

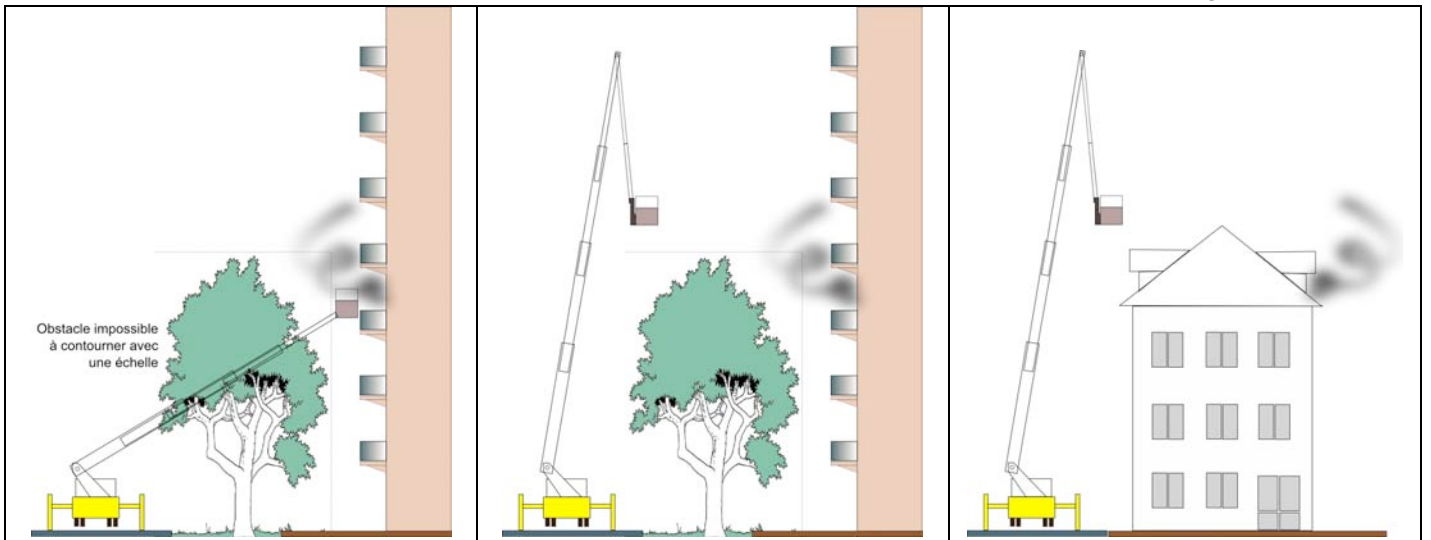
Partie 1 : Analyse globale du bras élévateur aérien

Objectif : construire un argumentaire de choix d'un véhicule de sauvetage.

Question 1

À l'aide du graphique ci-dessus qui représente la portée transversale maximale d'un BEA, présenter plusieurs situations comprenant obstacles (arbre, toit, mur,...) et/ou dangers (lignes électriques...) qui justifient l'utilité d'un tel engin pour atteindre le point d'intervention (balcon d'immeuble, fenêtre de toit...) au plus près.

L'EPA (échelle pivotante automatique) est un engin qui accède au point d'intervention en ligne droite et de ce fait, son emploi peut être compromis par un obstacle (rangée d'arbres). Le BEA (bras élévateur aérien) qui possède une articulation (rotation) supplémentaire peut intervenir dans des cas plus nombreux en enjambant un obstacle pour atteindre le point d'observation, d'attaque du feu ou de sauvetage.



Question 2

Proposer, avec un outil de description adapté, plusieurs exemples d'ordonnancement possible de manœuvre des éléments principaux de BEA (rotation R_t de la tourelle/châssis, élévation R_e et translation T_e du bras télescopique, rotation R_b et translation T_b du bras pendulaire) pour atteindre le point d'intervention depuis le point de fixation de l'engin. En dégager un qui a une durée d'accès court.

Pour accéder au point du sinistre, l'échelien effectue divers mouvements séquentiels (non simultanés). Il y a au moins deux possibilités qui peuvent être décrites comme ci-dessous. Les seules variantes dans les deux ordonnancements sont les étapes 2, 3, 4 et 5. Donc seules les valeurs de durée de ces trois étapes marqueront la différence.

Étant donné les valeurs des caractéristiques cinématiques des mouvements et des distances et angles parcourus, on peut estimer les durées suivantes en utilisant :

$$t = \frac{L}{V} \text{ et } t = \frac{\theta}{\Omega}$$

Considérant que la hauteur de l'obstacle est la même dans les 2 situations (le temps d'accès de l'extrémité du télescope est fixé à X_s), la différence entre les 2 ordonnancements de mouvements est de 13 s environ $[(40 + X) - (27 + X)]$; ce qui représente environ une réduction de 33 %.

On constate que les mouvements de rotation sont pénalisants.

		ordre	Mt	Tps
Séquence 1		1	Re	
		2	Rb	15s
		3	Rt	15s
		4	Te	Xs
		5	Rb	10s
		6	Tb	
Séquence 2		1	Re	
		2	Rt	15s
		3	Te	X+6s
		4	Rb	5s
		5	Te	6s
		6	Tb	

Question 3

Vérifier que la plateforme peut recevoir cinq personnes au point de vue de ses dimensions et au regard de la norme. Proposer, en vous appuyant sur les dessins de nacelle ci-dessus, une configuration défavorable de la charge supportée par la nacelle et définir son modèle global.

On distingue deux types de charges supportées par la nacelle :

- ponctuelle de 90 daN due à une personne embarquée ;
- uniformément répartie sur une surface de 0,5 m² environ (25 % de la surface du plancher de la nacelle de 1 m x 2 m).

Selon la norme, les calculs doivent se faire dans la configuration la plus défavorable. Pour cela, il faut considérer :

- la masse maximale supportée par la nacelle est de 500 daN selon le constructeur de BEA ;
- il y a forcément une personne embarquée, l'échelier ;
- une personne embarquée occupe une surface au sol d'environ 0,3 m² (au minimum dans le cas où la personne est située dans un angle de la nacelle) ou 0,8 m² (au maximum dans le cas où la personne est en plein milieu de la nacelle) ;
- l'équipement portable embarqué, occupant une petite surface au sol, peut représenter donc une charge globale très importante.

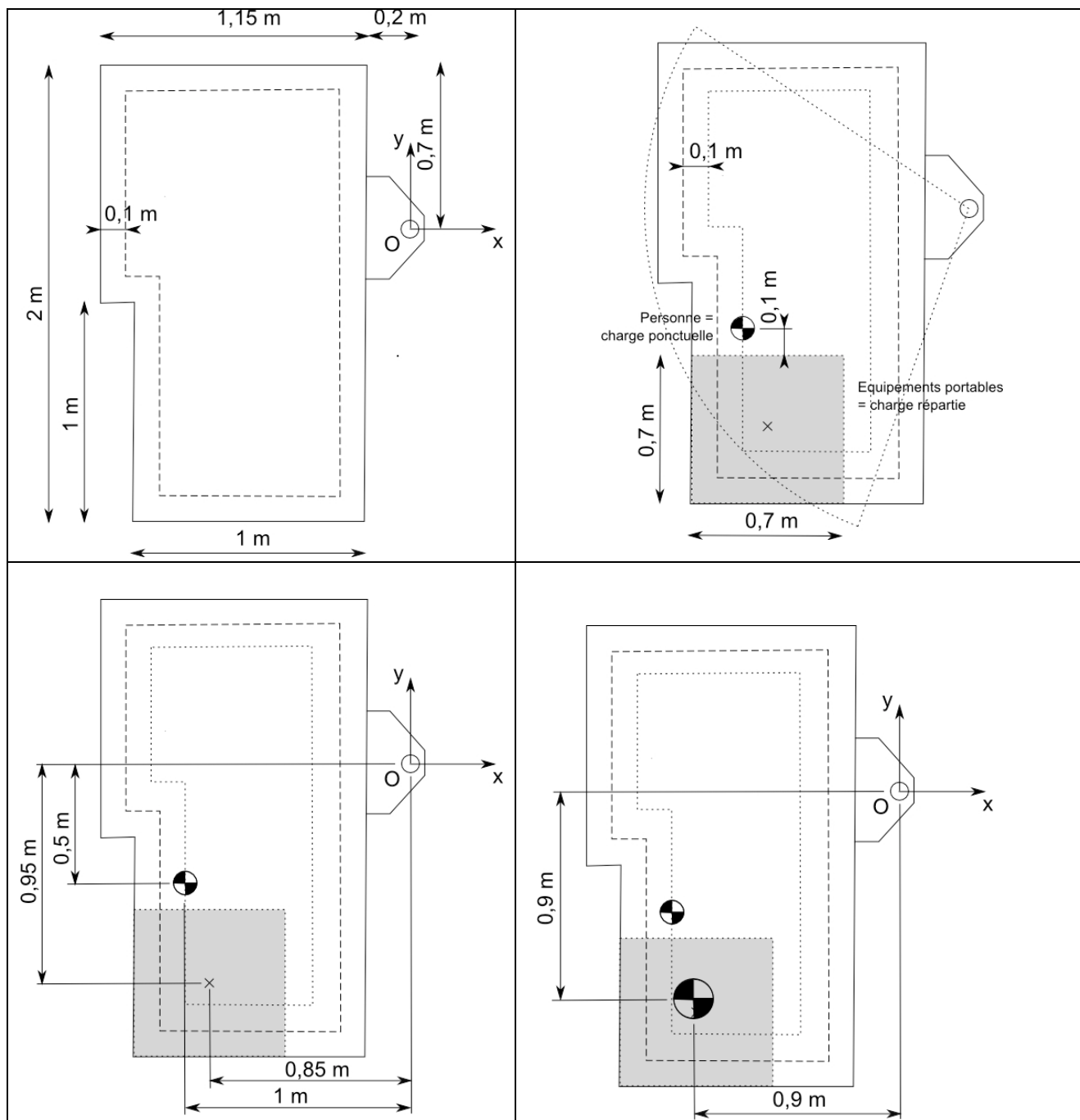
En conclusion, la configuration la plus défavorable sera définie par les charges et leurs points d'application qui devront être les plus éloignés possible de l'axe d'articulation situé en O (voir figure ci-dessous) :

- une seule personne (l'échelier) embarquée de masse de 90 kg placée dans le coin le plus éloigné du point O et proche du poste de commande embarqué ;
- une charge uniformément répartie due à l'équipement portable de 410 daN répartie sur 0,5 m² :

La position (X_c, Y_c) de la charge équivalente C est donnée par la formule du barycentre :

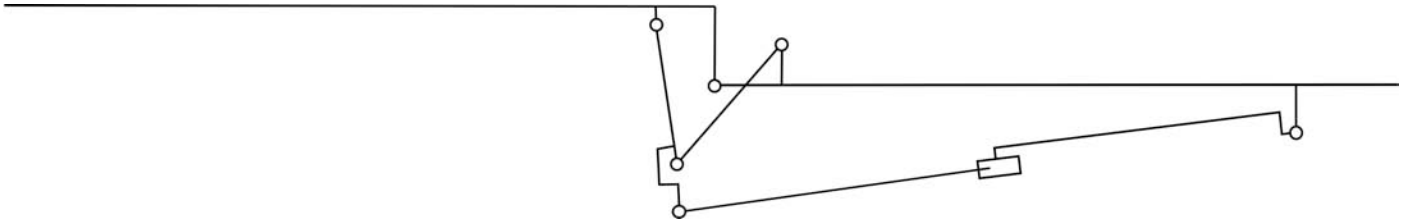
$$X_c = \frac{1}{(M_{Pg} + M_{Eg})} \times (-1 \cdot M_{Pg} - 0,85 \cdot M_{Eg}) ; \text{AN} : X_c = 0,877 \text{ m} \approx 0,9 \text{ m}$$

$$Y_c = \frac{1}{(M_{Pg} + M_{Eg})} \times (-0,5 \cdot M_{Pg} - 0,95 \cdot M_{Eg}) ; \text{AN} ; Y_c = 0,869 \text{ m} \approx 0,9 \text{ m}$$

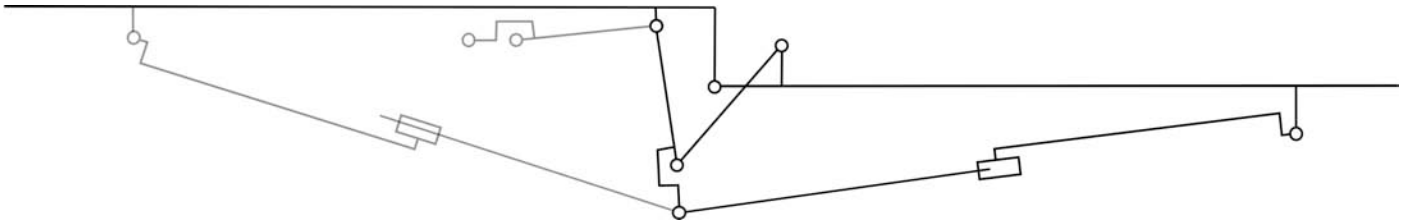


Question 4

Représenter, à l'aide d'un schéma cinématique, la position du bras pendulaire donnée par le débattement maximum et en déduire la longueur utile de la tige du vérin. Représenter sur ce même schéma cinématique un autre vérin dont le point d'ancrage serait fixé sur le dernier élément du télescope et conclure sur l'intérêt et les conséquences d'une telle solution constructive. (Citer le phénomène que l'on peut craindre pour un vérin de cette longueur)



Considérant tout d'abord la position extrême du bras (alignement avec le télescope), le point d'ancrage du fut du vérin est donc connu. Le tracé des trajectoires des points centres des articulations permet de déterminer la position des deux barres du système d'articulation. La position du point d'attache de l'extrémité de la tige du vérin étant alors connue, la longueur du vérin tige sortie peut être déterminée à l'aide de l'indication faite sur la longueur du même vérin rentrée.



L'analyse d'une implantation différente d'un vérin identique dont le point d'ancrage serait sur le dernier élément du télescope, amène aux conclusions suivantes :

- la sortie de la tige du vérin est plus faible de X mm ;
- le vérin à implanter alors pourrait être plus court que l'autre de X mm ;
- la longueur du vérin peut être encore optimisée en changeant la position du point d'attache de la tige.

En conclusion, les avantages d'une telle solution constructive sont :

- masse embarquée plus faible ;
- poids du vérin placé plus favorablement dans l'ensemble du système ;
- phénomène de flambage moins contraignant ;
- réduction de la longueur des canalisations pour le circuit énergétique ;
- ...

Les conséquences sont :

- modifier la structure des poutres télescopiques en ouvrant leur section rectangulaire afin de laisser un passage au point d'ancrage de l'extrémité du fut du vérin ;
- ou inverser les éléments du télescope pour pouvoir fixer la chape de l'extrémité du fut du vérin sans changer la géométrie des poutres télescopiques ;
- ...

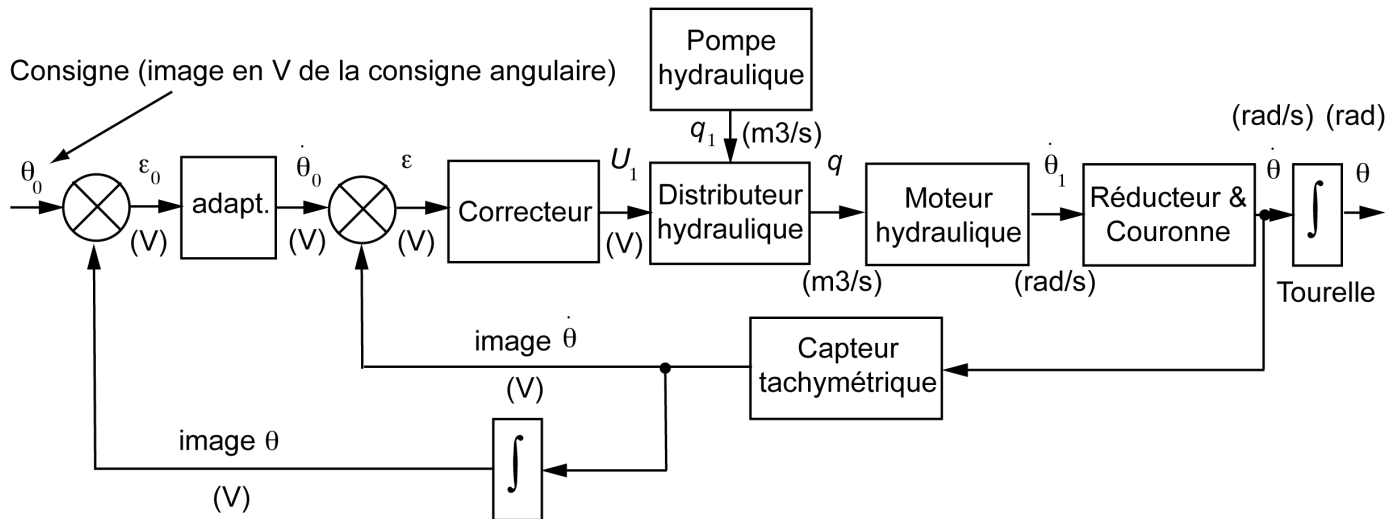
Partie 2 : Analyse et conception de l'orientation de la tourelle

Objectif : choisir l'actionneur hydraulique ; choisir la couronne d'orientation ; réaliser l'interfaçage tourelle/support.

