

SESSION 2014

**CAPLP
CONCOURS EXTERNE
ET CAFEP**

Section : GÉNIE MÉCANIQUE

**Options MAINTENANCE DES VÉHICULES, MACHINES AGRICOLES,
ENGINS DE CHANTIER**

ÉPREUVE DE SYNTHÈSE

Durée : 5 heures

Calculatrice électronique 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.

L'usage de tout ouvrage de référence, de tout dictionnaire et de tout autre matériel électronique est rigoureusement interdit.

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

De même, si cela vous conduit à formuler une ou plusieurs hypothèses, il vous est demandé de la (ou les) mentionner explicitement.

NB : La copie que vous rendrez ne devra, conformément au principe d'anonymat, comporter aucun signe distinctif, tel que nom, signature, origine, etc. Si le travail qui vous est demandé comporte notamment la rédaction d'un projet ou d'une note, vous devrez impérativement vous abstenir de signer ou de l'identifier.

DOSSIER QUESTIONNAIRE

POSTE DE CHARGEMENT D'UNE GRIGNOTEUSE

Objet du sujet

Ce sujet s'intéresse à l'étude de la validation d'un poste de chargement automatisé de grignoteuse de tôles.

Constitution du sujet

Le sujet comprend trois dossiers :

- Le **dossier questionnaire** : il contient la présentation du système étudié, la problématique générale et l'ensemble des questions auxquelles doit répondre le candidat
- Le **dossier technique** : il contient l'ensemble des documents techniques relatifs au système. Le dossier questionnaire se réfère aux éléments du dossier technique. Chaque document de ce dossier est repéré DT1, DT2 etc.
- Le **dossier réponses** : certaines réponses (mais **pas toutes**) doivent être portées sur ce document. Celles-ci sont précisées dans l'énoncé figurant sur le dossier questionnaire.

Livrable :

À la fin de l'épreuve, le candidat remet au surveillant de l'épreuve :

- Une (ou plusieurs) feuille(s) de copie ;
- Le dossier réponses complet (même si plusieurs pages restent vierges).

Consignes quant à la rédaction :

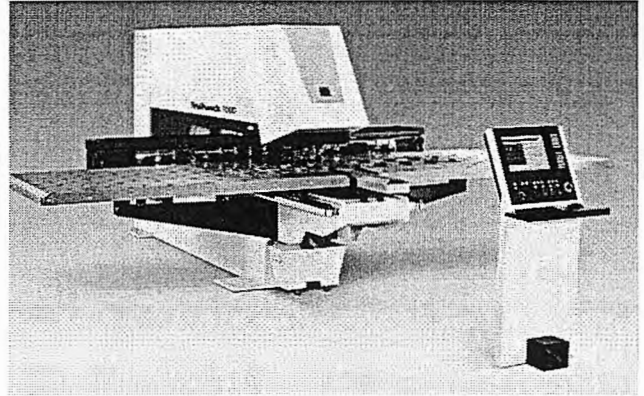
Le candidat veillera à la clarté, la précision et la concision de ses réponses. Le niveau de français exigé est celui nécessaire à une communication technique univoque et non ambiguë. Le candidat prendra garde à la qualité de l'orthographe. Les résultats seront encadrés.

POSTE DE CHARGEMENT D'UNE GRIGNOTEUSE

1 Présentation générale

Le souci de nombreuses entreprises de fabrication, dans un contexte économique très concurrentiel, est de privilégier les usinages en série à faible valeur ajoutée. Pour répondre à cette exigence les grignoteuses à commande numérique sont utilisées pour les usinages de tôles par poinçonnage.

La durée du cycle de production est fortement liée aux durées de manipulation des tôles. Afin d'optimiser cette durée et pour favoriser la productivité de la grignoteuse ainsi que ses performances, l'évolution de la grignoteuse conduit à la conception du poste de chargement et déchargement de tôle. Le poste de travail profitera d'une sécurisation, car les tôles ont des dimensions importantes et ont des bords bruts tranchants ce qui rend difficile toute manipulation.



Grignoteuse à commande numérique

Le poste de chargement/déchargement a pour objectif de favoriser :

- l'augmentation de la productivité (fonctionnement de la machine en 3 x 8h) ;
- la sécurisation du personnel ;
- l'optimisation du temps de travail de l'opérateur sur plusieurs postes.

2 Objectif de l'étude

Valider les solutions constructives des axes $\vec{x}$, $\vec{z}$ et le temps de cycle de la machine.

3 Présentation de la machine de transfert

Le terme « axe » désigne la chaîne fonctionnelle qui réalise un mouvement d'un élément de la chaîne cinématique de la machine de transfert.

La machine de transfert est matérialisée par quatre axes (voir figure 1 DT1) :

- L'axe $\vec{y}$ est composé d'un chariot porte tôles supportant deux palettes, une pour les tôles brutes, l'autre pour les tôles usinées. Ce chariot place sous la tête de préhension, la palette qui correspond à la phase du cycle de fonctionnement de la machine. Ce chariot n'a que deux positions, une pour saisir les tôles brutes, l'autre pour poser les tôles usinées.
- L'axe $\vec{z}$ correspond à l'élévation de la tête de préhension. L'ensemble de cet axe est guidé en translation verticale pour lever ou baisser les tôles.

- L'axe $\vec{x}$ est composé d'un chariot de translation, qui déplace l'ensemble tête + tôle de la palette à la machine et inversement.
- L'axe $\vec{u}$ est un vérin intégré à la tête de préhension et permet de positionner la tôle sur la grignoteuse, ce système n'a aucune fonction lors de l'évacuation de la tôle.

