fonction du bras télescopique



Principe de fonctionnement du bras télescopique. Conception préliminaire

Afin d'atteindre des positions éloignées du sol, le BEA est équipé d'un bras télescopique. Les fonctions d'extension et de rétraction des trois éléments mobiles télescopiques sont obtenues par l'intermédiaire de mécanismes assurant des fonctions extension/rétraction simultanées (pas nécessairement à la même vitesse) des éléments télescopiques.

Question 18

Proposer, sous la forme de schémas de principe, deux solutions permettant de répondre à la description faite ci-dessus. Des commentaires pourront préciser le fonctionnement et étayer les schémas. Calculer les vitesses relatives des éléments adjacents dans les deux situations que vous aurez décrites.

Influence du choix des liaisons entre les coulisses du bras sur la position et l'orientation de la nacelle. Incidence du choix du matériau des patins

Le dispositif télescopique comporte des éléments montés à coulissement relatif avec interposition de patins de glissement. Le Document Technique DT13 présente la solution retenue par le concepteur pour réaliser les liaisons glissières entre les éléments du bras télescopique.

Question 19

Réaliser un schéma d'architecture représentant la liaison réelle entre la flèche **2** et la coulisse intermédiaire **3**. Calculer le degré d'hyperstaticité de la liaison modélisée. Analyser le résultat obtenu. Proposer une autre solution technologique pour la réalisation de la liaison glissière entre les éléments du bras télescopique.

Nous supposons maintenant que le bras est complètement allongé en position horizontale suivant la courbe limite S3 (Document Technique DT2). Il s'agit de la position B de ce Document Technique DT2. Nous allons étudier le comportement de la liaison entre ces deux éléments par l'intermédiaire des patins dans le plan vertical de celle-ci (fléchissement de la liaison) comme le présente le dessin des figures 15 et 16. On ne prendra en compte que les patins de plus grande surface de contact pour la modélisation, après avoir pris l'hypothèse réaliste d'un déchargement des autres patins. On fera l'hypothèse que la déformation des patins est proportionnelle à la pression (densité surfacique de charge) exercée.

Les patins sont des plaques en Ertalyte© (polyéthylène téréphtalate). Afin d'évaluer le coefficient k de proportionnalité entre la pression exercée et la déformation du patin, des calculs numériques ont été réalisés par une méthode par éléments finis. Les résultats et les caractéristiques utiles ont

été consignés dans le Document Technique DT14. Nous cherchons ici à déterminer l'influence des déformations des patins sur le déplacement relatif de la coulisse intermédiaire par rapport à la flèche.

Les caractéristiques géométriques à prendre en compte pour la suite sont définies sur la figure 15. D'un point de vue global, les deux surfaces de contact entre la coulisse intermédiaire et la flèche (non représentée ici) sont assimilées, dans le plan médian, à deux appuis ponctuels en R et S au centre des patins. Les éléments C et D sont exactement ceux définis dans la partie 2 du sujet. L'élément E (coulisse intermédiaire + coulisse finale + coulisseau) ne prend en compte que les parties utiles de l'élément B de la partie 2. On a $m_E = 1767$ kg.

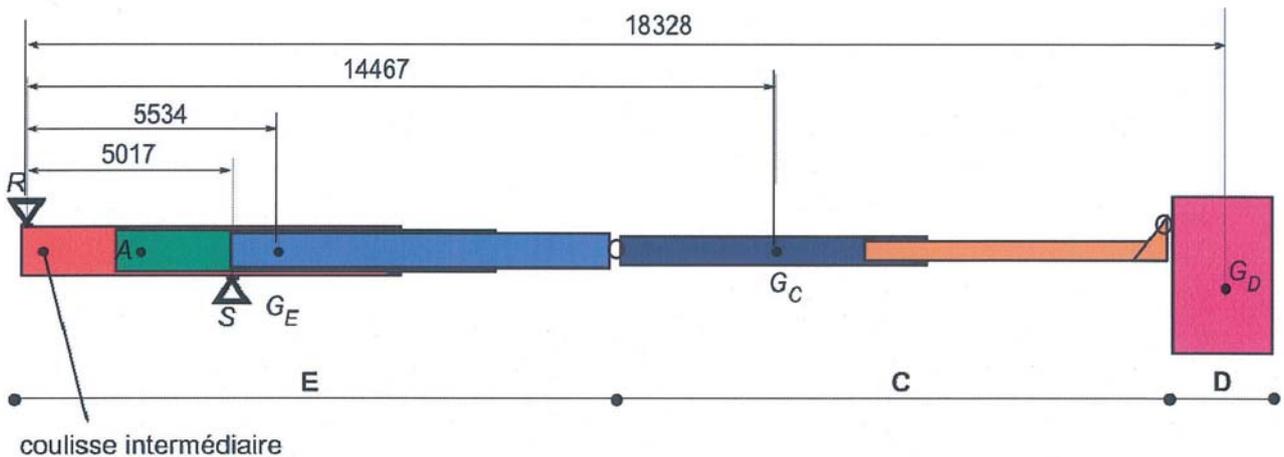


Figure 15 : caractéristiques géométriques du bras en position horizontale maximale

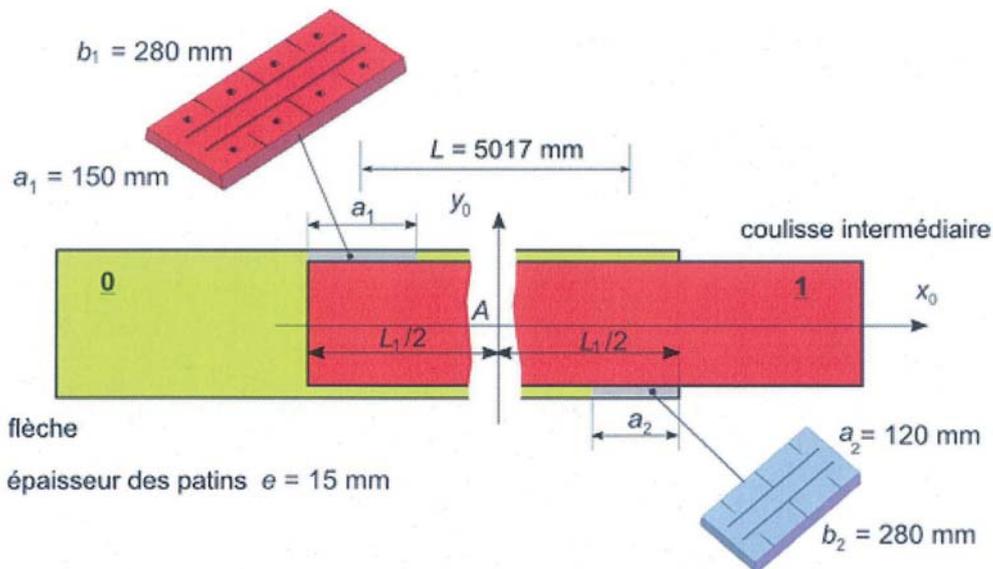


Figure 16 : caractéristiques géométriques de la liaison entre les éléments 0 et 1

Question 20

Proposer un modèle d'étude statique pour déterminer l'angle de rotation généré par les actions mécaniques sur le mécanisme ainsi que le déplacement vertical de la coulisse intermédiaire 1 par rapport à la flèche 0 (figure 16). Toutes les hypothèses seront précisées. Calculer les valeurs numériques de cet angle et de ce déplacement ainsi que les pressions sur les patins. Conclure sur votre modélisation. Que pensez-vous du choix des patins effectué par le fabricant ?