Question 5

Proposer, sous forme de schéma bloc, le principe de la réalisation de ces asservissements. Les blocs seront les noms des solutions technologiques utilisées (voir ci-dessus). Les informations transférées entre les blocs seront indiquées sous forme de paramètres dont la signification et les unités seront précisées.

Le schéma bloc ci-après présente le principe des asservissements de position et de vitesse de la rotation de la tourelle du BEA. La consigne est l'image électrique de la valeur angulaire demandée.



Question 6

À l'aide des éléments présentés ci-dessus, calculer la puissance nécessaire sur l'axe de la tourelle afin de procéder par la suite au choix de l'actionneur. En déduire le couple nécessaire au niveau de l'axe de la tourelle.

Notons $S = \{A, B, C, D\}$ le système étudié et S_i ou S_j un des quatre sous-ensembles **A**, **B**, **C** ou **D**. Afin de déterminer la puissance nécessaire sur l'axe de la tourelle, nous pouvons utiliser le théorème de l'énergie/puissance :

$$\frac{dT(S/R_0)}{dt} = P(\bar{S} \rightarrow S) + P(S_i \leftrightarrow S_j)$$

On a, puisque les sous-ensembles de S n'ont pas de mouvement relatif entre eux,

$$P(\bar{S} \rightarrow S) = \{ \text{vent} \rightarrow S \} \otimes V(S/R_0) + \{ \text{moteur} \rightarrow S \} \otimes V(S/R_0) + \underbrace{\{ \text{pesanteur} \rightarrow S \} \otimes V(S/R_0)}_{=0}$$

De plus, d'après la définition d'une liaison parfaite, la puissance des actions réciproques dans les liaisons est nulle pour tous les mouvements laissés libres. On a donc ici

$$P(S_i \leftrightarrow S_j) = 0, \quad \forall (i, j)$$

Calculons les énergies cinétiques des différents éléments de S . On a

$$T(S/R_0) = T(A/R_0) + T(B/R_0) + T(C/R_0) + T(D/R_0)$$

avec

$$2T(X/R_0) = \underbrace{m_X \vec{v}^2(G_X/R_0)}_{m_X y_X^2 \dot{\theta}^2} + \underbrace{\vec{\omega}(X/R_0) \cdot I(G_X, X) \vec{\omega}(X/R_0)}_{C_X \dot{\theta}^2}, \quad X = A, B, C \text{ ou } D$$

y_X étant l'ordonnée du centre d'inertie G_X et C_X l'élément (3,3) de la matrice d'inertie de X .

L'application du théorème de l'énergie/puissance donne donc :

$$P(\text{moteur} \rightarrow S) = \sum_X [(m_X y_X^2 + C_X) \dot{\theta} \ddot{\theta}] + P(\text{vent} \rightarrow S)$$

$$\text{avec } P(\text{vent} \rightarrow S) = \int_{\text{surface}} \vec{p}(M) \cdot \vec{v}(M/R_0) dS = \vec{v}(G/R_0) \cdot \int_{\text{surface}} \vec{p}(M) dS + \underbrace{\vec{\omega}(S/R_0) \cdot \int_{\text{surface}} \vec{GM} \wedge \vec{p}(M) dS}_{=0}$$

Numériquement

Puissances	Valeurs numériques
Solide A	$(1550 \times 0,152^2 + 603) \frac{2\pi}{60} \frac{2\pi}{60 \times 3} = 2,33 \text{ W}$
Solide B	$(2650 \times 4,247^2 + 13346) \frac{2\pi}{60} \frac{2\pi}{60 \times 3} = 223,5 \text{ W}$
Solide C	$(525 \times 14,699^2 + 2842) \frac{2\pi}{60} \frac{2\pi}{60 \times 3} = 425 \text{ W}$
Solide D	$(825 \times 18,56^2 + 347) \frac{2\pi}{60} \frac{2\pi}{60 \times 3} = 1040,1 \text{ W}$
Action du vent	$100(1 \times 1,3 \times 0,5 + 18 \times 0,5 \times 10 + 1 \times 1,1 \times 19,5) \times \frac{2\pi}{60} = 1173,9 \text{ W}$
Total	2865 W

On en déduit la valeur du couple nécessaire sur l'axe pour le taux de rotation $\dot{\theta} = \frac{2\pi}{60} \approx 0,105 \text{ rad/s}$

$$C_{\text{axe}} = \frac{P(\vec{S} \rightarrow S)}{\dot{\theta}} = \frac{2865}{0,105} = 27,29 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Limites dues aux éléments de la chaîne d'énergie de l'actionneur hydraulique en régime établi

Limites dues au distributeur hydraulique

Question 7

Déterminer, pour une valeur de U imposée, la valeur de la pression différentielle pour laquelle la puissance transmissible par le distributeur est maximale. En déduire la puissance maximale théorique transmissible par le distributeur pour $U = U_0$. Vérifier que celle-ci peut être atteinte par le préactionneur choisi.

La puissance transmissible par le distributeur est définie par

$$P_{\text{distributeur}} = \Delta p \times q = \Delta p \times \frac{q_0}{\sqrt{p_0}} \frac{U}{U_0} \sqrt{p_u - \Delta p \text{sgn}(U)}$$

La pression différentielle pour laquelle la puissance transmissible par le distributeur est maximale est alors obtenue par

$$\frac{dP_{\text{distributeur}}}{d\Delta p} = \frac{q_0}{\sqrt{p_0}} \frac{U}{U_0} \sqrt{p_u - \Delta p \operatorname{sgn}(U)} + \Delta p \times \frac{-\operatorname{sgn}(U) \frac{q_0}{\sqrt{p_0}} \frac{U}{U_0}}{2\sqrt{p_u - \Delta p \operatorname{sgn}(U)}} = 0$$

Le calcul donne alors

$$\Delta p = \frac{2}{3} p_u$$

On en déduit la puissance maximale théorique transmissible par le distributeur

$$P_{\max} = \frac{2q_0}{3\sqrt{3p_0}} p_u^{\frac{3}{2}}$$

Numériquement, on trouve

$$P_{\max} = \frac{2 \times \frac{90 \times 10^{-3}}{60}}{3\sqrt{3 \times 130 \times 10^5}} \times (315 \times 10^5)^{\frac{3}{2}} = 27,64 \text{ kW}$$

pour

$$\Delta p = \frac{2}{3} \times 315 = 210 \text{ bar}$$

Pour cette valeur, le débit théorique vaut

$$q = 90 \frac{\sqrt{(315 - 210)}}{\sqrt{130}} = 80,9 \text{ L/min}$$

La courbe (q, p) du distributeur définit la zone de son utilisation. Le point $(80,9 ; 210)$ est bien situé dans cette zone.

Question 8

Proposer une définition du rendement du distributeur et donner sa valeur numérique pour la puissance maximale transmissible par le distributeur.

Le rendement du distributeur est défini par $\eta_d = \frac{P_{\text{sortie}}}{P_{\text{entrée}}} = \frac{\Delta p \times q}{p_u \times q} = \frac{\Delta p}{p_u}$. Sa valeur numérique vaut ici, pour la puissance maximale transmissible

$$\eta_d = \frac{\Delta p}{p_u} = 66\%$$

Nous supposons que le rendement du distributeur est constant et égal à $\eta_d = 66\%$.

Limites dues au moteur hydraulique et au réducteur – vérification de la pompe

Question 9

Indiquer des ordres de grandeur pour les rendements suivants : couronne, réducteur épicycloïdal, mécanique d'une pompe hydraulique, volumétrique d'une pompe hydraulique. En déduire la valeur de l'ordre de grandeur de la puissance nécessaire à l'entrée de la pompe. Vérifier à l'aide du Document Technique DT3 que le modèle utilisé est convenable du point de la puissance disponible.

Proposons des ordres de grandeur pour les rendements des éléments considérés

	η
Couronne	97 %
Réducteur	96 %
Pompe hydraulique (mécanique)	80 %
Pompe hydraulique (hydraulique)	90 %

Le rendement de la chaîne de transmission vaut donc $\eta_g = 66 \times 97 \times 96 \times 80 \times 90 = 44\%$

La puissance nécessaire à l'entrée de la pompe peut être évaluée à

$$P_{\text{entrée pompe}} = \frac{P(\bar{S} \rightarrow S)}{\eta_g} = \frac{2865}{0,44} \approx 6500 \text{ W}$$

La pompe HYDRO-LEDUC TXV 120 présente les caractéristiques maximales suivantes :

$$C_{\text{max}} = 680 \text{ Nm et } N_{\text{max}} = 2100 \text{ tr/min}$$

La puissance maximale, pour ces valeurs, vaut : $P_{\text{max}} = 680 \times \frac{\pi \times 2100}{30} \approx 150 \text{ kW}$.

La puissance disponible à la pompe est donc plus de vingt fois celle nécessaire pour entraîner le BEA avec les contraintes proposées.

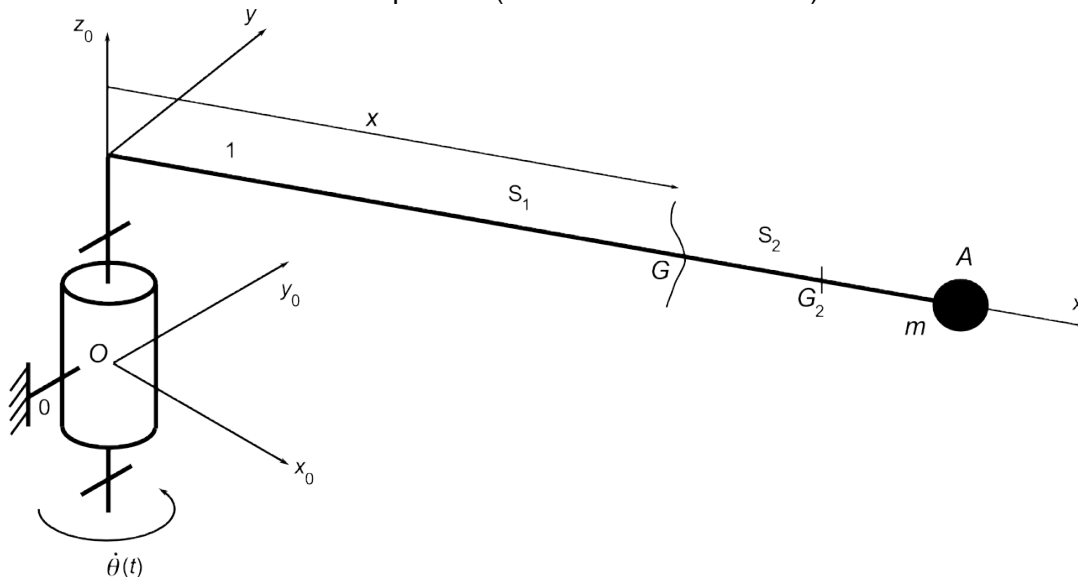
Arrêt de l'orientation du bras élévateur aérien

Effet des vibrations du bras pendant la phase d'arrêt de la rotation de la tourelle

Question 10

Proposer un modèle simple pour étudier le comportement du bras télescopique pendant la phase d'arrêt de la tourelle. Un schéma sera précisé ainsi que toutes les hypothèses de calcul et la mise en équations. **Il ne vous est pas demandé de les résoudre.**

Il est possible de modéliser le BEA par une poutre longue (modèle de Bernoulli) de longueur L à masse distribuée (masse linéique μ) sur laquelle est positionnée en bout une masse ponctuelle correspondant à la nacelle chargée. La section est supposée constante de type rectangulaire creuse d'aire A . Cette poutre est en liaison pivot à l'autre extrémité avec le porteur (voir schéma ci-dessous).



Notons 0 le porteur et 1 le BEA. Les actions mécaniques extérieures à la poutre sont :

- Action de liaison : $\{0 \rightarrow 1\}$
- Action de la pesanteur sur 1 modélisée localement par $\vec{p}(x) = -\mu g \vec{z}_0$
- Action de la pesanteur sur la nacelle : $\{\text{pesanteur} \rightarrow \text{nacelle}\} = \underset{A}{\{-mg \vec{z}_0, 0\}}$

En isolant la partie aval d'une coupure à l'abscisse x de la poutre 1, l'application du Principe Fondamental de la Dynamique donne localement

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \vec{R}(x,t)}{\partial x} + \vec{p}(x) = \mu \vec{a}(x,t) \\ \frac{\partial \vec{M}(x,t)}{\partial x} + \vec{x} \wedge \vec{R}(x,t) + \vec{\gamma}(x,t) = \underbrace{\mu I(x)}_{\substack{\text{négligeable} \\ \text{pour une poutre} \\ \text{de Bernoulli}}} \frac{\partial^2 \vec{\theta}(x,t)}{\partial t^2} \end{array} \right.$$

Pour ne prendre en compte que la flexion autour de l'axe (O, \vec{z}_0) , nous projetons l'équation de moment suivant cet axe et l'équation de la résultante suivant (O, \vec{y}) . On obtient ici

$$\frac{\partial M_z}{\partial x} - T_y = 0 \quad \text{et} \quad \frac{\partial T_y(x)}{\partial x} = \mu A \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2}$$

L'équation de la déformée de la poutre est donnée par $M_z = EI_z \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2}$

L'équation de liaison cinématique (hypothèse de Bernoulli) s'écrit $\frac{\partial v(x)}{\partial x} = \theta(x)$

L'équation de mouvement devient alors

$$EI_z \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^4} + \mu A \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} = 0$$

Ordre de grandeur de la fréquence fondamentale des vibrations : 1 Hz

Amplitude des vibrations associées : 0,4 m

Question 11

Analyser et commenter ce résultat. Le cas échéant, si une évolution est envisagée, la présenter succinctement

La fréquence fondamentale des vibrations est faible (vibration mécanique). Remarquons que la fréquence de rotation du BEA est 60 fois plus faible $\left(f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{60} \text{ Hz} \right)$: pas de risque d'entrée en résonance entre ces deux vibrations. La souplesse du bras expose l'extrémité à une amplitude de 80 cm, ce qui est loin d'être négligeable. Il serait envisageable d'augmenter la rigidité du bras en choisissant une section permettant un accroissement de l'inertie.

Effet de l'anti rebond présent dans le circuit hydraulique d'orientation de la tourelle

Question 12

Expliquer le fonctionnement du système anti rebond et en quoi il réalise la fonction souhaitée pour l'ensemble de la tourelle.

- phase 1 : phase neutre en situation de repos (les branches A et B communiquent) ;
- phase 2 : phase d'alimentation de l'orientation (1 branche HP, 1 branche BP). Les branches sont isolées ;
- phase 3 : phase d'arrêt du mouvement (1 branche HP, 1 branche BP, les branches viennent de s'inverser). Les branches demeurent isolées ;
- phase 4 : instant d'arrêt tourelle (2 branches qui communiquent et sont à pression identique).

En l'absence de ce système, la tourelle aurait tendance à rebondir, car la branche qui dissipe la puissance hydraulique, au moment de l'arrêt conserverait le niveau de pression défini par les limiteurs de pression. Ce niveau de pression tendrait à ce moment à faire partir la tourelle en sens inverse. Cela aurait pour conséquence une moindre précision et un moindre confort.

