
Concours externe de recrutement de professeurs agrégés

**Sections : Génie mécanique
Mécanique**

Analyse et conception des systèmes

Durée : 8 heures

Aucun document n'est autorisé.

Moyens de calculs autorisés : calculatrice de poche, y compris calculatrice programmable, alphanumérique ou à écran graphique, à fonctionnement autonome, non imprimante, autorisée conformément à la circulaire n° 99-186 du 16 novembre 1999. La calculatrice ne devra pas posséder de données scientifiques et techniques propres au génie mécanique.

Dès la distribution du sujet, le candidat s'assurera que l'exemplaire du dossier remis est complet.

Les documents réponses seront insérés à plat dans les copies, l'entête détachable placée en haut.

Détection d'une erreur éventuelle par le candidat

Dans le cas où un candidat repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, il le signale très lisiblement sur sa copie, propose sa correction et poursuit l'épreuve en conséquence.

Nota Bene

Hormis l'en-tête détachable, la copie que vous rendrez ne devra comporter aucun signe distinctif tel que nom, signature, origine, conformément au principe d'anonymat. Si le travail qui vous est demandé implique notamment la rédaction d'un projet ou d'une note, vous devez impérativement vous abstenir de la signer ou de l'identifier.

Le sujet comporte 60 pages

- une présentation de l'étude (pages 3/60 à 6/60) ;
- le texte de l'étude (pages 7/60 à 33/60) ;
- le dossier technique constitué des documents repérés Documents Techniques DT1 à DT17 ;
- le dossier réponses contenant des documents repérés Documents Réponses DR1 à DR7.

RECOMMANDATIONS

L'étude est composée de 5 parties indépendantes.

Il est proposé au candidat de répartir son temps de travail sur les différentes parties de l'étude de la façon suivante :

Lecture du sujet		1 heure
Partie 1	Analyse globale du bras élévateur aérien	1 heure
Partie 2	Analyse et conception de l'orientation de la tourelle	2 heures
Partie 3	Analyse et conception du bras télescopique	1,5 heure
Partie 4	Analyse et conception du bras pendulaire	1,5 heure
Partie 5	Sécurité du porteur – synthèse globale du sujet	1 heure

Le candidat devra rendre :

- 5 copies séparées correspondant aux 5 parties du sujet ;
- les documents réponses, qui seront insérés dans la copie afférente à la partie traitée.

PRÉSENTATION DE L'ÉTUDE : BRAS ÉLÉVATEUR AÉRIEN

Le Bras Élévateur Aérien (BEA) automobile est un engin élévateur de personnes destiné à la lutte contre l'incendie. Sa fonction principale est d'élever en toute sécurité 5 personnes ou une masse totale de 500 kg à une hauteur maximale de 33 m environ du sol pour intervenir sur des feux. Le modèle étudié est le 330 TBI conçu et réalisé par la société EGI située à Charleville-Mézières filiale du groupe GIMAEX spécialisé dans la lutte contre le feu, la protection de l'environnement, le secours routier ou encore le sauvetage et l'extinction en hauteur.

Les points forts du BEA 330 TBI signalés par la société sont :

- recherche de la compacité et de la mobilité pour les accès encombrés. Avantage : réalisation du bras élévateur le plus compact du marché. En effet le 330 TBI ne fait que 8,30 m de long sur un châssis carrossé de PTAC 18/19 tonnes avec un rayon de braquage réduit ;
- rapidité d'intervention : mise en station automatique : le châssis se positionne à l'horizontale automatiquement en quelques secondes dans des pentes et devers atteignant 7° ;
- performances certifiées (APAVE-CNMIS) : hauteur de sauvetage de 32,6 m (selon NF EN 1777), portée de 20,30 m, et charge nacelle de 500 kg (5 personnes). Il peut embarquer en nacelle une lance canon/mixte de 3500 L/min de débit ;
- intelligence électronique.



Figure 1 : vue du BEA sur stabilisateurs

Adaptation aux terrains et aux architectures difficiles

L'adaptabilité des BEA aux terrains difficiles et aux architectures complexes des espaces urbains modernes est le résultat de différents choix technologiques concernant :

Stabilisation à caissons doubles

La conception en caissons superposés du faux châssis et en doubles caissons assure les meilleurs coefficients de stabilité dans toutes les situations.

Stabilisation « intelligente »

La position de chaque stabilisateur peut être adaptée en fonction de l'environnement du site d'intervention.

L'adaptation aux dévers et pentes jusqu'à 7° est assurée par une mise à niveau automatique grâce au grand débattement individuel des caissons verticaux.

Bras à double télescope

À partir de la classe 30, la structure extensible combine un bras principal télescopique à 4 ou 5 éléments avec un bras articulé (bras pendulaire) à 2 éléments monté latéralement.

Ceci confère à l'ensemble routier des dimensions hors tout en hauteur et en longueur les plus réduites du marché, ainsi qu'un rayon de braquage inchangé grâce à l'absence de porte-à-faux avant.

Le concept de bras articulé télescopique offre par ailleurs une capacité de surplomb des obstacles de plus de 10 m.

Plateforme de sauvetage APOLLO

La géométrie du bras permet d'utiliser la technique dite de « nacelle » suspendue, qui compte tenu des capacités de sauvetage des BEA, présente des niveaux de sécurité inégalés par la technique de plateforme portée, trop dangereuse pour les niveaux de charge permis par les BEA.

Elle offre une très grande surface au sol pour une capacité de secours de 5 personnes. L'accès est facilité grâce à une grande ouverture frontale équipée d'un abattant extérieur et d'une ouverture arrière, toutes sécurisées par un verrouillage asservi par ordinateur.

Les manœuvres délicates à proximité d'obstacle sont également sécurisées grâce à une combinaison de détecteurs de proximité.

Postes de commande

Les postes de commande sont directement dérivés des postes échelles automatiques. Ils présentent les mêmes caractéristiques d'ergonomie et les mêmes fonctionnalités.

Les BEA bénéficient de l'assistance au pilotage par une centrale de contrôle et sécurité. L'opérateur peut ainsi conduire ses opérations avec la plus grande acuité et réagir immédiatement à tout événement en cours d'intervention.



Figure 2 : attaque d'un feu par un BEA

L'engin peut être décomposé en sept sous-ensembles :

- 1.** le véhicule porteur, élément de la gamme d'un constructeur de véhicules poids lourds ;
- 2.** un faux châssis composé d'un caisson fermé de section rectangulaire qui forme une ossature rigide épargnant au châssis du véhicule toutes sollicitations (flexions, vrillage, torsions). L'assemblage de ces éléments est réalisé par soudure. L'ensemble est fixé au châssis par des corbeaux et des platines fixés suivant les recommandations de montage du constructeur du véhicule.

Ce faux châssis permet la fixation :

- de l'ensemble de stabilisation ;
- de la couronne d'orientation destinée à supporter la tourelle et à assurer la rotation de l'ensemble bras élévateur en continu ;
- du réservoir hydraulique et de la pompe ;

- des coffres de rangement latéraux ;
- du repose-bras.

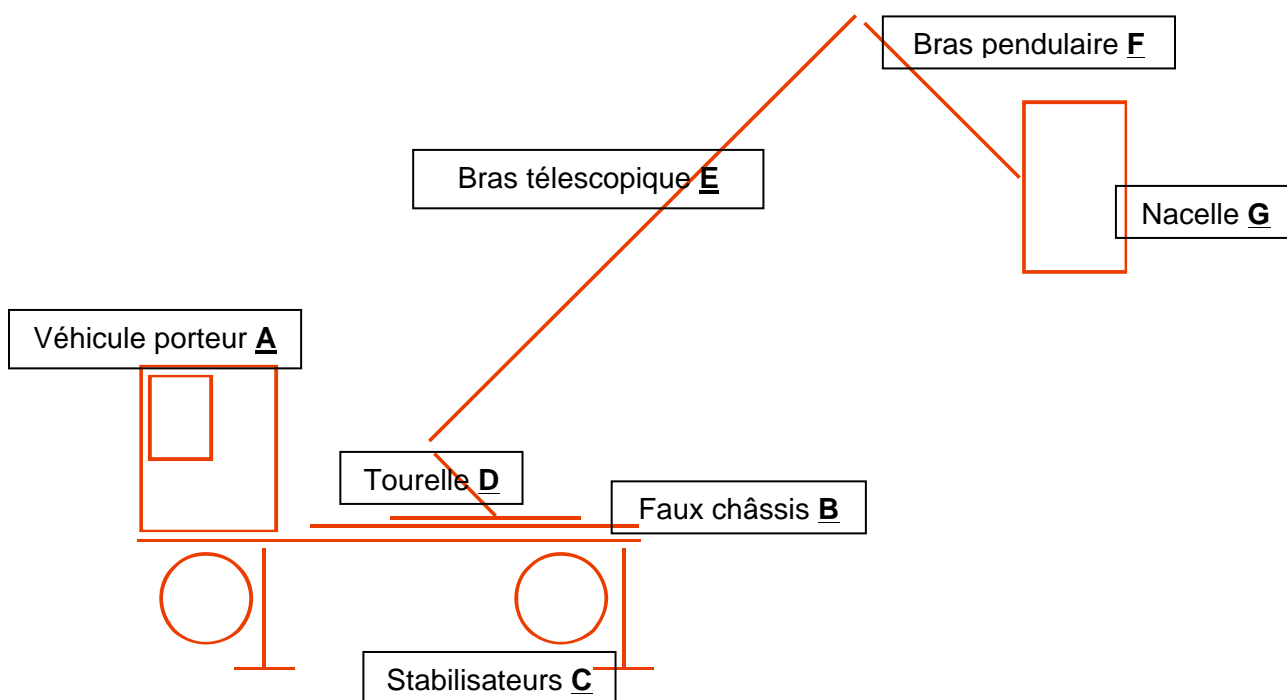


Figure 3 : décomposition modulaire du BEA

3. quatre stabilisateurs de type H assurent la stabilité de l'appareil. L'ensemble d'un stabilisateur comprend :
 - 1 poutre fixe solidaire du faux châssis ;
 - 1 poutre coulissante dont l'extension est assurée par un vérin ;
 - 1 vérin de stabilisation boulonné en extrémité de la poutre coulissante.
 Une semelle d'appui est reliée au vérin de stabilisation.
4. une tourelle basse fixée sur le faux châssis et équipée d'une couronne d'orientation. L'orientation de la tourelle est obtenue par un moteur hydraulique équipé d'un réducteur planétaire et d'un frein positif à manque de pression. Un joint tournant est situé dans l'axe de giration (comprenant les passages d'huile et les connexions électriques), permettant une rotation de la tourelle sur 360° en continu. Le poste de commande tourelle est situé à gauche de l'axe véhicule, il est équipé d'un poste de conduite avec siège reprenant tous les éléments de commande et de contrôle du bras élévateur.
5. le système de bras de l'élévateur comprend un ensemble de bras télescopiques. L'élément de base (bras inférieur) est articulé sur la tourelle (son débattement est de -7° à +80°). Les autres éléments coulissent entre eux. Le système d'extension flèche ainsi que la chaîne porte câble sont situés à l'intérieur des caissons et sont ainsi protégés.
6. le bras pendulaire comprend 2 éléments télescopiques et supporte à son extrémité la nacelle. Les fonctions d'extension et de rétractation du télescope sont obtenues par l'intermédiaire d'un vérin hydraulique à double effet. Ce bras est articulé par un vérin qui permet un débattement de -180° à 0°. Le débattement de ce bras permet ainsi des surplombs d'une grande efficacité.
7. la nacelle est suspendue à l'extrémité du bras pendulaire. Elle présente une surface de travail spacieuse. Elle est réalisée en profilés aluminium. Elle est supportée sur le bras pendulaire par une console. Elle comporte :
 - un plancher antidérapant ;
 - des anneaux de fixation pour harnais de sécurité ;
 - le poste de commande nacelle ;

- une pédale homme mort ;
- un interphone.

Un système de pivotement permet une rotation de +/- 50°.

Le verrouillage de la nacelle est « vérifié » par deux capteurs : un pour le portillon d'accès et un pour le pont-levis.

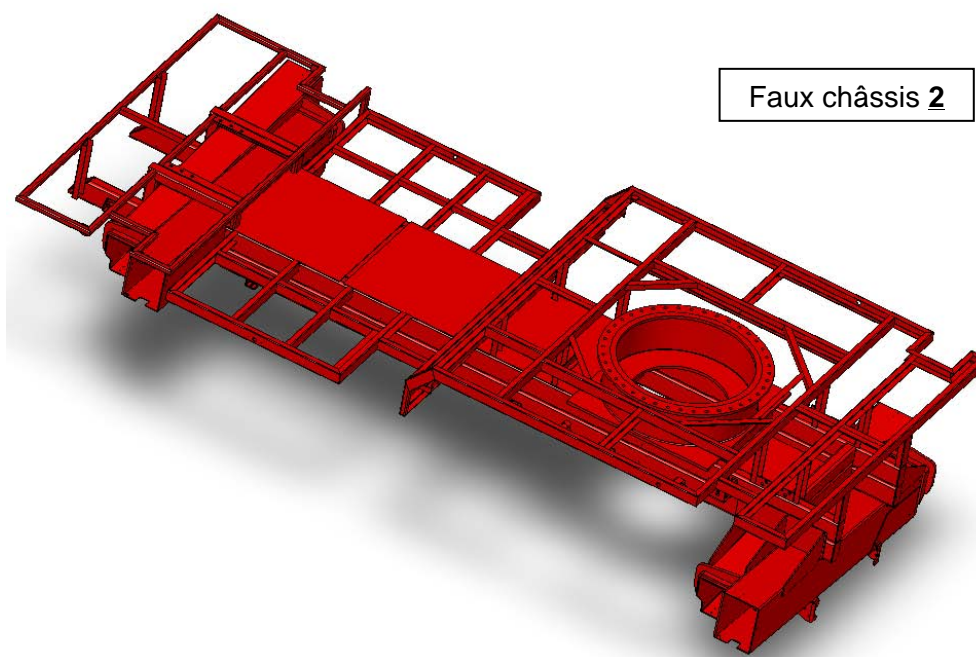


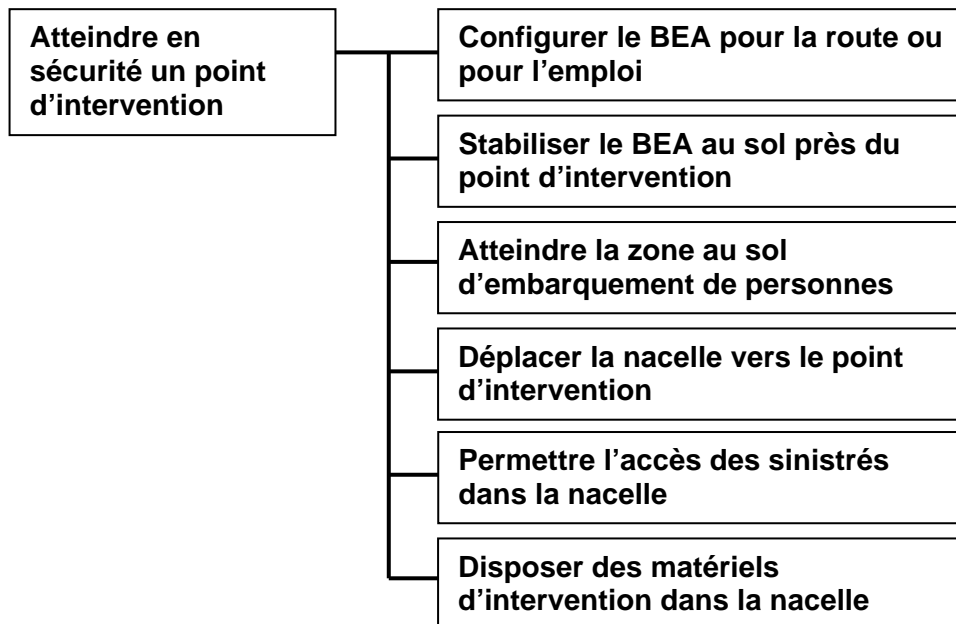
Figure 4 : structure du faux châssis

Le schéma cinématique et la nomenclature des sous-ensembles sont détaillés dans le document technique DT1.

Partie 1 : Analyse globale du bras élévateur aérien

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

Fonction globale du bras élévateur articulé



Contexte économique et industriel

Le véhicule de sauvetage utilisé par les sapeurs-pompiers le plus connu du grand public est celui équipé d'une « grande échelle ». Celle-ci peut se déployer sur une longueur de 33 mètres environ. Le déploiement est basé sur le principe d'un système télescopique qui assure ainsi une grande sécurité pour le sauvetage à l'aide d'une nacelle fixée en son extrémité. La « grande échelle » permet :

- d'effectuer des sauvetages de personnes dans les étages lorsque les accès normaux sont difficiles ;
- d'acheminer des personnels et des matériels ;
- d'arroser le bâtiment en feu par l'extérieur.

En France, les sapeurs-pompiers utilisent une abréviation pour en parler :

- **EPSA** (échelle pivotante semi-automatique) qui est coulissante et ne peut faire qu'un seul mouvement à la fois de déploiement, d'élévation ou de rotation ;
- **EPA** (échelle pivotante automatique) qui est similaire aux EPSA mais qui peut effectuer plusieurs mouvements simultanément.

Les professionnels ont vu apparaître au début des années 80 des **BEA** (bras élévateur aérien). Ce dispositif de bras, bien que n'étant pas une échelle, est muni d'une grande plate-forme en son extrémité pouvant recevoir une charge importante en hauteur. Ses avantages sont :

- d'accéder aisément et au plus près des points d'intervention ;
- d'avoir une plate-forme de travail possédant un canon-lance immédiatement utilisable et des projecteurs lumineux.

Son inconvénient principal est une mise en œuvre moins rapide que les échelles, l'empêchant d'être employé comme engin de sauvetage. À l'usage, les BEA sont moins nombreux que les EPA.

Mais récemment de nouveaux véhicules ont été équipés d'un bras élévateur aérien et doublé d'une échelle pour faciliter l'évacuation en hauteur de personnes en situation de danger. Ces véhicules offrent le meilleur compromis.

Problème : l'entreprise qui fabrique du matériel pour le secours des personnes et la protection des biens propose une gamme d'engins capables de répondre aux besoins des professionnels de la lutte contre les incendies et de sauvetage. Ces besoins sont définis par :

- la rapidité d'accès sur les lieux ;
- la capacité à s'adapter à l'environnement proche du sinistre ;
- la capacité d'atteindre le point d'observation, d'attaque du feu et/ou d'évacuation des victimes ;
- la rapidité d'intervention après l'immobilisation de l'engin au sol ;
- la facilité d'évacuation des victimes ;
- la rigidité face à la force développée par le jet d'eau pour l'attaque du feu ;
- la stabilité face aux perturbations extérieures ;
- ...

Il s'agit pour l'entreprise d'établir un argumentaire qui présente les avantages et les inconvénients d'un véhicule équipé d'un bras articulé.

En ce qui concerne la capacité à s'adapter à l'environnement proche du sinistre, l'illustration suivante montre que la grande échelle accède au point d'intervention en ligne droite à une distance radiale de l'engin de 15 à 20 mètres selon la charge embarquée.

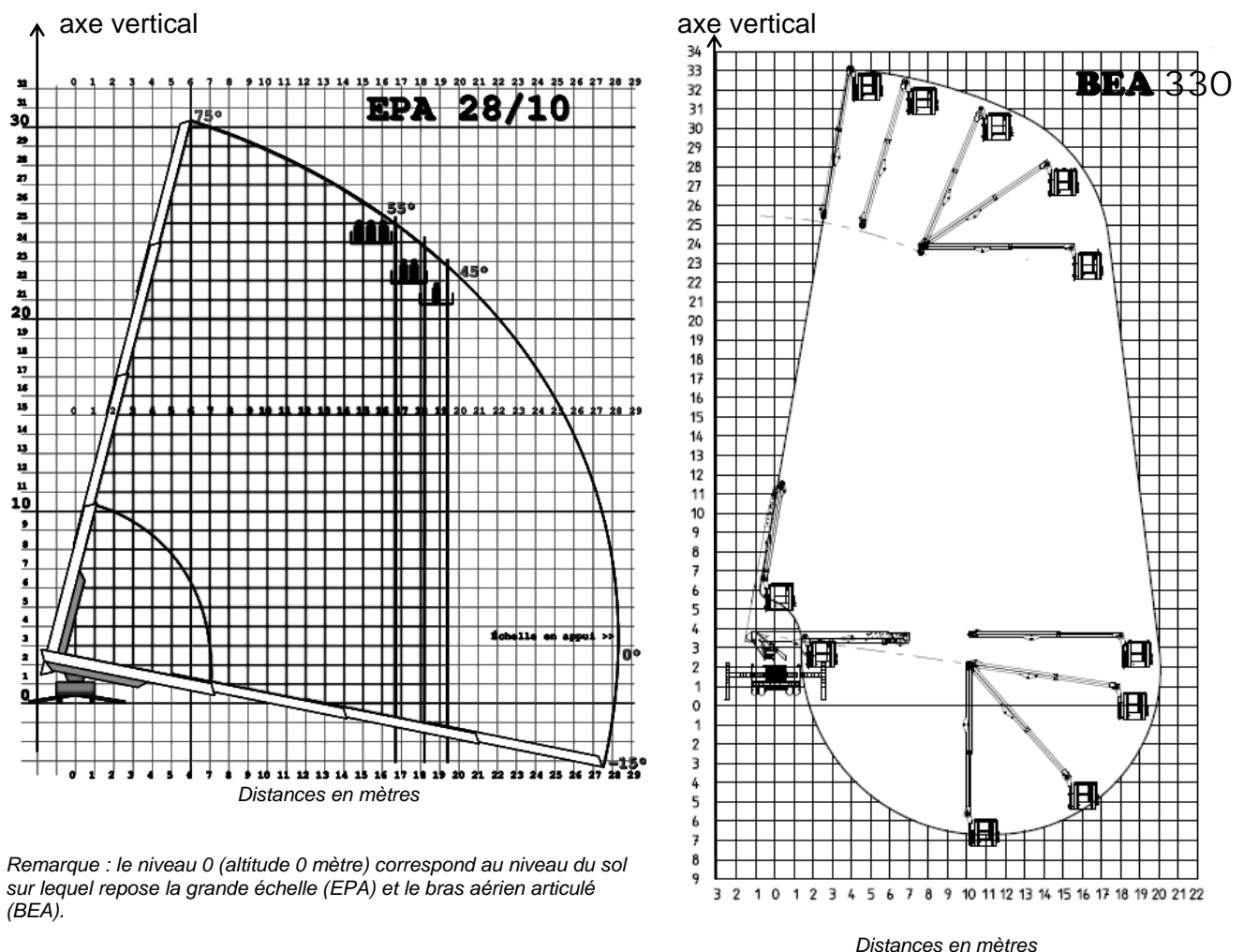


Figure 5 : courbes d'évolution de la portée transversale d'une grande échelle et du BEA étudié

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.

En ce qui concerne la rapidité d'intervention, le temps d'accès au point d'intervention à partir du point d'immobilisation au sol du BEA dépend de la durée totale des différentes phases :

- déploiement du BEA à partir de la configuration de route (compacité de l'engin due aux dimensions hors tout inférieures à 8,3 m en longueur, à 2,5 m en largeur et 2,8 m en hauteur) ;
- embarquement au sol de deux professionnels chargés pour l'un de la commande du mouvement de la nacelle et pour l'autre de la préparation de l'opération d'intervention ;
- accès de la nacelle parcourant une trajectoire allant de la zone d'embarquement vers le point d'intervention et contournant les obstacles (la rotation R_t de la tourelle, la rotation du bras télescopique R_e , la translation T_e du bras télescopique, la rotation R_b du bras pendulaire et la translation T_b du bras pendulaire sont impliquées) ;
- ajustement de la nacelle au point d'évacuation (la rotation d'axe vertical de la nacelle par rapport au bras articulé est alors utilisée).

Lors du parcours de la trajectoire zone d'embarquement/intervention, le temps dépend des obstacles à contourner, de la compétence du responsable de la manœuvre au poste de commande (près du sol) et des possibilités techniques du BEA (mouvements simultanés ou non des différents éléments). L'expérience obtenue par l'entraînement de l'échelier garantit une bonne optimisation de la durée du déplacement. Cette trajectoire peut être enregistrée pour être reproduite en sens inverse, de manière automatique pour rejoindre le point d'intervention au plus vite.