4 Description du fonctionnement de la machine

Opération préliminaire :

L'opérateur place avec un chariot élévateur une palette de tôles brutes sur le chariot porte tôles et retire la palette de tôles usinées.

Il positionne ensuite la palette de tôles brutes du chariot porte tôles sous la tête de préhension. Cette condition est nécessaire pour lancer le cycle de fonctionnement.

L'opérateur met la machine en mode automatique et donne enfin l'ordre du départ cycle.

Le cycle d'amené en mode automatique pour un transfert de tôle sur la grignoteuse est décrit par :

Phase 1 : Descente de la tête de préhension à vide : Z-

Phase 2 : Préhension de la tôle : P+

Phase 3 : Montée de la tête : Z+

Phase 4 : Translation de la tôle vers la grignoteuse : X+ et déplacement du chariot porte tôles Y-

Phase 5 : Descente de la tête de préhension : Z-

Phase 6 : Dépose de la tôle

Phase 7 : Positionnement de la tôle sur la grignoteuse par poussée. U+

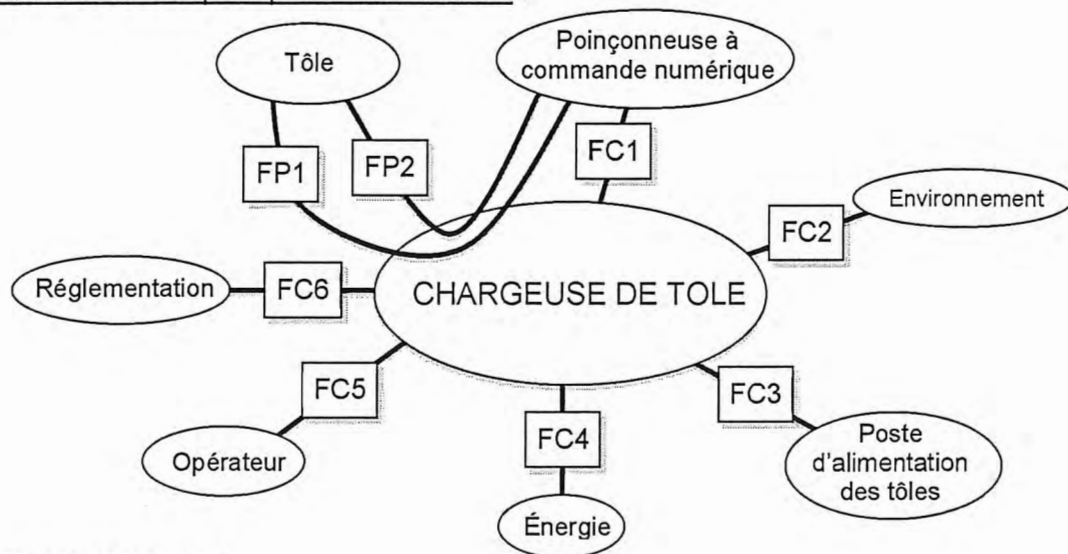
Phase 8 : Retour du système U- et Montée de la tête : Z+.

Phase 9 : Attente de la machine de transfert pendant l'usinage de la tôle.

Le cycle de retour sera à définir

5 Analyse fonctionnelle partielle

Définition des fonctions principales et contraintes :



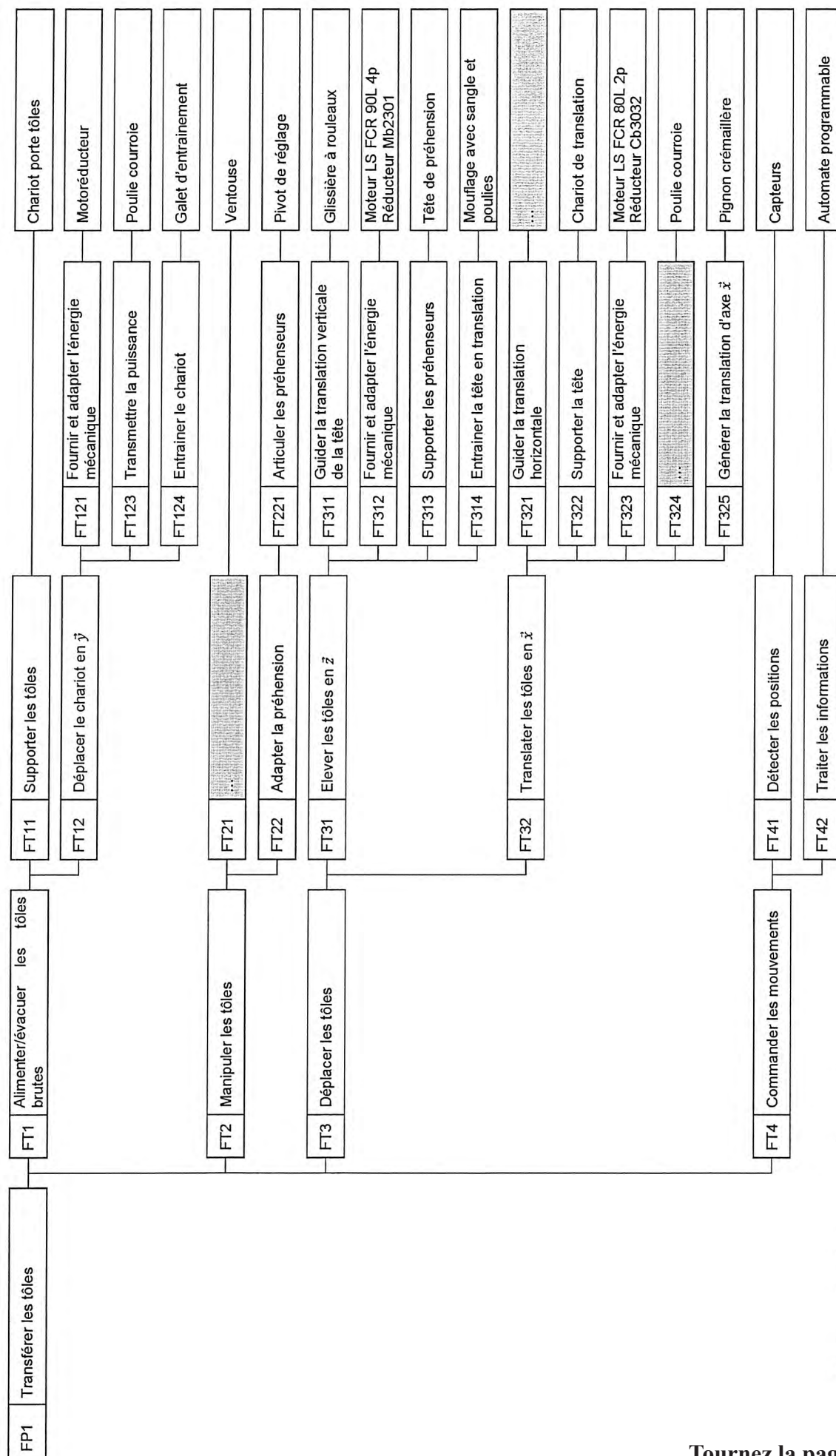
- FP1 Transférer les tôles
- FP2 Positionner la tôle sur la poinçonneuse
- FC1 Permettre le dialogue entre les 2 machines
- FC2 S'adapter à un environnement de production industriel
- FC3 Être alimenté en tôle par un opérateur
- FC4 S'adapter aux énergies disponibles
- FC5 Dialoguer avec l'opérateur
- FC6 Respecter les normes de sécurité