Caractérisation du couple « section-matériau » du bras télescopique

On se propose dans cette partie d'étudier l'influence de la section du bras télescopique sur ses performances mécaniques. En effet plusieurs brevets ont été déposés pour lesquels les auteurs présentent les avantages des sections qu'ils proposent. Nous allons ici en vérifier trois parmi celles qui ont été étudiées.

La section 1 correspondant à celle du BEA et que nous nommerons « section rectangulaire », la section 2 sera appelée « section ovale » et la section 3 sera appelée « section hexagonale ».

Nous allons, dans un premier temps, évaluer le torseur de cohésion dans une section du bras télescopique. Nous supposons la tourelle fixe par rapport au porteur.

Nous appelons 1 le bras télescopique de longueur variable λ . L'action de la pesanteur sur ce bras est supposée ponctuelle appliquée au centre d'inertie telle que $\vec{AG}_1 = \mu \vec{x}_1$. On pose $\vec{AC} = a\vec{x}_1 + b\vec{y}_1$ ($a = 2563 \text{ mm}$, $b = -578 \text{ mm}$). On rappelle : $m_1 = 2650 \text{ kg}$.

Nous notons 2 le bras pendulaire de longueur fixe h . L'action de la pesanteur sur ce bras est supposée ponctuelle appliquée au centre d'inertie telle que $\vec{BG}_2 = \eta \vec{x}_2$. On rappelle : $m_2 = 525 \text{ kg}$.

L'action de la pesanteur s'exerçant sur l'ensemble nacelle est appliquée en G telle que $\vec{DG} = p\vec{x}_0 + k\vec{z}_0$ avec $k = 366 \text{ mm}$ et $p = 560 \text{ mm}$. On rappelle : $m = 825 \text{ kg}$.

Pour les positions **A** et **B** du Document Technique DT15, on a

- position **A** : $\lambda = 21945 \text{ mm}$, $\mu = 9110 \text{ mm}$, $\eta = 3171 \text{ mm}$, $h = 7825 \text{ mm}$;
- position **B** : $\lambda = 11528 \text{ mm}$, $\mu = 4247 \text{ mm}$, $\eta = 3171 \text{ mm}$, $h = 7825 \text{ mm}$.

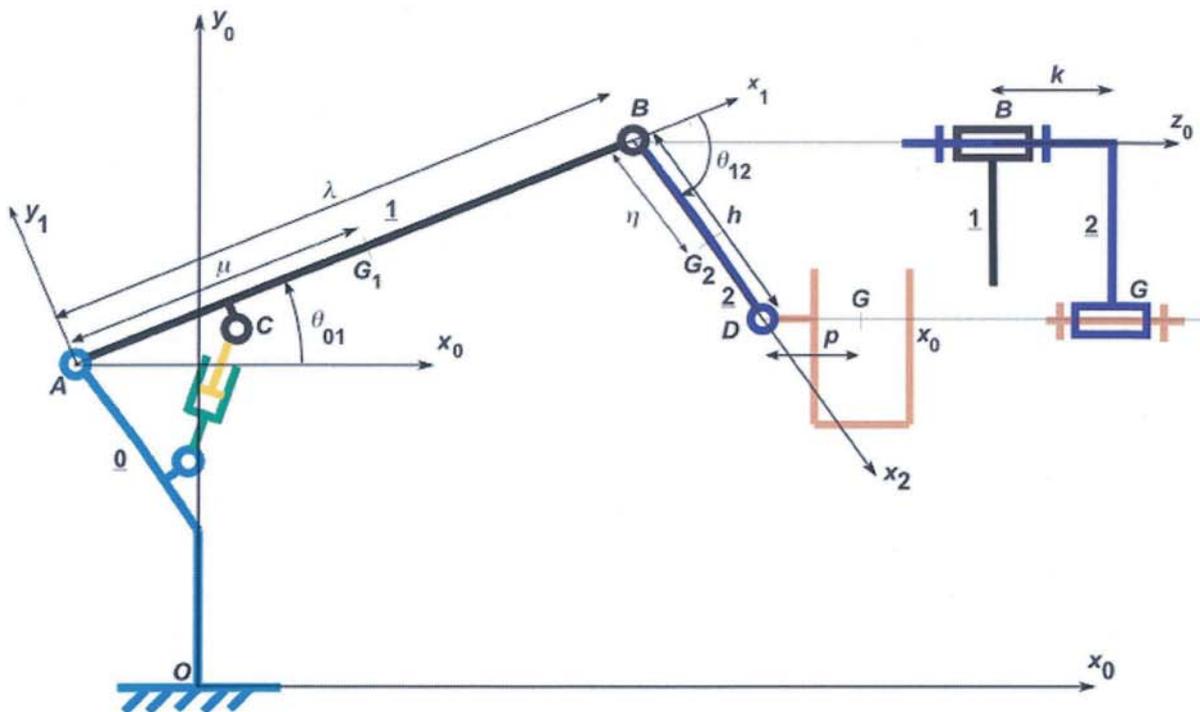


Figure 17 : schéma cinématique plan du bras et caractéristiques géométriques

Question 21

La figure 17 présente un schéma cinématique plan du BEA en fonctionnement normal. À partir des valeurs algébriques précisées sur ce graphe, il vous est demandé d'évaluer le torseur de cohésion dans la section droite du bras télescopique 1 en C^+ (juste en aval de C sur (A, \vec{x}_1) , $\vec{CC}^+ \cdot \vec{x}_1 > 0$, $\vec{CC}^+ \cdot \vec{x}_1 \approx 0$) pour les 2 positions **A** et **B** montrées sur le Document Technique DT15.

Le matériau utilisé pour la réalisation des éléments du bras est l'acier à haute limite élastique soudable (HLES) E690 de caractéristiques mécaniques :

$$E = 210 \text{ GPa}, R_m = 770 \text{ MPa (valeur minimale)}, R_e = 690 \text{ MPa}, A = 14 \%, \rho = 7850 \text{ kg/m}^3$$

Question 22

Pour les deux positions précédentes, déterminer, pour la section rectangulaire (caractéristiques dans le Document Technique DT16), la contrainte équivalente de Von Mises maximale au niveau de la section droite en C. Toutes les hypothèses faites seront expliquées. En déduire le taux de charge (coefficient de sécurité) adopté par le fabricant du BEA. Conclure.

Dans le cadre d'une reconception, nous allons rechercher un matériau plus adapté au cahier des charges du BEA pour des contraintes fixées. Dans une première phase nous ne prendrons en compte que le matériau. Dans une seconde étape nous évaluerons le couple « matériau/section ».

Une fonction essentielle de ce bras est de supporter les chargements en service qui se traduisent par des moments de flexion. Par ailleurs, le taux de charge (coefficient de sécurité) **ne doit pas être inférieur à 4** pour ce moyen de levage de personnels. Dans le cadre d'une conception « éco responsable », le gain en masse est un critère qui doit également être pris en compte. On n'oubliera pas non plus que l'engin est un véhicule de lutte contre l'incendie. Nous allons prendre comme objectifs de choix, une rigidité et une résistance optimales pour une masse propre minimale.