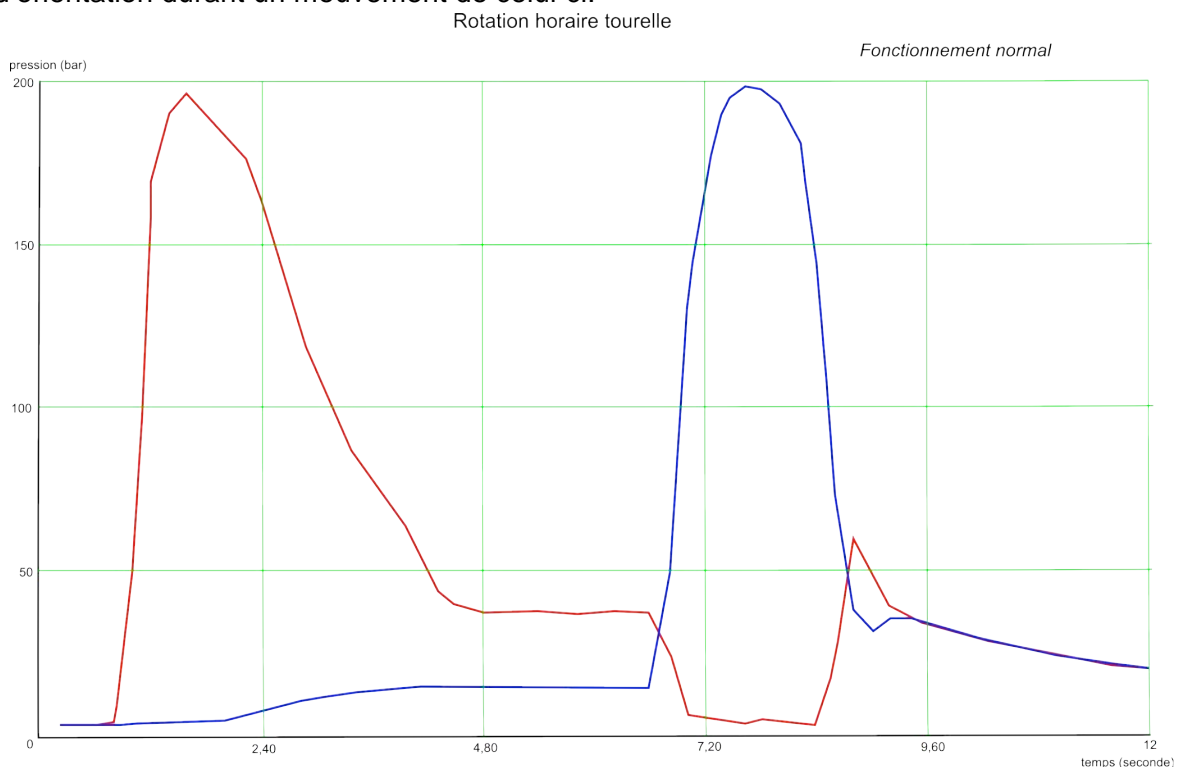
Rôle des valves anti rebond : au moment de l'arrêt de la tourelle, le débit s'annule et l'ultime montée en pression se manifeste. Or, au moment de l'arrêt, les valves anti rebond sont ouvertes, la pression maintenue dans la branche de puissance est écrasée et, faute de débit, elle ne pourra se recréer. On vient donc d'éviter une situation de rebond.

S'il y a eu situation de rebond, les branches de puissance ont inversé leur pression et le processus se réitère, jusqu'à annulation de tout mouvement et toute pression. Grâce à ces valves anti rebond, la pression ultime de la branche de puissance, au moment de l'arrêt de la tourelle, s'égalise et s'annule avec celle de la branche opposée au travers d'une fuite calibrée minime.

Question 13

Expliquer en quoi le phénomène de rebond est annihilé par le système des deux valves. Expliquer ensuite pourquoi dans le sens antihoraire (défaut) le phénomène de rebond apparaît.

Les 2 courbes (rouge et bleue) sont celles de la pression dans les 2 branches de puissance alimentant le moteur d'orientation durant un mouvement de celui-ci.



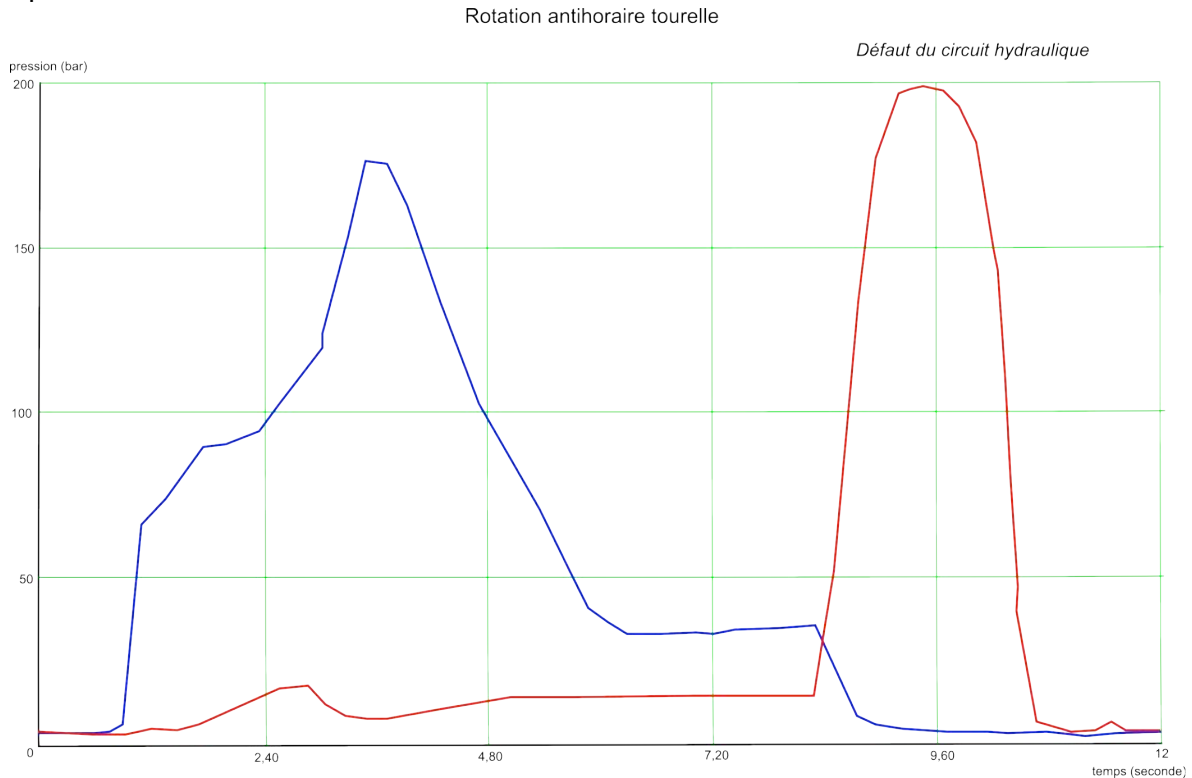
La phase accélération initiale de la tourelle a lieu pour $1 \text{ s} \leq t \leq 4 \text{ s}$. Le niveau de pression sur la branche BP est porté à une valeur constante (car débit établi), en raison de la perte de charge au travers du distributeur sur la ligne de retour. Le mouvement d'orientation entre en régime permanent pour $4 \text{ s} \leq t \leq 7 \text{ s}$. Une pression d'environ 40 bar est suffisante à assurer le mouvement permanent.

À $t = 7 \text{ s}$, la commande du mouvement cesse brutalement. Les pressions s'inversent et la nouvelle HP peut très rapidement atteindre environ 200 bar (seuil d'ouverture des limiteurs de pression).

Au moment de l'arrêt de la tourelle, à $t = 8,5 \text{ s}$ environ, la pression HP décroît rapidement, alors que la pression BP va augmenter pour rejoindre ce même niveau de pression (environ 25 bar). On voit très clairement l'action des valves anti rebond qui établissent la communication entre branches.

Par la suite, après $t = 9,5 \text{ s}$, les 2 branches sont à pression strictement identique.

Un relevé a été effectué sur le BEA dans l'autre sens de rotation, qui manifestait un défaut de rebond. En effet, uniquement dans un sens de rotation, au moment de l'arrêt, la tourelle était renvoyée dans le sens opposé à petite vitesse.



Au moment de l'arrêt, la pression brutalement retombe à 0, c'est-à-dire au niveau de la branche opposée. Il n'y a aucun transfert vers la branche opposée et le phénomène de rebond n'est pas annihilé.

Analyse et conception de l'installation de la tourelle sur le support

Actions mécaniques transmises par la tourelle au porteur

Question 14

Afin de valider le choix de la couronne d'orientation en phase statique, déterminer le torseur des actions mécaniques au niveau de la liaison entre la tourelle et le faux châssis dans la position B du Document Technique DT2. On ne prendra en compte que les éléments utiles du Tableau 1 (ci-avant). L'action du vent n'est pas considérée ici.

Les actions mécaniques à prendre en compte sont les actions de la pesanteur sur les éléments identifiés dans le Tableau 1

$$\{\text{pesanteur} \rightarrow \mathbf{A}\}_{G_A} = \{-m_A g \vec{z}_0, 0\}$$

$$\{\text{pesanteur} \rightarrow \mathbf{B}\}_{G_B} = \{-m_B g \vec{z}_0, 0\}$$

$$\{\text{pesanteur} \rightarrow \mathbf{C}\}_{G_C} = \{-m_C g \vec{z}_0, 0\}$$

$$\{\text{pesanteur} \rightarrow \mathbf{D}\}_{G_D} = \{-m_D g \vec{z}_0, 0\}$$

$$\{\text{porteur} \rightarrow \text{tourelle}\}_O = \{\vec{R}, \vec{M}(O)\}$$

L'application du Principe Fondamental de la Statique en O , centre de la liaison pivot entre le bras et le porteur, donne

$${}_O \left\{ \vec{R} - (m_A + m_B + m_C + m_D) g \vec{z}_0, \vec{M}(O) + \vec{OG}_A \wedge -m_A g \vec{z}_0 + \vec{OG}_B \wedge -m_B g \vec{z}_0 + \vec{OG}_C \wedge -m_C g \vec{z}_0 + \vec{OG}_D \wedge -m_D g \vec{z}_0 \right\} = 0$$

Numériquement, on obtient

$$\{\text{porteur} \rightarrow \text{tourelle}\}_O = \{54445 \vec{z}_0, -334010 \vec{x}\} \text{ unités SI}$$

Choix de la couronne d'orientation

Question 15

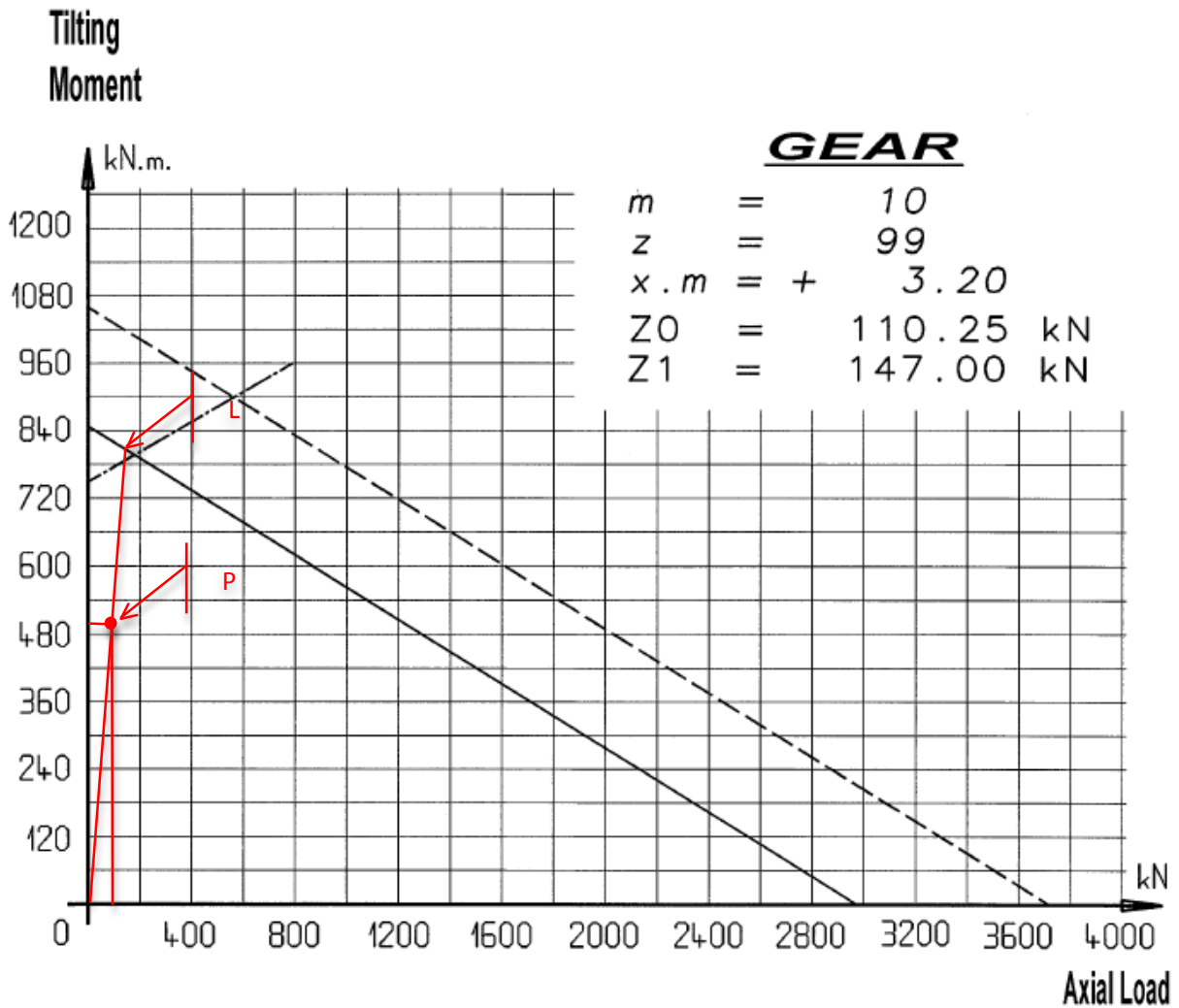
Vérifier à partir du calcul précédent et des deux documents techniques venant d'être cités, que la couronne choisie convient pour ce qui concerne la capacité de charge. Estimer également la durée de service pour une rotation de la tourelle de 1 tour/minute (valeur estimée par le fabricant).

Puisqu'il n'y a pas d'effort radial sur la couronne, on a $F_{eq} = 54445 \text{ N}$. Les coordonnées (P_x, P_y) du point P dans le plan (F_{eq}, M_T) sont données par le constructeur de la couronne :

$$P_x = F_{eq} \times KA \times KU \times KS = 54445 \times 1,5 = 81668 \text{ N}$$

$$P_y = M_T \times KA \times KU \times KS = 334010 \times 1,5 = 501015 \text{ Nm}$$

Nous vérifions bien (voir graphe ci-après) que la couronne choisie est compatible avec les actions mécaniques subies. Pour le calcul de la durée de service, déterminons graphiquement le facteur $KT = OL/OP \approx 1,6$. À partir du croquis 3 du Document Technique DT, on trouve alors $D = 24000 \text{ h}$.



Proposition de solution pour réaliser l'interfaçage faux châssis/tourelle du BEA

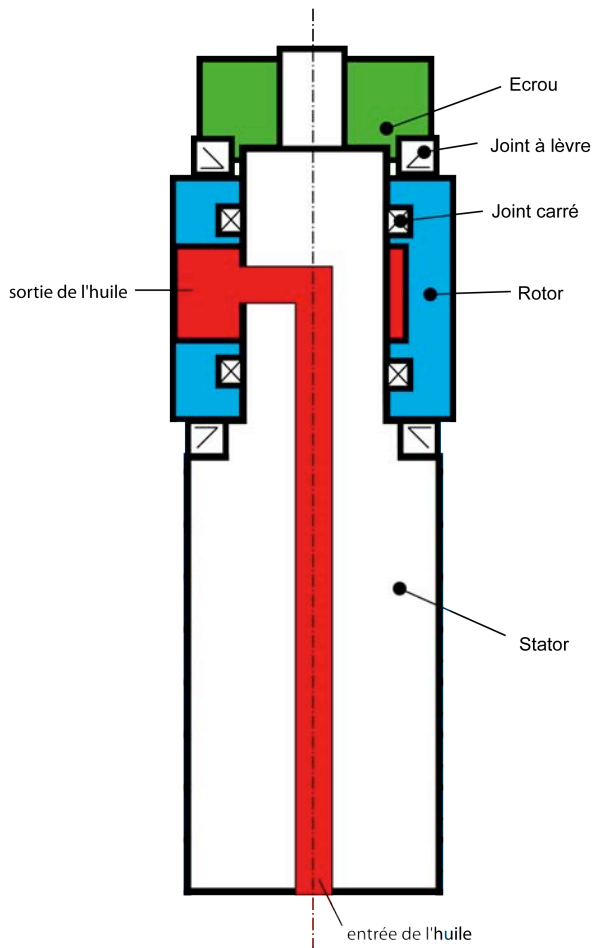
Question 16

Préciser une solution pouvant être utilisée pour remplir chacune des fonctions techniques 4 et 5 ci-dessus. Proposer un dessin de principe, à main levée, expliquant le fonctionnement de chaque solution.