Extrait du cahier des charges fonctionnel :

Fonctions	Critères	Niveaux	flexibilité
FP1	Déplacements et vitesses sur le portique en X, Y, Z	Course X : 4,7 m vitesse : 0,9 m/s Course Y : 7 m vitesse : 0,7 m/s Course Z : 0,8 m vitesse : 0,2 m/s	Valeurs maximales
	Préhension des tôles	Système à vide, 4 ventouses	Imposé
	Dimensions (en mm) et matière des bruts	Acier L = 3000 l = 1250 e = 4 Alu L = 3000 l = 1250 e = 6	± 1% ± 1%
	Déformation des tôles	Flèche max 120 mm	Dans le domaine élastique
	Temps de cycle*	40 s	Maximum
FP2	Position la tôle sur la poinçonneuse	Détection de la tôle par capteur sur CN	Aucune
FC1	Vérification présence tôle	Bridage CN si Capteurs tôle OK	Nulle
FC2	Protection la machine des poussières abrasives	Aucun	Nulle
FC3	Disposition des bruts par chariot élévateur	Palette en position sur butées	Imposé
FC4	Energie pneumatique	Pression 6 bar	Nulle
	Energie électrique	Tension 230/400V + N + terre	Nulle
FC5	Panneau de contrôle	Aucun	Nulle
FC6	Cartérisation	Grillage, polycarbonate	Nulle
	Barrières immatérielles.	Aucune	Nulle

* Le temps de cycle correspond aux phases 1 à 8 du paragraphe 4 : Description du cycle de fonctionnement de la machine

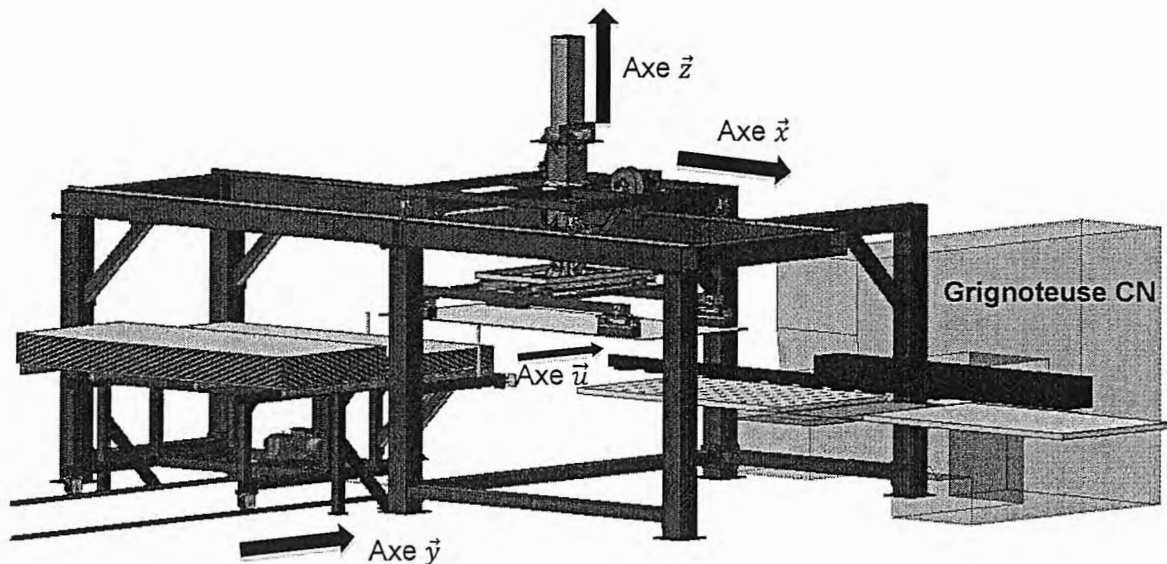
Diagramme fonctionnel partiel de la machine



Nota : ne rien écrire sur ce document

Première partie

Analyse globale du système



Q 1.1 - Sur le modèle en perspective, document réponse DR1, repérer, en les entourant, les solutions technologiques associées aux fonctions techniques FT12, FT21, FT 31 et FT32.