Les caractéristiques d'une section droite du modèle poutre sont :

A : aire de la section droite

I : moment d'inertie par rapport à un axe

d_m : distance maximale de la fibre la plus éloignée par rapport à la fibre neutre

J : constante de torsion de Saint-Venant

$W = \frac{I}{d_m}$: module d'inertie en flexion par rapport à un axe

$Z = \frac{J}{d_m}$: module d'inertie en torsion

Le matériau est caractérisé par :

E : module d'Young

σ_{lim} : contrainte limite en traction

ρ : masse volumique

Nous nous proposons tout d'abord de vérifier le paramètre lié à la flexion dans le cadre de la contrainte de rigidité en liaison avec le critère de réduction de la masse du bras, donc du véhicule. Nous négligeons dans un premier temps les effets de la section et nous la supposons **carrée pleine de coté a**.

On rappelle que la relation générale entre la norme de l'effort F et la flèche δ de la poutre de longueur L est : $F = K\delta$ et caractérise la raideur $K = \frac{\alpha EI}{L^3}$ de la poutre ($K = \frac{48EI}{L^3}$ dans le cas d'une poutre bi-appuyée soumise à une force en son milieu).

Si nous notons δ_0 la flèche maximale admissible. La condition de rigidité s'écrit donc $\delta \leq \delta_0$

Question 23

Dans le cas d'une poutre de section carrée de longueur L soumise à de la flexion, montrer que la condition de rigidité conduit à la relation $m \geq \beta \frac{\rho}{\sqrt{E}}$. Déterminer la valeur de β en fonction des paramètres ci-dessus.

Pour minimiser la masse nous devons donc maximiser le paramètre $\frac{\sqrt{E}}{\rho}$ caractérisant le matériau. Cet indice permet de caractériser la rigidité d'une poutre en flexion. On montre également qu'il caractérise une barre soumise au flambement. L'indice $\frac{\sigma_{lim}^{\frac{2}{3}}}{\rho}$ est utilisé pour la résistance d'une poutre en flexion.

Les Documents Réponses DR2 et DR3 présentent des diagrammes de choix de matériaux. Le premier propose un classement des matériaux par la rigidité en fonction de la densité et le second par la limite élastique en fonction de la densité. Les indices $\frac{\sqrt{E}}{\rho}$ et $\frac{\sigma_{lim}^{\frac{2}{3}}}{\rho}$ du matériau ne doivent pas être inférieurs à ceux du matériau utilisé actuellement pour le bras.

Question 24

Proposer, en traçant les zones répondant aux contraintes précisées ci-dessus, sur les Documents Réponses DR2 et DR3, les matériaux pouvant être utilisés dans l'application. On donnera également le matériau qui apparaît le « meilleur » au sens des objectifs fixés ci-dessus. Conclure.

Afin de vérifier l'aptitude des trois sections et des matériaux à répondre au besoin concernant des critères mécaniques, nous allons définir des paramètres caractérisant ces sections au regard des sollicitations en rigidité et en résistance.

Les trois sections proposées ont été contraintes à contenir un rectangle de dimensions $556 \times 346 \text{ mm}^2$, correspondant à la situation réelle du BEA étudié au niveau de la flèche en liaison avec la tourelle afin de pouvoir contenir les éléments pour actionner le mécanisme.

La méthode de choix du couple « section-matériau » est une méthode d'optimisation sous contraintes prenant simultanément en compte les deux éléments de ce couple. Nous prendrons de nouveau la masse m comme fonction objectif d'optimisation que nous souhaitons minimiser pour des contraintes évidentes de gain de poids dans le processus de conception.

Nous allons définir quatre paramètres (indices de performance) pour réaliser ce choix en fonction du type de sollicitation (flexion ou torsion) d'une part et de la contrainte (rigidité ou résistance) d'autre part.

Les paramètres (encore appelés indices) sont respectivement

- Poutre en flexion optimisée sous la contrainte rigidité : $M_1 = \frac{(E\phi_{\text{rigidité}}^f)^{\frac{1}{2}}}{\rho}$
- Poutre en torsion optimisée sous la contrainte rigidité : $M_2 = \frac{(E\phi_{\text{rigidité}}^t)^{\frac{1}{2}}}{\rho}$
- Poutre en flexion optimisée sous la contrainte résistance : $M_3 = \frac{(\sigma_{lim}\phi_{\text{résistance}}^f)^{\frac{2}{3}}}{\rho}$
- Poutre en torsion optimisée sous la contrainte résistance : $M_4 = \frac{(\sigma_{lim}\phi_{\text{résistance}}^t)^{\frac{2}{3}}}{\rho}$

Les quatre paramètres ϕ dépendent de la forme de la section utilisée.

Dans le cas de la flexion sous la contrainte de rigidité, le nombre sans dimension caractérisant la section est défini par

$$\phi_{\text{rigidité}}^f = \frac{I_{\text{section}}}{I_{\text{disque plein}}}$$

Question 25

Montrer que le paramètre $\phi_{\text{rigidité}}^f$ est tel que $\phi_{\text{rigidité}}^f = \frac{4\pi I_{\text{section}}}{A^2}$

Les valeurs pour les quatre nombres adimensionnels sont respectivement

$$\phi_{\text{rigidité}}^f = \frac{4\pi I}{A^2}, \quad \phi_{\text{rigidité}}^t = \frac{4\pi J}{A^2}, \quad \phi_{\text{résistance}}^f = \frac{4\sqrt{\pi}W}{A^2}, \quad \phi_{\text{résistance}}^t = \frac{2\sqrt{\pi}Z}{A^2}$$

Question 26

En fonction des relations précédentes et du tableau des sections dans le Document Technique DT16, il vous est demandé d'argumenter le choix du couple « matériau-section » qui vous semble le plus adapté au bras télescopique.

Charge critique de flambement du bras

On souhaite connaître le risque de flambement du bras. Pour cela on se place dans la position A de la courbe présentée dans les Documents Techniques DT2 ou DT15 pour une étude simplifiée dans le cadre de la théorie d'Euler. On ne cherche ici qu'à estimer un ordre de grandeur et donc les risques de flambement dans cette position pour laquelle le phénomène de compression est important sur un bras avec une longueur déployée maximale.

Question 27

Proposer une modélisation du problème et présenter la méthode à mettre en œuvre avec un logiciel de calculs par éléments finis pour déterminer la charge critique de flambement.

Le calcul du 1^{er} mode de flambement réalisé avec un logiciel donne deux coefficients de charge critique dans le cas 1 de la prise en compte du poids propre de la structure et dans le cas 2 de sa non prise en compte :

- $\lambda_1 = 23$
- $\lambda_2 = 43$

Question 28

Commenter ces résultats. Donner l'allure du mode propre de flambement. Conclure.