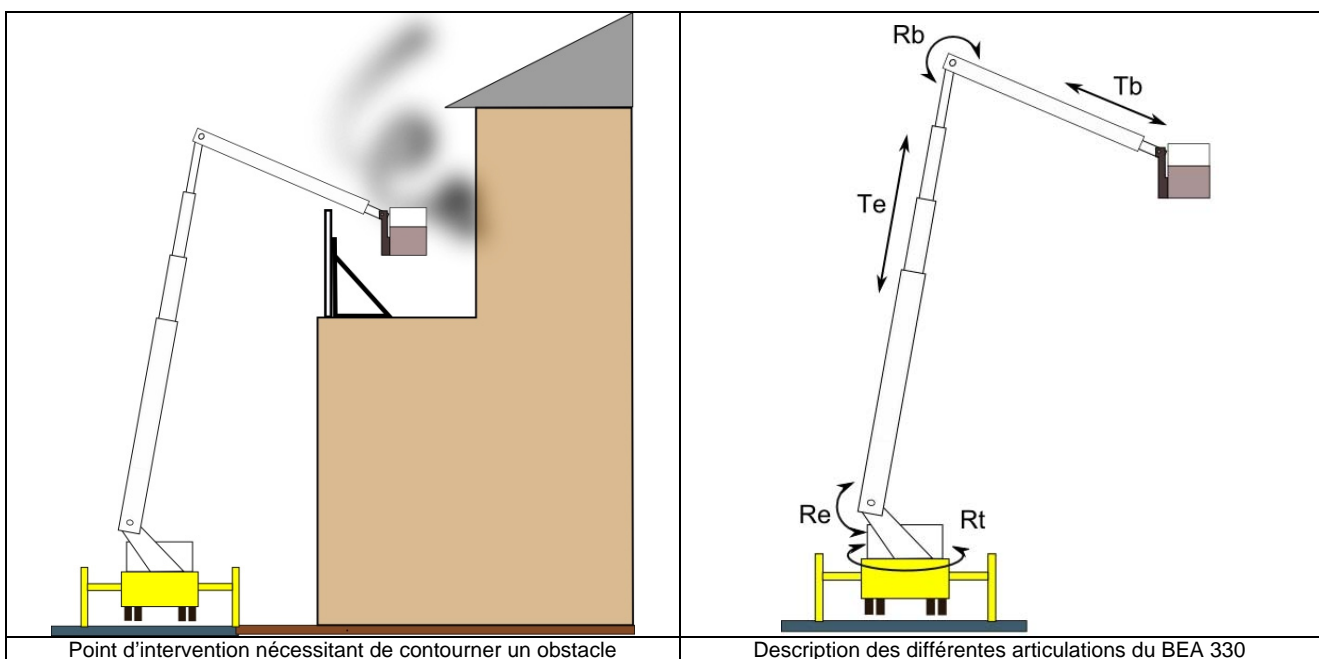


Figure 6 : articulations du BEA

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.

Données

- taux de rotation de la tourelle par rapport au châssis de l'engin : $\Omega_t = 0,1 \text{ rad/s}$;
- taux de rotation moyen du télescope par rapport à la tourelle : $\Omega_{e\text{moyen}} = 0,05 \text{ rad/s}$;
- vitesse de translation d'une extrémité de l'échelle par rapport à l'autre : $V_e = 1 \text{ m/s}$;
- taux de rotation moyen du bras pendulaire par rapport au télescope : $\Omega_{b\text{moyen}} = 0,2 \text{ rad/s}$;
- vitesse de translation d'une extrémité du bras pendulaire par rapport à l'autre : $V_b = 1 \text{ m/s}$;

- les 4 éléments du télescope ont une longueur de 6 m environ et se déploient sur 5 m environ ;
- les 2 éléments du bras pendulaire ont une longueur de 4,5 m environ et le second se déploie sur 3 m environ.

En ce qui concerne la facilité d'évacuation des victimes, l'engin EPA, équipé d'une grande échelle, permet plus facilement l'évacuation continue des personnes. Cela constitue un avantage important si le nombre de personnes capables d'emprunter l'échelle est important (au-delà de 4). Quant au bras articulé BEA, il possède toujours une nacelle qui permet de recevoir un ou plusieurs sinistrés ; leur nombre est limité par la charge maximale supportée par la nacelle. Ils seront déposés au sol après le verrouillage des portes d'accès à la nacelle.

Cette limite de charge est définie par les prescriptions d'une norme européenne EN 1777 sur les bras élévateurs aériens utilisés par les services d'incendie et de secours.

Extrait de la norme : « La charge nominale est constituée de personnes, ayant chacune une masse nominale de 90 kg et de tous les équipements portables sur la plateforme, dans les limites de l'enveloppe de travail correspondante. La masse de chaque personne doit être assimilée à une charge ponctuelle agissant à une distance horizontale de 0,1 m du bord de la nacelle, la distance entre les charges ponctuelles étant égales à 0,5 m. La masse des équipements portables doit être assimilée à une charge uniformément répartie sur 25 % du plancher de la plateforme. Toutes les charges doivent être calculées dans les positions et combinaisons produisant les résultats les plus défavorables. »

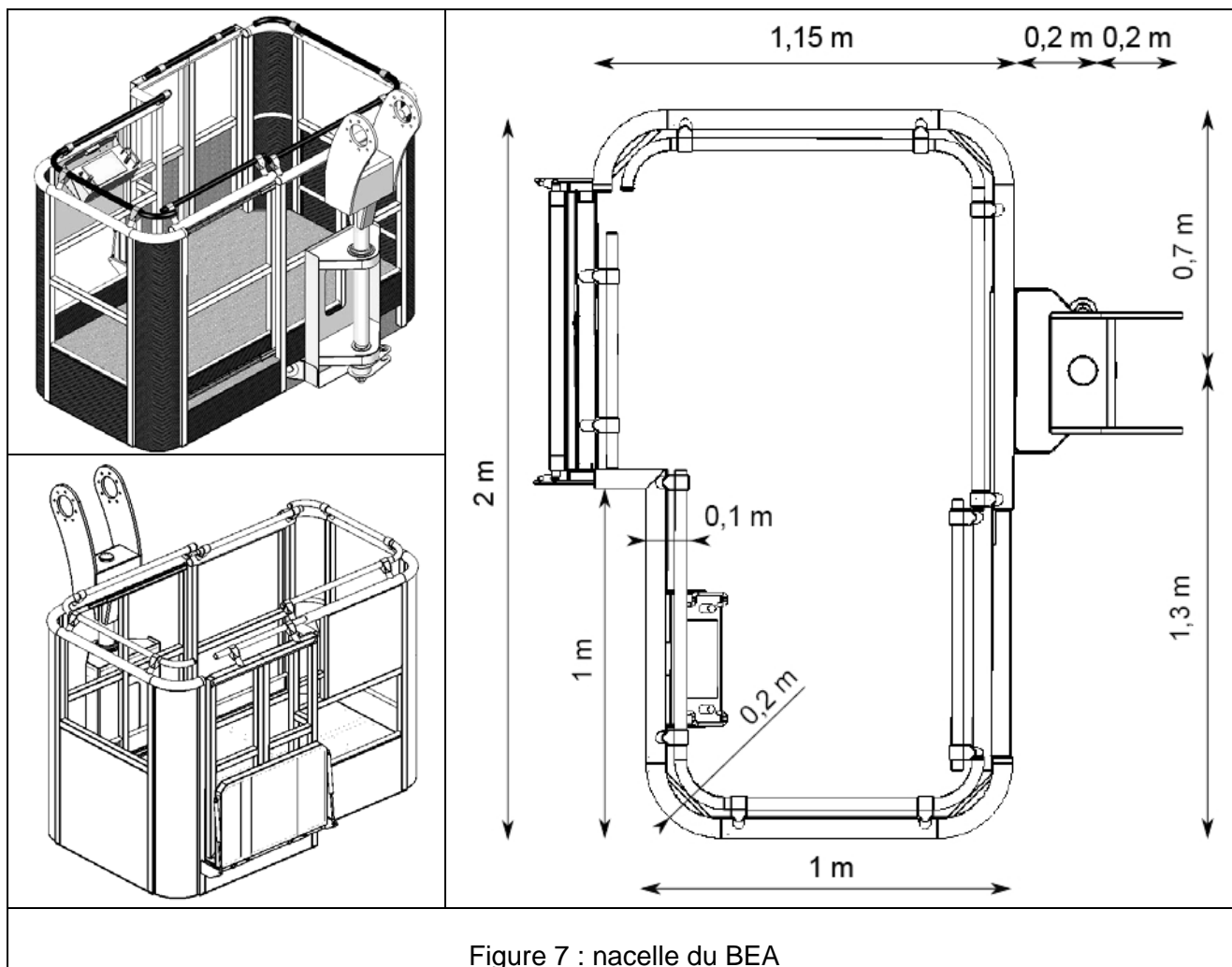


Figure 7 : nacelle du BEA

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.

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

Objectif : choisir l'actionneur hydraulique ; choisir la couronne d'orientation ; concevoir la liaison tourelle/support

La fonction « orienter la tourelle » se retrouve dans de nombreuses applications, notamment dans les domaines des travaux publics ou encore militaires. La puissance nécessaire et disponible sur les différents engins est en général de type hydraulique. C'est aussi le cas pour le BEA étudié.

Chaîne de commande et d'action de l'axe de la tourelle

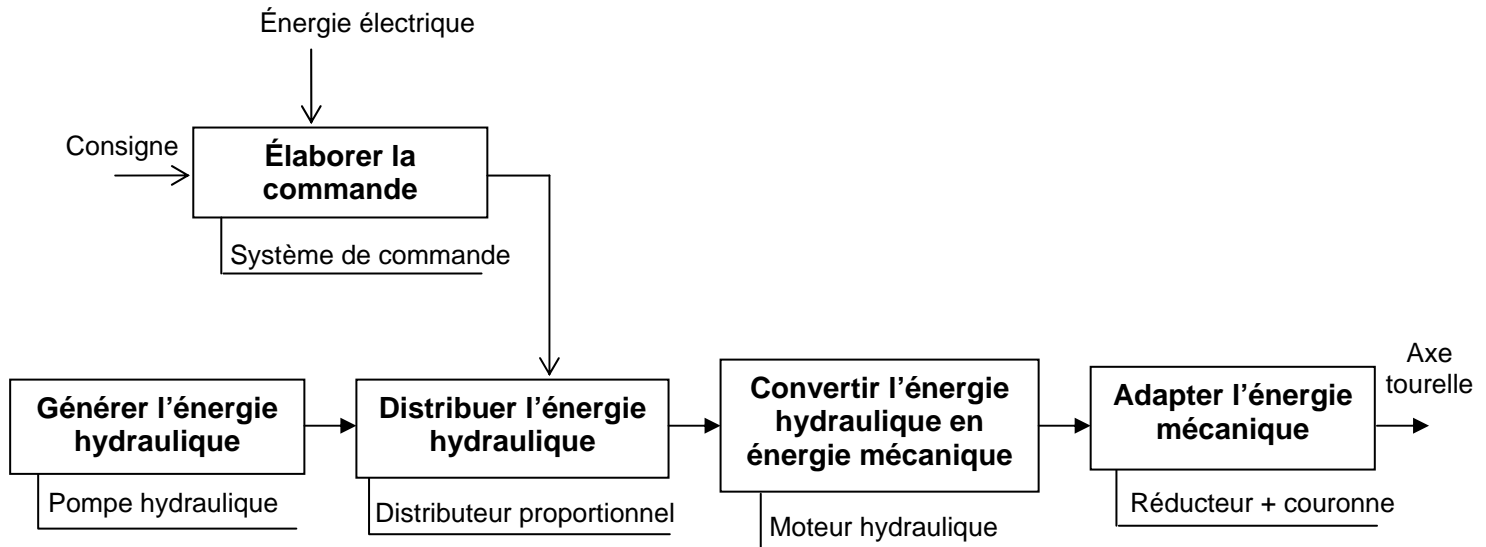


Figure 9 : rotation de la tourelle du BEA

Le schéma ci-dessus présente les fonctions et les solutions utilisées pour la conduite de l'axe de la tourelle du BEA. Celui-ci est asservi en position et en vitesse.

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.

Dimensionnement en puissance

L'objectif de cette sous-partie concerne le dimensionnement de l'actionneur hydraulique en tenant compte des limitations des organes de la chaîne.

Dans un premier temps, afin de déterminer la puissance nécessaire qui sera développée par le moteur hydraulique d'orientation de la tourelle du BEA ainsi que le couple utile sur l'axe de rotation, une étude énergétique va être menée sur la charge à mouvoir.

Le repère $R_0 = (O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$, supposé galiléen, est lié au porteur. Le repère $R = (O, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ est lié à la tourelle. Il est défini sur la figure 10. La norme de l'accélération de la pesanteur sera égale à $9,81 \text{ m/s}^2$.

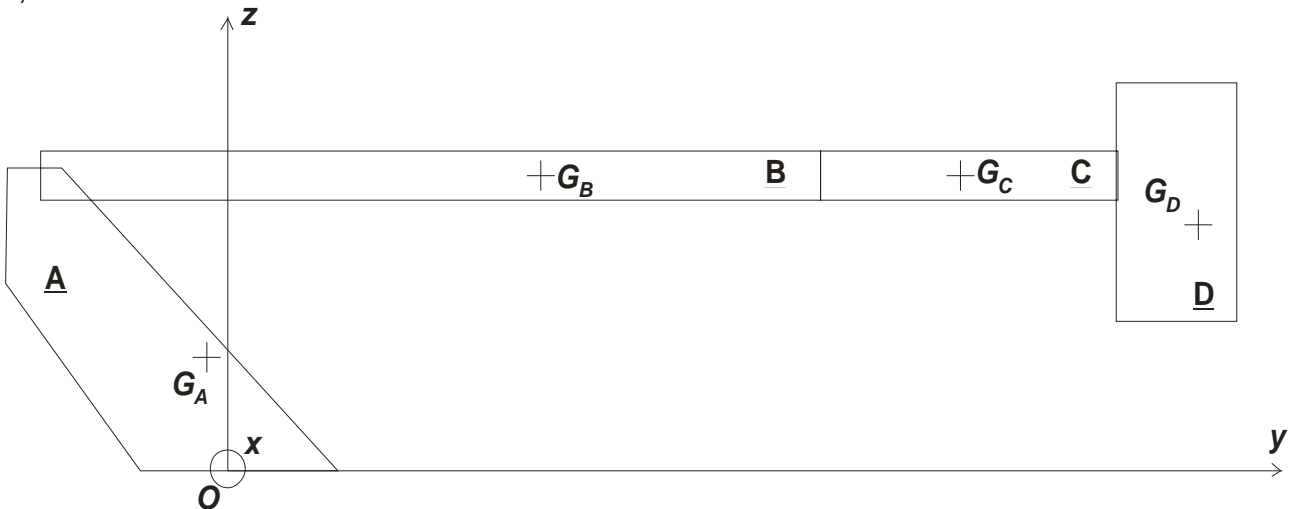


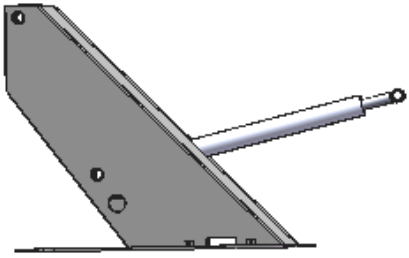
Figure 10 : éléments constitutifs du bras

La liaison pivot d'axe (O, \vec{z}_0) entre le porteur et la tourelle est repérée par l'angle $\theta = (\vec{x}_0, \vec{x}) = (\vec{y}_0, \vec{y})$.

On se place dans la **situation défavorable** pour laquelle le bras est déplié à son maximum pour la position horizontale (repérée B sur la courbe S3, Document Technique DT2). On définit quatre sous-ensembles pour le dimensionnement envisagé (voir figure 10 et tableau 1 ci-dessous).

La norme NF EN 1777 définit les différents chargements à prendre en compte lors de la conception des Bras Élévateurs Aériens. Outre les charges dues aux masses en mouvement (personnes, matériels, structure du BEA), il est nécessaire de prendre en compte les effets du vent sur le bras (supposés résistants). La norme précise que la charge appliquée est supposée constante et uniformément répartie sur la surface latérale de valeur $p = 100 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$ ce qui correspond à un vent de vitesse $v = 12,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (niveau 6 sur l'échelle de Beaufort). Afin de ne pas alourdir les calculs, nous supposerons que le vent agit sur la surface indiquée à la figure 11. Les liaisons entre les sous-ensembles sont supposées parfaites.

Le profil de la fréquence de rotation de la tourelle est donné sur le graphique de la figure 12.

<p>Tourelle 1 + vérins de flèche</p> <p>Solide A</p>	<p>Centre d'inertie G_A tel que $\vec{OG}_A = -152\vec{y} + 575\vec{z}$ (mm)</p> <p>Masse m_A telle que $m_A = 1550 \text{ kg}$</p> <p>Matrice d'inertie en G_A telle que</p> $I(G_A, \underline{A}) = \begin{pmatrix} 682 & 7 & 37 \\ 7 & 275 & 69 \\ 37 & 69 & 603 \end{pmatrix}_{(G_A, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	
---	---	---



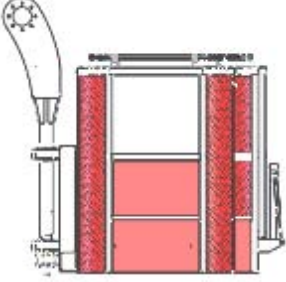
<p>Flèche + coulisse intermédiaire + coulisse finale + coulisseau + « ciseau » + vérin de bras</p> <p>Solide B</p>	<p>Centre d'inertie G_B tel que $\vec{OG}_B = 4247\vec{y} + 1595\vec{z}$ (mm)</p> <p>Masse m_B telle que $m_B = 2650$ kg</p> <p>Matrice d'inertie en G_B telle que</p> $I(G_B, \underline{B}) = \begin{pmatrix} 13374 & 166 & -7 \\ 166 & 112 & 115 \\ -7 & 115 & 13346 \end{pmatrix}_{(G_B, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	
<p>Bras pendulaire + coulisseau pendulaire</p> <p>Solide C</p>	<p>Centre d'inertie G_C tel que $\vec{OG}_C = 14699\vec{y} + 1595\vec{z}$ (mm)</p> <p>Masse m_C telle que $m_C = 525$ kg</p> <p>Matrice d'inertie en G_C telle que</p> $I(G_C, \underline{C}) = \begin{pmatrix} 2842 & -3 & 0 \\ -3 & 363 & -7 \\ 0 & -7 & 2842 \end{pmatrix}_{(G_C, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	
<p>Nacelle + axe + hommes et matériels</p> <p>Solide D</p>	<p>Centre d'inertie G_D tel que $\vec{OG}_D = 18560\vec{y} + 863\vec{z}$ (mm)</p> <p>Masse m_D telle que $m_D = 825$ kg</p> <p>Matrice d'inertie en G_D telle que</p> $I(G_D, \underline{D}) = \begin{pmatrix} 421 & -34 & 7 \\ -34 & 363 & -62 \\ 7 & -62 & 347 \end{pmatrix}_{(G_D, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	

Tableau 1 : éléments cinétiques du bras

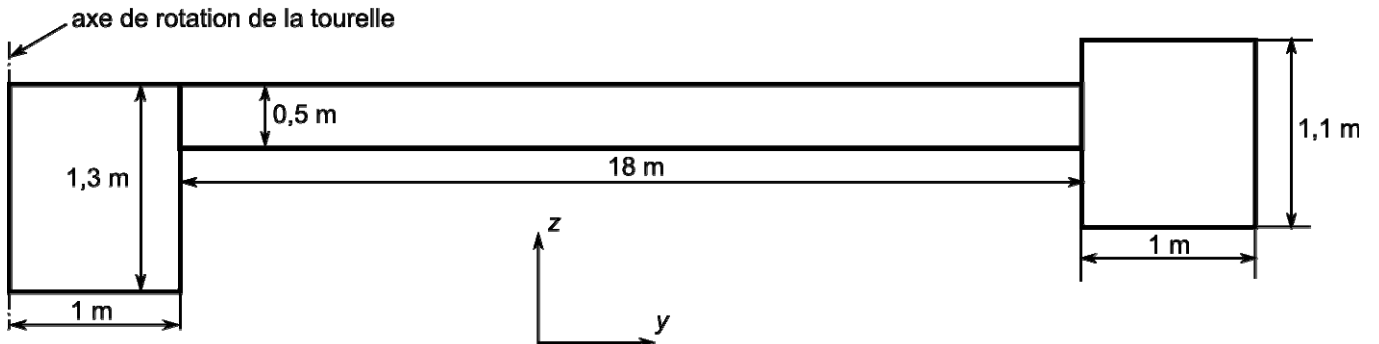


Figure 11 : dimension des éléments du bras

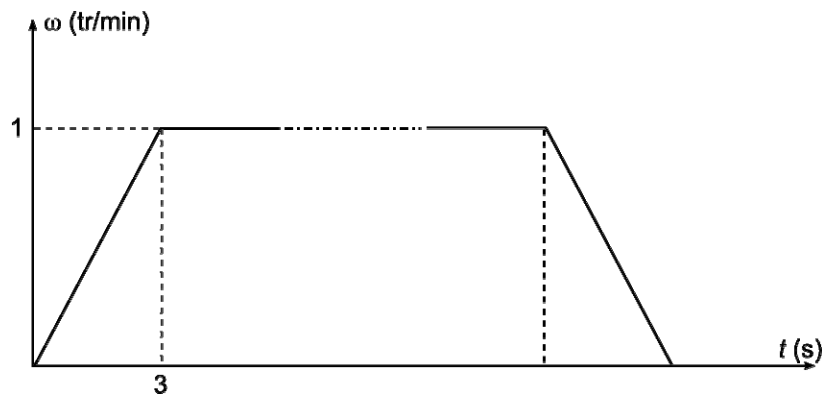


Figure 12 : profil de la fréquence de rotation de la tourelle

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.

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

Le choix des éléments de la chaîne d'énergie du moteur hydraulique impose des limitations technologiques qui ne seront pas compensées par les lois de commande. Nous allons caractériser les éléments en puissance et étudier les limites inhérentes à chacun d'eux.

Limites dues au distributeur hydraulique

On souhaite déterminer la limite de puissance imposée par le distributeur à la transmission hydraulique lors de l'orientation de la tourelle.

La figure 13 présente le schéma de principe d'un distributeur hydraulique. Celui-ci agit en insérant deux restrictions modulées par le signal de commande (U), sur le trajet du fluide « alimentation → moteur → retour ».