Q 1.2 – À partir du diagramme FAST, préciser (sur feuille de copie) les fonctions techniques FT21 et FT324, ainsi que la solution technologique réalisant la fonction FT321.

Q 1.3 – Établir le schéma cinématique du système dans le plan $(\vec{x}, \vec{z})$ en se limitant à l'architecture des guidages sans les motorisations.

Q 1.4 - Compléter le GRAFCET du point de vue partie opérative (PO) sur le document réponse DR2 du cycle de retour de tôle après usinage.

Deuxième partie

Étude de la fonction technique :

FT31 Élever les tôles en $\vec{z}$

Objectif : valider la motorisation de l'axe $\vec{z}$ en 5 études :

- étude géométrique du système de mouflage ;
- détermination de l'effort maximum sur la sangle ;
- calcul de la vitesse de rotation de sortie du moto-réducteur ;
- validation du choix du moto-réducteur ;
- vérification du système anti-couple.

La solution de transformation de mouvement retenue par le fabricant est un système par mouflage.

Il est composé :

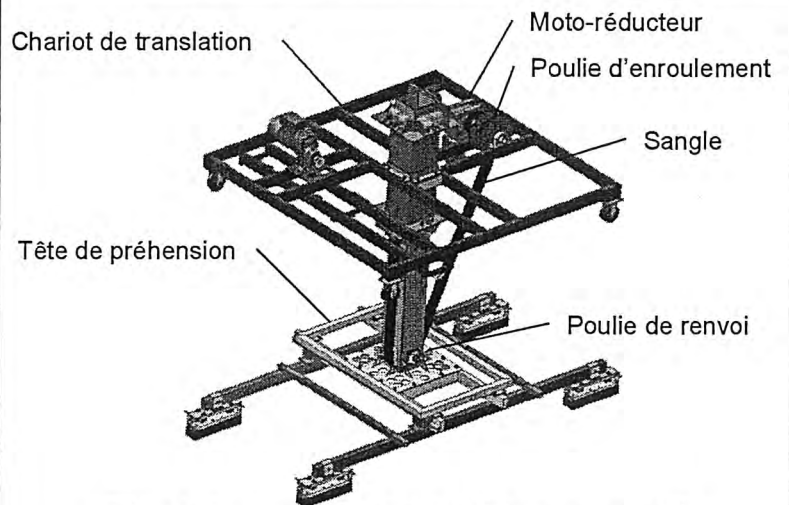
D'une sangle d'épaisseur :
 $e = 5 \text{ mm}$

D'une poulie d'enroulement de diamètre :

$$D_e^{(1)} = 90 \text{ mm}$$

(1) Signifie que la courroie a un tour d'enroulement en position basse

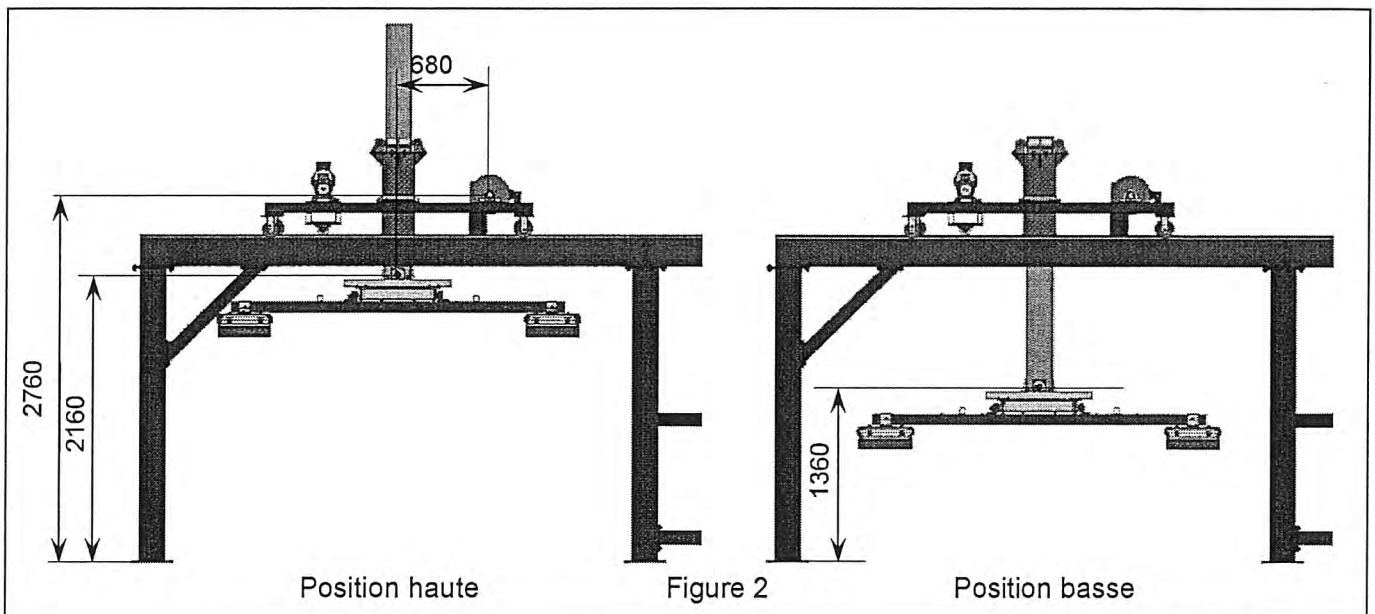
D'une poulie de renvoi de diamètre :
 $D_R = 240 \text{ mm}$



Tête de levage et chariot de déplacement en $\vec{x}$.
Figure 1

1°) Étude géométrique du système de mouflage

L'objectif de cette étude est de déterminer la longueur de la sangle nécessaire pour obtenir le déplacement total de la tête, puis de définir le diamètre de la sangle autour de la poulie d'enroulement lorsque la tête est en position haute.