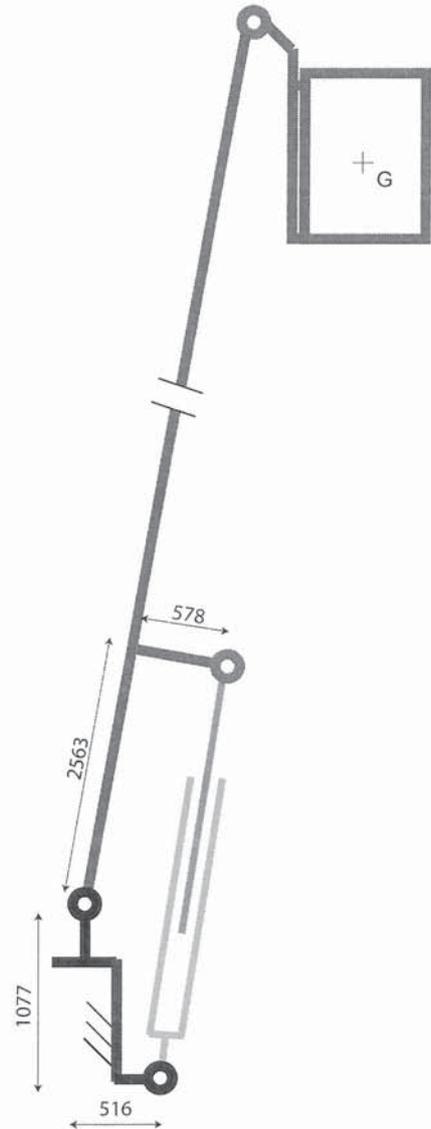
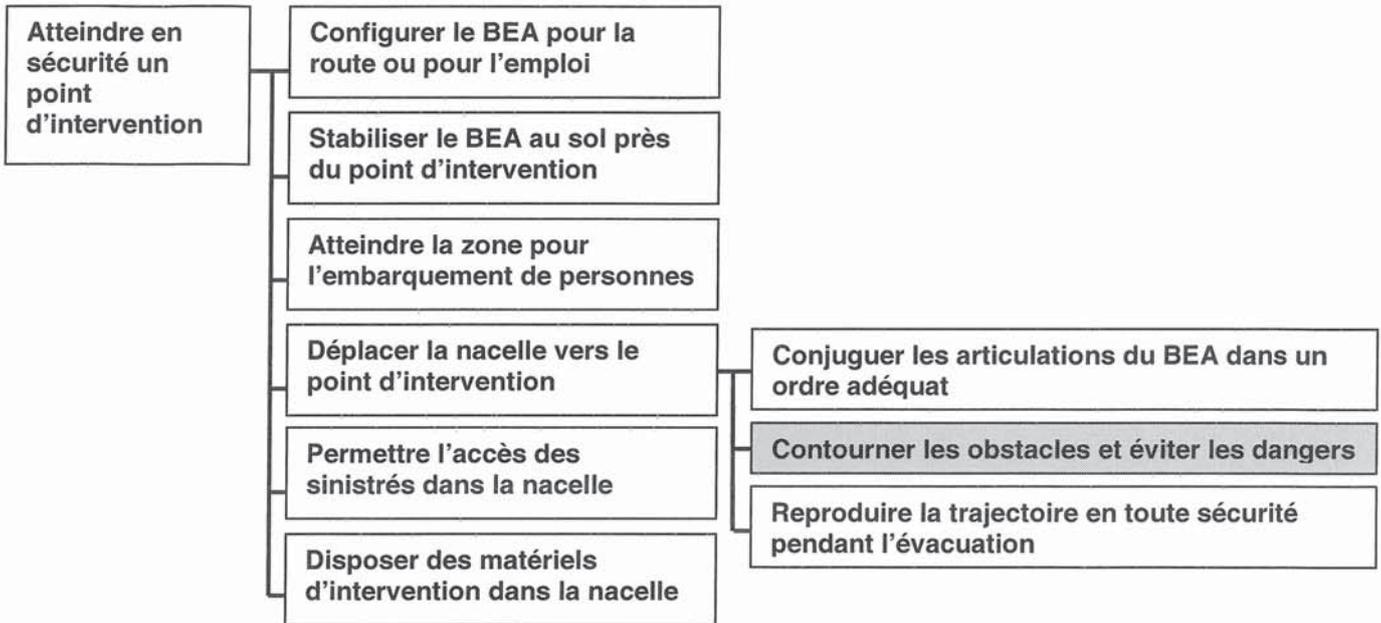


Figure 18 : schéma et données pour l'étude du flambement

Partie 4 : Analyse et conception du bras pendulaire

Objectif : reconcevoir l'articulation bras télescopique - bras pendulaire

Fonction globale du bras élévateur articulé



Contexte

Le mouvement donné à la liaison pivot entre le télescope (bras télescopique) et le bras pendulaire est obtenu par les éléments de la chaîne d'énergie (vérin hydraulique linéaire et effecteur à « quatre barres »). L'effecteur permet une amplitude du mouvement de 180° , les barres devant évoluer dans un espace assez encombrant. L'articulation est conçue de manière décalée afin de loger tout le système de commande de façon compacte en position route.

Problème : afin de pouvoir enjamber au mieux les obstacles tout en évitant les risques de collision du système de commande de mouvement de rotation du bras pendulaire avec un obstacle naturel, le bureau d'études engage la recherche d'une (ou de) solution(s) constructive(s) pour que le système soit moins encombrant.

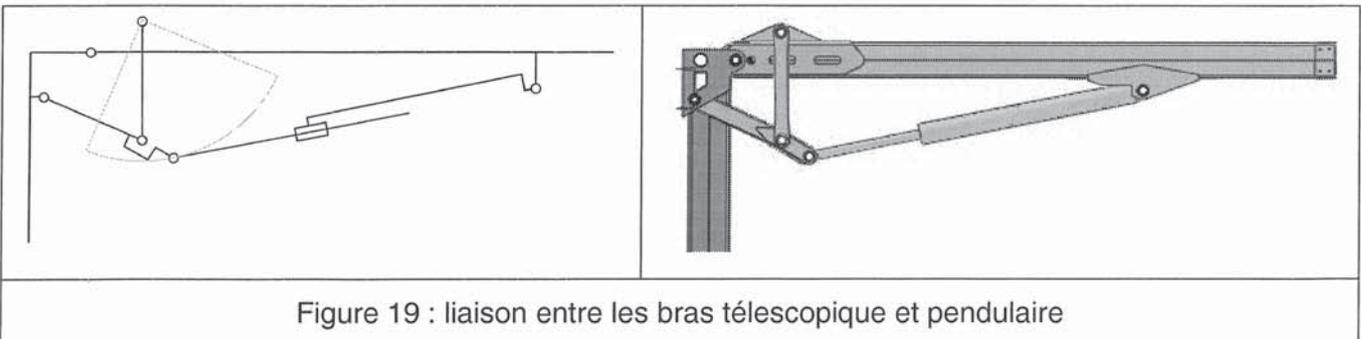


Figure 19 : liaison entre les bras télescopique et pendulaire

Le système « quatre barres » permet un débattement du bras pendulaire de 180° . Le principe dans ce cas est de déplacer un des points d'articulation à l'aide d'un actionneur sans changer la longueur des barres.

Question 29

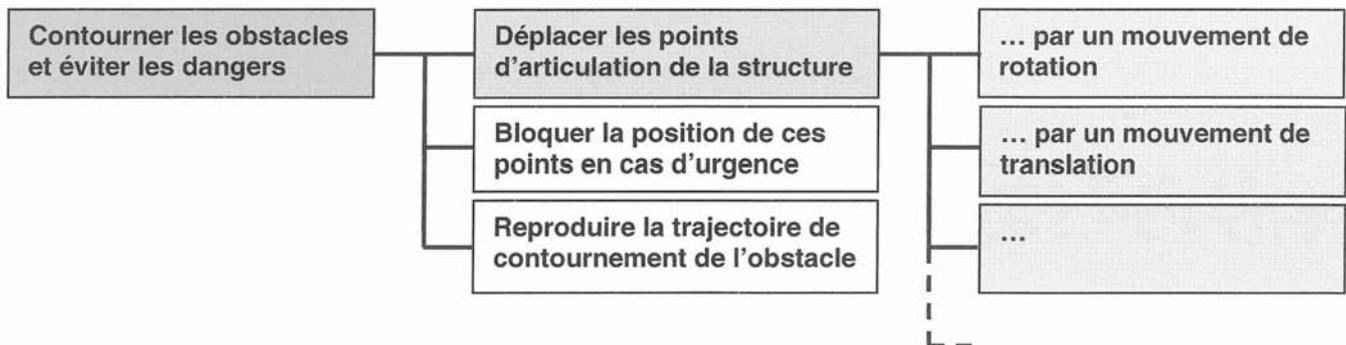
Envisager une modification de la géométrie du système « quatre barres » de telle sorte qu'il soit moins encombrant à l' « intérieur de l'articulation ».