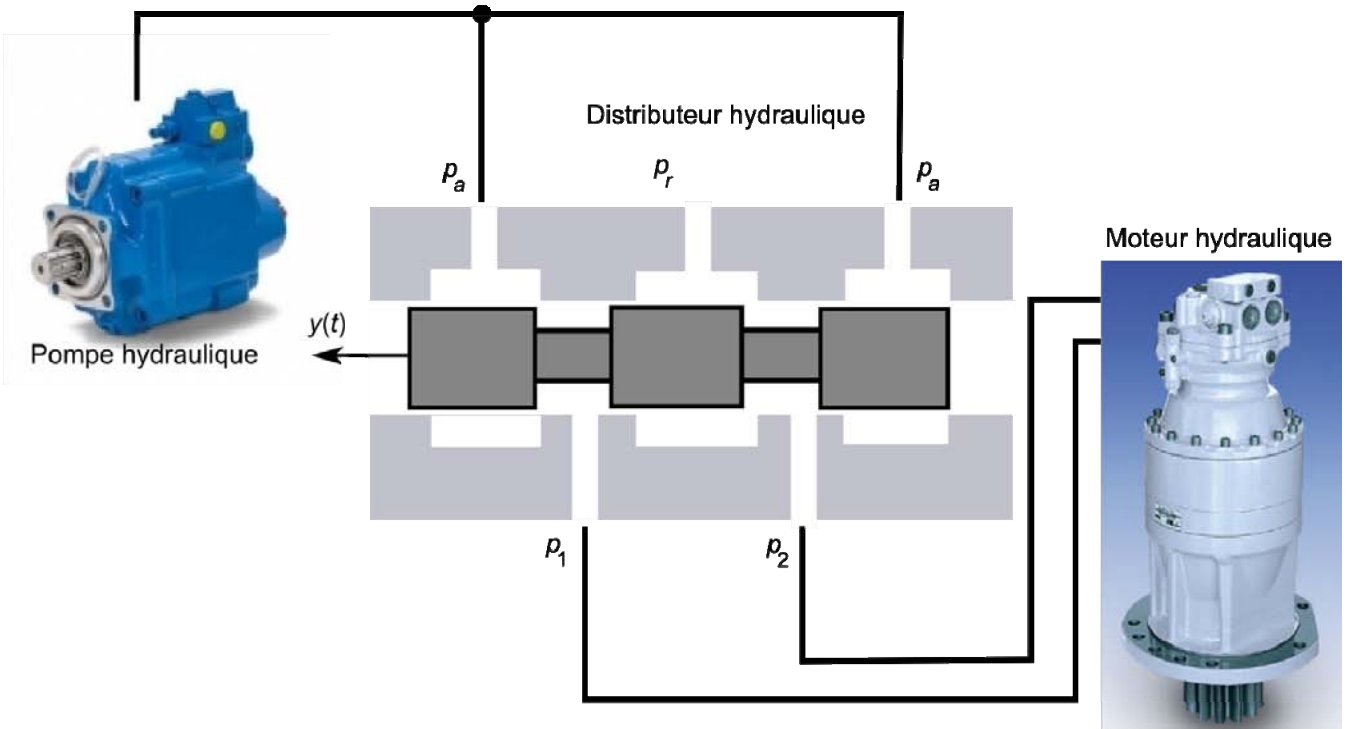


Figure 13 : schéma de principe du distributeur hydraulique

Des hypothèses simplificatrices (pas de surpression, pas de cavitation, ...) conduisent à montrer que le débit moyen instantané traversant le distributeur vaut :

$$q = q_0 \frac{U}{U_0} \sqrt{\frac{p_u - \Delta p \operatorname{sgn}(U)}{p_0}} \quad \text{avec} \quad \operatorname{sgn}(U) = \begin{cases} = 1 & \text{si } U > 0 \\ = -1 & \text{si } U < 0 \\ = 0 & \text{si } U = 0 \end{cases}$$

Les paramètres pour le calcul de la puissance transmissible par le distributeur hydraulique sont :

- p_a : pression d'alimentation
- p_r : pression de refoulement
- $p_u = p - p_0$: pression utile

p_0 : pression nominale
 p_1 : pression à l'entrée du moteur hydraulique
 p_2 : pression à la sortie du moteur hydraulique
 $\Delta p = p_1 - p_2$: pression différentielle
 U : tension de commande
 U_0 : tension de commande nominale
 q_0 : débit nominal du distributeur

Les données numériques et la courbe constructeur (DENISSON) débit/pression (figure 14) du distributeur (01/51) utilisé pour remplir la fonction sont présentées ci-dessous.

$$U_0 = 12 \text{ V}, p_0 = 130 \text{ bar}, q_0 = 90 \text{ L/min}, p_U = 315 \text{ bar}$$

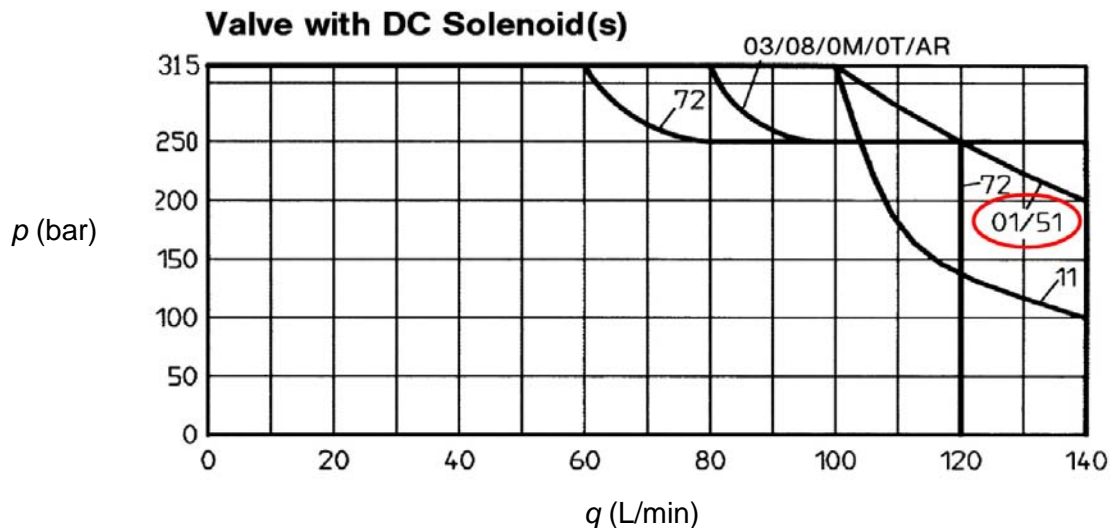


Figure 14 : caractéristiques débit/pression du distributeur étudié

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.

Question 8

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

Nous supposons pour la suite 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

Les mouvements (stabilisation, orientation, bras télescopique, bras pendulaire, et nacelle) étant indépendants, on vérifierait que l'orientation de la nacelle est le mouvement dimensionnant le circuit hydraulique. La pompe choisie a pour référence HYDRO LEDUC TXV 120 (Document Technique DT3).

En phase de conception, les valeurs des rendements des organes présents dans le circuit hydraulique ne sont pas connues. Il est cependant intéressant de les introduire dans le modèle de calcul. On négligera les pertes de charges singulières et régulières dans les canalisations.

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.

Arrêt de l'orientation du bras élévateur aérien

Le freinage progressif et l'arrêt de la tourelle doivent se faire de manière « confortable » pour les passagers présents dans la nacelle et ne pas engendrer de flèche trop importante pendant cette phase. On se place toujours dans la position B repérée sur la courbe S3 (Document Technique DT2). On cherche ici à évaluer le comportement vibratoire de la nacelle complètement chargée en isolant deux paramètres influençant ce comportement :

- élasticité du bras télescopique ;
- compressibilité de l'huile – utilisation d'un système anti rebond.

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

Même si les logiciels permettent de réaliser des simulations du comportement des structures élastiques en mode dynamique, il peut être utile de connaître un ordre de grandeur des évolutions comportementales des systèmes étudiés. On cherche ici à déterminer le comportement de la nacelle dû à l'élasticité du bras lors de l'arrêt 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.**

La résolution des équations précédentes, dans la position horizontale la plus défavorable, par une méthode de Rayleigh-Ritz ou une simulation à l'aide d'une méthode par éléments finis conduit au résultat suivant :

- ordre de grandeur de la fréquence fondamentale des vibrations : 1 Hz ;
- amplitude des vibrations associées : 0,4 m à l'extrémité.

Question 11

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

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

À l'instar d'une transmission hydrostatique, les branches de puissance dans le circuit hydraulique d'orientation de la tourelle s'inversent durant la phase d'arrêt de la tourelle. Il faut veiller à ce que cette situation ne provoque pas de cavitation dans le circuit d'orientation. Il faut également prévoir une dissipation progressive de l'énergie cinétique afin de conserver le confort d'utilisation. Il est donc utile de commencer la dissipation à basse pression, puis ensuite à pression plus élevée. Il est également important d'éviter d'éventuels rebonds au moment de l'arrêt de la tourelle, en égalisant les pressions dans les 2 branches. En dernier lieu, le frein de tourelle devra être appliqué après l'arrêt définitif de l'orientation. Ces dispositions doivent pouvoir avoir lieu quelle que soit la fréquence de rotation initiale.

Le Document Technique DT4 propose le schéma hydraulique de l'orientation de la tourelle. Le Document Technique DT5 présente le dispositif anti rebond. Quatre phases du circuit hydraulique sont détaillées pour ce qui concerne l'évolution des pressions dans la zone concernée. Les principaux orifices sont repérés afin de faciliter les explications demandées ci-après.

Question 12

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

Les courbes des Documents Techniques DT6 et DT7 représentent respectivement l'évolution des pressions suivant les deux sens de rotation, le premier (rotation horaire) traduisant un fonctionnement normal du système anti rebond, le second (rotation antihoraire) montrant cette évolution en cas de défaut du système anti rebond. Dans chacun des graphiques, les courbes sont celles de la pression dans les 2 branches de puissance alimentant le moteur d'orientation durant un mouvement de celui-ci.

Cas du fonctionnement normal

- $1 \text{ s} \leq t \leq 4 \text{ s}$: phase d'accélération initiale de la tourelle ;
- $4 \text{ s} \leq t \leq 7 \text{ s}$: phase de régime permanent ;
- $t = 7 \text{ s}$: arrêt de la commande du mouvement ;
- $t = 8,5 \text{ s}$: arrêt de la tourelle.

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.

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

On se propose maintenant d'étudier l'interfaçage entre le porteur et le BEA. Les fonctions techniques réalisées par cet interfaçage sont :

1. relier la tourelle au châssis du porteur ;
2. permettre la rotation de la tourelle ;
3. assurer l'orientation de la tourelle par rapport au porteur ;
4. permettre le passage de l'énergie hydraulique du porteur vers le BEA ;
5. permettre le passage de l'énergie électrique du porteur vers le BEA ;
6. permettre le passage du fluide de lutte contre un incendie.

Actions mécaniques transmises par la tourelle au porteur

Le faux châssis est constitué de poutrelles de différentes sections reliées entre-elles afin de constituer une armature suffisamment rigide pour supporter l'ensemble des efforts auxquels est soumis le BEA. Ce faux châssis est monté sur le porteur constituant ainsi, ensemble, la structure sur laquelle sera « posée » l'ensemble « tourelle, flèche, bras et nacelle ». Les vues tridimensionnelles du Document Technique DT8 montrent la tourelle et le faux châssis et particulièrement la zone de liaison du faux châssis avec l'ensemble complet qui vient d'être cité ci avant. Une couronne d'orientation sera interposée entre ces deux sous-ensembles.

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.

Validation du choix de la couronne d'orientation

Les deux premières fonctions techniques citées ci-dessus sont réalisées par une couronne d'orientation conçue et fabriquée par la société ROLLIX. Les références et le plan de la couronne montée sur le BEA étudié ici sont donnés dans le Document Technique DT9. La courbe de capacité de charge de la couronne utilisée est fournie dans le Document Technique DT10. La notice de calcul de la fonction roulement de la société ROLLIX est fournie dans le Document Technique DT11.

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).

Proposition de solution pour réaliser la liaison « faux châssis/tourelle » du BEA

Nous avons noté que les deux premières fonctions techniques citées ci-dessus sont réalisées par l'intermédiaire de la couronne d'orientation.

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.

Le Document Technique DT12 présente au format A3 quatre vues de la zone de liaison de la tourelle avec le porteur (faux châssis) – voir également le Document Technique DT8 –. Le Document Réponse DR1 présente la vue de droite partielle issue de ce Document Technique. L'échelle de ce document n'est pas indiquée mais les proportions des éléments sont conservées.

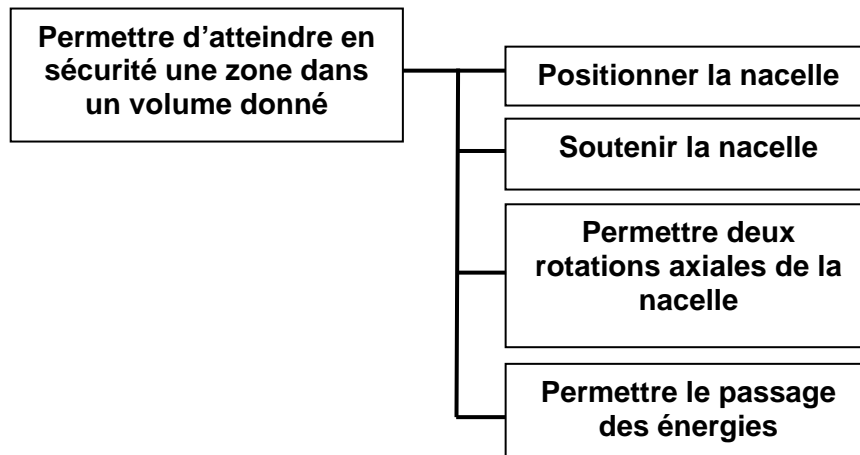
Question 17

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.

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.

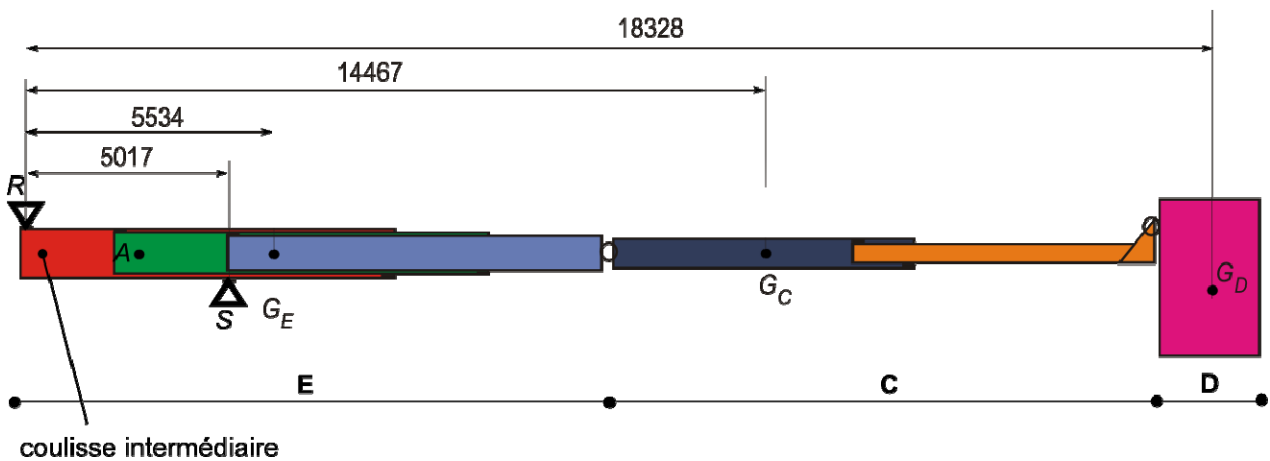


Figure 15 : caractéristiques géométriques du bras en position horizontale maximale

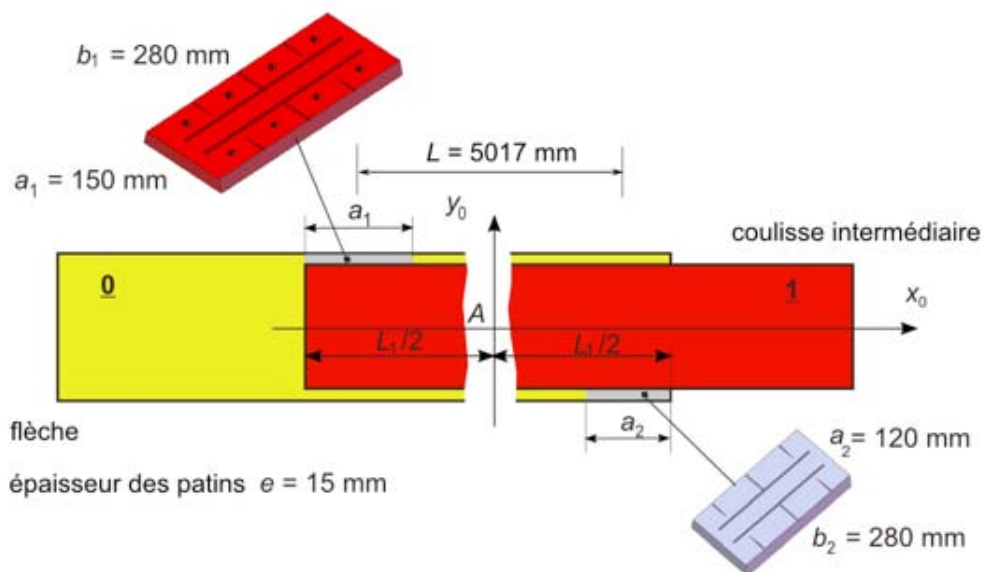


Figure 16 : caractéristiques géométriques de la liaison entre les éléments 0 et 1

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 $\overrightarrow{AG_1} = \mu \vec{x}_1$. On pose $\overrightarrow{AC} = a\vec{x}_1 + b\vec{y}_1$ ($a = 2563$ mm, $b = -578$ mm). On rappelle : $m_1 = 2650$ 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 $\overrightarrow{BG_2} = \eta \vec{x}_2$. On rappelle : $m_2 = 525$ kg. L'action de la pesanteur s'exerçant sur l'ensemble nacelle est appliquée en G telle que $\overrightarrow{DG} = p\vec{x}_0 + k\vec{z}_0$ avec $k = 366$ mm et $p = 560$ mm. On rappelle : $m = 825$ kg.

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

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

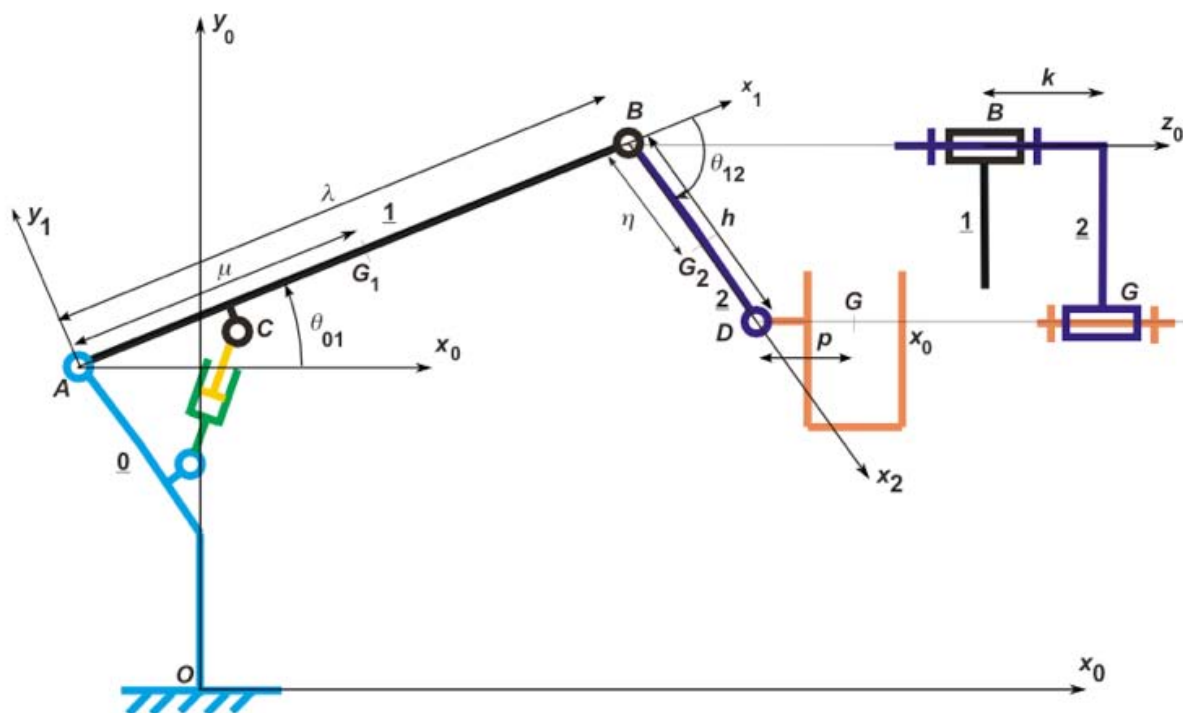


Figure 17 : schéma cinématique plan du bras et caractéristiques géométriques

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) , $\overrightarrow{CC^+} \cdot \vec{x}_1 > 0$, $\overrightarrow{CC^+} \cdot \vec{y}_1 \approx 0$) 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.

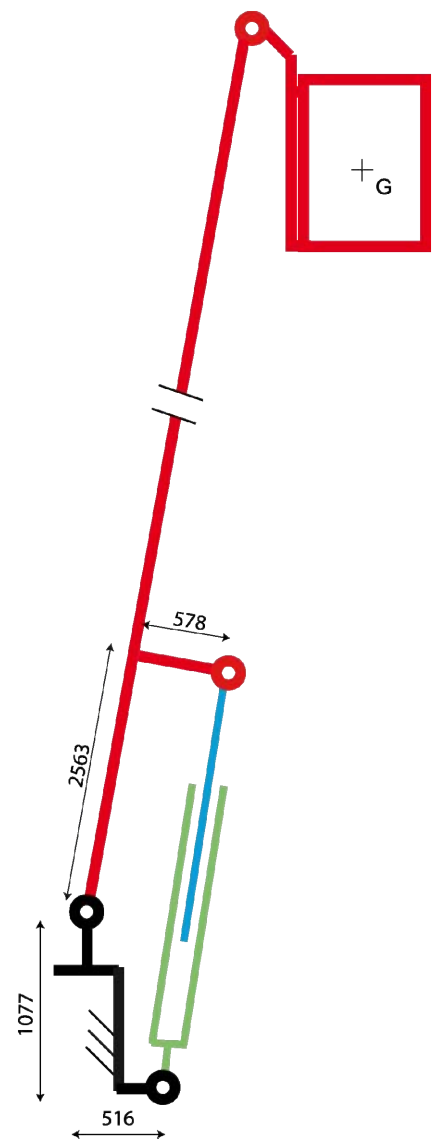
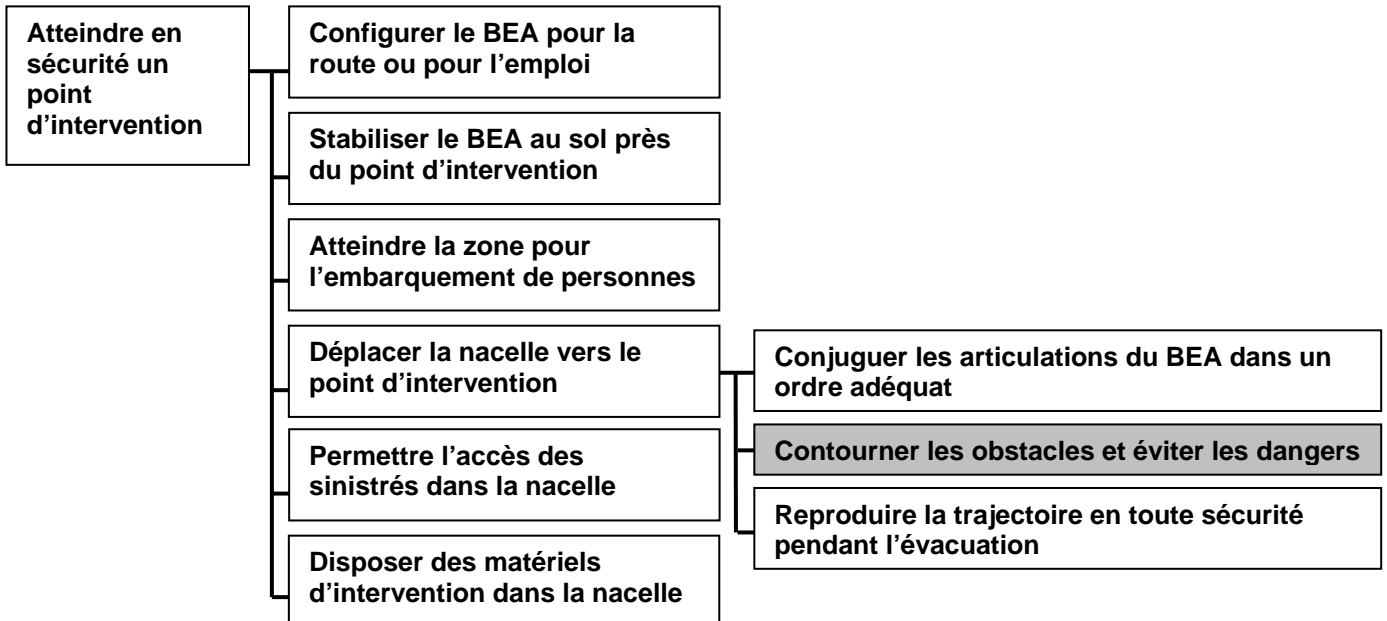


Figure 18 : schéma et données pour l'étude du flambement

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.