Modélisation approchée du système de mouflage

Hypothèse simplificatrice :

On négligera l'augmentation de diamètre de la poulie d'enroulement.

Devant les grandes dimensions du système, on considère que la distance $O_e O$ est égale à la distance BC (figures 3) et cela quelle que soit la position de la tête.

On supposera dans la question suivante que $\alpha = \alpha_1 = \alpha_2$ (figure 3).

Q 2.1 - Calculer la variation de longueur EDBC entre les positions haute et basse de la tête.

Modèle cinématique du dispositif de mouflage :

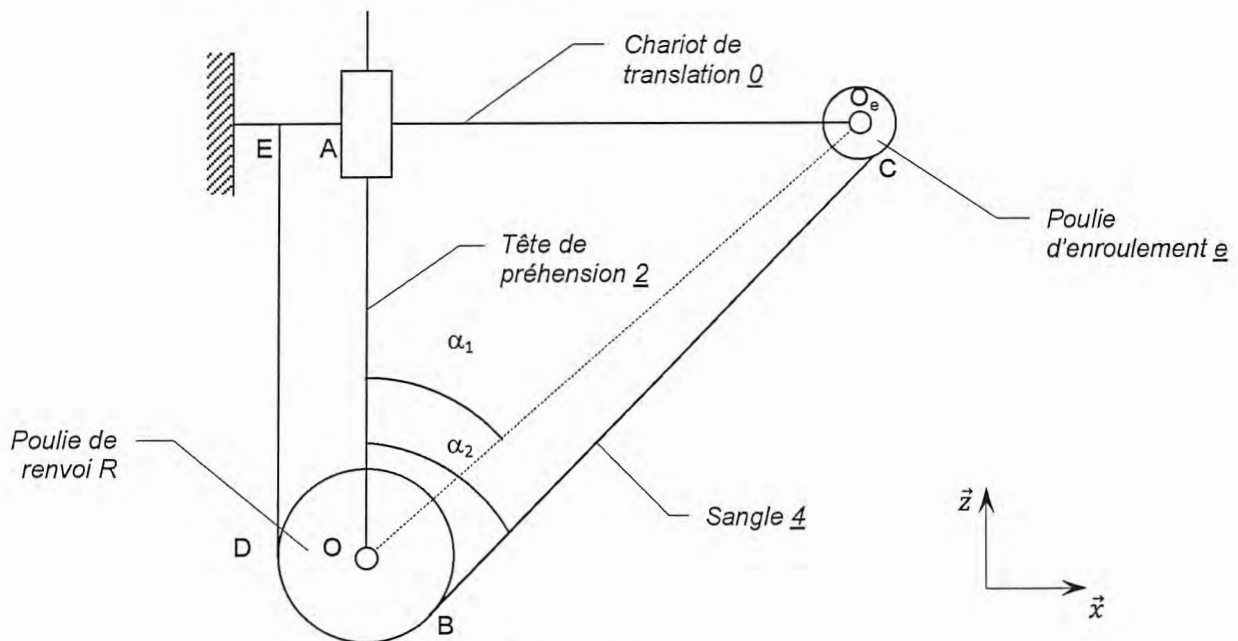


Figure 3

Dans la suite des questions, on ne négligera plus la variation du diamètre de la poulie d'enroulement.

Q 2.2 - Exprimer le rayon de la poulie d'enroulement au $n^{\text{ième}}$ tour : $R_e^{(n)}$ en fonction de $R_e^{(1)}$, n et e .

Q 2.3 - À l'aide du résultat précédent, montrer par un raisonnement de récurrence que la longueur d'enroulement L de la sangle sur la poulie d'enroulement pour un nombre n de tour conduit à la relation suivante :

$$L = \pi \cdot (D_e^{(1)} + D_e^{(n)}) \cdot n/2$$

$D_e^{(1)}$ diamètre à 1 tour
 $D_e^{(n)}$ diamètre à n tours

Q 2.4 - Vérifier que le diamètre maximum de l'enroulement de la sangle sur la poulie est de $D_e = 130$ mm.

Q 2.5 - Calculer alors l'angle réel formé entre la sangle (tronçon BC) et l'axe $\vec{z}$ pour la position haute de la tête.

2°) Étude statique de la transmission :

L'objectif de cette étude est de déterminer l'effort maximum sur la sangle, en vue de la validation du moteur. Cette étude sera réalisée en position haute.

Soit $M_2 = 360$ kg masse de la tête, $D_e = 130$ mm le diamètre d'enroulement de la sangle, la masse volumique de l'acier $7800 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ et la masse volumique de l'aluminium $2700 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

Q 2.6 - Justifier le choix de la position de l'étude.

Hypothèses :

Le mouvement de translation vertical de l'ensemble de la tête est réalisé à faible vitesse et supporte de très faibles accélérations, une étude quasi-statique est suffisante.