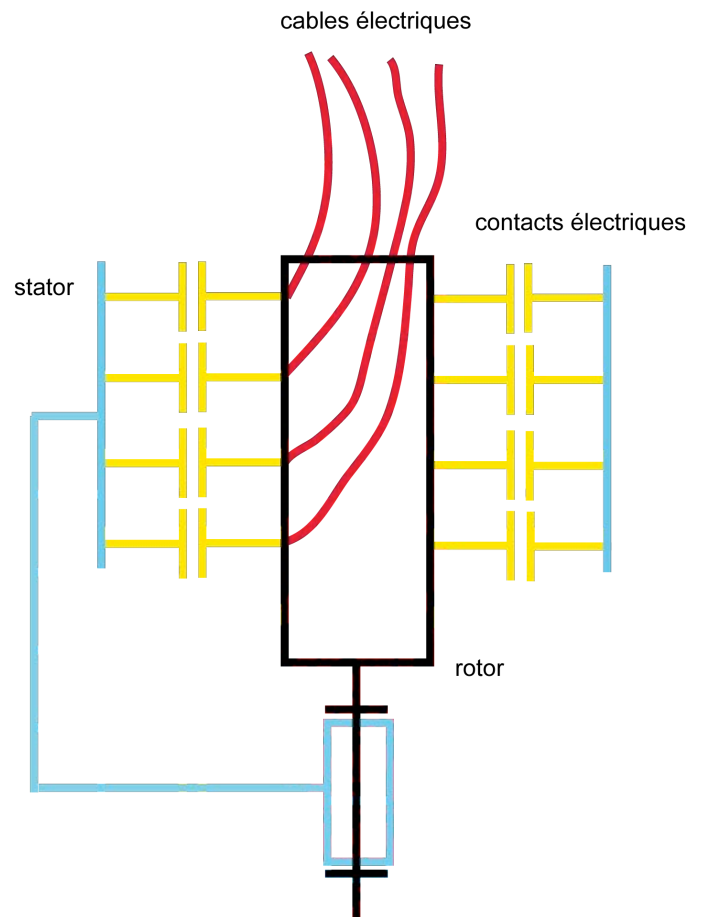
La rotation relative entre la tourelle et le porteur impose l'utilisation de raccords ou « joints » tournants pour le transfert des énergies hydrauliques et électriques entre les deux sous-ensembles.

Le premier schéma ci-après représente le principe d'une solution de raccord tournant hydraulique à une voie. Sa généralisation à un nombre de voies plus important s'obtient facilement à partir du principe proposé.

Le second schéma montre le principe du raccord électrique : des pistes conductrices sont en regard et maintenues en contact sous l'effet d'un élément élastique. La rotation des câbles électriques fixes par rapport au rotor est possible sans effet de torsion.



raccord hydraulique



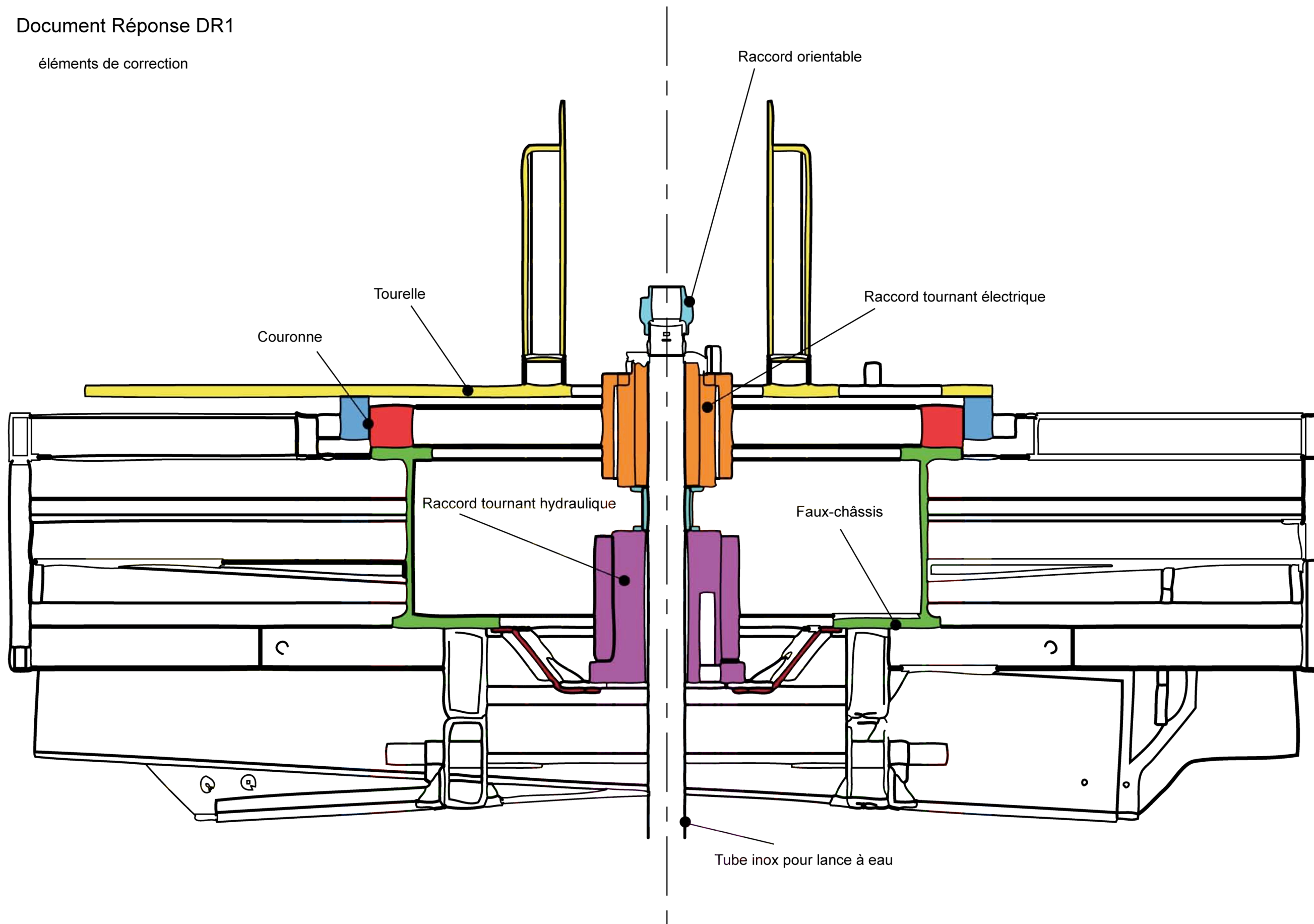
raccord électrique

Question 17

Proposer, sur le Document Réponse DR1, un dessin à main levée de l'architecture des solutions constructives du montage de la tourelle sur le faux châssis réalisant les six fonctions citées ci-dessus. Il s'agit ici de présenter les éléments dans leur globalité, en position, sans entrer dans le détail précis des choix réalisés pour les éléments.

Document Réponse DR1

éléments de correction



Partie 3 : Analyse et conception du bras télescopique

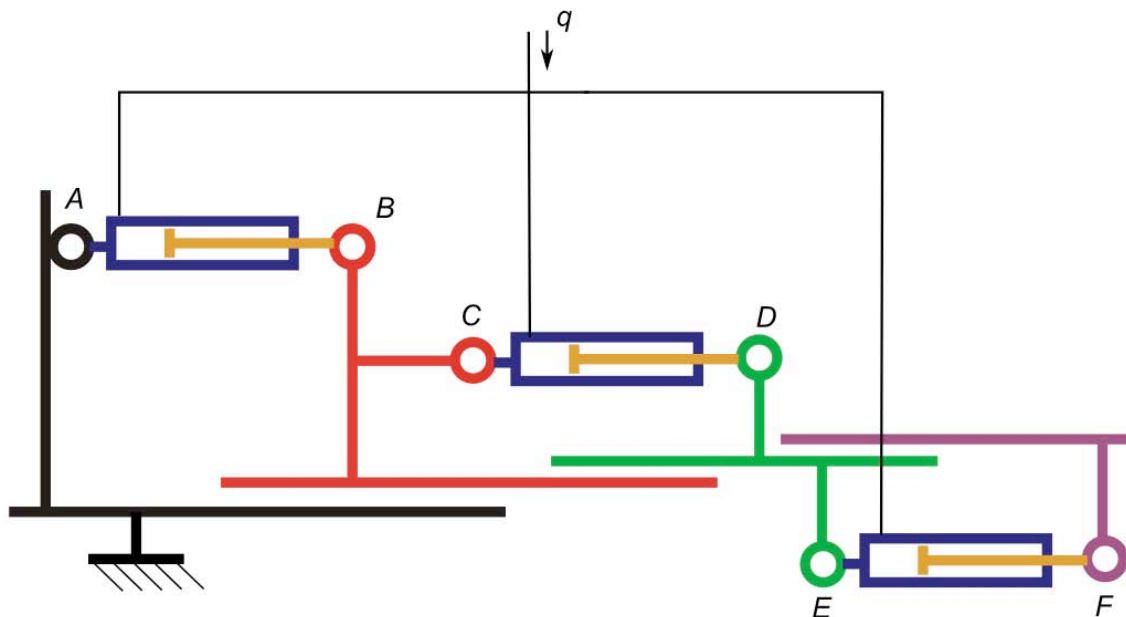
Objectif : Proposer des solutions techniques de principe, analyser le comportement mécanique et concevoir une solution pour le bras télescopique.

Principe de fonctionnement du bras télescopique. Conception préliminaire.

Question 18

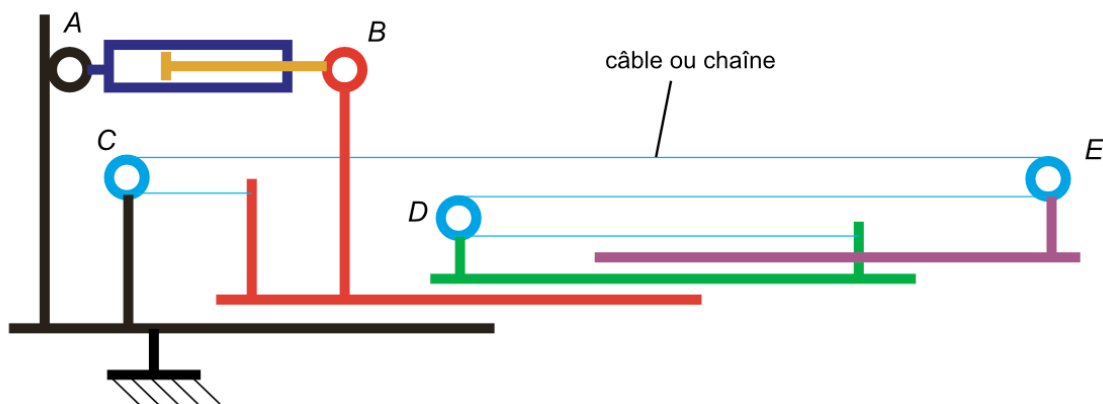
Proposer, sous la forme de schémas de principe, deux solutions permettant de répondre à la description faite ci-dessus. Des commentaires pourront préciser le fonctionnement et étayer les schémas. Calculer les vitesses relatives des éléments adjacents dans les deux situations que vous aurez décrites.

Solution 1 : trois vérins alimentés avec le même débit comme présenté sur le schéma ci-dessous



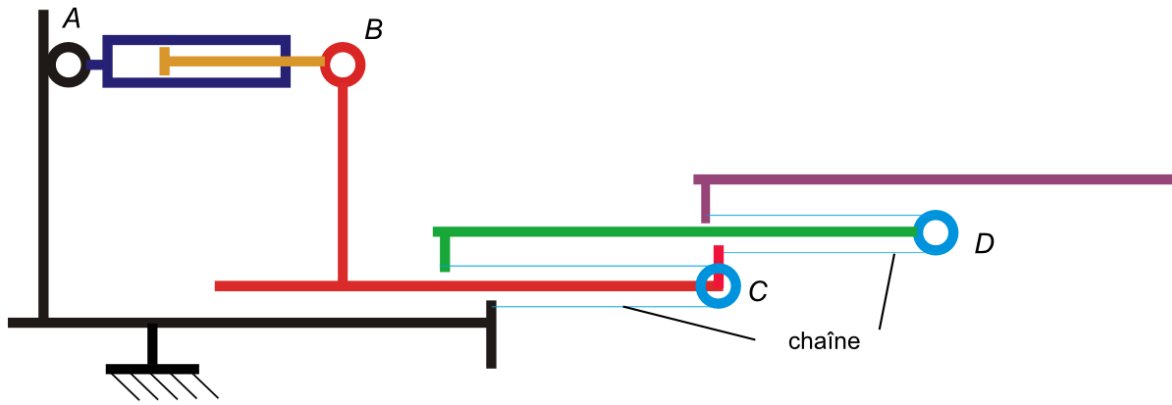
Les vitesses relatives des différents éléments sont identiques ici si les vérins sont alimentés avec le même débit de fluide.

Solution 2 : un vérin et un ensemble de chaîne (câble) et roues (en bleu)



Si v est la vitesse de la chaîne, celle-ci est identique à $\|\vec{v}(B/0)\|$.

Solution 3 : un vérin et un ensemble de deux chaînes (câbles) et roues (en bleu)



Les vitesses des éléments du bras télescopique sont divisées par deux (ou doublées suivant l'élément pris en référence) entre deux coulisses connexes.

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.

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.

$$h - m = E_c - I_c$$

h : degré d'hyperstaticité

m : mobilité

$E_c = 6\gamma$: nombre d'équations cinématiques

I_c : nombre d'inconnues cinématiques

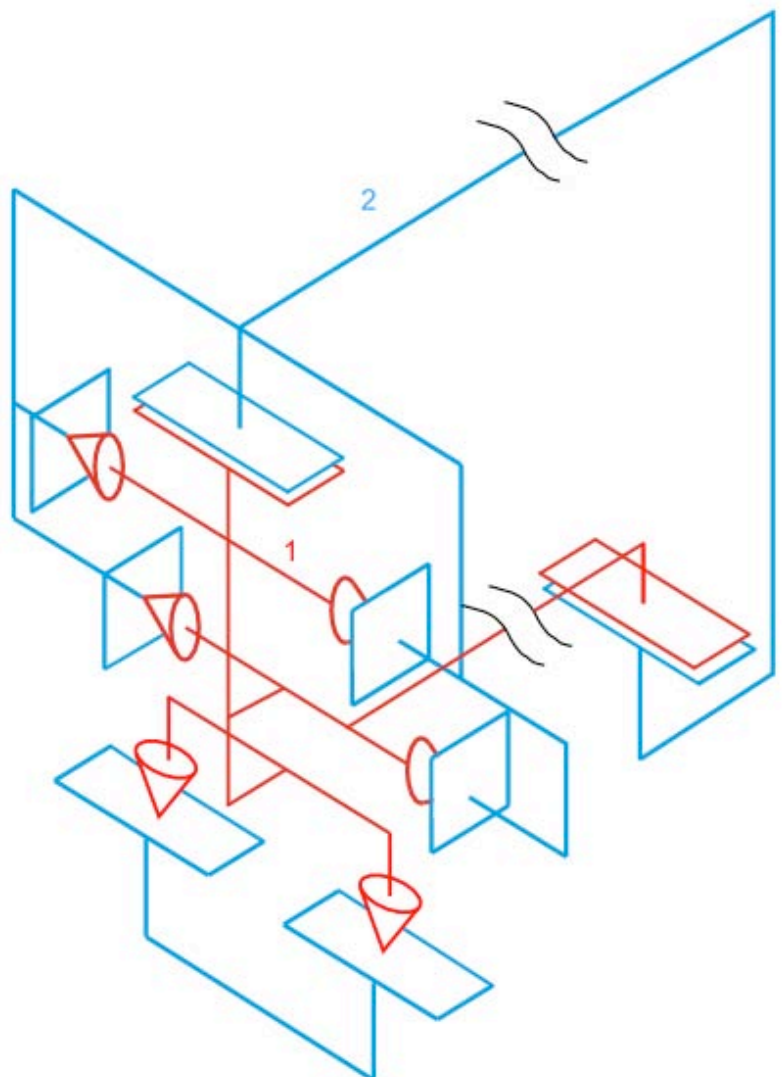
γ : nombre cyclomatique

avec $m = 1$, $I_c = 6 \times 5 + 2 \times 3 = 36$,

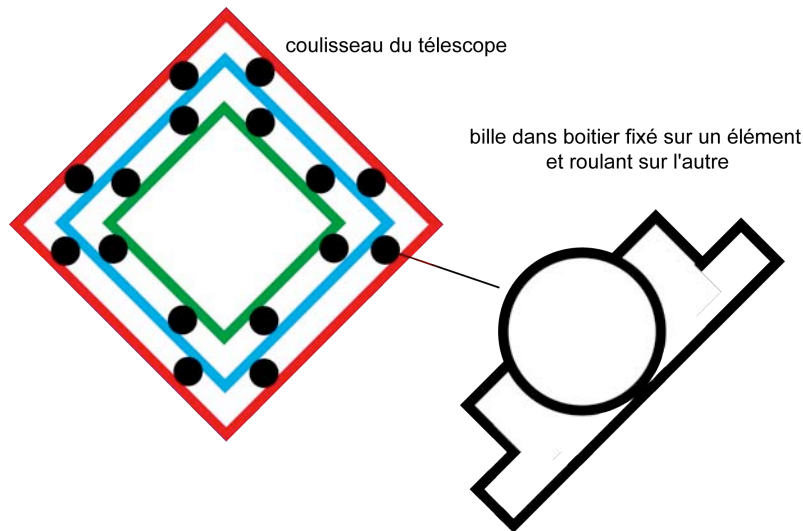
$\gamma = 8 - 2 + 1 = 7$, $E_c = 42$

d'où $h = 42 - 36 + 1 = 7$

Ce degré d'hyperstaticité est parfaitement admissible pour cette liaison de grande longueur. Les déformations des éléments du bras télescopique compenseront cette contrainte. De plus, les faibles dimensions des patins par rapport à celles des éléments du bras pourraient se traduire pas une modélisation des deux appuis plans par des liaisons ponctuelles, ce qui diminuerait de 4 le degré d'hyperstaticité de la liaison.