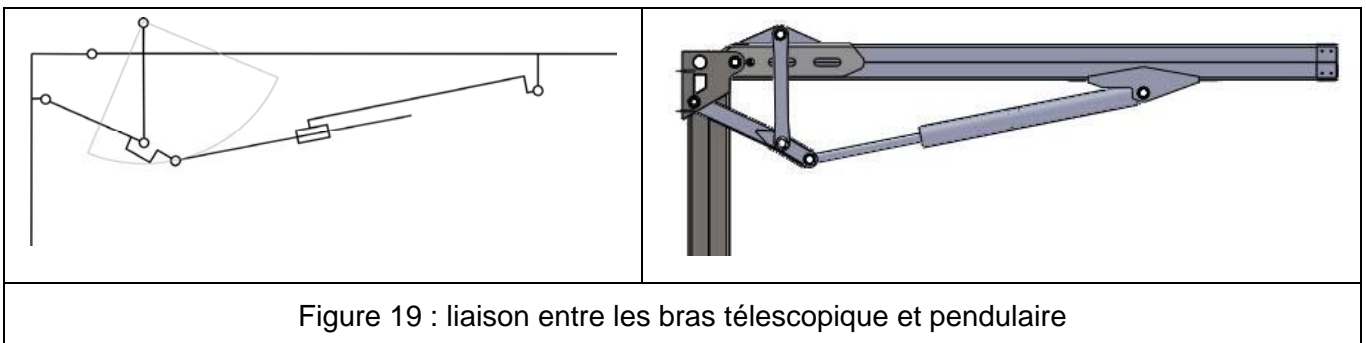


Figure 19 : liaison entre les bras télescopique et pendulaire

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

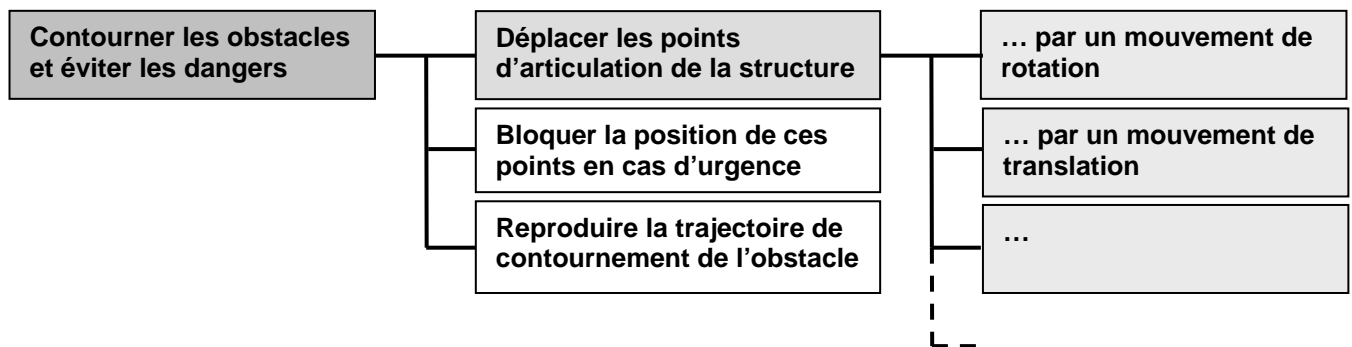
Envisager une modification de la géométrie du système « quatre barres » de telle sorte qu'il soit moins encombrant à l' « intérieur de l'articulation ».

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

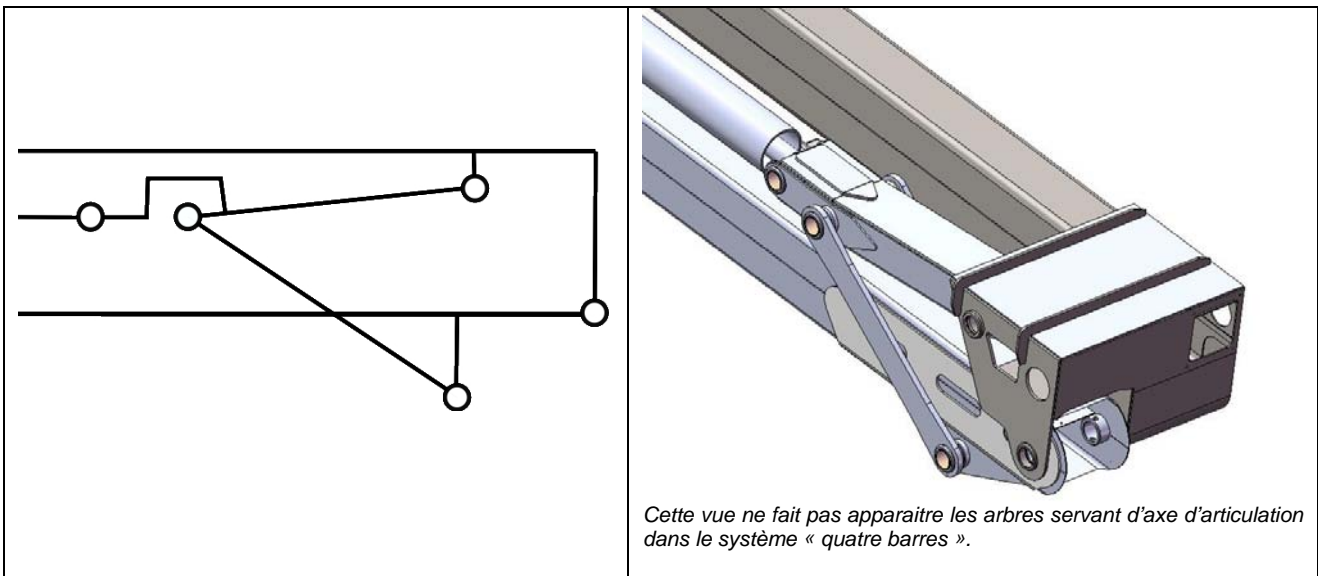
Tracer un diagramme FAST de recherche de solutions par décomposition de la fonction technique composante « **déplacer un point de la structure par un mouvement de rotation** ». L'articulation à étudier est celle qui lie le télescope et le bras pendulaire.

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.

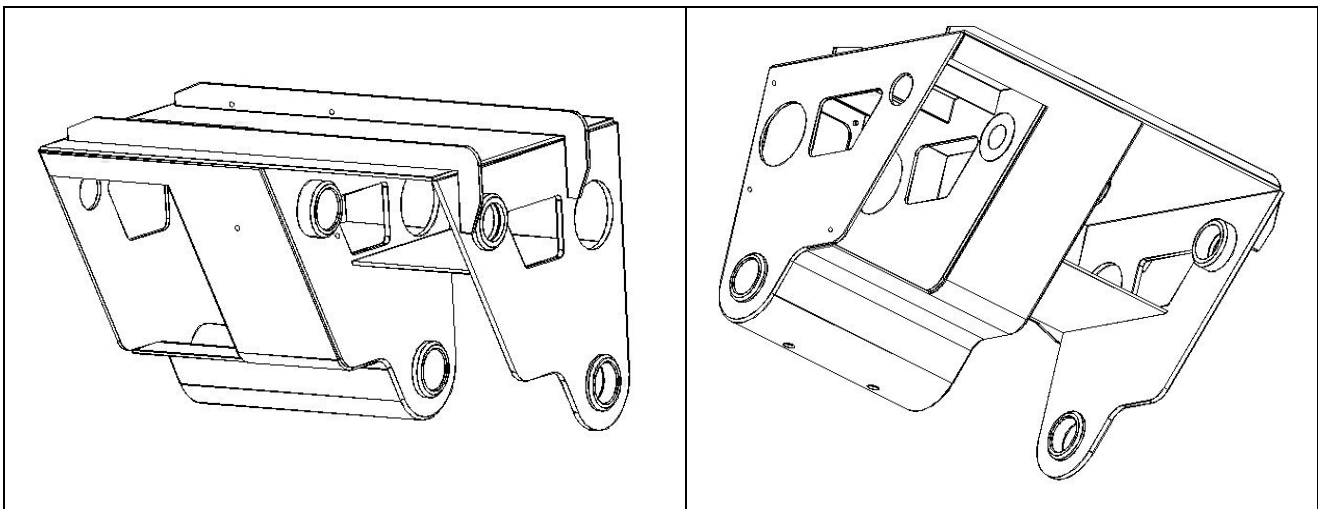


Figure 20 : tête du dernier coulisseau du bras télescopique

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.

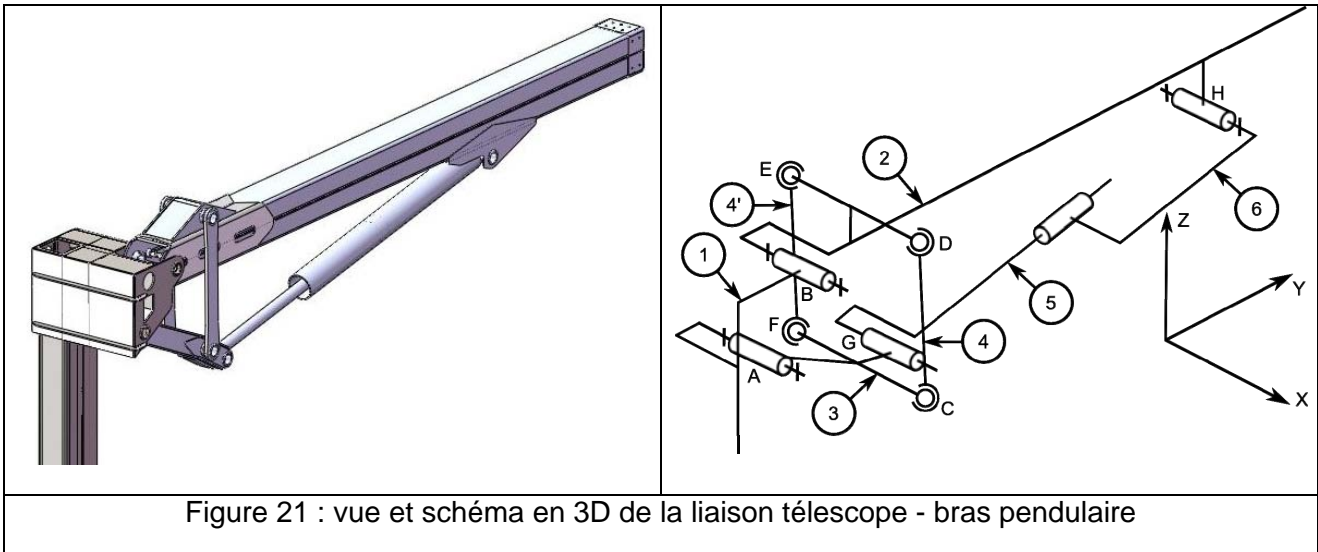
Question 32

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.



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.

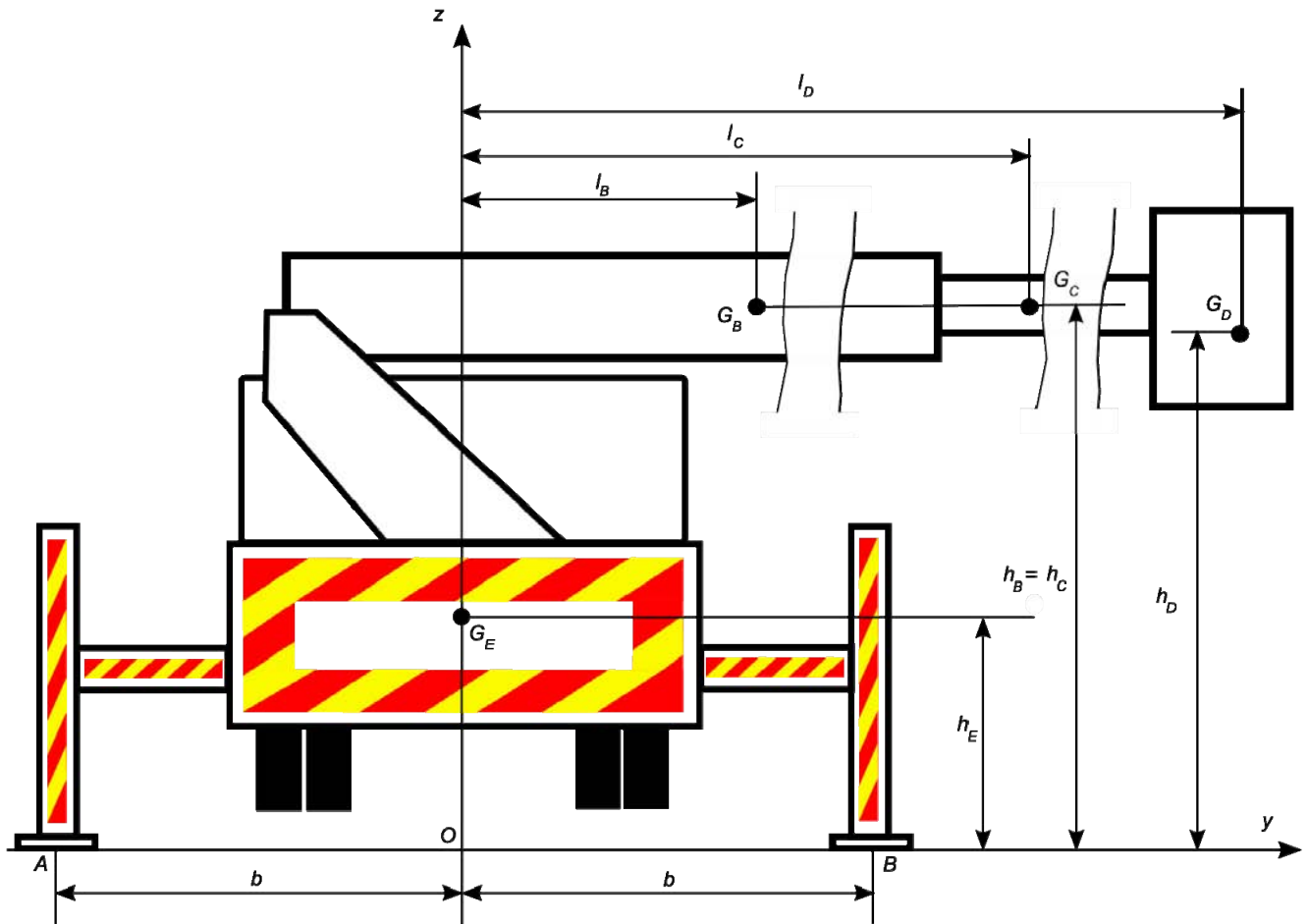


Figure 22 : BEA sur ses stabilisateurs en vue arrière

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.

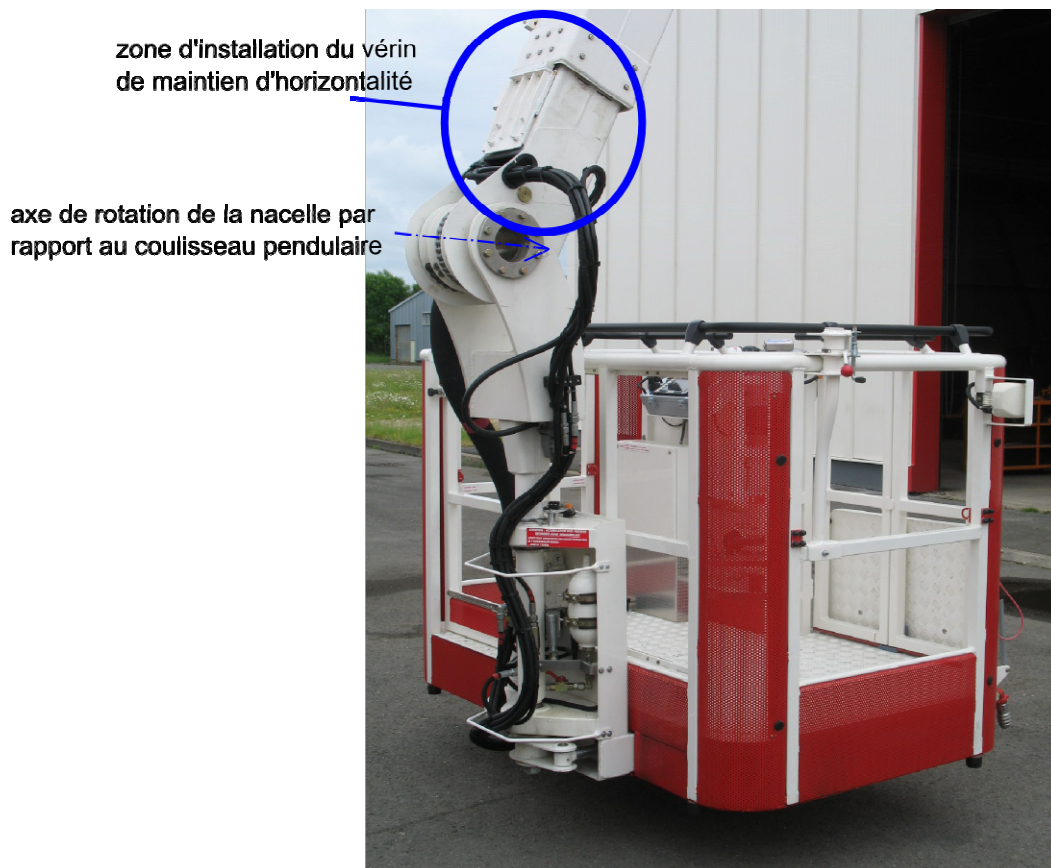


Figure 23 : nacelle : liaison avec le bras pendulaire

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

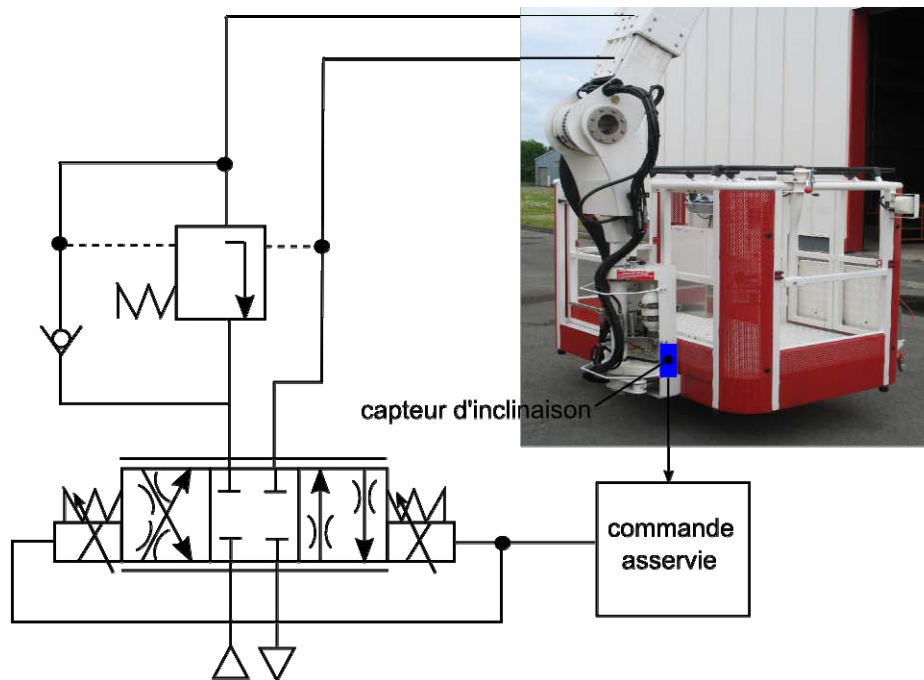


Figure 24 : circuit hydraulique de maintien d'horizontalité

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.

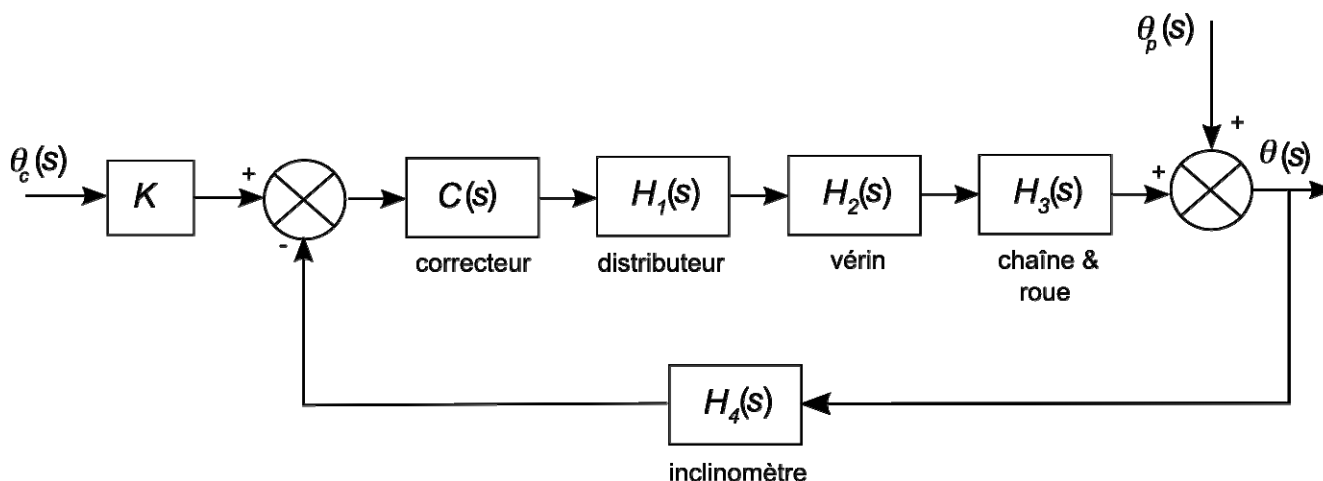


Figure 25 : schéma bloc de l'asservissement du maintien de l'horizontalité

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 rampe unitaire $\theta_p(t) = u(t)$ 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. 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.

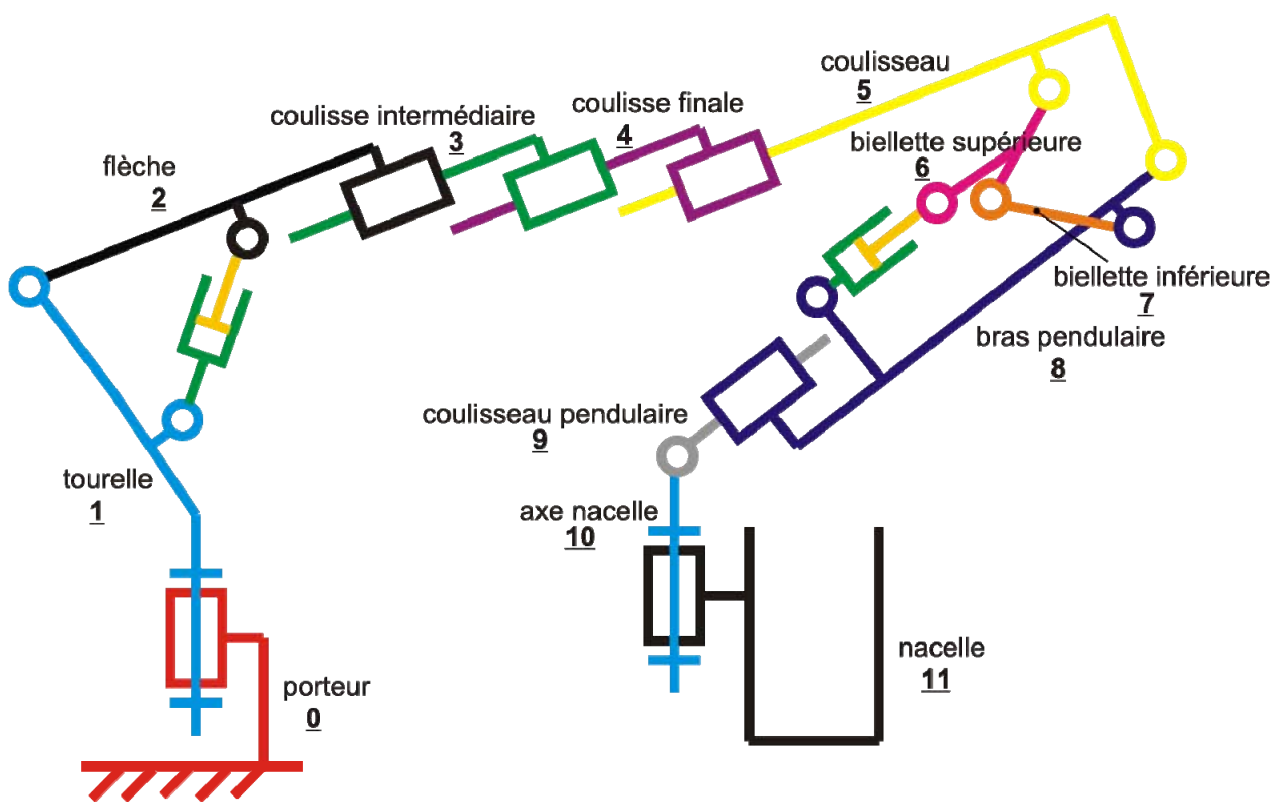
Synthèse globale du sujet

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.