Le problème est ramené à une résolution plane dans $(O, \vec{x}, \vec{z})$.

Les liaisons sont supposées parfaites.

Le poids de la poulie 3 est négligé.

Soit T l'intensité de l'effort de tension de la sangle,

Q 2.7 - Sur le schéma du document réponse DR3, tracer par méthode graphique l'isolement de l'ensemble $\Sigma = \{ \text{poulie } \underline{3} + \text{tronçon de sangle E'DBC'} \}$.
Tracer les relations graphiques entre T et les efforts appliqués au système isolé.

Q 2.8 - À partir de la résolution graphique précédente, préciser :

- L'inclinaison β de $\vec{F}_{02 \rightarrow 3}$ par rapport à l'axe $\vec{z}$ en fonction de α .
- L'intensité de $\vec{F}_{02 \rightarrow 3}$ en fonction de la tension T de la sangle et de α .

Q 2.9 - Calculer le poids de la tôle en acier pour les dimensions maximales définies dans le CdCF.

Q 2.10 - Isoler l'ensemble $\Sigma = \{ \text{tête 2} + \text{tôle} \}$ pour en déduire $\vec{F}_{03 \rightarrow 2}$ en fonction de $\vec{P}_\Sigma$ le poids de l'ensemble isolé et de β .

Q 2.11 - Calculer T , pour $\alpha = 45^\circ$ et $D_e = 130$ mm.

Q 2.12 - Calculer le couple fourni par le moto-réducteur.

3°) Étude cinématique de la tête :

L'objectif de cette étude est de déterminer la vitesse de rotation en sortie du moto-réducteur.

L'étude portera sur le mouvement de montée de la tête, la vitesse maximale admise par le CdCF est de $\|\vec{V}_{O \in 2/0}\| = 0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Le diamètre d'enroulement est $D_e = 130$ mm, l'angle $\alpha = 45^\circ$.

Pendant le fonctionnement du système, la course utile (distance tête de préhension/tôle) est de 550 mm.

Q 2.13 - Calculer la durée Δt_z d'élévation des tôles.

Hypothèse : on se place dans le cas où α est une constante.

Q 2.14 - À partir du schéma (Figure 4) montrer que la variation de longueur de sangle à enrouler est : $dL = dz \cdot (1 + \cos(\alpha))$ pour un déplacement élémentaire dz de la tête.

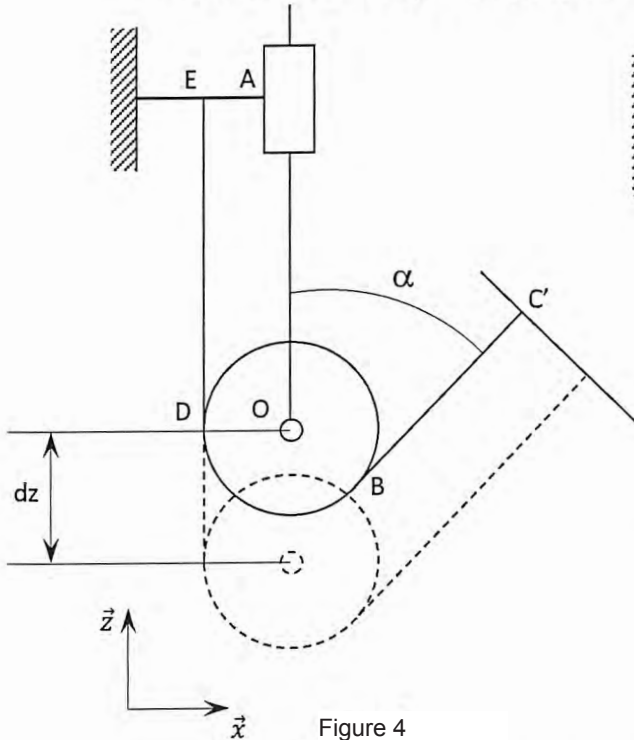


Figure 4

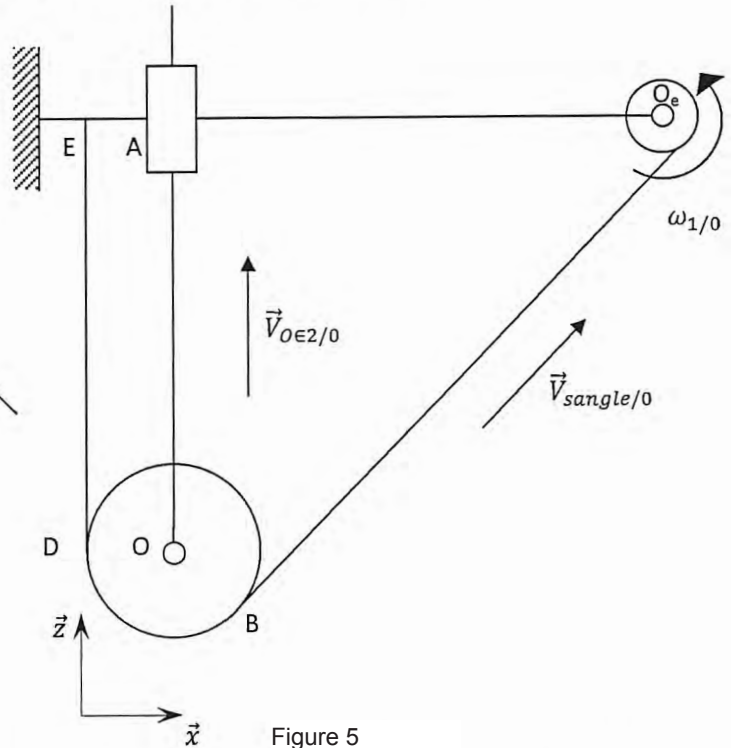


Figure 5

Q 2.15 - À partir du résultat précédent, en déduire l'expression de la vitesse $V_{sangle/0}$ du tronçon (BC') en fonction de $V_{OE2/0}$ et de α , ($\alpha = \text{constante}$). Définir pour quelle position de la tête, celle-ci atteindra sa vitesse maximum ?