Autre solution possible

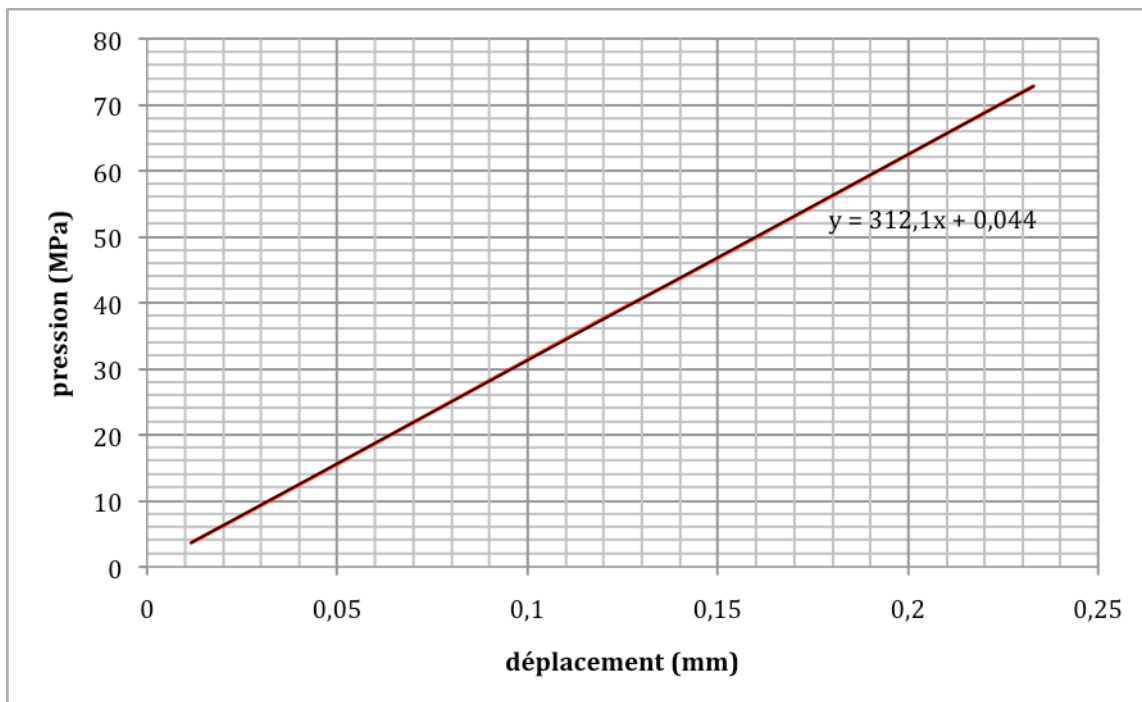


Question 20

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 ?

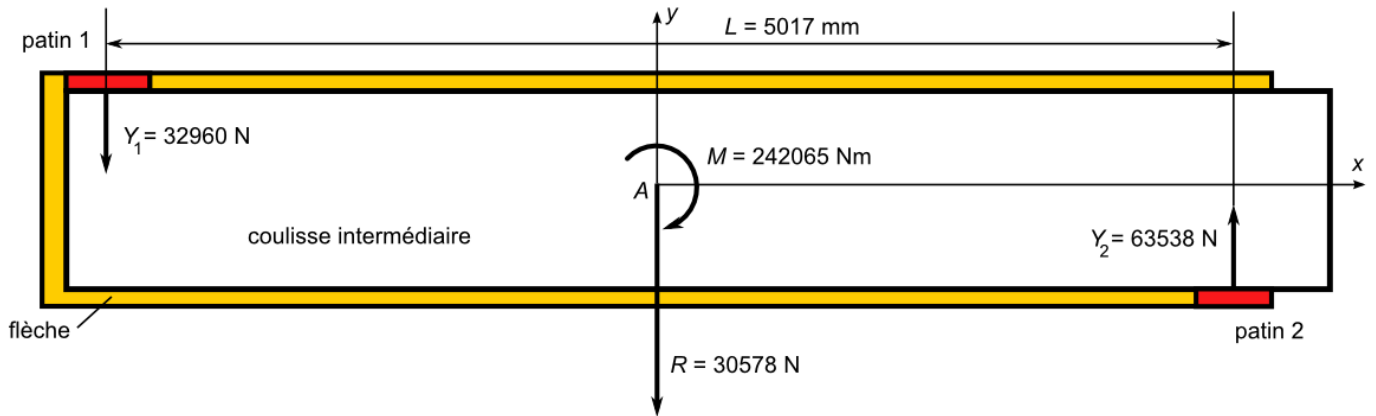
Déterminons tout d'abord, à partir des données du Document Technique DT14, le coefficient de proportionnalité entre la pression et la déformation du patin. La courbe linéaire est donnée ci-dessous. La pente vaut en unité SI

$$k = 3,121 \times 10^{11} \text{ Pa/m}$$



Nous faisons l'hypothèse d'un jeu nul entre la flèche et ma coulisse intermédiaire puisque nous cherchons uniquement à déterminer l'influence des déformations des patins. L'équilibre de la partie en aval de la flèche conduit aux valeurs numériques données sur le schéma de la figure ci-dessous. Le torseur $\begin{Bmatrix} \vec{R}; \vec{M} \end{Bmatrix}_A$

proposé ici est celui correspondant aux actions de la pesanteur des différentes parties ramenées au point A.



Nous supposons la pression constante à la surface de chaque patin. Cette hypothèse est justifiée, *a priori*, par la distance entre les patins et leur faible largeur en comparaison. Elles valent respectivement :

$$\text{Patin 1 : } p_1 = \frac{Y_1}{a_1 \times b_1} = \frac{32960}{0,28 \times 0,15} = 0,8 \text{ MPa induisant un déplacement vertical } \delta_1 = 2,4 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$\text{Patin 2 : } p_2 = \frac{Y_2}{a_2 \times b_2} = \frac{63538}{0,28 \times 0,12} = 1,8 \text{ MPa induisant un déplacement vertical } \delta_2 = -5,6 \times 10^{-6} \text{ m}$$

On en déduit le déplacement vertical et l'angle de rotation de la coulisse intermédiaire par rapport à la flèche qui valent respectivement :

$$\delta = \delta_1 - \delta_2 = 8 \times 10^{-6} \text{ m et } \theta = \frac{\delta_1 - \delta_2}{L} = 1,6 \times 10^{-6} \text{ rad}$$

Les valeurs faibles trouvées justifient le modèle proposé. Une répartition linéaire des pressions aurait pu être justifiée si l'angle de rotation avait été notable (quelques minutes au moins).

Le constructeur aurait pu intervertir les patins puisque les actions mécaniques les plus importantes « s'appuient » sur les surfaces plus faibles ici.

Caractérisation du couple « section-matériau » du bras télescopique.

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) , $\overrightarrow{CC^+} \cdot \vec{x}_1 > 0$, $\overrightarrow{CC^+} \cdot \vec{x}_1 \approx 0$) pour les 2 positions **A** et **B** montrées sur le Document Technique DT15.

On pose $T_{coh} = \left\{ \vec{R}_{coh}; \vec{M}_{coh}(M) \right\}$ avec

$$\vec{R}_{coh} = -(m_1 + m_2 + m)g\vec{y}_0$$

$$\begin{aligned}
\vec{M}_{coh}(M) &= \vec{MG}_1 \wedge -m_1 g \vec{y}_0 + \vec{MG}_2 \wedge -m_2 g \vec{y}_0 + \vec{MG} \wedge -mg \vec{y}_0 \\
&= (\mu - x) \vec{x}_1 \wedge -m_1 g \vec{y}_0 + ((\lambda - x) \vec{x}_1 + \eta \vec{x}_2) \wedge -m_2 g \vec{y}_0 + ((\lambda - x) \vec{x}_1 + h \vec{x}_2 + p \vec{x}_0 + k \vec{z}_0) \wedge -mg \vec{y}_0 \\
&= -m_1 g (\mu - x) \cos \theta_{01} \vec{z}_0 - m_2 g (\lambda - x) \cos \theta_{01} \vec{z}_0 - m_2 g \eta \cos(\theta_{01} + \theta_{12}) \vec{z}_0 - mg (\lambda - x) \vec{z}_0 \\
&\quad - mgh \cos(\theta_{01} + \theta_{12}) \vec{z}_0 - mgp \vec{z}_0 + mgk \vec{x}_0
\end{aligned}$$

Dans le repère local de la poutre **1**, on obtient

$$\begin{aligned}
\vec{R}_{coh} &= -(m_1 + m_2 + m)g(\sin \theta_{01} \vec{x}_1 + \cos \theta_{01} \vec{y}_1) \\
\vec{M}_{coh}(M) &= -[m_1 g (\mu - x) \cos \theta_{01} + m_2 g (\lambda - x) \cos \theta_{01} + m_2 g \eta \cos(\theta_{01} + \theta_{12}) + mg (\lambda - x) - mgh \cos(\theta_{01} + \theta_{12}) - mgp] \vec{z}_0 \\
&\quad + mgk (\cos \theta_{01} \vec{x}_1 - \sin \theta_{01} \vec{y}_1)
\end{aligned}$$

Application à la position **A** $\theta_{01} = \frac{\pi}{3}$ rad et $\theta_{12} = 0$

$$\begin{aligned}
\vec{R}_{coh} &= -33983 \vec{x}_1 - 19620 \vec{y}_1 \\
\vec{M}_{coh}(C) &= -152710 \vec{z}_0 + 1481 \vec{x}_1 - 2565 \vec{y}_1
\end{aligned}$$

Application à la position **B** $\theta_{01} = 0$ et $\theta_{12} = 0$

$$\begin{aligned}
\vec{R}_{coh} &= -39240 \vec{y}_1 \\
\vec{M}_{coh}(C) &= -237400 \vec{z}_0 + 2962 \vec{x}_1
\end{aligned}$$

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.

On négligera les effets du cisaillement (T_y) par rapport aux effets des autres contraintes

Position A

Contrainte normale

$$\begin{aligned}
\sigma &= \frac{N}{A} - \frac{M_z}{I_z} y_{\max} \\
&= -\frac{33983}{11019} - \frac{152710 \times 10^3}{528932230} \text{ 290} \\
&= -87 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

Contrainte tangentielle (due à la torsion, *a priori* négligeable)

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{M_x}{J} y_{\max} \\ &= \frac{1481 \times 10^3}{568346000} \times 290 \\ &= 0,76 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Cette dernière est complètement négligeable par rapport à la première. On en déduit

$$\sigma_{VM} = 87 \text{ MPa}$$

D'où le coefficient de charge par rapport à la limite élastique

$$s = \frac{690}{87} \approx 8$$

Valeur cohérente par rapport à la fonction du bras (transport de personnel)

Position B

Contrainte normale

$$\begin{aligned}\sigma &= -\frac{M_z}{I_z} y_{\max} \\ &= \frac{237400 \times 10^3}{528932230} \times 290 \\ &= 130 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Contrainte tangentielle (due à la torsion, *a priori* négligeable)

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{M_x}{J} y_{\max} \\ &= \frac{2692 \times 10^3}{568346000} \times 290 \\ &= 1,37 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Cette dernière est complètement négligeable par rapport à la première. On en déduit

$$\sigma_{VM} = 130 \text{ MPa}$$

D'où le coefficient de charge par rapport à la limite élastique

$$s = \frac{690}{130} \approx 5,3$$

Valeur un peu faible par rapport à la fonction du bras.

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.

La condition de rigidité est donc

$$\delta \leq \delta_0$$

c'est-à-dire

$$\frac{F}{K} \leq \delta_0$$

ou encore

$$\frac{FL^3}{\alpha EI} \leq \delta_0$$

or

$$m = \rho AL \text{ et } I = \frac{a^4}{12} = \frac{A^2}{12}$$

soit

$$\frac{12FL^3}{\alpha EA^2} \leq \delta_0$$

puis

$$\frac{12FL^5 \rho^2}{\alpha Em^2} \leq \delta_0$$

d'où

$$m \geq \sqrt{\frac{12FL^5}{\alpha \delta_0}} \frac{\rho}{\sqrt{E}}$$

finalement

$$\beta = \sqrt{\frac{12FL^5}{\alpha \delta_0}}$$

Pour minimiser la masse nous devons donc maximiser le paramètre $\frac{\sqrt{E}}{\rho}$ caractérisant le matériau.

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.

Contraintes à prendre en compte pour tracer les zones :

- Le taux de charge ne doit pas être inférieur à 4, soit $4 \times 130 = 520$ MPa ;
- L'indice de rigidité doit être supérieur à $\frac{\sqrt{210}}{7850} = 1,85 \times 10^{-3} \text{ GPa}^{\frac{1}{2}} \text{ kg}^{-1} \text{ m}^3$;
- L'indice de résistance doit être supérieur à $\frac{690^{\frac{2}{3}}}{7850} = 9,95 \times 10^{-3} \text{ MPa}^{\frac{2}{3}} \text{ kg}^{-1} \text{ m}^3$.

Positionnons les 3 droites sur les figures. La première est une horizontale sur le second graphique. La deuxième s'obtient par :

$$\log E = 2(\log \rho + \log(1,85 \times 10^{-3}))$$

La troisième par :

$$\log \sigma_{\text{lim}} = \frac{3}{2}(\log \rho + \log(9,95 \times 10^{-3}))$$

Les zones tracées mettent en évidence l'intérêt d'utiliser un matériau composite à fibres carbone par rapport aux objectifs fixés. La proximité possible d'une zone à haute température serait un handicap pour

ce matériau. On peut imaginer que certaines parties du bras télescopique puissent être fabriquées avec ce matériau composite, notamment celles proches de la tourelle. Voir Documents Réponses en fin de texte.

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 $\phi_{\text{rigidité}}^f = \frac{4\pi l}{A^2}$

On a donc

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

avec

$$I_{\text{disque plein}} = \frac{\pi R^4}{4} = \frac{A^2}{4\pi}$$

d'où le résultat

$$\phi_{\text{rigidité}}^f = \frac{4\pi l}{A^2}$$

Les valeurs pour les quatre nombres adimensionnels sont respectivement

$$\phi_{\text{rigidité}}^f = \frac{4\pi l}{A^2}, \quad \phi_{\text{rigidité}}^t = \frac{4\pi J}{A^2}, \quad \phi_{\text{résistance}}^f = \frac{4\sqrt{\pi}W}{A^{\frac{3}{2}}}, \quad \phi_{\text{résistance}}^t = \frac{2\sqrt{\pi}Z}{A^{\frac{3}{2}}}$$

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.

Dans le cas où l'on ne s'intéresse qu'à la forme seule, on peut constater que la forme 2 a un meilleur comportement vis à vis de la flexion (rigidité et résistance), mais que la forme 3 se comporte mieux en rigidité uniquement que la forme 2 si l'on s'intéresse à la torsion. La forme 1 (choisie par le fabricant) est toujours en deçà dans les quatre cas présentés et notamment si l'on envisage les contraintes de torsion.