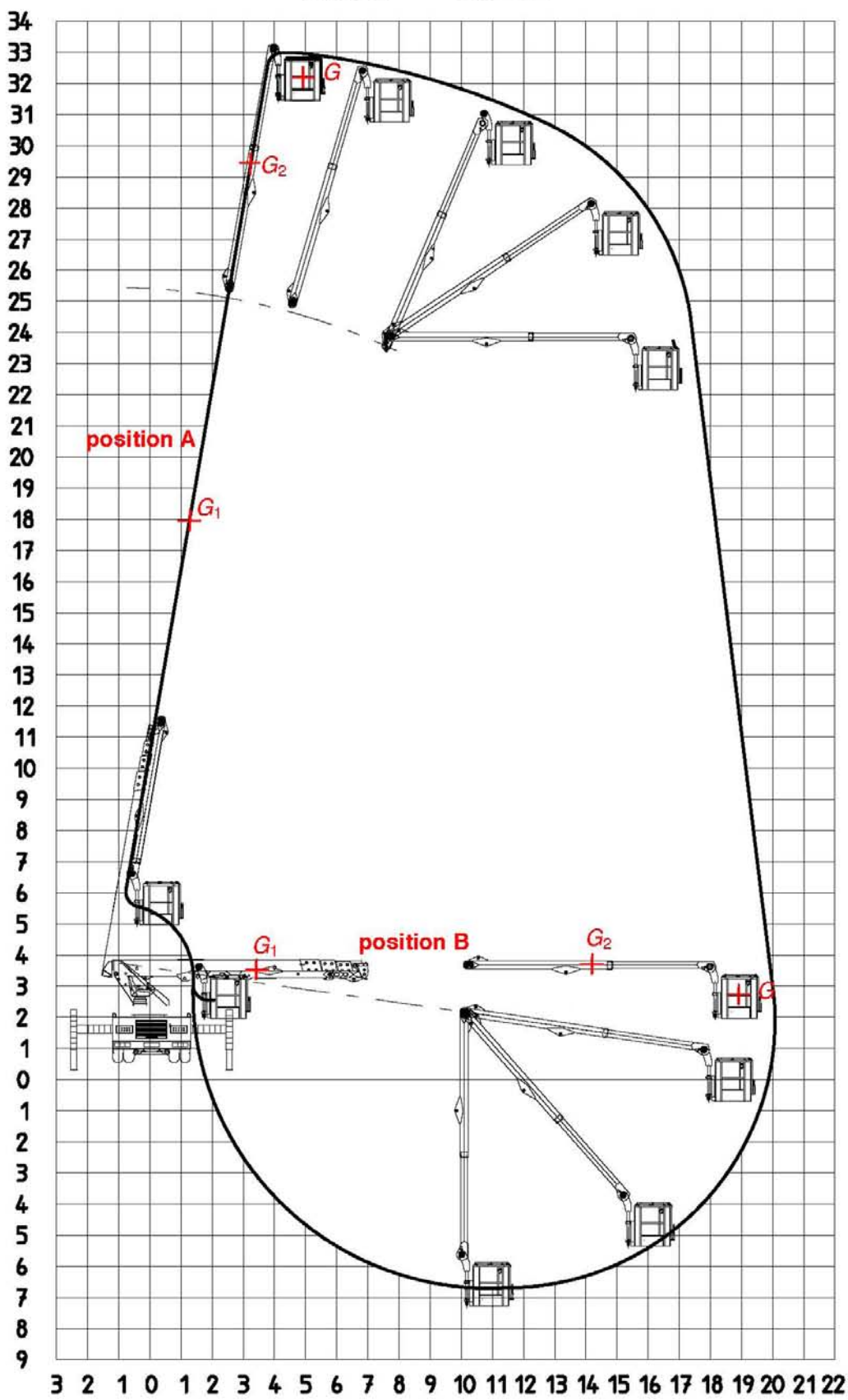
Question 40

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.

DOSSIER TECHNIQUE



330 TBI



COURBE 1

S3 - 5P

003900320169029

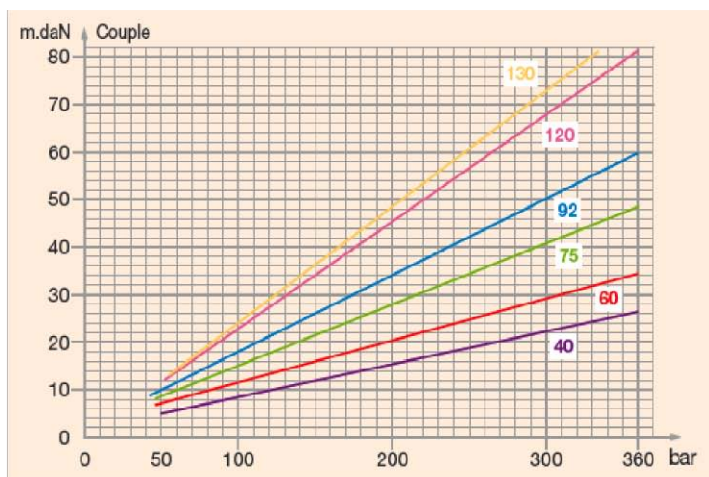


Pompes à cylindrée variable Hydro Leduc TXV

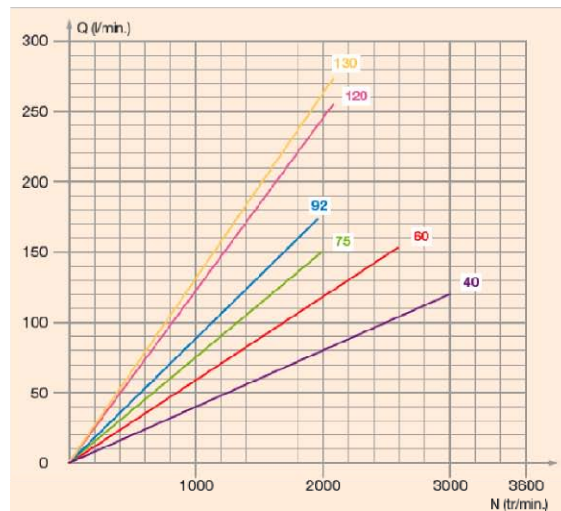
Caractéristiques principales

type de pompe		sens de rotation	cylindrée ⁽¹⁾ maxi (cm ³)	pression maxi de service (bar)	Pression maxi en pointe : 5% du temps (bar)	Pression maxi d'annulation (bar)	Couple à 300 bar (Nm)	Vitesse ⁽²⁾ maxi (tr/min)
TXV 40	0512950 0512955	SH SIH	40	400	420	440	220	3000
TXV 60	0512500 0512505	SH SIH	60	400	420	440	295	2600
TXV 75	0512510 0512515	SH SIH	75	400	420	440	410	2000
TXV 92	0512520 0512525	SH SIH	92	380	400	420	483	1900
TXV 120	0515700 0515705	SH SIH	120	360	380	400	680	2100
TXV 130	0515300 0515515	SH SIH	130	360	380	400	730	2100

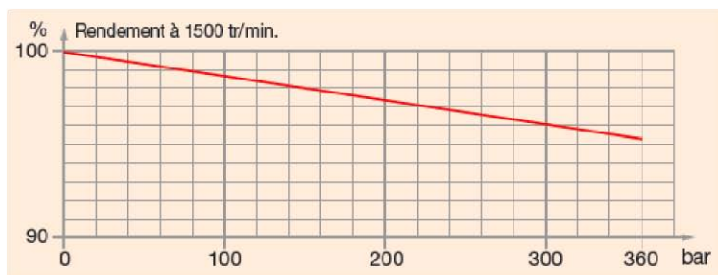
Couple absorbé à cylindrée maximum



Débit

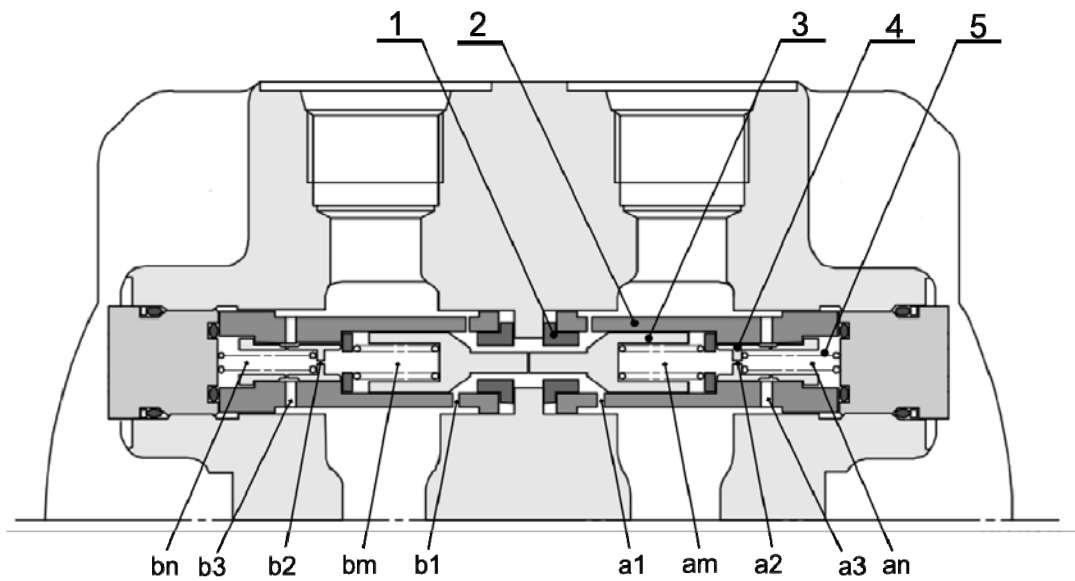


Rendement



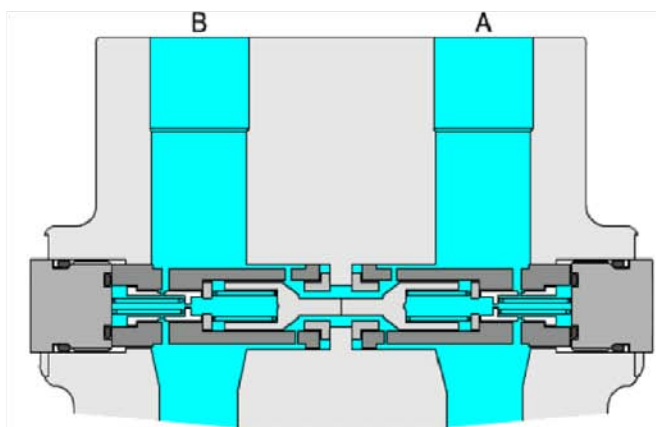
- (1) les pompes TXV peuvent être calées pour une cylindrée maximale plus faible
- (2) vitesse supérieure possible selon le débit demandé

Document Technique DT5 : fonctionnement de la valve anti rebond

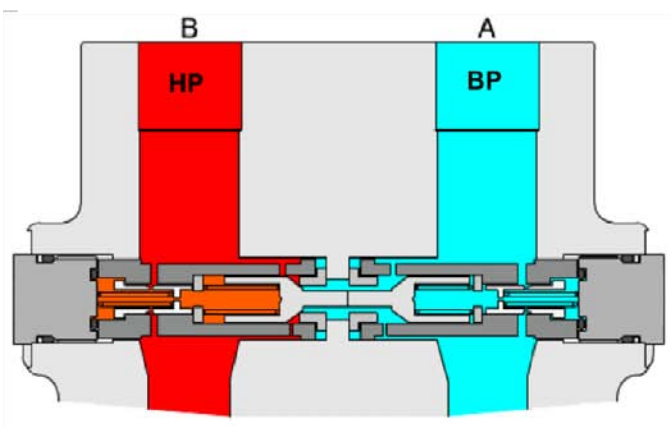


- | | |
|---------------|-------------|
| 1 : siège | 4 : clapet |
| 2 : cartouche | 5 : ressort |
| 3 : clapet | |

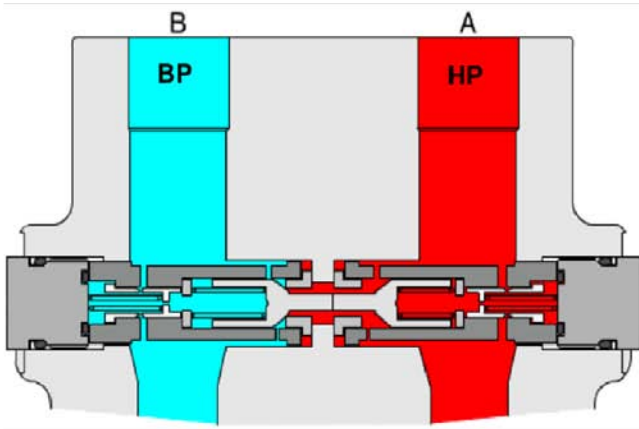
Phase 1 : repos



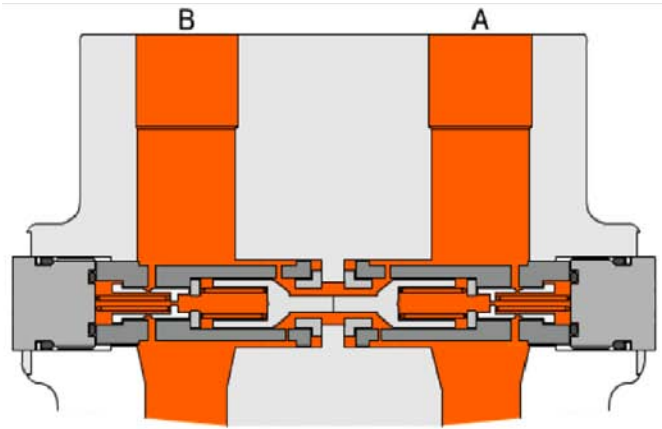
Phase 2 : mouvement d'orientation de la tourelle



Phase 3 : fin du mouvement d'orientation de la tourelle

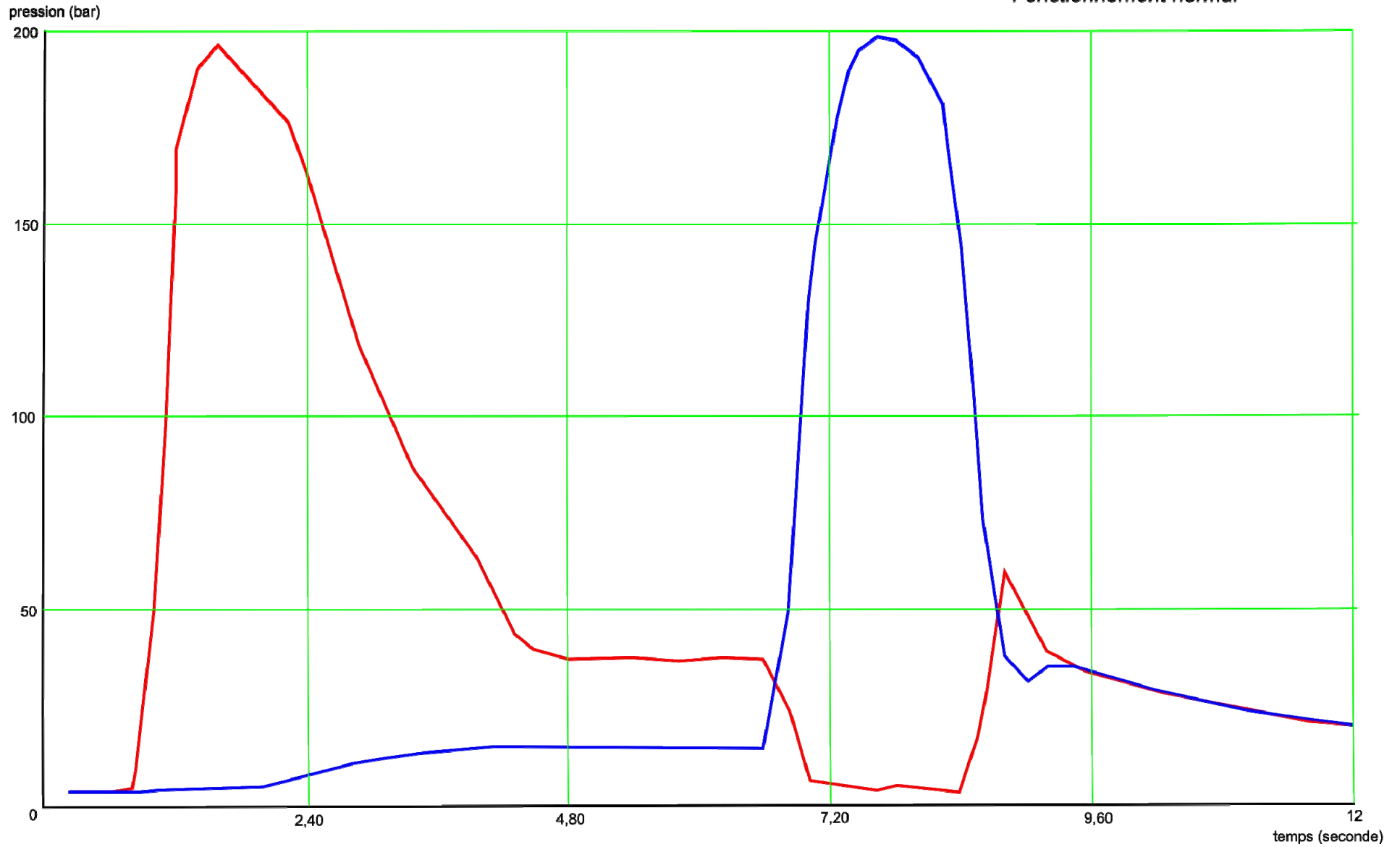


Phase 4 : arrêt de la tourelle



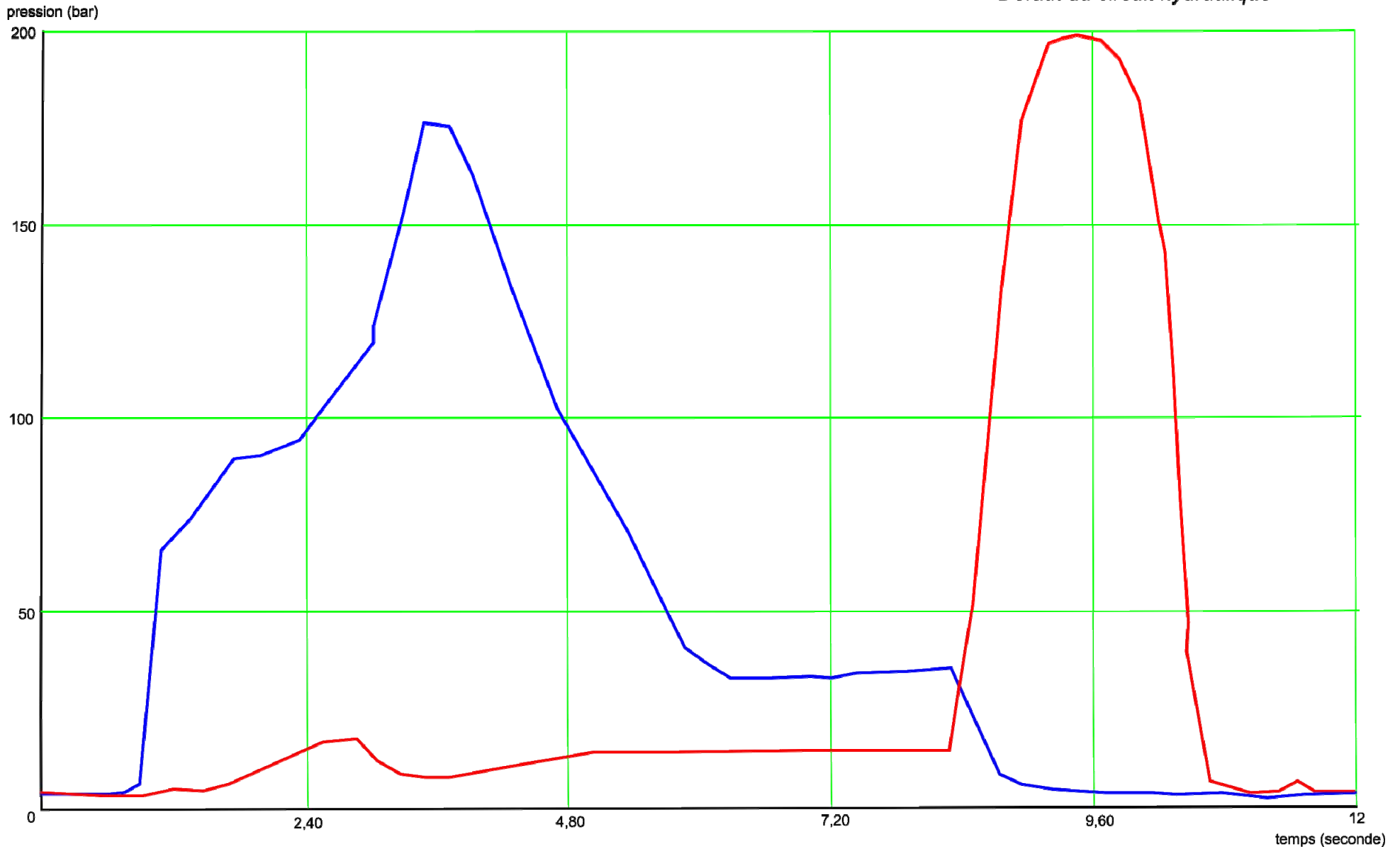
Rotation horaire tourelle

Fonctionnement normal

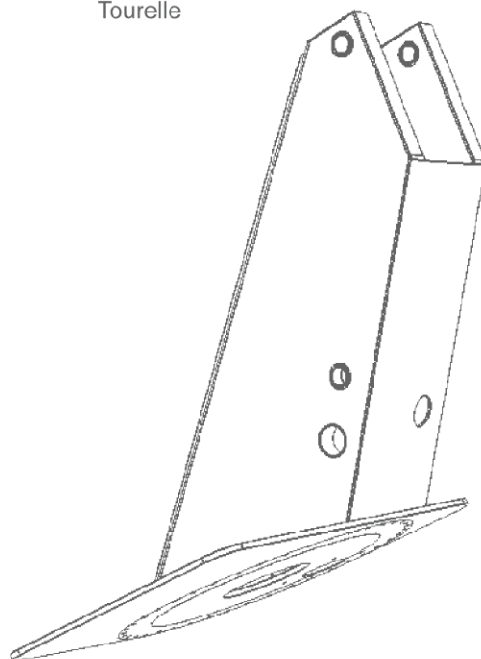
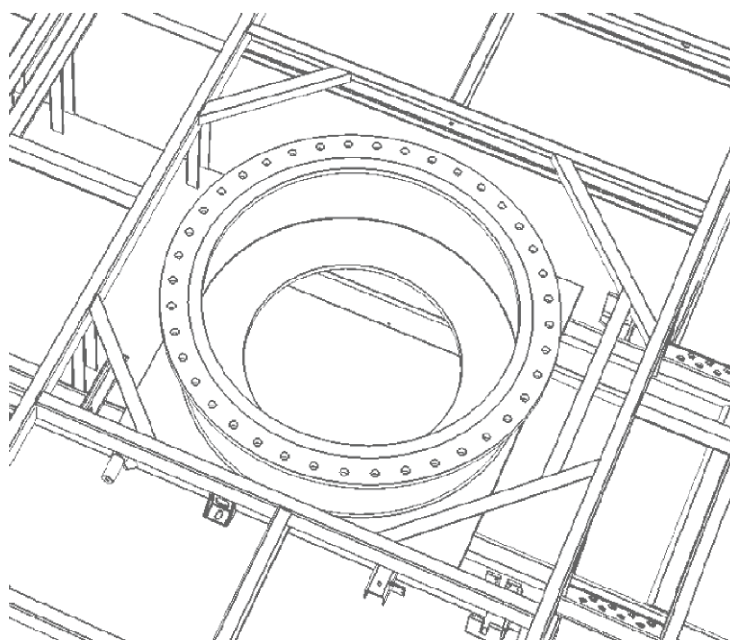
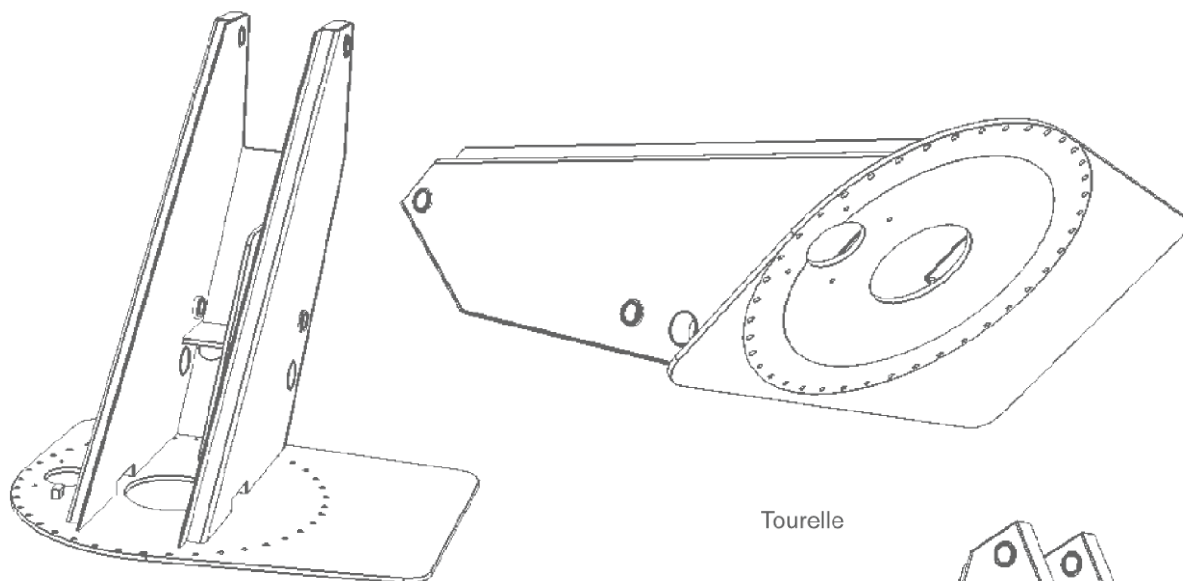