Calculer enfin la valeur de la vitesse $V_{sangle/0}$.

Q 2.16 - En déduire la vitesse maximale de rotation $\omega_{1/0}$ de la poulie.

4°) Vérification des performances du moto-réducteur :

Hypothèses :

On considère que le couple maximum exercé par le moto-réducteur est de 180 Nm en phase d'approche de la position haute.

Q2.17 - Calculer la puissance maximale développée par le moteur-réducteur pour soulever la charge.

Le moto-réducteur de l'axe $\vec{z}$ (voir DT7) a pour référence Mb2301. Celui-ci est équipé du moteur LS FCR 90L à 2 paires de pôles.

Q2.18 - Que pouvez-vous conclure quant au choix du moto-réducteur ?

5°) Étude du système anti-couple :

L'objectif de cette étude est de valider partiellement le choix de la barre anti-couple intervenant dans la liaison complète

Mise en situation :

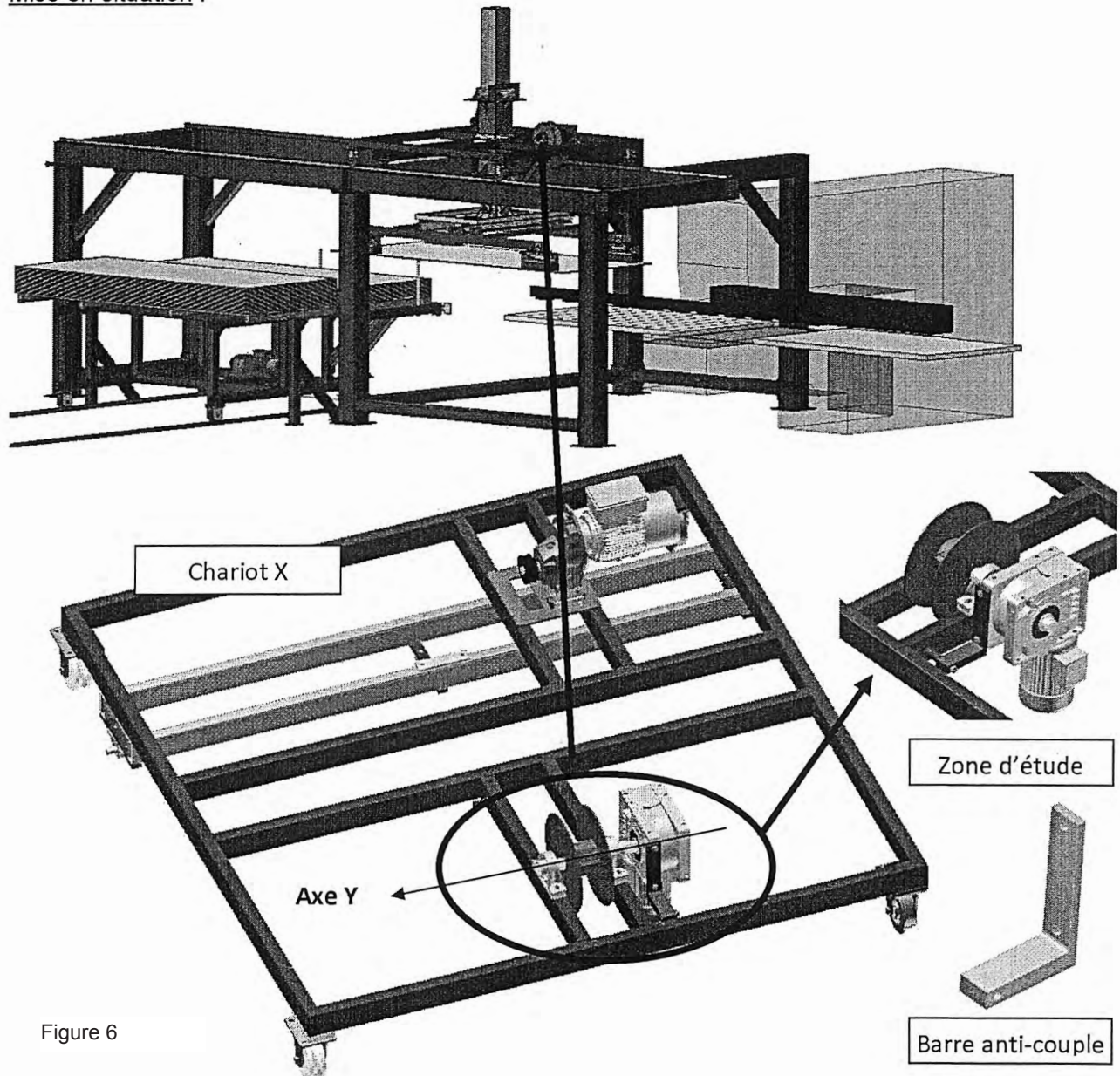


Figure 6

Q 2.19 - À partir du document DT2, identifier le modèle cinématique de la liaison entre l'ensemble {axe moteur + poulie d'entraînement} et le chariot $\vec{x}$.