Afin d'explorer toutes les solutions constructives possibles de la fonction technique « contourner les obstacles », le bureau d'études met en place une démarche de recherche structurée de solutions techniques : FAST de recherche de solutions, proposition de solutions constructives des fonctions composantes, choix des solutions selon des critères, prédétermination des composants, conception détaillée avec définition des formes, spécifications par la fabrication.

L'objectif est de proposer une solution différente pour assurer une fonction composante de la fonction technique étudiée. Les contraintes de fonctionnement et les exigences de construction sont :

- l'orientation à 90° de l'axe de la liaison pivot par rapport à la direction de translation du télescope ;
- la compacité du système de commande du mouvement de rotation ;
- l'amplitude du mouvement de rotation de 180° ;
- la compacité et la stabilité du BEA replié pour la position « route » ;
- le bon comportement des conduits d'énergie au cours du mouvement.

Une contrainte de sécurité peut s'ajouter aux précédentes : en cas de rupture d'un constituant critique de la liaison pivot, le bras pendulaire reste solidaire du télescope.



Question 30

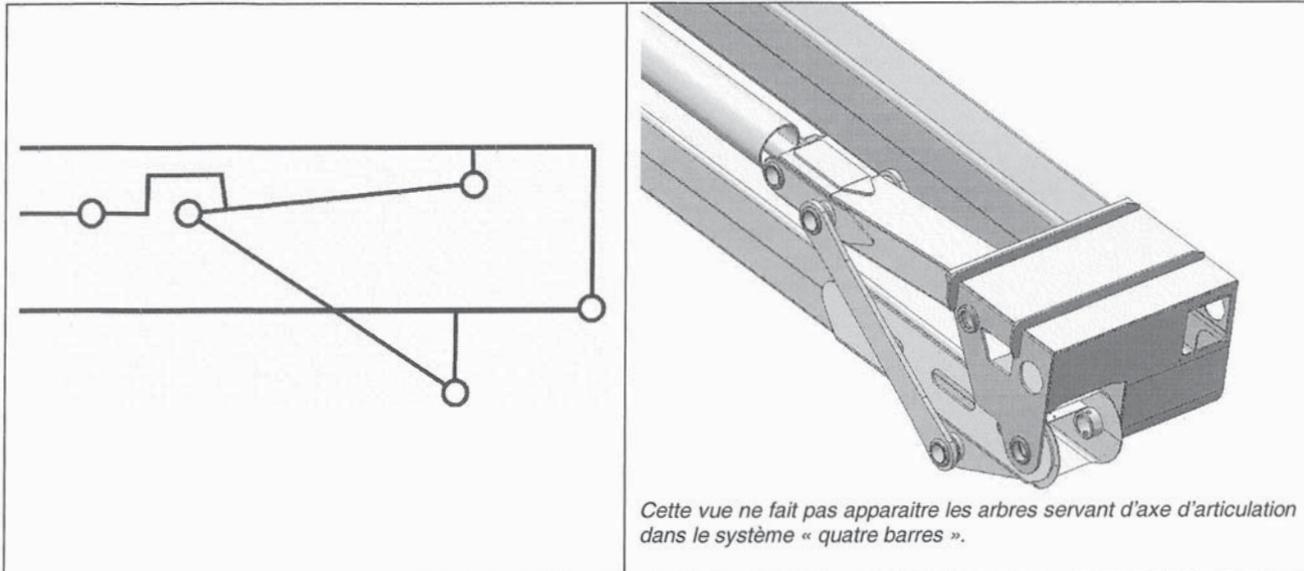
Tracer un diagramme FAST de recherche de solutions par décomposition de la fonction technique composante « **déplacer un point de la structure par un mouvement de rotation** ». L'articulation à étudier est celle qui lie le télescope et le bras pendulaire.

Parmi les fonctions composantes de la fonction technique principale, il y a celle de l'implantation d'un actionneur puissant. Le vérin et le moteur hydraulique se trouvent parmi les composants standards et disponibles dans le réseau de fournisseurs industriels.

Question 31

À partir du diagramme FAST précédent, proposer au moins quatre solutions différentes intégrant la liaison pivot, le système de commande et l' (ou les) actionneur(s). L'une d'entre elles comportera au moins un moteur hydraulique. Chaque solution sera traduite par un schéma technologique et/ou cinématique utilisant les symboles pour garantir la meilleure communication. Quelques symboles sont donnés par les extraits de norme dans le Document Technique DT17. Donner les avantages et les inconvénients pour chaque solution proposée.

Après cette recherche la démarche de conception impose de retenir la solution la plus performante parmi celles proposées. Mais pour la suite et pour les besoins du sujet, on considèrera que la solution retenue est celle décrite ci-après : formes et agencements des différentes pièces.



La forme de la tête du dernier coulisseau est également décrite.

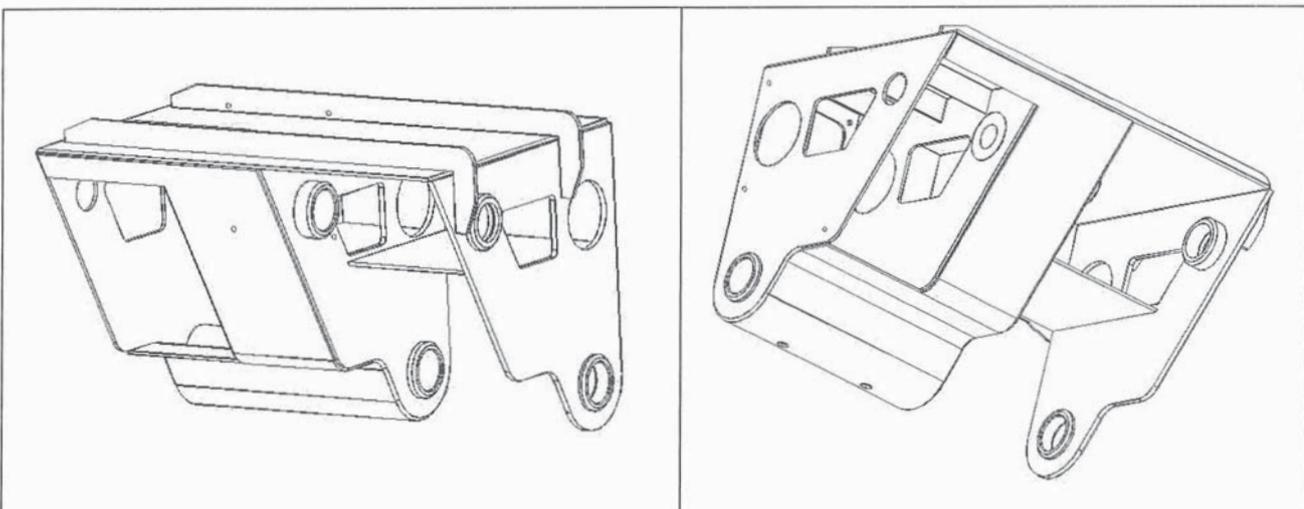


Figure 20 : tête du dernier coulisseau du bras télescopique

Lorsque la solution est retenue, la conception détaillée avec des outils informatiques peut commencer. Le travail de description de la solution constructive se fait à partir d'un squelette fonctionnel servant de structure de base. Ce squelette est représenté par un ensemble des éléments géométriques de type point, droite, cercle et/ou plan. Il peut comporter également des lignes et des surfaces quelconques. Ces éléments sont liés éventuellement par des relations géométriques de position (dimensionnelle et d'orientation) qui permettent de faciliter le travail de conception et maîtriser les futures évolutions du produit.