Si maintenant on observe le couplage forme/matériau, les indices calculés nous amènent aux remarques suivantes :

- on retrouve la prépondérance de la forme 2 sur les critères proposés sauf pour l'indice M2 en torsion vis à vis de la rigidité ;
- une nette prédominance de l'utilisation de l'alliage d'aluminium est à noter devant respectivement le matériau composite et l'acier ;
- sans doute les aspects coûts des matériaux devraient être considérés pour nuancer ces commentaires. Cependant, la masse transportée étant alors nettement plus faible pour l'aluminium et le composite verre/époxyde, le gain en carburant pourrait également être pris en compte dans le cadre notamment des économies énergétiques.

En conclusion de cette analyse, le choix se porte sur la forme 2 utilisant un alliage d'aluminium.

Charge critique de flambement du bras

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.

L'étude du flambement du bras est proposée à partir du modèle ci-contre.

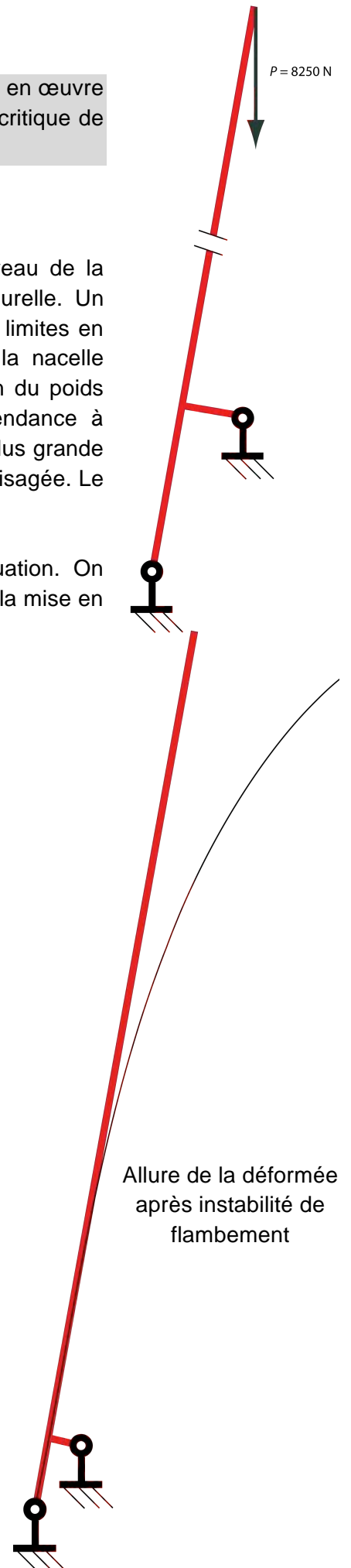
Les conditions aux limites cinématiques sont deux articulations au niveau de la tourelle et du piston du vérin considéré encasturé par rapport à la tourelle. Un modèle de liaison élastique aurait pu être envisagé. Les conditions aux limites en effort seront modélisées suivant deux cas de charges. Le poids de la nacelle chargée ramené sur la tête du télescope et la prise en compte ou non du poids propre du bras télescopique. La section est celle du sujet qui a tendance à minimiser les risques puisqu'elle est supposée identique à sa valeur la plus grande sur toute la ligne moyenne de la poutre. Une étude plus fine doit être envisagée. Le matériau est celui du fabricant.

On envisage dans un premier temps le calcul statique de cette situation. On s'intéresse ensuite à la 1^{re} charge critique de flambement du bras. Après la mise en place des éléments grâce au logiciel, le maillage est obtenu automatiquement et le calcul est demandé et conduit aux résultats donnés pour les deux cas de charge envisagés.

Question 28

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

La prise en compte du poids propre de la structure est nécessaire car la résultante est nettement plus importante que la seule charge de la nacelle. Le résultat passe d'ailleurs du simple au double. Les risques de flambement de la structure sont malgré tout faible puisque le coefficient de charge critique est de 23, ce qui signifie qu'il faudrait multiplier par cette valeur la charge dans la nacelle pour voir apparaître l'instabilité par flambement.

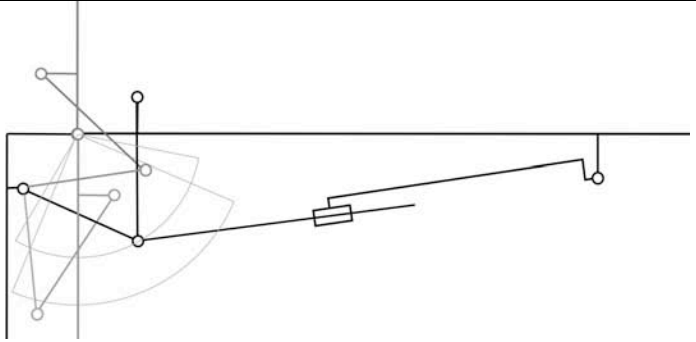
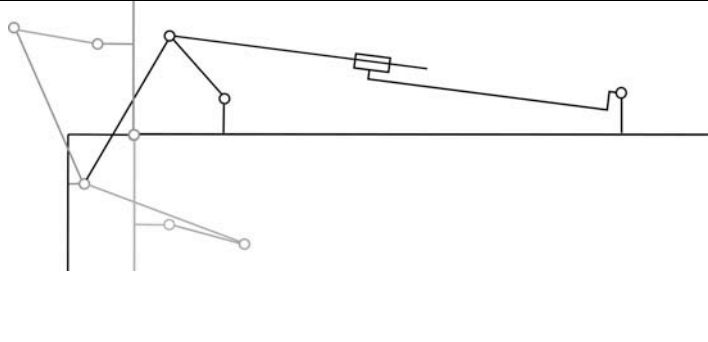


Partie 4 : Analyse et conception du bras pendulaire

Objectif : reconcevoir l'articulation bras télescopique - bras pendulaire

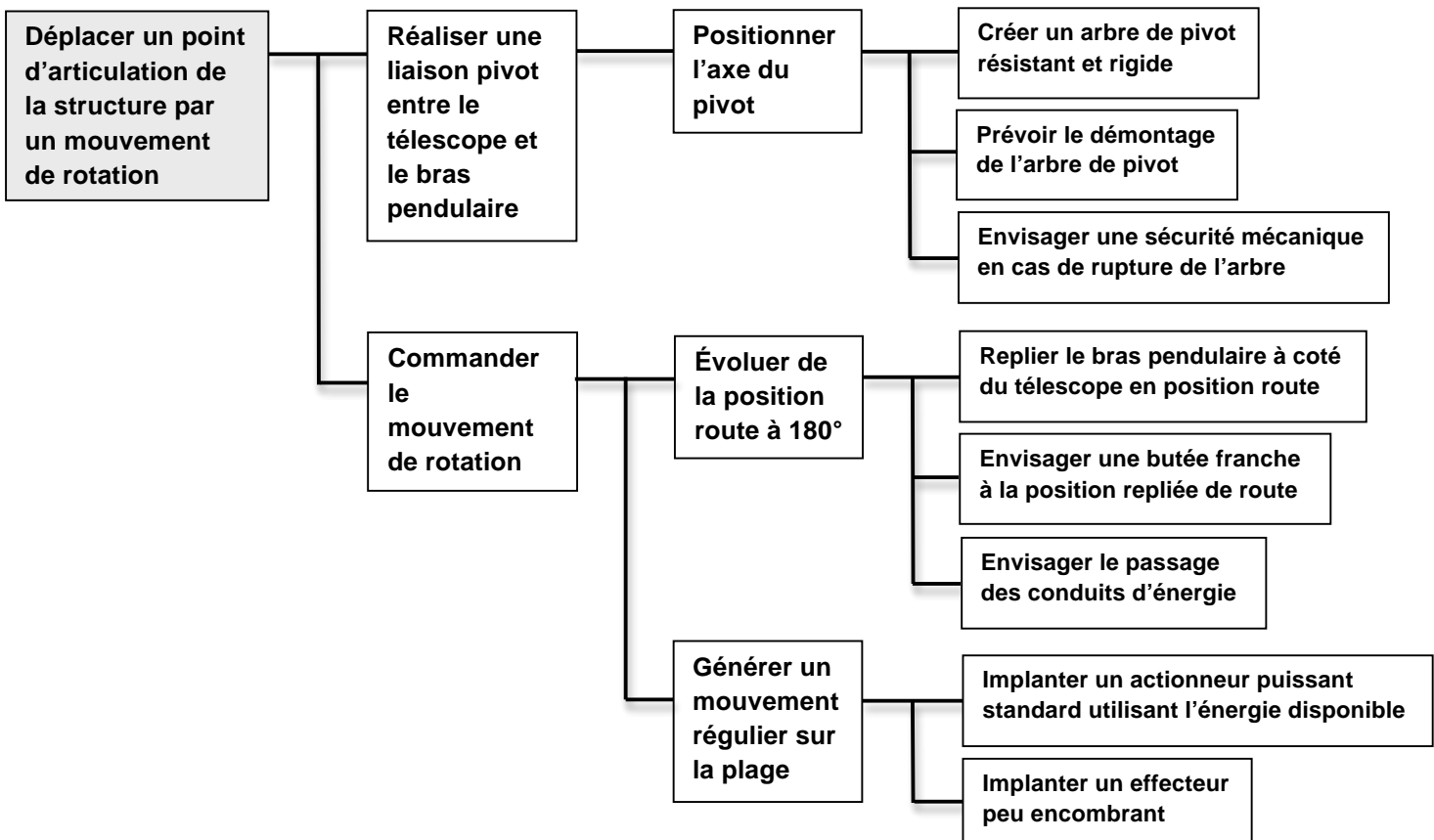
Question 29

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

			
<p>Solution 1 : changer le point de poussée du vérin</p>		<p>Solution 2 : passer l'effecteur de l'autre coté du bras</p>	
<p><u>Avantages :</u> Débattement d'une des barres moins encombrant Simplification de la biellette « inférieure » Sollcitation subie par le bras moins contraignante Aucune modification de toutes les autres pièces du système</p>	<p><u>Inconvénients :</u> Effort à fournir par le vérin plus important</p>	<p><u>Avantages :</u> Aucun encombrement à l'intérieur du bras Possibilité d'un verrouillage mécanique en position route Possibilité de loger le système en position route</p>	<p><u>Inconvénients :</u> Déplacement de l'axe du pivot « bras pendulaire/barre » Système moins compact en position route</p>

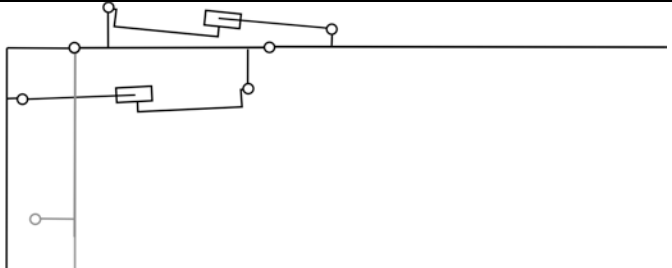

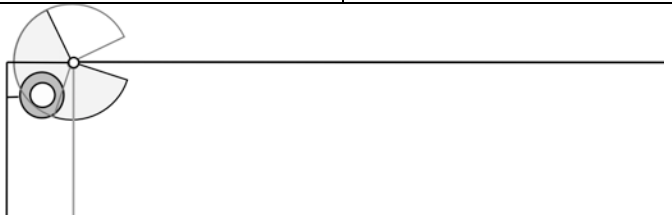
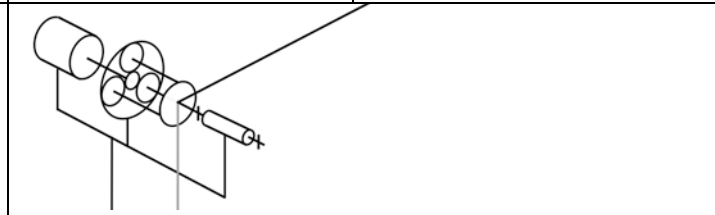
Question 30

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.



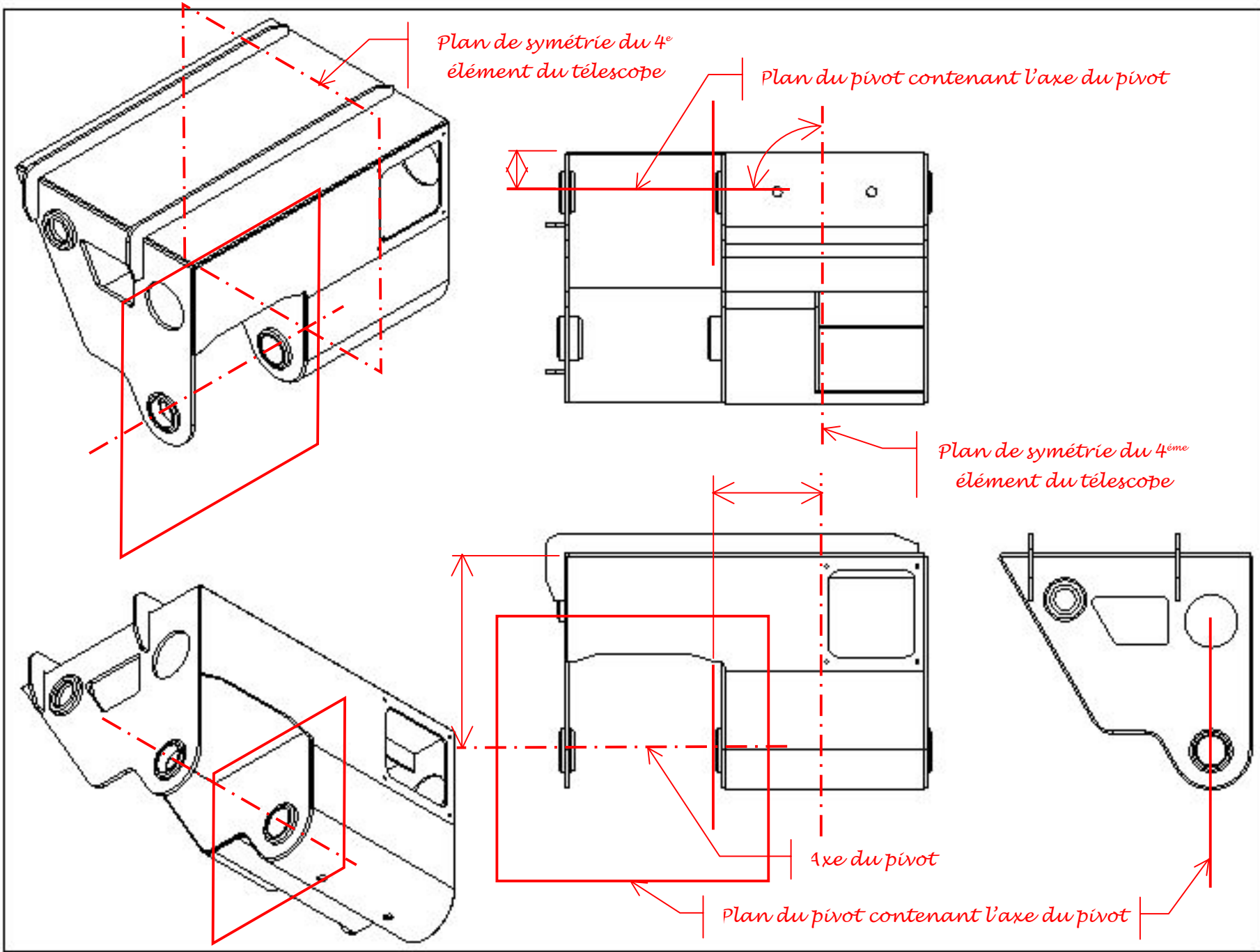
Question 31

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.