Rotation antihoraire tourelle

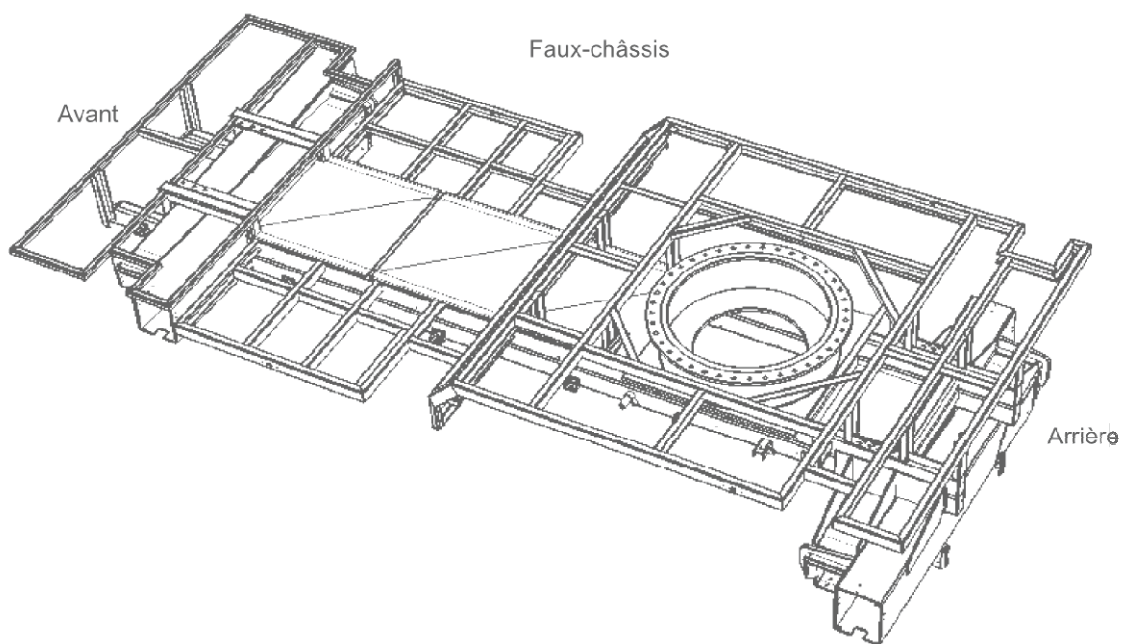
Défaut du circuit hydraulique



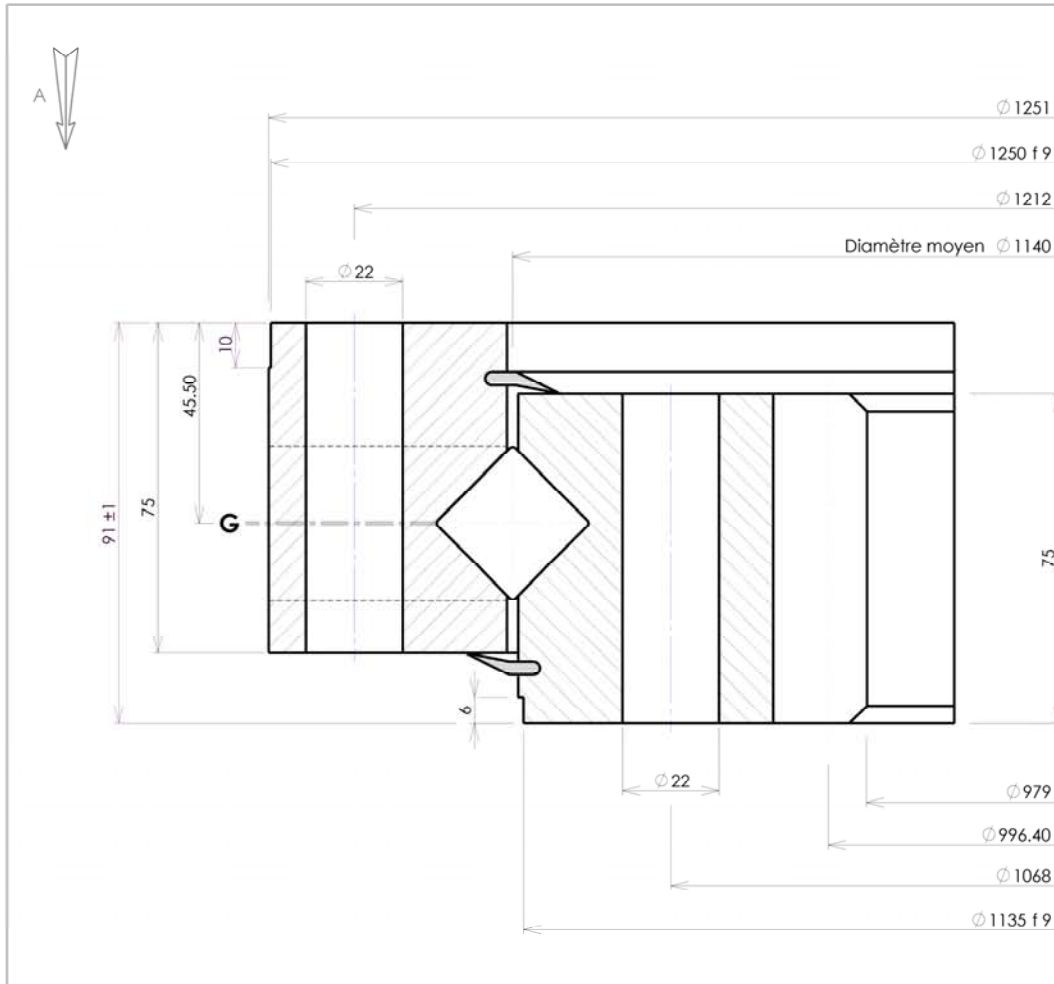
Document Technique DT8 : vues du faux châssis et de la tourelle



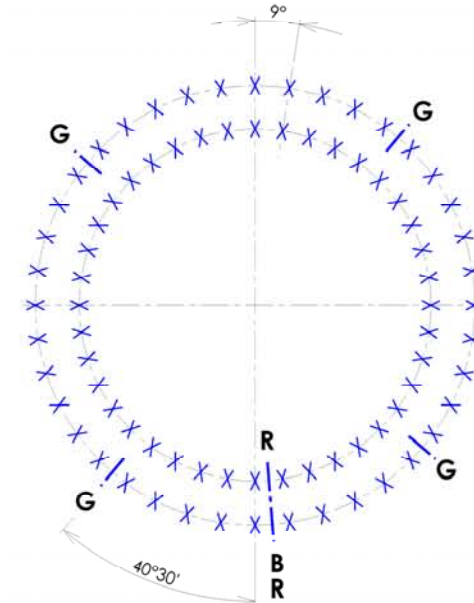
Faux-châssis



Document Technique DT9 : couronne d'orientation Rollix



Implantation suivant A
Implantation according to A
Ansicht nach A



Denture - Gear - Verzahnung	
Droite	
Module 10	Angle de pression 20°
Module - Modul	Pressure angle
Diagonal pitch 99	Engriffsinkel 1.30
Nbr. de dents 12	Troncature - Kapfzürung
Zahnezahl	Truncature - Kapfzürung
Diamètre primitif 990	
Pitch diameter - Teilkreisdurchmesser	
Départ 2 m 6.400	
Add. mod. 2 m - Profilhöhe 2 m	
356.330	
Measurement on teeth	
Zahnmessweite bei Zähnen	
356.030	
Faux rond au diamètre primitif - Run out on P.D.	
Rundlauffehler am Teilkreis	
Non trempé 0.51	Tempée 0.66
No hardened	Hardened
Ungehartet	Gehartet

Tolérances générales suivant IT-ETR-061	
General tolerances according to IT-ETR-061	
Allgemeine Toleranzen nach IT-ETR-061	
B.E. 40	Trous de fixation 22
O.R. 40	Mounting holes
A.R. 40	Befestigungsbohrungen
X	
B.L. 40	Trous de fixation 22
I.R. 40	Mounting holes
L.R. 40	Befestigungsbohrungen
G	
B.E. 4	Trous de graisseurs M 10 x 1.00
O.R. 4	Grease holes
A.R. 4	Schmierbohrungen
G	
B.L. 4	Trous de graisseurs M 10 x 1.00
I.R. 4	Grease holes
L.R. 4	Schmierbohrungen
B	
R	Position approximative du bouchon et du raccord de trempé
	Filler plug and hardening connection of raceway
	ca Stopfen- und harteschlupf position

Des. JPS	Date. 03/05/1996	Ver. J.P.S.	Date. 07/05/96
Ech. 1	Ind. 03/05/1996	Nature Industrialisation	Change Art
Visa			

Masse estimée 239 kg
Gewicht ca 239 lbs
Estimated weight

Cette couronne brevetée DUO-ROL-X est notre propriété. Ce plan ne peut être communiqué ni remis à des tiers sans l'autorisation écrite de ROLLIX-DEFONTAINE.

Information confidential proprietary of ROLLIX-DEFONTAINE. Any person excepted is required to accept same information in confidence and agrees to make no disclosures or use thereof except as authorized by ROLLIX-DEFONTAINE.

Diese patentierte Drehverbindung DUO-ROL-X ist unser Eigentum. Diese Zeichnung darf nicht ohne schriftliche Genehmigung von ROLLIX-DEFONTAINE weitergegeben werden.

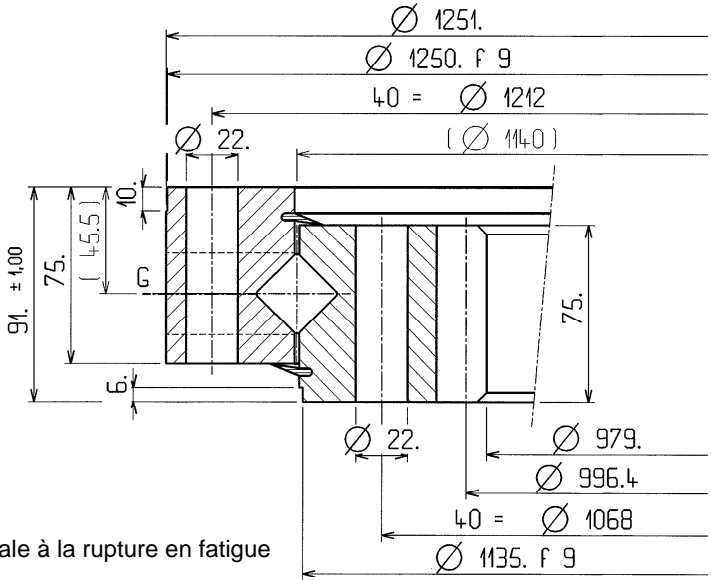
N° 07-1140-13

Indice A

Siège social : 3 rue Louis Renault
B.P. 329 - 44803 ST HERBLAIN CEDEX
Tel. 02.40.67.89.89 Télécopie 02.40.67.89.03

#ETR 910 indice 3

07-1140-13

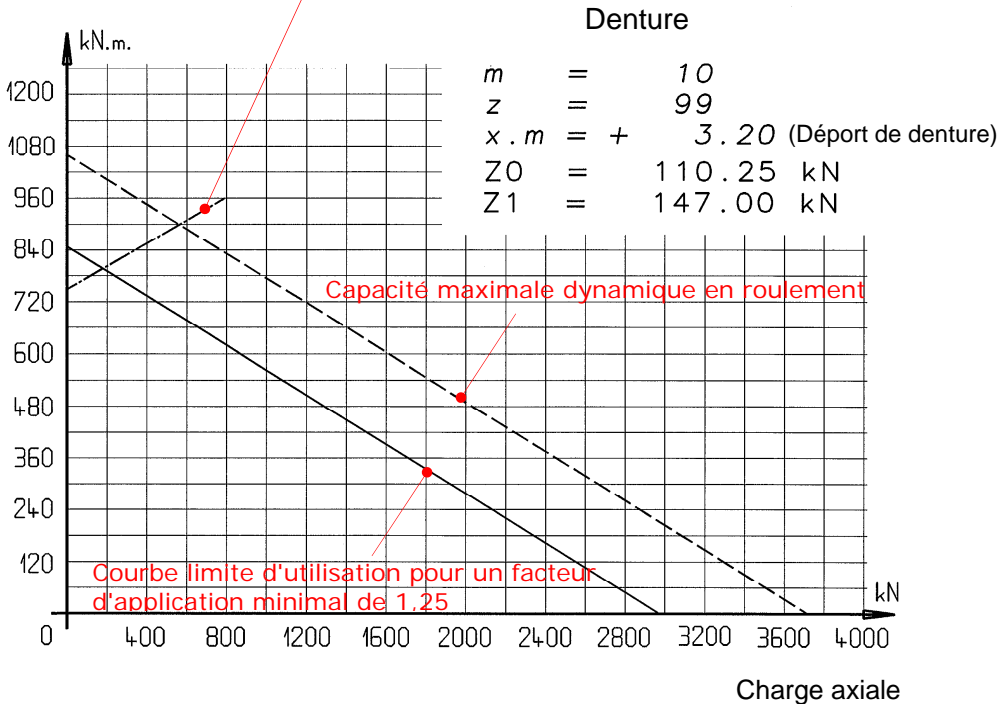


Z : Résistance maximale à la rupture en fatigue
 0 : non traitée
 1 : trempe localisée

Masse approximative 238. kg

Moment de renversement

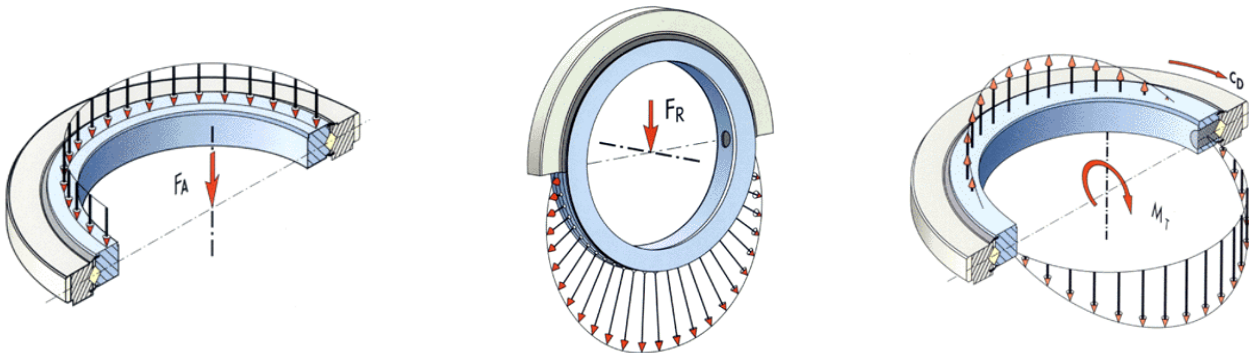
Limite de fixation pour une charge posée en utilisant une boulonnerie classe 10.9



Définition des charges

La couronne d'orientation, assurant la liaison d'un élément mobile avec une embase fixe, doit posséder la capacité de transmettre les efforts du mobile vers l'embase. La définition convenable de la capacité adaptée nécessite la connaissance précise des efforts mis en jeu, réellement appliqués sur la couronne, incluant les effets dus aux masses et aux inerties des charges utiles et des structures. Il importe de distinguer les charges fixes et les charges variables ainsi que les effets dus aux charges dynamiques, ces deux dernières constituant les sollicitations en « fatigue ». La connaissance de la direction des efforts vis à vis de l'axe de la couronne d'orientation est nécessaire à l'établissement du torseur actif. On distingue donc :

- LES CHARGES AXIALES dont la direction est parallèle à l'axe de rotation de la couronne d'orientation. On nommera FA la résultante de ces charges.



- LES CHARGES RADIALES contenues dans les plans perpendiculaires à l'axe de rotation. On nommera FR la résultante de ces charges.
- LES MOMENTS DE RENVERSEMENT (basculement): dans des plans parallèles à l'axe de rotation. On nommera MT le moment résultant rapporté au plan contenant l'axe de rotation.
- LE COUPLE DE PIVOTEMENT CD commande la rotation de la couronne d'orientation.

Pour le calcul, la résultante des charges radiales FR est transposée en charge axiale équivalente à l'aide d'un facteur KR comme suit :

Pour les couronnes standards

Si $FR/FA < 0,25$ alors $KR = 0,5$

Si $0,25 < FR/FA < 1$ alors $KR = 1,5$

Si $FR/FA > 1$ alors $KR = 24$

Pour les séries légères et bagues pleines, $KR = 3,225$

La charge équivalente F_{eq} à utiliser pour le calcul s'obtient par la formule :

- Pour les couronnes horizontales : axe de rotation vertical $F_{eq} = FA + KR \times FR$
- Pour les couronnes verticales : axe de rotation horizontal $F_{eq} = FA + 1,2 \times KR \times FR$

Sélection de la couronne en fonction de sa capacité

La capacité de charge d'une couronne d'orientation est calculée selon ses performances en fonction :

- de son enveloppe géométrique ;
- de la nature des matériaux constituant les bagues ;
- des traitements thermiques réalisés ;
- de la nature, du nombre et de la dimension des corps roulants ;
- des paramètres de contact des corps roulants.

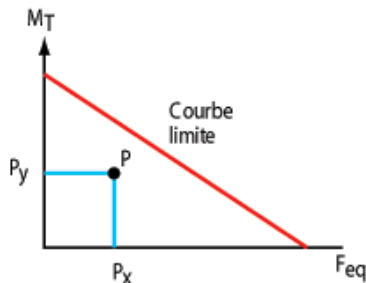
La courbe de capacité maximale admissible (courbe limite d'utilisation pour un facteur d'application minimal de 1,25) est tracée sur un graphique dont l'axe des abscisses porte la charge axiale équivalente et l'axe des ordonnées le moment de renversement. Par simplification, elle est représentée par une droite appelée « COURBE LIMITE ».

Le dimensionnement de la couronne s'effectue en comparant le point représentatif des chargements par rapport à cette courbe. Ce point appelé « point d'application » a pour coordonnées :

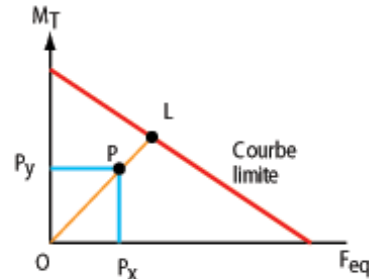
- sur l'axe horizontal : $P_x = F_{eq} \times KA \times KU \times KS$;
- sur l'axe vertical : $P_y = MT \times KA \times KU \times KS$.

Dans notre cas, le constructeur donne $KA = 1,5$, $KU = 1$ et $KS = 1$.

Dans tous les cas, le point d'application P doit se trouver au-dessous de la courbe limite (Voir croquis 1 ci-dessous)



Croquis 1



Croquis 2

Durée de service

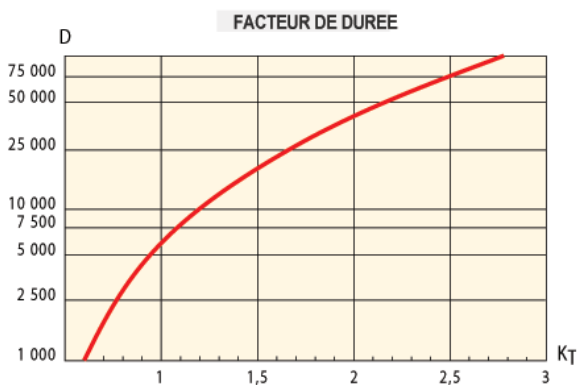
De nombreux facteurs extérieurs à la couronne exercent une influence très importante sur sa durée de service.

On peut citer entre autres :

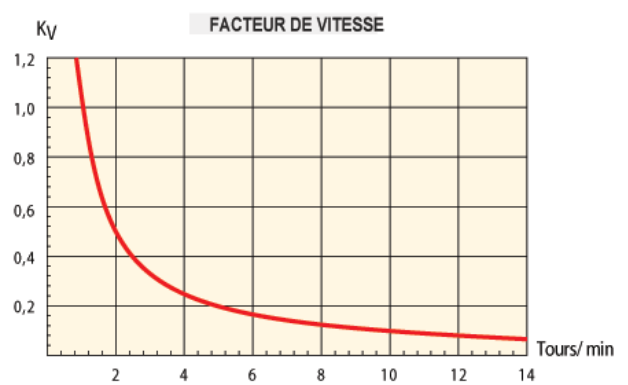
- la qualité géométrique des supports ;
- la déformation des structures sous les charges ;
- les conditions climatiques et l'environnement ;
- la qualité de la maintenance en service ;
- les conditions d'utilisation : l'exposition répétée à des chocs, des vibrations ou des mouvements brusques ou saccadés peut réduire notablement la durée prévue. (Voir croquis 2 ci-dessus)

Une estimation de la durée de service théorique pourra être obtenue en comparant la capacité utilisée par rapport à la limite : appelons KT le nombre $KT = OL/OP$.

Une estimation de la durée de service D (h), peut être obtenue en utilisant le graphique (voir croquis 3)



Croquis 3



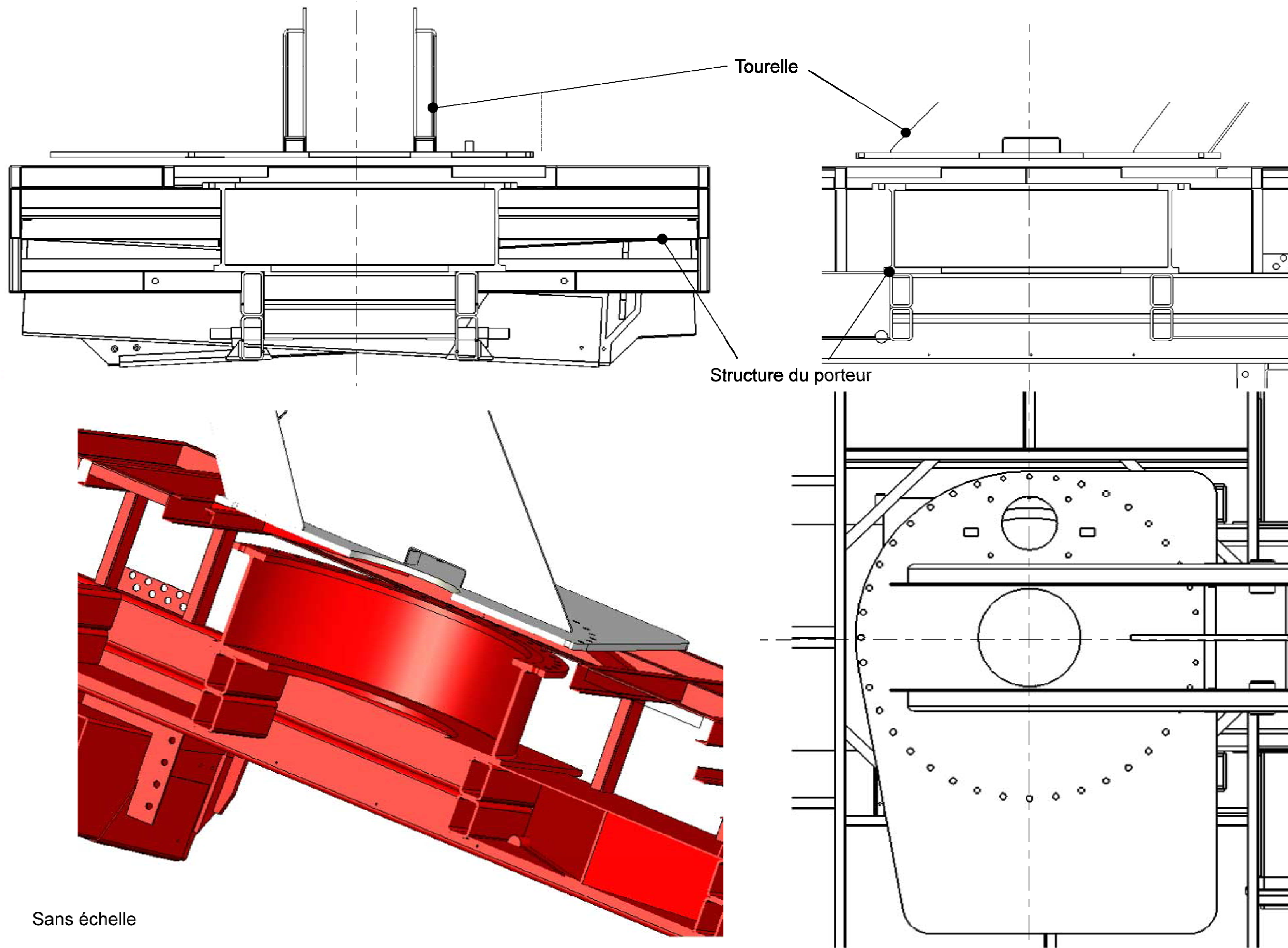
Croquis 4

La durée de service D , estimée dans le graphique (voir croquis 4) est valable seulement pour les applications dont la vitesse de rotation est lente : 1 tour/minute. Lorsque la vitesse est différente, il faut multiplier la valeur obtenue par le facteur de vitesse KV selon le graphique (voir croquis 4).