Question 32

Élaborer sur le Document Réponse DR4 le squelette de la solution qui est retenue. La silhouette de cette solution sert de repère pour le travail à effectuer. Un soin particulier sera à apporter à ce travail (respect des lignes fuyantes de perspective, tracé des lignes de rappel des cotes, tracé en perspective).

La spécification des pièces intervenant dans la constitution de l'articulation télescope – bras pendulaire résulte de l'expression des contraintes les plus exigeantes, notamment de fonctionnement.

D'une part, le bon fonctionnement de la liaison pivot dépend fortement de la précision et de la rigidité de l'assemblage des composants. Il est, d'autre part, très sensible aux spécifications géométriques des éléments composant le système « quatre barres » de commande du

mouvement de rotation. Le graphe des liaisons du mécanisme de commande peut faire apparaître un degré d'hyperstaticité impliquant des contraintes géométriques fortes.

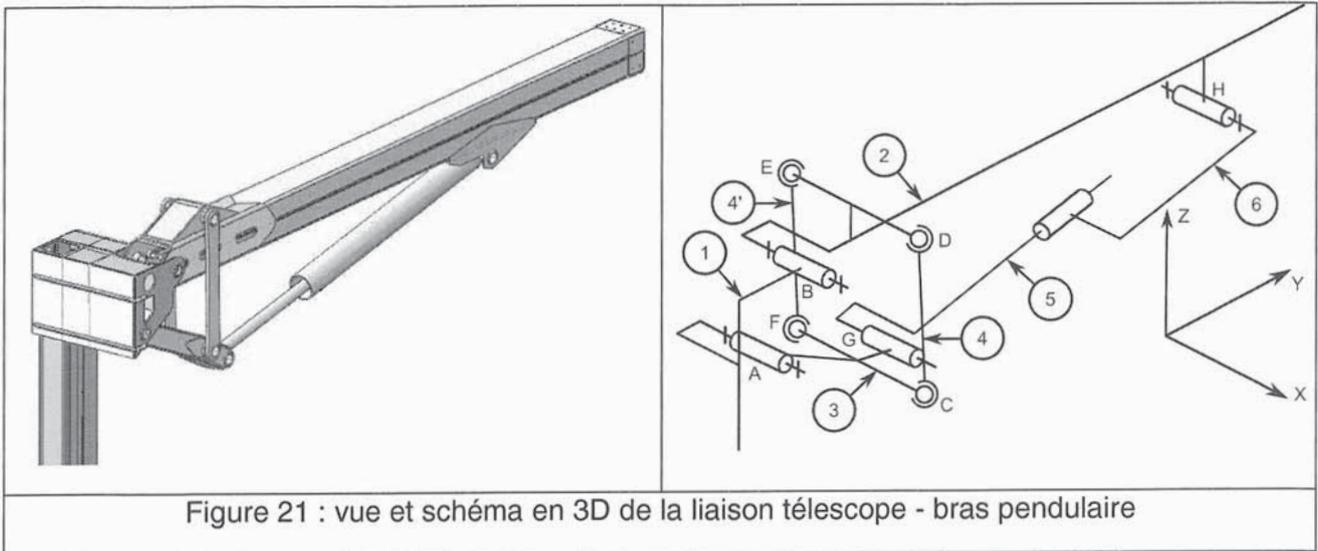


Figure 21 : vue et schéma en 3D de la liaison télescope - bras pendulaire

Question 33

Repérer sur la silhouette d'une pièce intervenant dans la solution constructive de la fonction technique « Réaliser une liaison pivot télescope - bras pendulaire » les surfaces fonctionnelles et les groupes de surfaces fonctionnelles (Document Réponse DR5). Indiquer sur le tableau d'analyse fonctionnelle (Document Réponse DR6) les exigences géométriques entre les surfaces des pièces. Pour ce faire, développer l'étude qui permet de justifier les contraintes géométriques qui proviennent du degré d'hyperstaticité du système « quatre barres » de commande.

Question 34

Indiquer, sur le Document Réponse DR7, les spécifications géométriques associées à l'analyse des contraintes précédentes.

Nota : les bagues interposées entre les arbres servant d'axe d'articulation et la tête du coulisseau du bras télescopique seront considérées sauf défaut géométrique significatif remettant en cause l'analyse précédente. Seules les formes des zones de tolérance seront notées, pas leurs tailles.

Partie 5 : Sécurité du porteur – synthèse globale du sujet

Objectif : Mettre en évidence ; vérifier et valider les systèmes de sécurité utilisés ; proposer des solutions technologiques de principe de limitation et contrôle de charge ; conclure sur le travail réalisé.

Vérification du « non basculement » du BEA

Le bras élévateur aérien est équipé de quatre stabilisateurs dits « en H » dont les fonctions principales sont de permettre au véhicule d'avoir un polygone de sustentation d'aire importante et d'éviter le contact pneu/sol pendant les opérations aériennes qui pourraient engendrer des phénomènes d'instabilité par les souplesses des pneumatiques et des suspensions.