			
<p><i>Solution 1 : casser le bras pendulaire en deux parties</i></p>		<p><i>Solution 2 : rajout d'une plaque rigide avec 3 points d'articulation</i></p>	
<p><u>Avantages :</u> Meilleure flexibilité en introduisant une rotation supplémentaire Suppression de plusieurs biellettes Réduction de l'encombrement Système compact en position route</p>	<p><u>Inconvénients :</u> Rajout d'un actionneur (perte de rigidité et de fiabilité) Difficulté à mettre une échelle en parallèle</p>	<p><u>Avantages :</u> Flexibilité facilitant le repli du bras pendulaire en position route</p>	<p><u>Inconvénients :</u> Rajout d'un actionneur (perte de rigidité et de fiabilité) Difficulté d'implanter le point d'ancrage sur le dernier élément du télescope</p>
			
<p><i>Solution 3 : moteur hydraulique équipé d'un pignon en bout d'arbre engrenant avec un secteur denté lié au bras pendulaire</i></p>		<p><i>Solution 4 : moteur hydraulique équipé d'un réducteur dont l'arbre de sortie est lié au bras pendulaire</i></p>	
<p><u>Avantages :</u> Compacité du moteur hydraulique Multiplication du couple moteur apportée par l'engrènement</p>	<p><u>Inconvénients :</u> Encombrement du secteur denté (à l'avant du BEA en position route) Dispositif de lubrification de l'engrènement à créer</p>	<p><u>Avantages :</u> Compacité du moteur hydraulique Multiplication diminution du couple moteur apportée par l'e réducteur Possibilité d'y ajouter un frein de sécurité</p>	<p><u>Inconvénients :</u> Rigidité torsionnelle de l'articulation à vérifier</p>

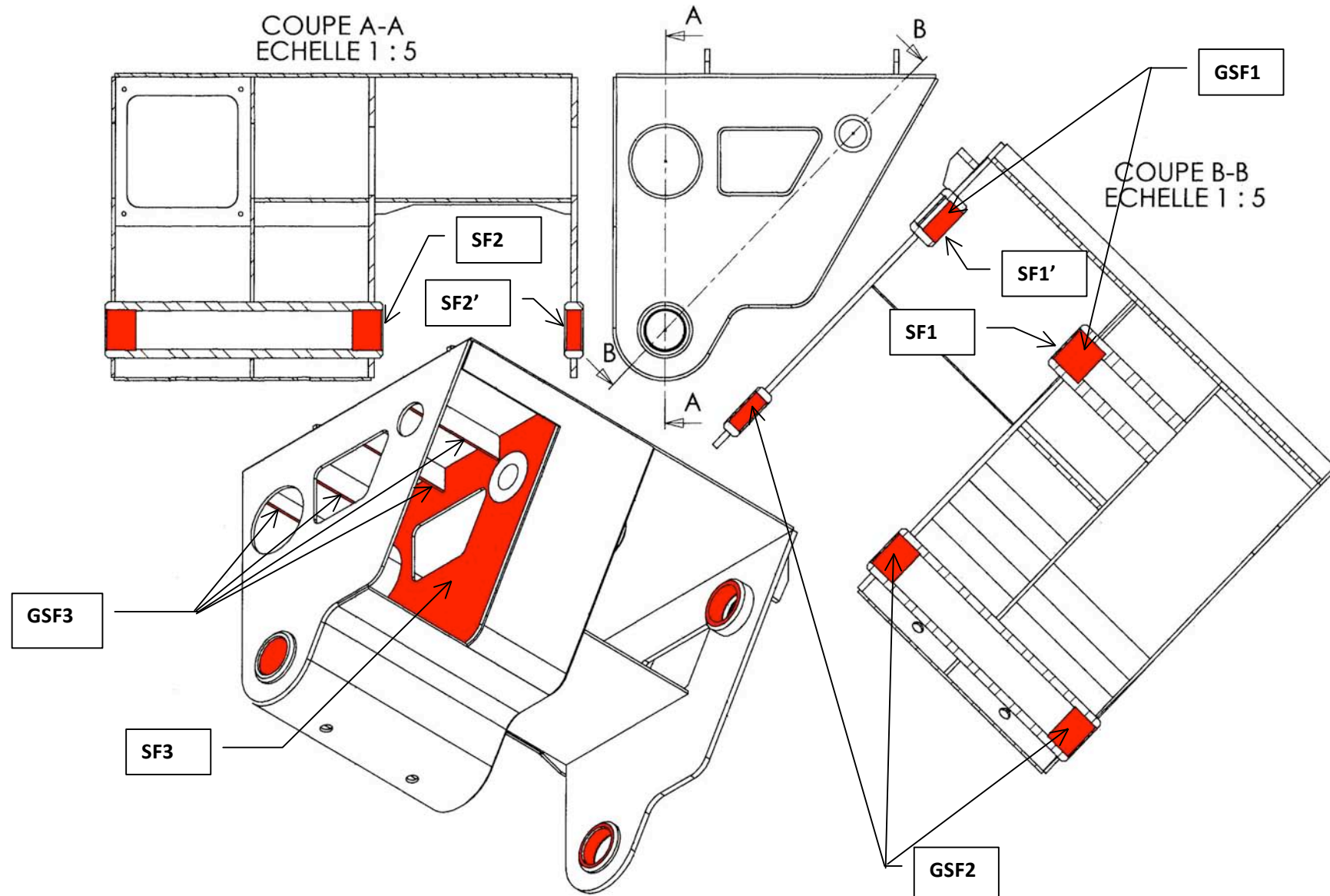
Question 32

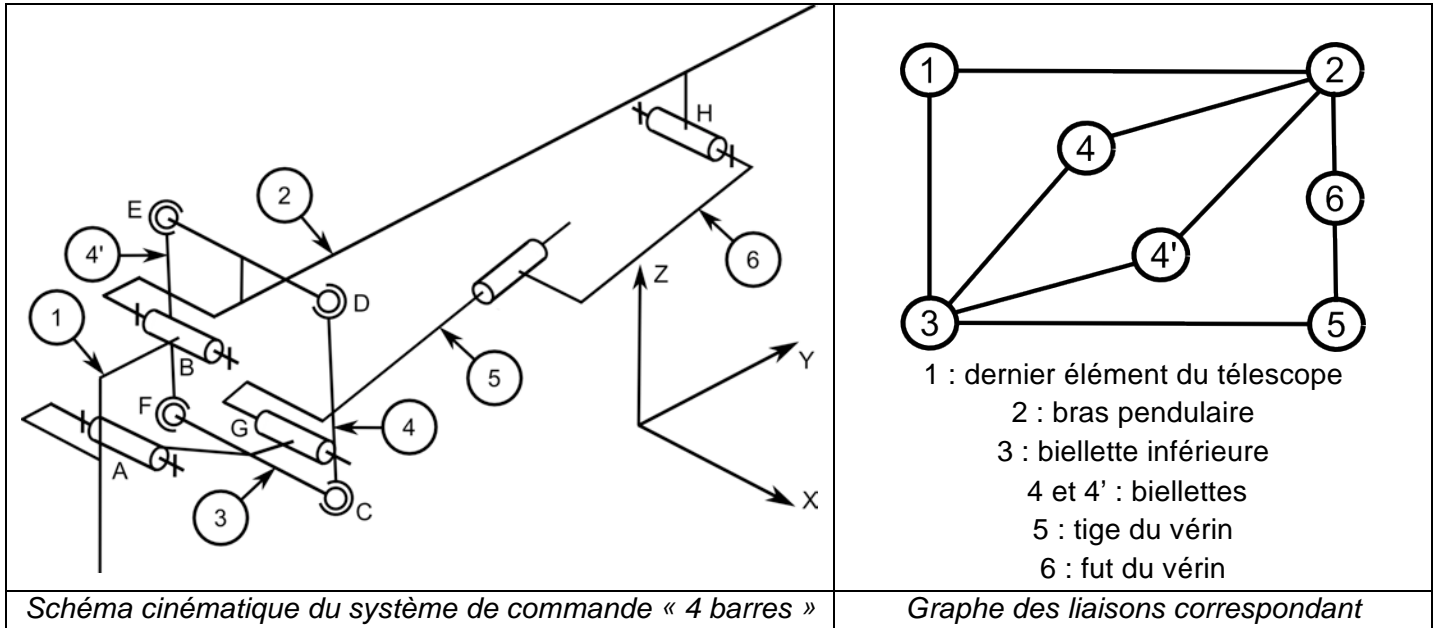
Élaborer sur le Document Réponse DR4 le squelette de la solution qui est retenue. La silhouette de cette solution sert de repère pour le travail à effectuer. Un soin particulier sera à apporter à ce travail (respect des lignes fuyantes de perspective, tracé des lignes de rappel des cotes, tracé en perspective).



Question 33

Repérer sur la silhouette d'une pièce intervenant dans la solution constructive de la fonction technique « Réaliser une liaison pivot télescopique - 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.





Le nombre cyclomatique de ce graphe correspond au nombre de chaînes fermées simples indépendantes (cycles). Il vaut : $\gamma = 3$.

En ce qui concerne le cycle 1 – 2 – 4 – 3, le degré d'hyperstatisme est : $dh = N_s - 6(p-1) + m$ (N_s : nombre d'inconnues statiques du cycle, p : nombre de pièces du cycle, m : mobilité). Dans ce cas, il vaut : $dh_{1243} = (5+5+3+3) - 6(4-1) + (1+1) = 0$.

Pour le cycle 1 – 2 – 6 – 5 – 3, le degré d'hyperstatisme est : $dh_{124653} = (5+5+4+4+5) - 6(5-1) + (2) = 1$. La contrainte géométrique est angulaire autour de la direction Z. Mais cela se démontre par une étude statique de ce cycle. Celle-ci est ramenée à l'expression torsorielle suivante :

$T(1 \rightarrow 2) = T(2 \rightarrow 6) = T(6 \rightarrow 5) = T(5 \rightarrow 3) = T(3 \rightarrow 1)$. Les équations scalaires calculées en B sont :

n°1 : $X_{12} = X_{26} = X_{65} = 0 = X_{31}$

n°2 : $Y_{12} = Y_{26} = -Z_{65} \sin \alpha = Y_{53} = Y_{31}$

n°3 : $Z_{12} = Z_{26} = Z_{65} \cos \alpha = Z_{53} = Z_{31}$

n°4 : $0 = h_y Z_{26} - h_z Y_{26} = L_{65} + g_y Z_{65} \cos \alpha + g_z Z_{65} \sin \alpha = 0 + g_y Z_{53} - g_z Y_{53} = 0 + a_y Z_{31} - a_z Y_{31}$

n°5 : $M_{12} = M_{26} + h_z X_{26} = -N_{65} \sin \alpha + g_z X_{65} = M_{53} + 0 = M_{31} + a_z X_{31}$

n°6 : $N_{12} = N_{26} - h_y X_{26} = N_{65} \cos \alpha - g_y X_{65} = N_{53} + 0 = N_{31} - a_y X_{31}$

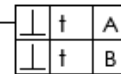
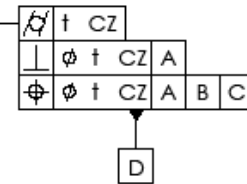
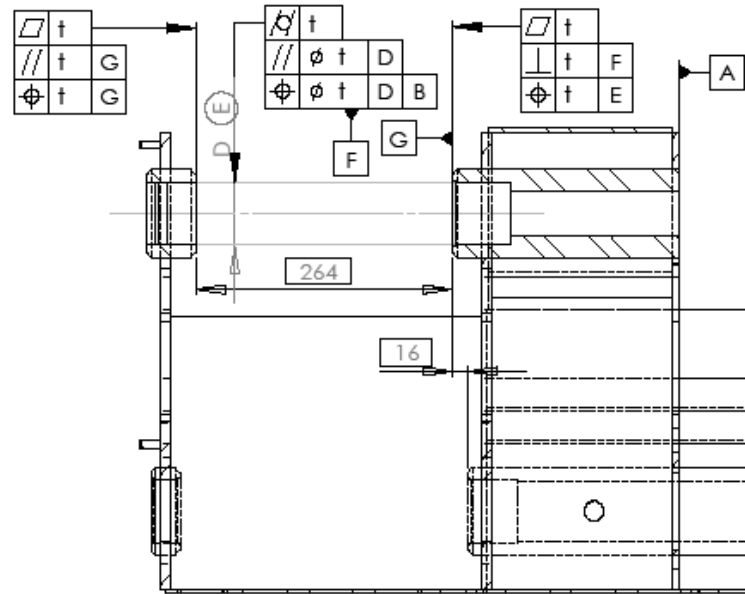
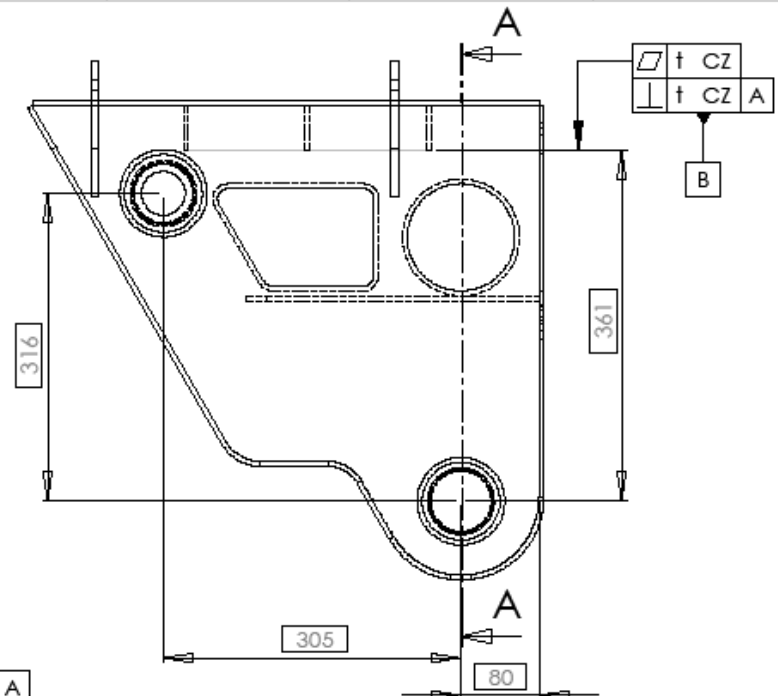
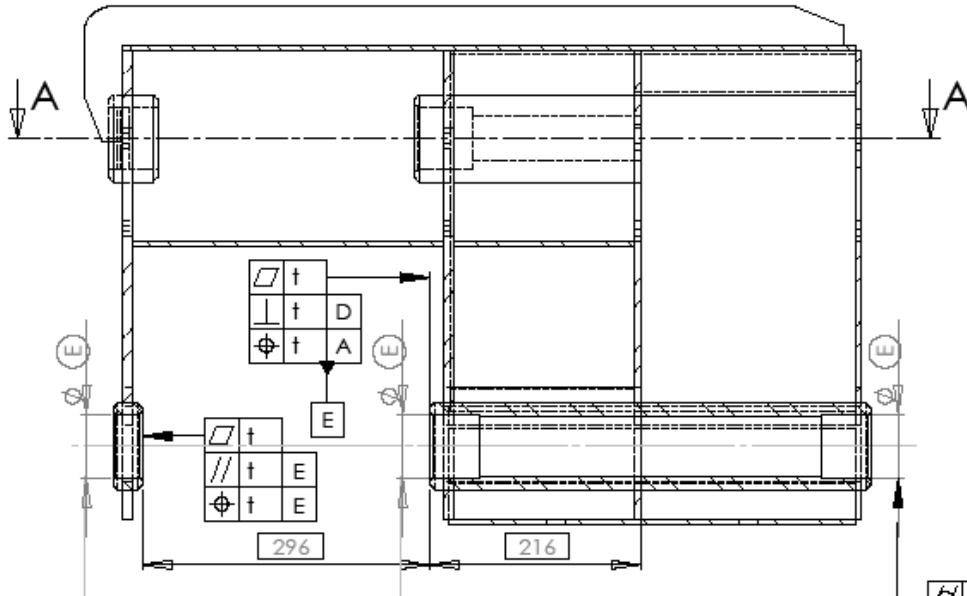
Pour simplifier les calculs, on considère l'angle α petit ($\sin \alpha \approx 0$), l'équation scalaire n°6 ne trouve pas de solution. Il s'agit d'une indétermination des inconnues statiques de moment sur Z.

Pour le cycle 2 – 4 – 3 – 4', le degré d'hyperstatisme est : $dh_{2434'} = (3+3+3+3) - 6(4-1) + (4) = 0$.

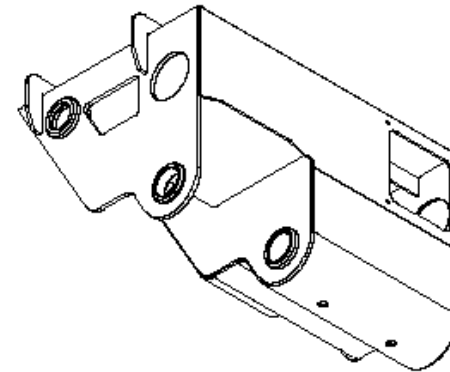
Question 34

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

COUPE A-A
ECHELLE 1 : 5



COUPE A-A
ECHELLE 1 : 5



ECHELLE 1 : 10

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS				FINISH:	DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
SURFACE FINISH:							
TOLERANCES:							
ANGULAR:							
	NAME	SIGNATURE	DATE				TITLE:
DRAWN							
CHECKED							
APPROVED							
MFG							
Q.A.							
				MATERIAL:		DWG NO.	
				WEIGHT:			
						SCALE:1	SHEET 1 OF 2

TETE 1 coulisseau dessin coté 43

Partie 5 : Sécurité du porteur

Objectif : Mettre en évidence, vérifier et valider les systèmes de sécurité utilisés. Proposer des solutions technologiques de principe de limitation et contrôle de charge.