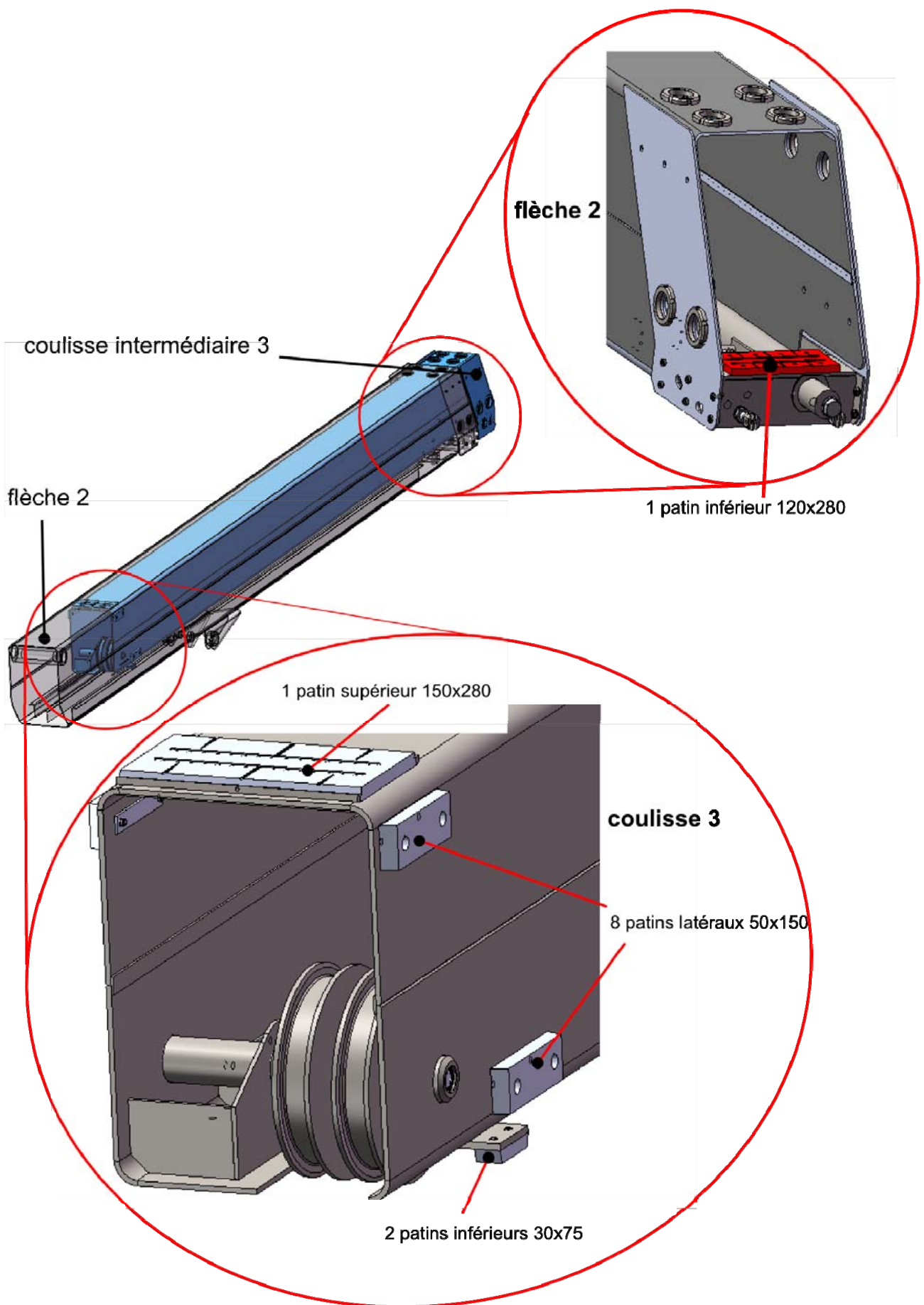
$$D(n) = KV \times D$$

Pour les applications dont les mouvements de rotation sont alternatifs, on prendra :

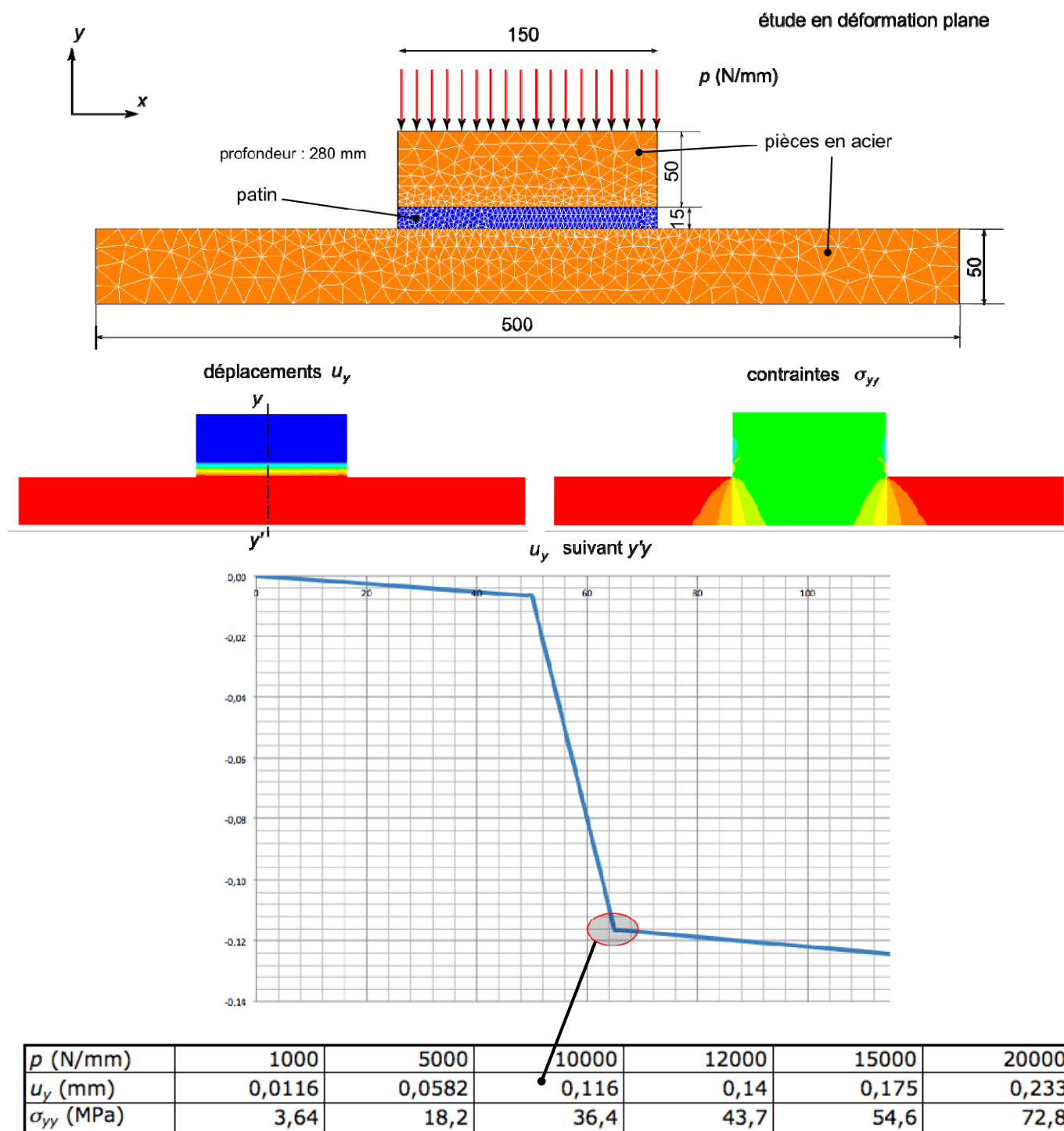
$$n_{moy} = 0,6 \times n_{rel}$$



Sans échelle



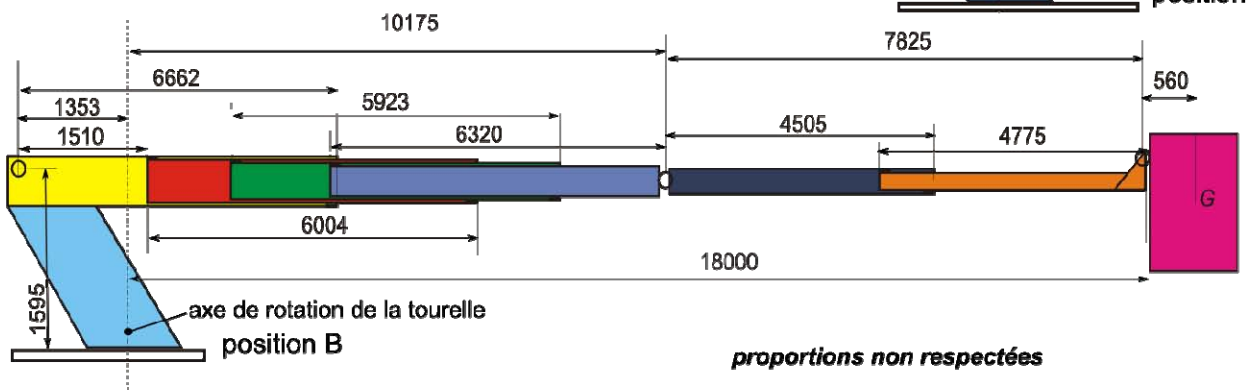
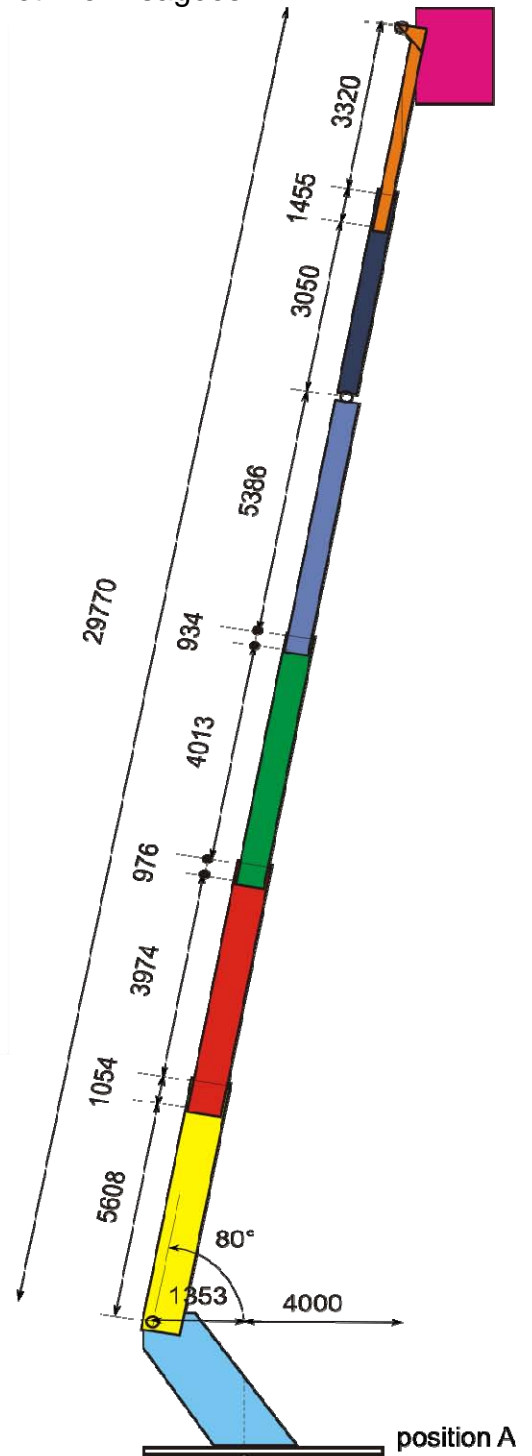
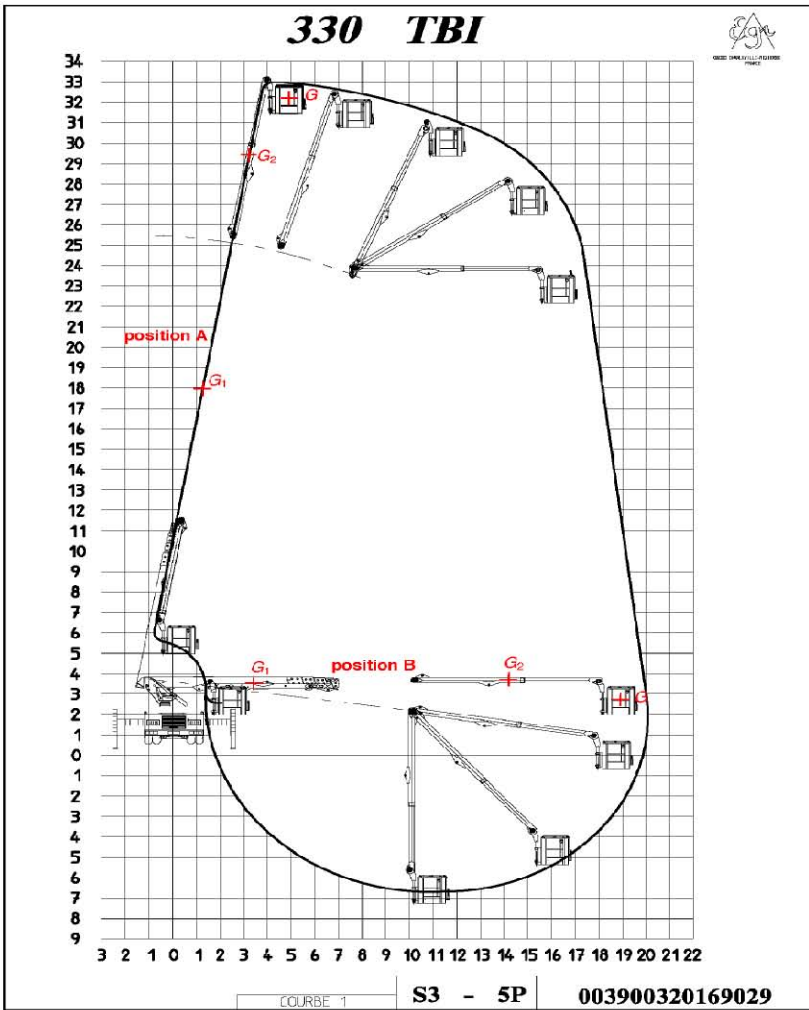
Document Technique DT14 : essai numérique de compression d'un patin en Ertalyte®



Caractéristiques utiles de l'ertalyte

Module d'élasticité : 3700 MPa
 Seuil d'écoulement plastique : 90 MPa
 Facteur de frottement avec acier (à sec) : 0,25-0,35
 Facteur de frottement avec acier (lubrifié) : 0,05-0,12
 Point de fusion : 255°C

Document Technique DT15 : schémas des deux positions A et B envisagées



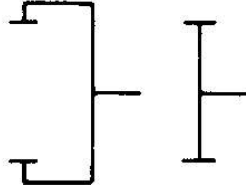
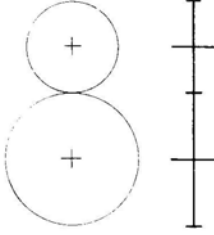
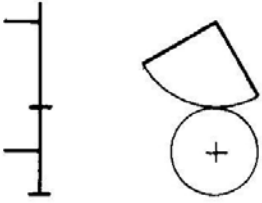
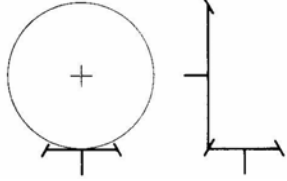
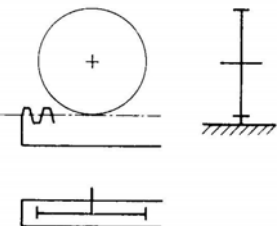
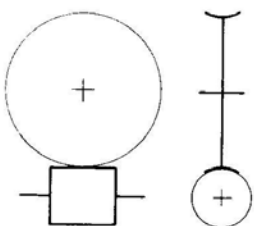
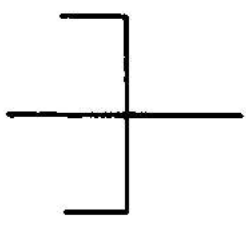
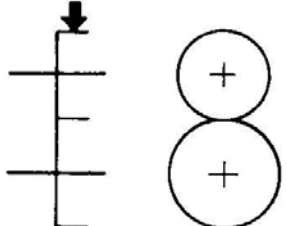
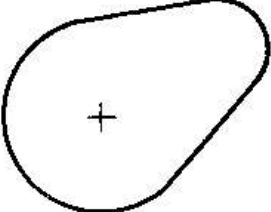
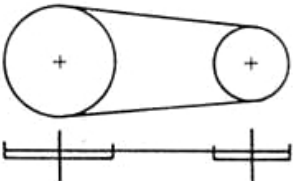
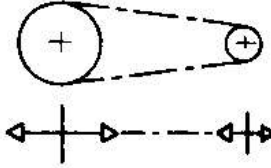

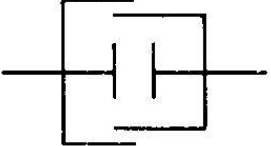
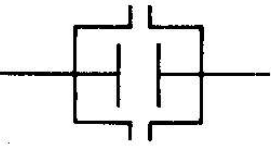
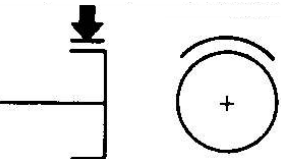
Document Technique DT16 : sections du bras télescopique

Forme seule	sections	1	2	3	Forme et matériau	acier	aluminium	verre/epoxy	
aire A (mm ²)		1,101840E+04	1,323820E+04	1,373570E+04	module d'Young E (MPa)	210000	80000	30000	
inertie axiale I (mm ⁴)		5,288810E+08	8,016950E+08	8,332480E+08	masse volumique ρ (kg/m ³)	7850	2750	2080	
constante de torsion J (mm ⁴)		5,683460E+08	1,249920E+09	1,504560E+09	résistance σ_{lim} (MPa)	690	300	300	
distance maxi dm (mm)		2,900000E+02	3,250000E+02	3,850000E+02	$\sqrt{E/\rho}$	5,17	5,39	3,80	
module axial $W = I/dm$		1,823728E+06	2,466754E+06	2,164281E+06					
module central $Z = J/dm$		1,959814E+06	3,845908E+06	3,907948E+06					
	sections	1	2	3					
		Rigidité				sections	1	2	3
	<i>flexion</i>				acier	Rigidité			
nombre phi_f_E		54,74	57,49	55,50	<i>flexion</i>				
	<i>torsion</i>				indice M1	0,432	0,443	0,435	
nombre phi_t_E		29,41	44,81	50,11	indice M2	0,317	0,391	0,413	
	Résistance					Résistance			
	<i>flexion</i>				indice M3	0,050	0,051	0,045	
nombre phi_f_R		11,18	11,48	9,53	<i>torsion</i>				
	<i>torsion</i>				indice M4	0,033	0,043	0,042	
nombre phi_t_R		6,01	8,95	8,61	aluminium	Rigidité			
					<i>flexion</i>				
					indice M1	0,761	0,780	0,766	
					<i>torsion</i>				
					indice M2	0,558	0,689	0,728	
						Résistance			
					<i>flexion</i>				
					indice M3	0,081	0,083	0,073	
					<i>torsion</i>				
					indice M4	0,054	0,070	0,068	
					verre/epoxy	Rigidité			
					<i>flexion</i>				
					indice M1	0,616	0,631	0,620	
					<i>torsion</i>				
					indice M2	0,452	0,557	0,589	
						Résistance			
					<i>flexion</i>				
					indice M3	0,108	0,110	0,097	
					<i>torsion</i>				
					indice M4	0,071	0,093	0,090	