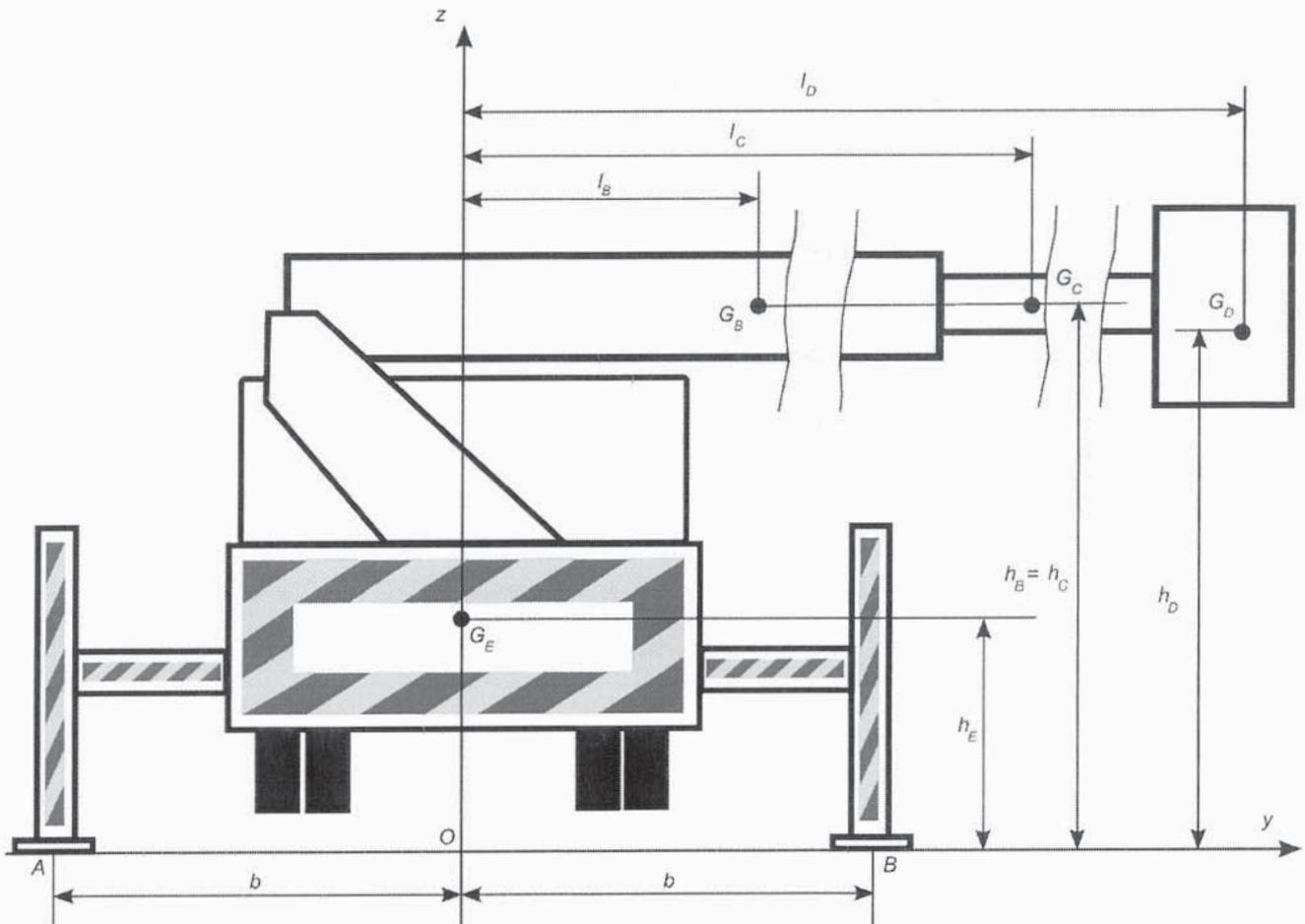


Figure 22 : BEA sur ses stabilisateurs en vue arrière

L'étude sera menée dans le plan (O, \vec{y}, \vec{z}) . Les caractéristiques des modules composant le BEA sont :

module	masse	centre d'inertie
Porteur et tourelle	$m_E = 22560 \text{ kg}$	$\vec{OG}_E = h_E \vec{z}$
Bras	$m_B = 2650 \text{ kg}$	$\vec{OG}_B = l_B \vec{y} + h_B \vec{z}$
Bras pendulaire	$m_C = 525 \text{ kg}$	$\vec{OG}_C = l_C \vec{y} + h_C \vec{z}$
Tourelle	$m_D = 825 \text{ kg}$	$\vec{OG}_D = l_D \vec{y} + h_D \vec{z}$

Dans le plan (O, \vec{y}, \vec{z}) , la position des centres des zones de contact stabilisateurs/sol sont donnés par :

$$\vec{OA} = -b\vec{y} \text{ et } \vec{OB} = b\vec{y}$$

Les valeurs numériques des paramètres dimensionnels sont :

paramètre	valeur en mm
b	2706
$h_B = h_C$	3636
h_D	3636
h_E	2904
l_B	4247
l_C	14699
l_D	18560

Question 35

Vérifier que le BEA ne bascule pas dans les conditions normales d'utilisation.

Maintien de l'horizontalité de la nacelle

Le maintien de l'horizontalité de la nacelle est obtenu par un système vérin/chaîne asservi. Le vérin linéaire et la chaîne actionnent la roue de l'axe de rotation de la nacelle par rapport au coulisseau pendulaire.

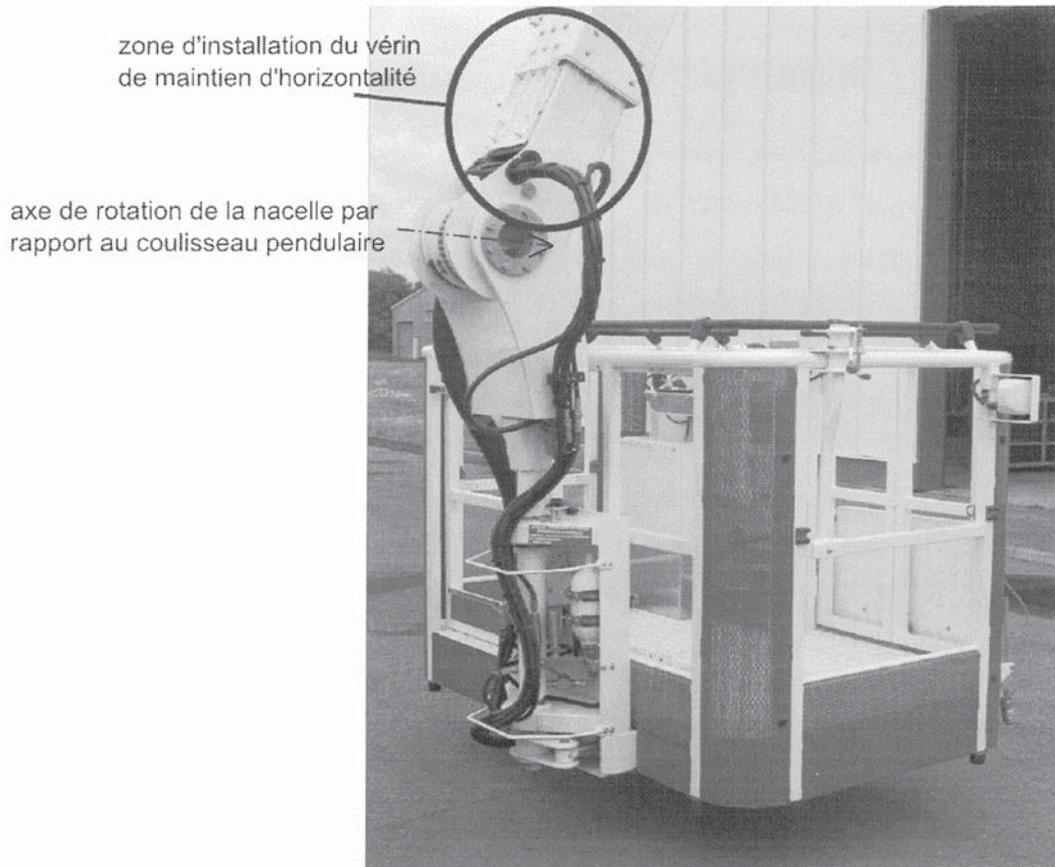


Figure 23 : nacelle : liaison avec le bras pendulaire

Question 36

Proposer un schéma de principe expliquant le fonctionnement du maintien de l'horizontalité du panier de nacelle à l'aide d'un vérin linéaire et d'une chaîne.