Vérification du « non basculement » du BEA

Question 35

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

Nous faisons l'hypothèse que les frottements sont négligeables aux contacts patins/sol.

L'application du Principe Fondamental de la Statique à l'ensemble du BEA donne :

$$T(pes \rightarrow B) + T(pes \rightarrow C) + T(pes \rightarrow D) + T(pes \rightarrow E) + T(sol \rightarrow roues_A) + T(sol \rightarrow roues_B) = 0$$

Les éléments de réduction au point O sont alors :

$$\begin{aligned} & \left\{ \begin{array}{l} -m_B g \vec{z} \\ \vec{OG}_B \wedge -m_B g \vec{z} \end{array} \right\}_O + \left\{ \begin{array}{l} -m_C g \vec{z} \\ \vec{OG}_C \wedge -m_C g \vec{z} \end{array} \right\}_O + \left\{ \begin{array}{l} -m_D g \vec{z} \\ \vec{OG}_D \wedge -m_D g \vec{z} \end{array} \right\}_O + \left\{ \begin{array}{l} -m_E g \vec{z} \\ \vec{OG}_E \wedge -m_E g \vec{z} \end{array} \right\}_O + \left\{ \begin{array}{l} Z_A \vec{z} \\ \vec{OA} \wedge Z_A \vec{z} \end{array} \right\}_O + \left\{ \begin{array}{l} Z_B \vec{z} \\ \vec{OB} \wedge Z_B \vec{z} \end{array} \right\}_O = 0 \end{aligned}$$

On en déduit alors le système suivant

$$\begin{cases} Z_A + Z_B - (m_B + m_C + m_D + m_E)g = 0 \\ (Z_B - Z_A)b - (m_B l_B + m_C l_C + m_D l_D + m_E l_E)g = 0 \end{cases}$$

D'où

$$\begin{cases} Z_A = \frac{1}{2} \left[(m_B + m_C + m_D + m_E)g - (m_B l_B + m_C l_C + m_D l_D + m_E l_E) \frac{g}{b} \right] \\ Z_B = \frac{1}{2} \left[(m_B + m_C + m_D + m_E)g + (m_B l_B + m_C l_C + m_D l_D + m_E l_E) \frac{g}{b} \right] \end{cases}$$

Numériquement

$$\begin{cases} Z_A = \frac{1}{2} \left[(2650 + 525 + 825 + 22560) \times 9,81 - (2650 \times 4247 + 525 \times 14699 + 825 \times 18560 + 22560 \times 0) \times \frac{9,81}{2706} \right] \\ Z_B = \frac{1}{2} \left[(2650 + 525 + 825 + 22560) \times 9,81 + (2650 \times 4247 + 525 \times 14699 + 825 \times 18560 + 22560 \times 0) \times \frac{9,81}{2706} \right] \end{cases}$$

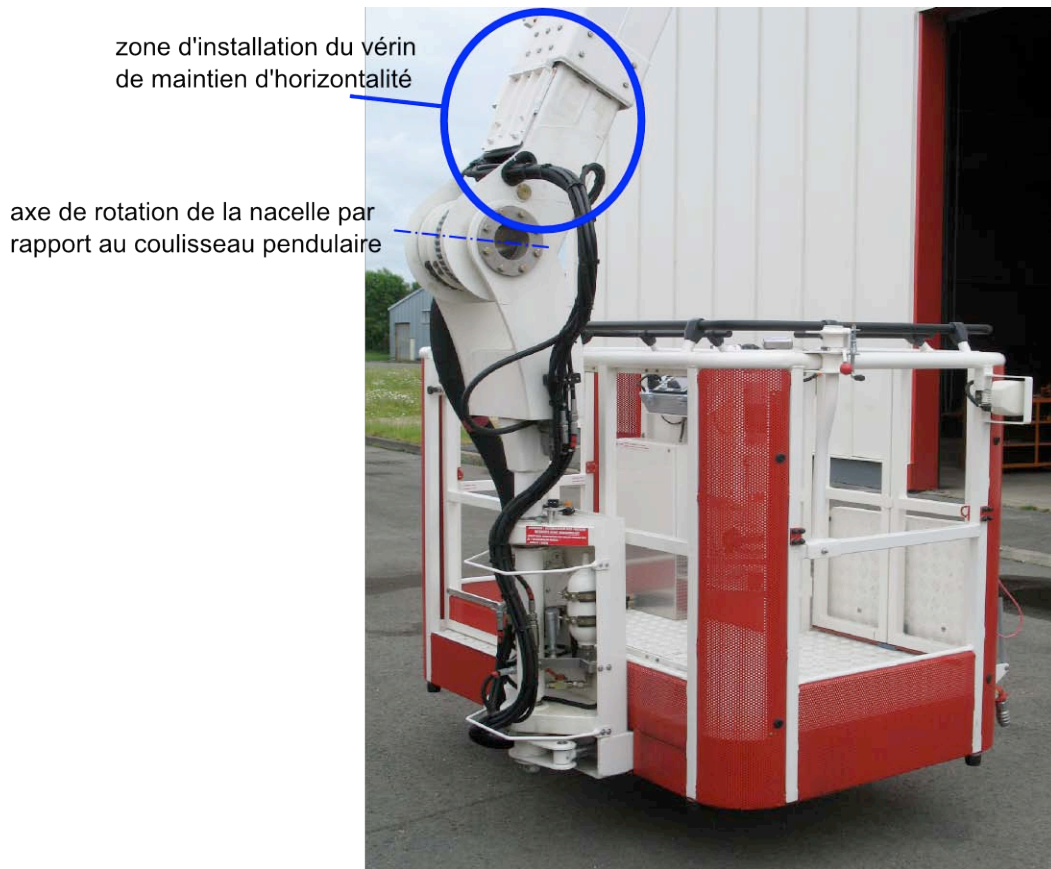
Au final

$$\begin{cases} Z_A = 68133 \text{ N} \\ Z_B = 192420 \text{ N} \end{cases}$$

Puisque la valeur de Z_A est strictement positive, on en déduit que le BEA ne bascule pas dans les conditions normales de fonctionnement.

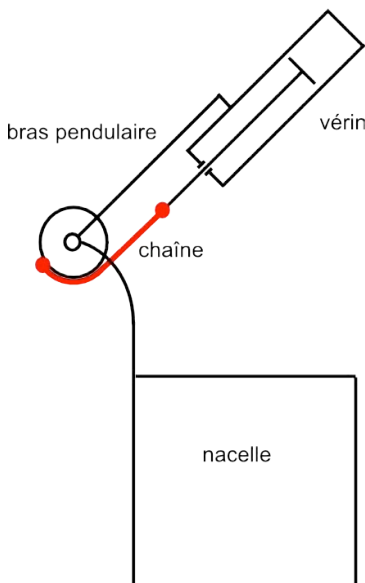
Maintien de l'horizontalité de la nacelle

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.



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 poids de la nacelle, des passagers et du matériel est maintenu vertical par l'intermédiaire d'un vérin et d'une chaîne. En cas d'écart par rapport à la position de consigne, un capteur d'inclinaison indique celui-ci à la chaîne d'information qui réagit pour imposer un débit de fluide pour une reprise de la position de consigne.

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

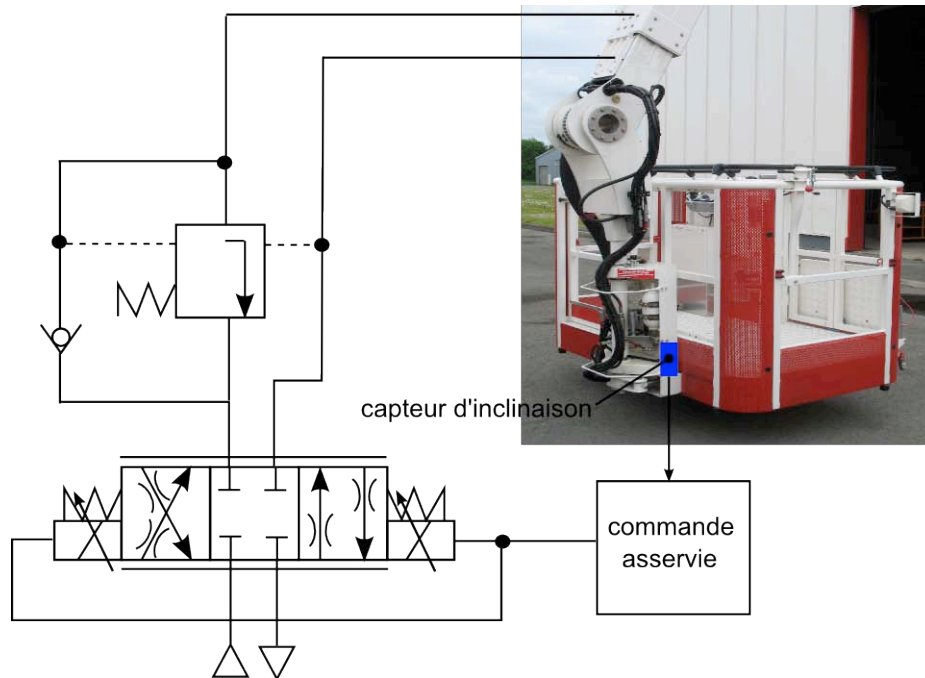


Figure 24 : circuit hydraulique de maintien d'horizontalité

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.

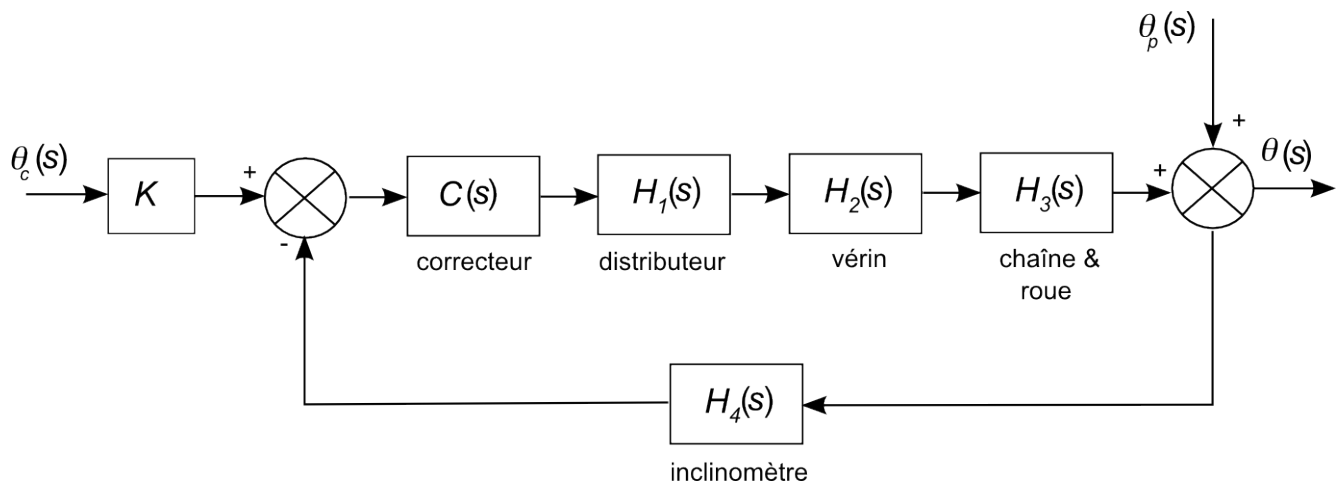


Figure 25 : schéma bloc de l'asservissement du maintien de l'horizontalité

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 :

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

On a, par définition de la fonction de transfert en boucle ouverte

$$H_{BO}(s) = K \times C(s) \times H_1(s) \times H_2(s) \times H_3(s) \times H_4(s)$$

soit, en remplaçant par les fonctions proposées

$$H_{BO}(s) = 0,1 \times A \times \frac{250 \times 10^{-6}}{1 + 0,038s} \times \frac{1}{22 \times 10^{-4}s} \times \frac{1}{113 \times 10^{-3}} \times \frac{0,1}{1 + 0,05s} \times \frac{180}{\pi}$$

ce qui donne le résultat attendu

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

Une perturbation appliquée au panier de la nacelle est supposée modélisée par une rampe $\theta_p(t) = t \cdot u(t)$ 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.

Calculons la fonction de transfert en régulation $H_r(s) = \frac{\Theta(s)}{\Theta_p(s)}$. On a :

$$\Theta(s) = \Theta_p(s) - C(s)H_1(s)H_2(s)H_3(s)H_4(s)\Theta(s)$$

D'où

$$H_r(s) = \frac{1}{1 + C(s)H_1(s)H_2(s)H_3(s)H_4(s)}$$

Soit

$$H_r(s) = \frac{s(1 + 0,038s)(1 + 0,05s)}{5,8 \times A + s(1 + 0,038s)(1 + 0,05s)}$$

Pour une perturbation de rampe unitaire, on a $\Theta_p(s) = \frac{1}{s^2}$

On souhaite avoir : $\lim_{t \rightarrow \infty} \theta(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s\Theta(s) \leq 0,1^\circ$

Soit

$$\lim_{s \rightarrow 0} s \frac{s(1 + 0,038s)(1 + 0,05s)}{5,8 \times A + s(1 + 0,038s)(1 + 0,05s)} \frac{1}{s^2} \leq 0,1$$

C'est-à-dire

$$A \geq 1,724$$

Le dénominateur de la fonction de transfert s'écrit :

$$D(s) = 5,8 \times A + s + 0,088 \times s^2 + 1,9 \times 10^{-3} \times s^3$$

qui est de la forme

$$a_0 + a_1s + a_2s^2 + a_3s^3$$

Condition de stabilité : les mineurs de D_3 sont tous positifs et $a_3 > 0$.

$$D_3 = \begin{vmatrix} a_2 & a_3 & 0 \\ a_0 & a_1 & a_2 \\ 0 & 0 & a_0 \end{vmatrix}$$

Ici

$$D_3 = \begin{vmatrix} 0,088 & 1,9 \times 10^{-3} & 0 \\ 5,8 \times A & 1 & 0,088 \\ 0 & 0 & 5,8 \times A \end{vmatrix}$$

La condition se traduit donc par

$$5,8 \times A \times \begin{vmatrix} 0,088 & 1,9 \times 10^{-3} \\ 5,8 \times A & 1 \end{vmatrix} > 0$$

On en déduit

$$A < 7,985$$

Le système est donc stable avec le critère retenu pour ce réglage. Celui-ci est donc stable et possède une erreur inférieure à $0,1^\circ$ pour

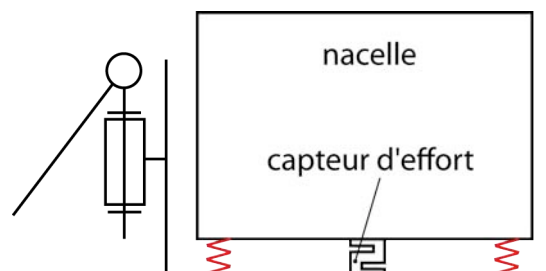
$$1,724 \leq A < 7,985$$

Limitation et contrôle de la charge maximum supportée par la nacelle

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.

Solution 1 : panier « flottant » sur plots élastiques. Un capteur d'effort mesure la charge embarquée dans le panier.



Solution 2 : capteur de pression monté sur le circuit hydraulique d'élévation de la nacelle.

Synthèse globale du sujet

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.

L'intérêt d'utiliser un BEA dans les missions de secours par rapport aux grandes échelles « classiques » a été précisé notamment par le degré de liberté supplémentaire du système. L'orientation de la tourelle grâce à un moteur hydraulique a été justifiée par la puissance mise en œuvre en tenant compte des limitations des organes de la chaîne d'énergie. Des situations de défaut mécanique et hydraulique ont été ensuite précisées dans le cadre de phénomènes de vibration. L'interfaçage avec le porteur a montré l'intérêt de l'utilisation d'un joint tournant électro hydraulique. L'étude du bras télescopique a mis en évidence une évolution possible du couple section/matériau de cet organe. La réflexion proposée autour du bras pendulaire a permis de suggérer une évolution vers un encombrement réduit de celui-ci en précisant un squelette fonctionnel puis des spécifications géométriques d'une pièce de la solution retenue. Enfin, une brève étude a permis de valider certains éléments de sécurité retenus par le fabricant.