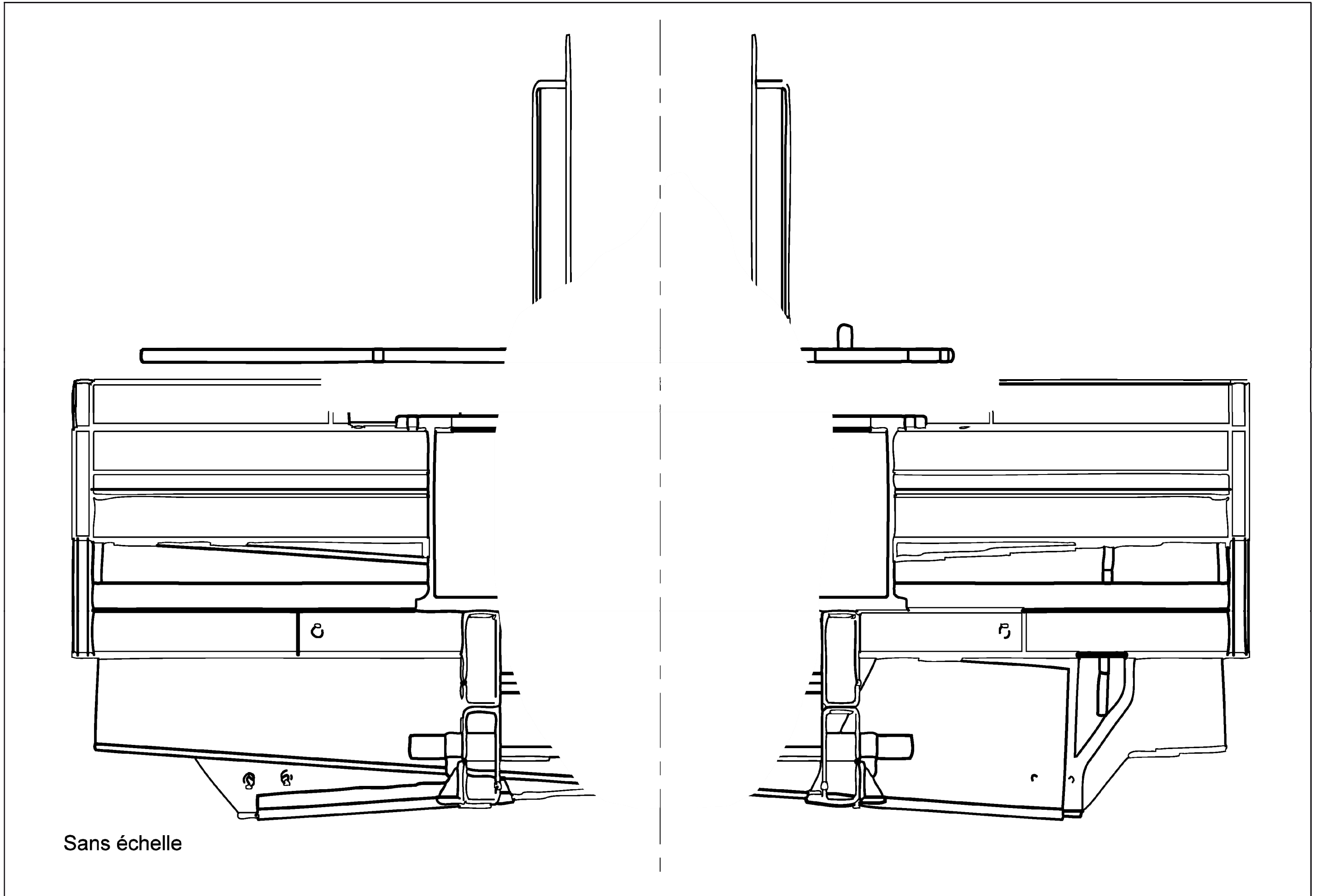
1

2

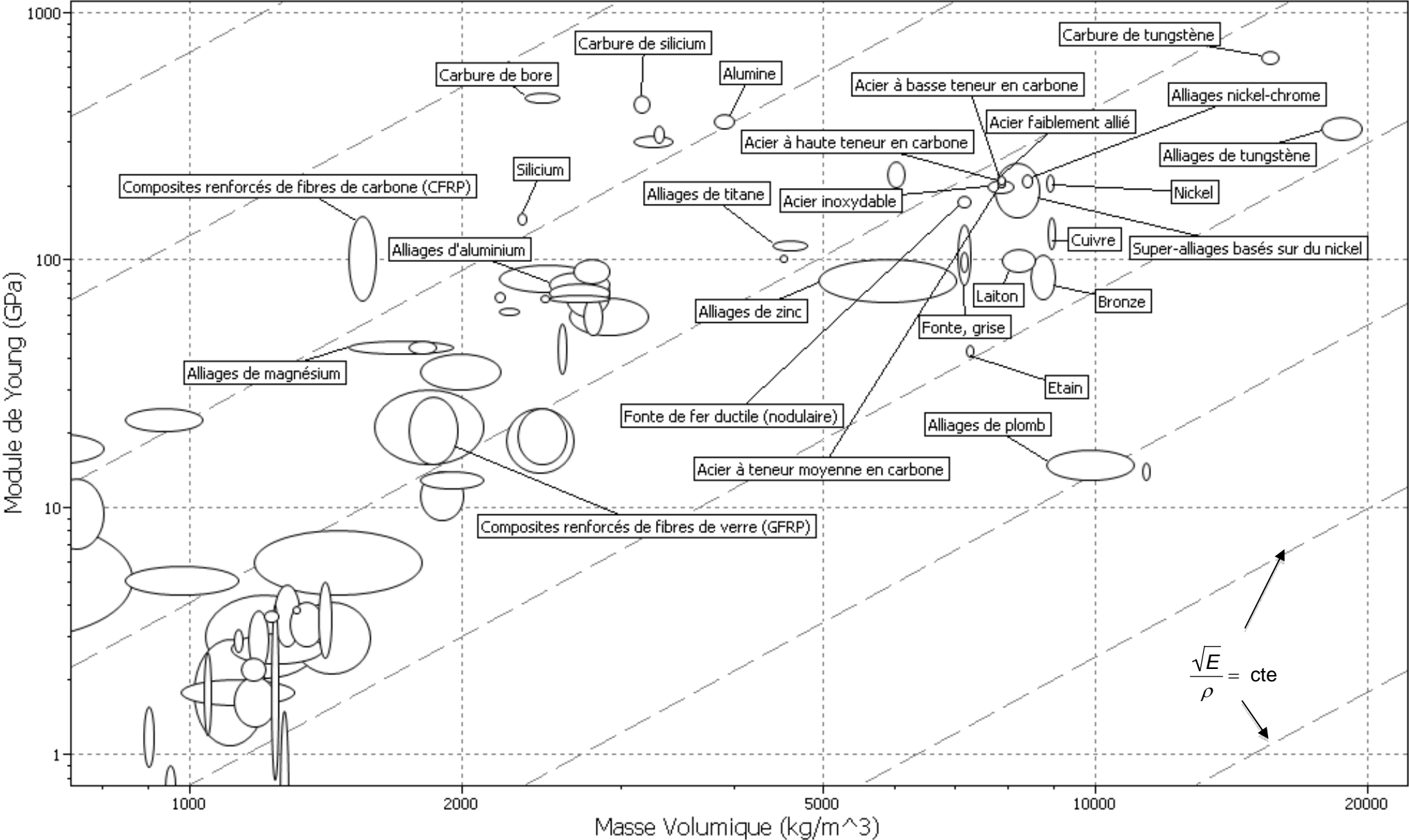
3

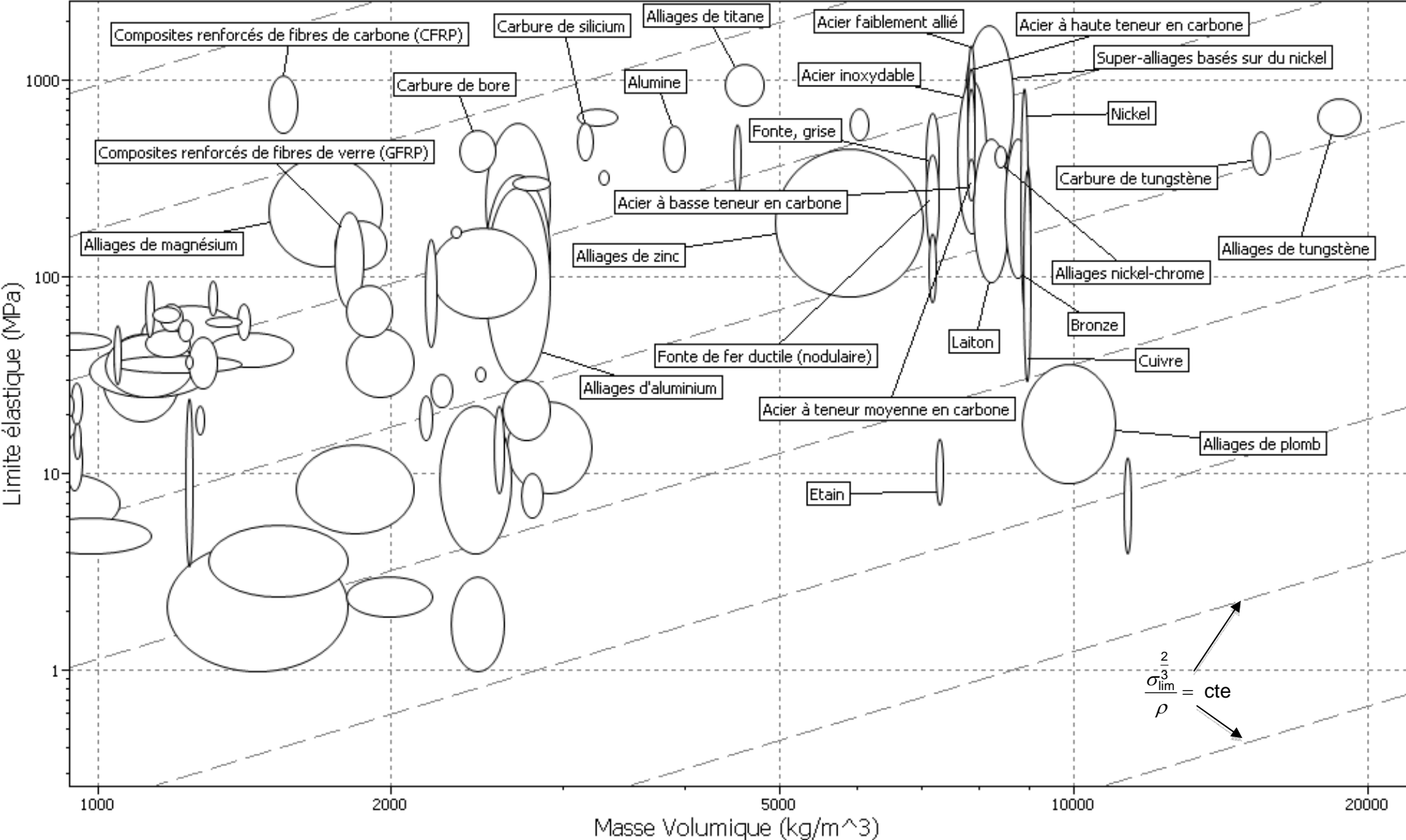
			
Roues dentées cylindriques	Engrenage parallèle	Secteur denté	Engrenage conique
			
Crémaillère	Engrenage à roue tangente creuse	Roue à friction cylindrique	Transmission par friction
			
Came à action radiale	Transmission par courroie	Transmission par chaîne	accouplement
			
Embrayage	Coupleur	Frein	

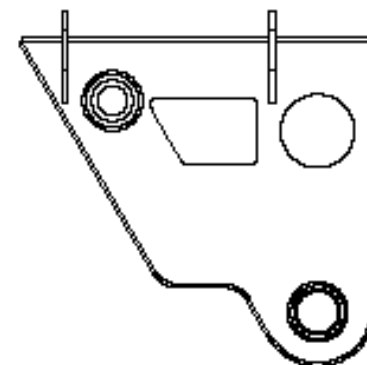
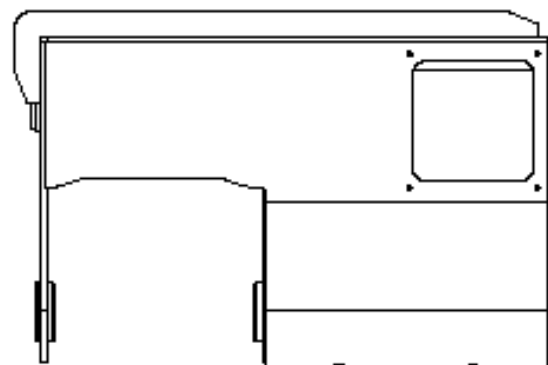
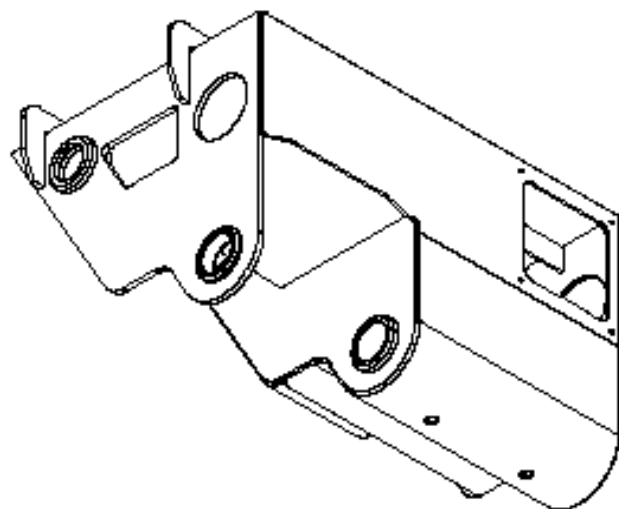
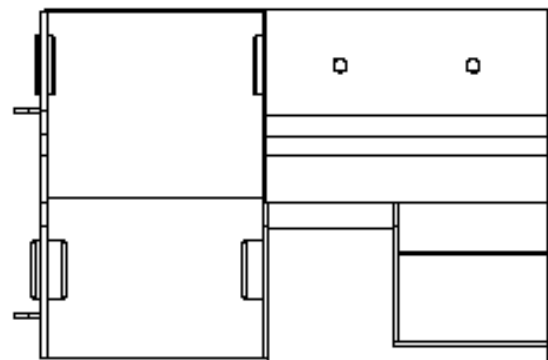
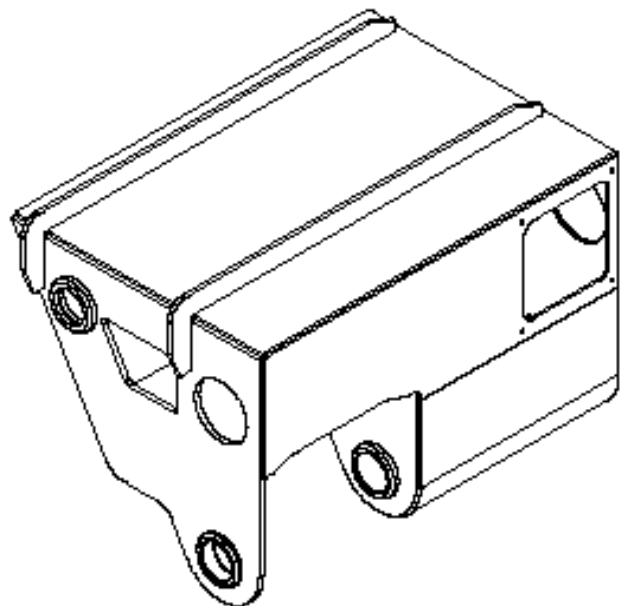
DOSSIER RÉPONSES

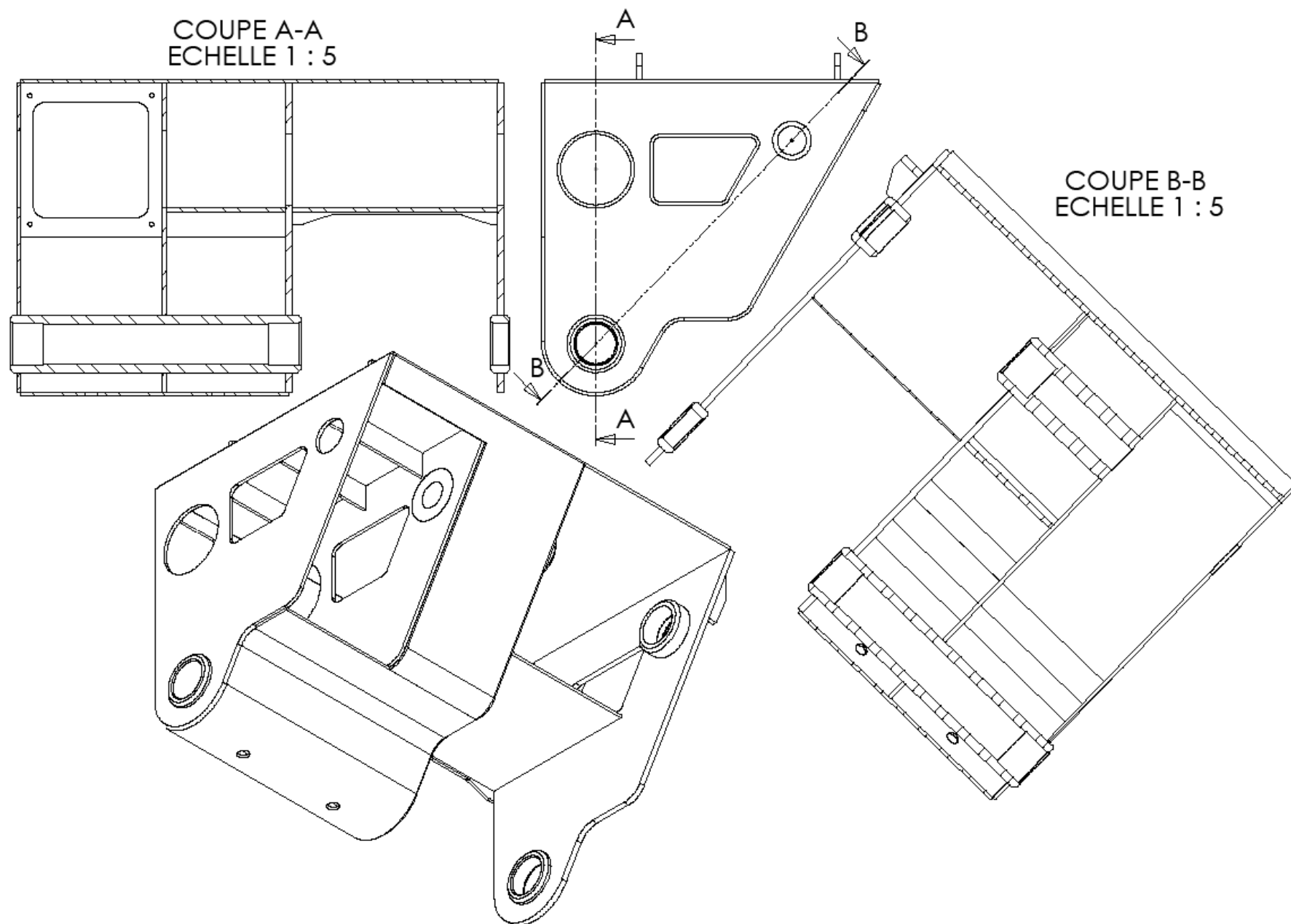


Sans échelle

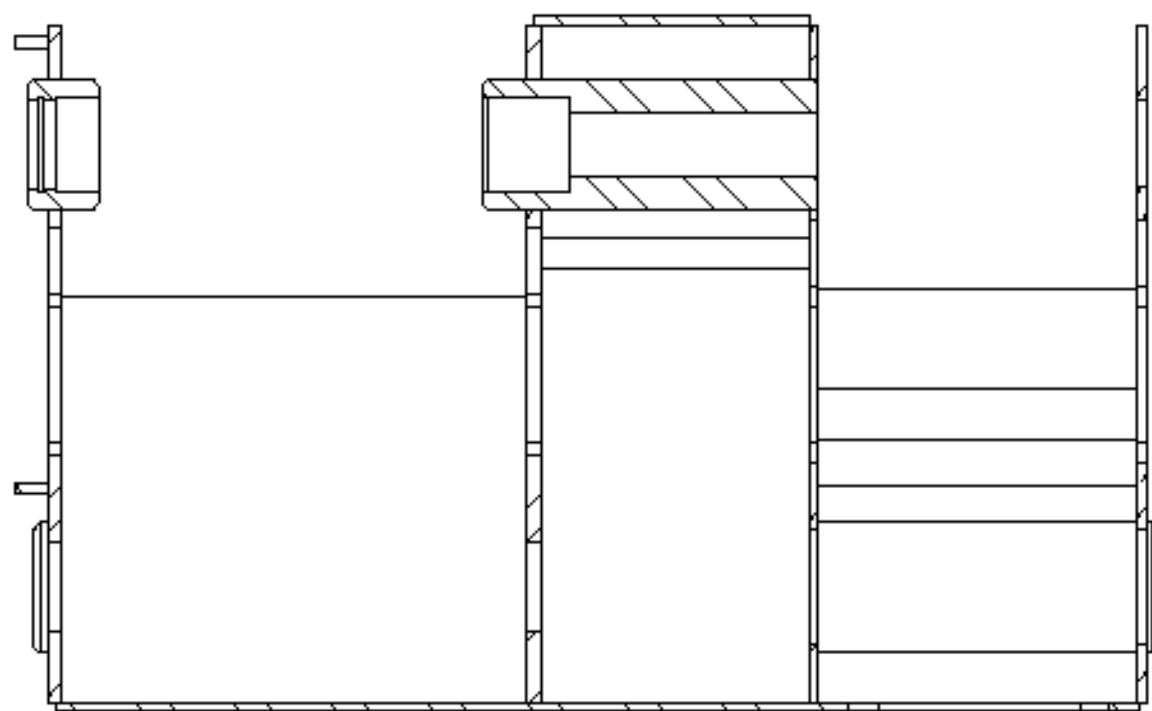
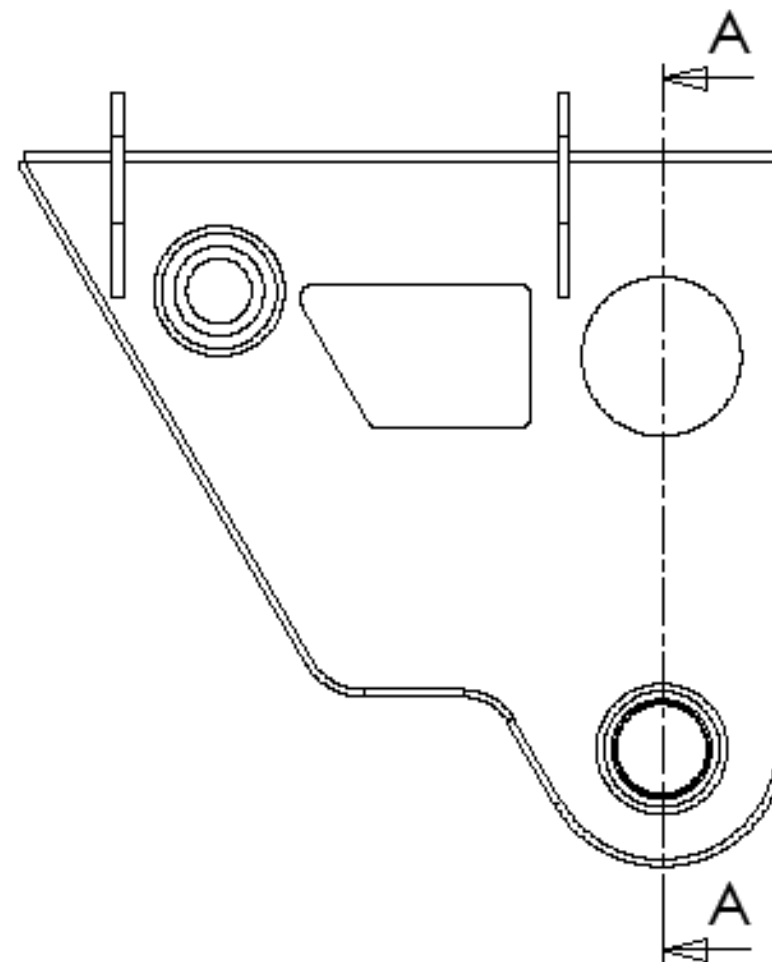
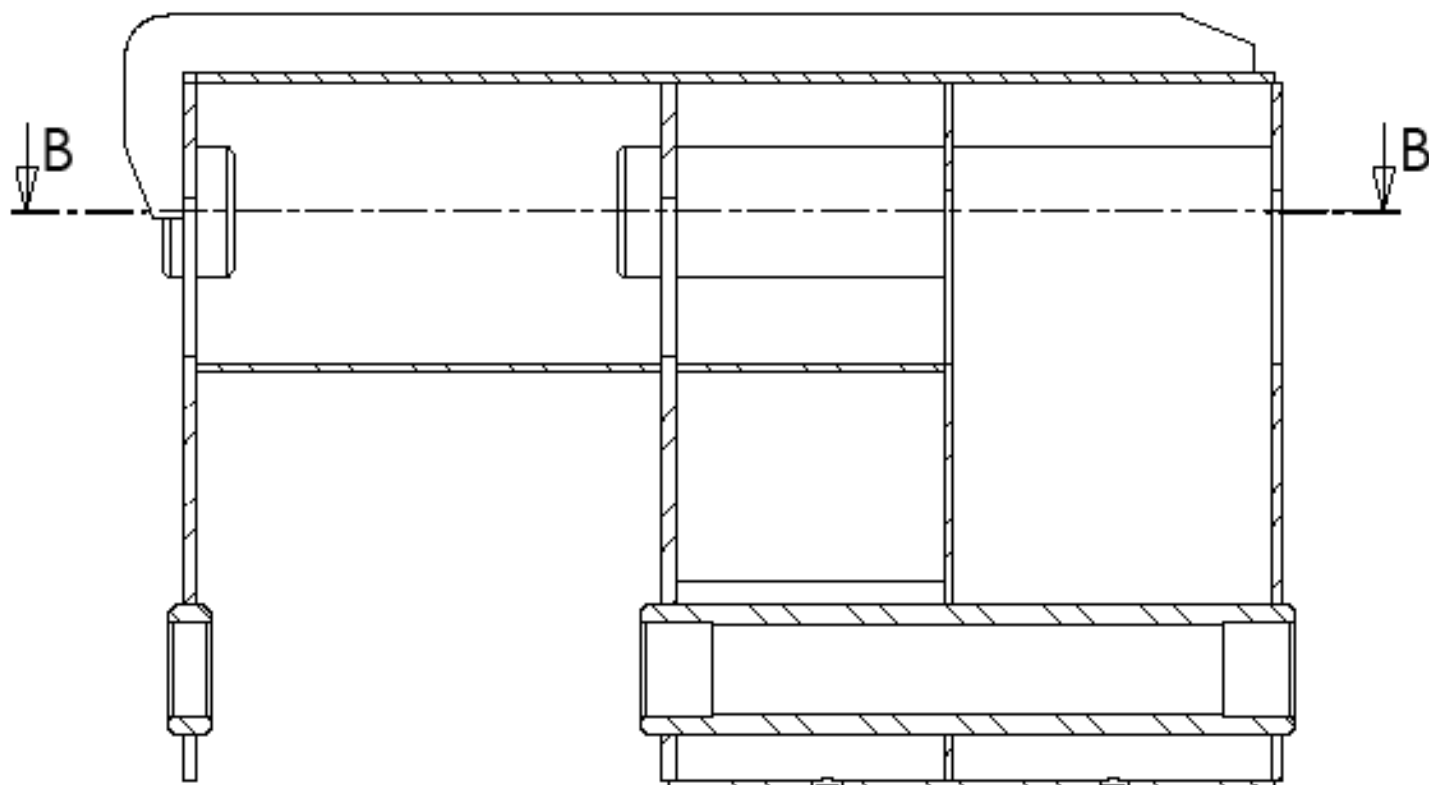




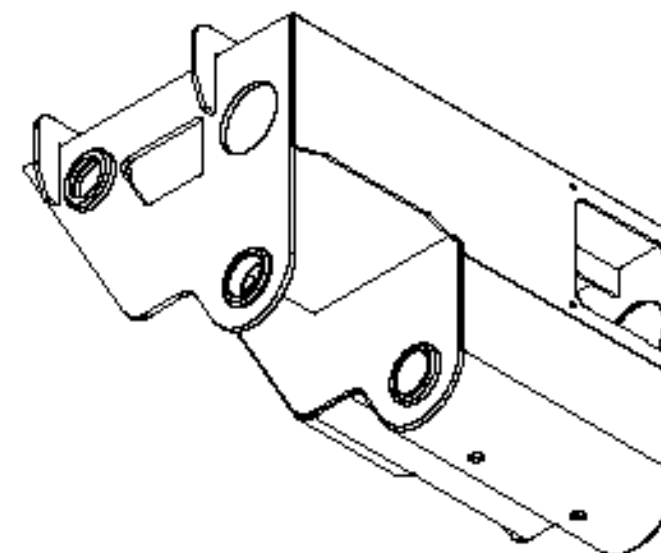




COUPE A-A
ECHELLE 1 : 5



COUPE B-B
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:										
LINEAR:										
ANGULAR:										
		NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE:			
DRAWN										
CHEK										
APPVD										
MFG										
QA										
					MATERIAL:		Dwg No		TETE 1 coulisseau dessin à coter	
					WEIGHT:		SCALE:1		SHEET 1 OF 1	
									A3	