Le schéma de la figure 24 présente le circuit hydraulique du maintien de l'horizontalité de la nacelle. Celui-ci est asservi et la figure 25 donne le schéma bloc du dispositif de compensation

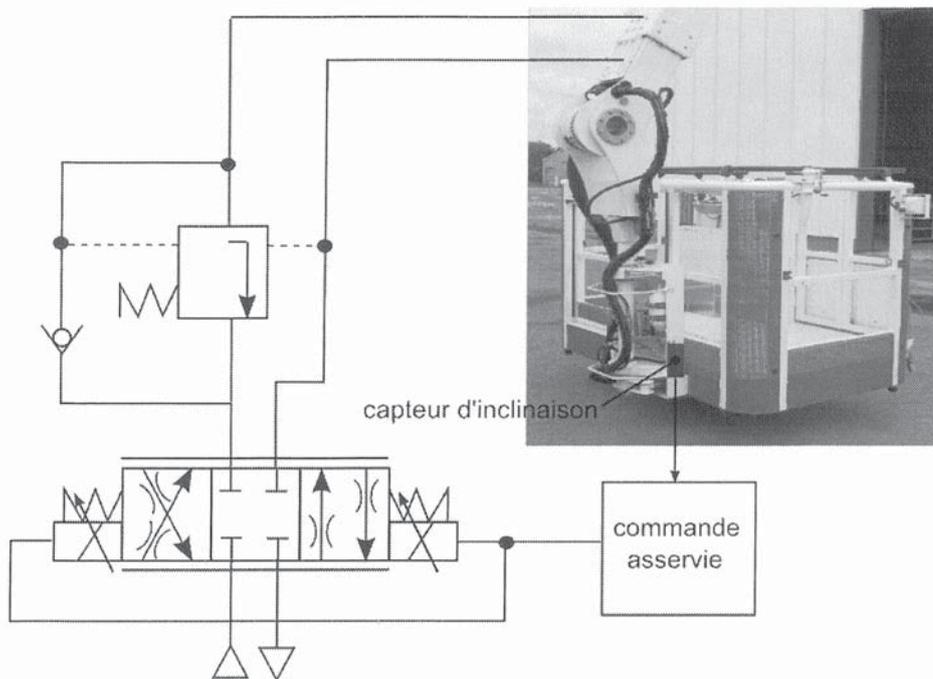


Figure 24 : circuit hydraulique de maintien d'horizontalité

En position horizontale, l'angle de la nacelle est nul $\theta_c(t) = 0$. On souhaite étudier ici l'influence d'une perturbation sur le comportement du panier et la stabilité du mécanisme de compensation.

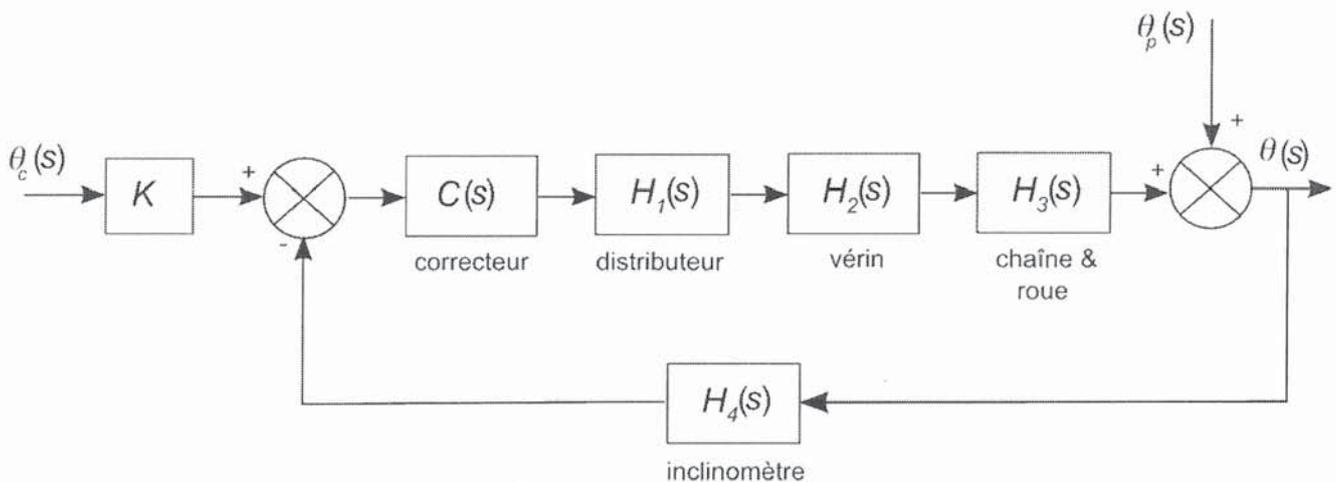


Figure 25 : schéma bloc de l'asservissement du maintien de l'horizontalité

bloc	fonction de transfert	paramètres
	K	$0,1 \text{ V/}^\circ$
correcteur	$C(s)$	
distributeur	$H_1(s) = \frac{K_1}{1 + \tau_1 s}$	$K_1 = 250 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s} / \text{V}$ $\tau_1 = 0,038 \text{ s}$
vérin	$H_2(s)$	Aire piston : 22 cm^2
Chaîne & roue	$H_3(s)$	Diamètre roue : 226 mm
inclinomètre	$H_4(s) = \frac{K_4}{1 + \tau_4 s}$	$K_4 = 0,1 \text{ V/}^\circ$ $\tau_4 = 0,05 \text{ s}$

Le correcteur utilisé sur le BEA est de type proportionnel. On posera $C(s) = A$.

Question 37

Montrer que la fonction de transfert en boucle ouverte du système de compensation est donnée par :

$$H_{BO}(s) = \frac{0,58 \times A}{s(1 + 0,038s)(1 + 0,05s)}$$

Une perturbation appliquée au panier de la nacelle est supposée modélisée par une fonction unitaire $\theta_p(t) = t \cdot u(t)$ avec $u(t)$ l'échelon de Heaviside.

Question 38

Déterminer la valeur de la correction proportionnelle à appliquer afin que l'erreur de trainage soit inférieure à $0,1^\circ$. Vérifier, dans ce cas, que la stabilité du système est assurée pour ce réglage en prenant pour critère limite de stabilité la valeur de A . Conclure sur la pertinence de la chaîne d'information.

Limitation et contrôle de la charge maximale supportée par la nacelle

Pour des raisons de sécurité évidentes, la charge dans le panier de la nacelle est limitée et contrôlée. Le manuel d'utilisation du BEA précise que la charge maximale autorisée dans le panier de la nacelle est :

- 500 kg ou 5 personnes lorsque le canon n'est pas en fonctionnement ;
- 320 kg ou 3 personnes lorsque le canon est en fonctionnement.

Question 39

Proposer deux solutions technologiques basées sur des principes différents qui permettent de répondre au besoin indiqué ici. La description (schémas de principe et texte) sera suffisamment précise pour mettre en évidence clairement le fonctionnement du système de limitation et de contrôle de la charge.

Synthèse globale du sujet

Au terme du travail accompli sur ce Bras Élévateur Aérien, système technique complexe, pour lequel une étude des fonctions importantes réalisées (orienter la tourelle, déployer la tourelle, orienter la nacelle et mettre en sécurité) a permis de mettre en évidence performances et limitations du produit, il semble intéressant de rédiger quelques éléments de synthèse.

Question 40

Proposer, **en 10 lignes au maximum**, une brève note technique présentant le résultat de votre analyse et de votre conception résumant le travail que vous avez mené sur ce système en guise de conclusion générale.