Q 2.20 - À partir du document DT2, identifier le modèle cinématique de la liaison entre l'ensemble {corps moteur + barre anti-couple} et le chariot $\vec{x}$.

Q 2.21 - Compléter le graphe de liaison sur le document réponse DR3

Q 2.22 – Déterminer le degré d'hyperstatisme du montage correspondant au graphe des liaisons étudié précédemment. En déduire les contraintes de montage de la barre anti-couple.

Q 2.23 – A partir du modèle de chargement de la barre anti-couple du document DT3, justifier le choix de ce modèle et déduire la nature des sollicitations supportées par la barre anti-couple lors d'une élévation de tôle.

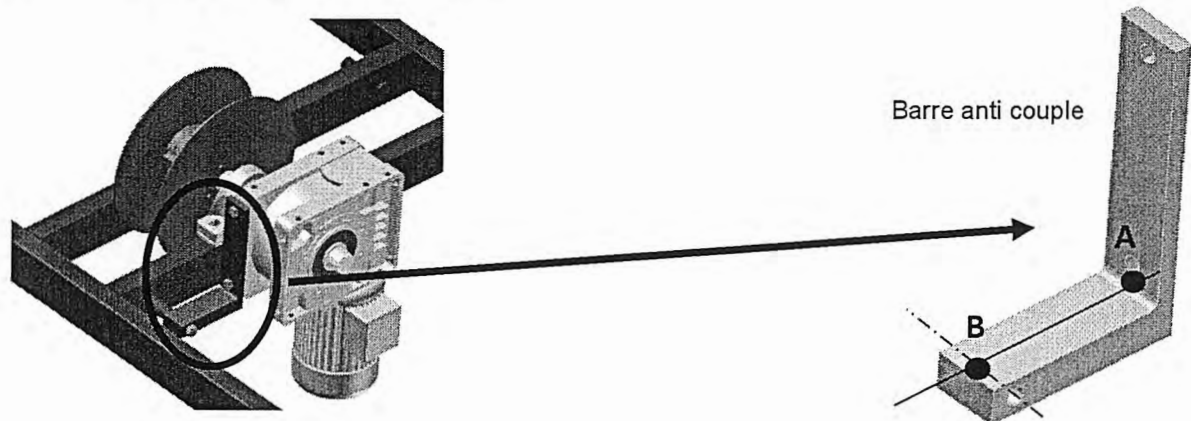


Figure 7

Q 2.24 – Une étude de résistance des matériaux appliquée à la barre anti-couple a permis d'obtenir les courbes caractéristiques des contraintes normales dues aux différentes sollicitations, document DT3. Montrer que la solution technologique de liaison complète basée sur cette barre anti-couple est viable.

Troisième partie

Étude de la fonction technique :

FT32	Traduire les tâches en $\vec{x}$
------	----------------------------------

L'objectif de cette étude est de valider les caractéristiques du système de préhension lors du mouvement de l'axe $\vec{x}$, pour cela deux études sont proposées :

- Validation de la chaîne pneumatique ;
- Validation du freinage du chariot de translation.

Données :

Pression d'alimentation des ventouses : 6 bar

Coefficient d'adhérence ventouse nitrile/tôle huilée : 0,2

Vitesse nominale du chariot $\vec{x}$: 0,95 m·s⁻¹ (réglée au niveau du variateur électronique)

Course de l'axe $\vec{x}$: 3,6 m.

6°) Validation de la chaîne pneumatique lors du déplacement

Q 3.1 – Citer le principe technique retenu pour saisir les tôles.

Q 3.2 – Donner la fonction et la désignation des composants repérés 1A1 et 1V1 d'après le schéma pneumatique fourni, document DT4.

Q 3.3 - Quelle critique peut-on apporter à ce choix de constituants pneumatiques en matière de consommation d'air comprimé ?

Q 3.4 D'après le schéma pneumatique, et les documents constructeurs fournis en DT5 et DT6, vérifier la compatibilité de la chaîne pneumatique en matière de débit d'air consommé en se limitant aux composants 1A1, 1A2 et 1V1.

Des essais ont montré que pour des durées de décélérations trop courtes, des oscillations et un glissement de la tôle apparaissent, ce qui empêche toute descente de cette dernière sous peine de choc avec la table de la machine. Le choix retenu pour optimiser le mouvement est d'imposer une durée de décélération fixe de 1,3 s quelque soit le type de tôle.

Q 3.5 - Construire le graphe de vitesse du déplacement en $\vec{x}$ sachant que le variateur de vitesse pilotant le moteur est réglé avec des phases de démarrage et de ralentissement de même durée.

Calculer le temps de translation du chariot.

Rappel sur la norme EN 13 155 : « Les systèmes de préhension par le vide doivent être dimensionnés pour maintenir au moins 2 fois la charge maximale d'utilisation... »

Q 3.6 - Isoler la tôle et représenter graphiquement les actions mécaniques à partir du modèle du document réponse DR4 dans le cas d'une tôle de masse maximale, c'est-à-dire 117 kg, tout en respectant la norme ci-dessus.

Q 3.7 - Résoudre et montrer qu'il n'existe pas de glissement (rupture de préhension) entre la tôle et l'ensemble préhenseur.

7°) Étude du freinage du chariot :

L'objectif de cette étude est de vérifier le choix des résistances de freinage.

Le moteur est alimenté par un variateur, permettant de définir des rampes d'accélération, de décélérations et d'imposer une vitesse de fonctionnement. Lorsque le moteur est utilisé pour le freinage, le variateur a la possibilité d'augmenter le couple du moteur jusqu'à 150 % de sa valeur nominale. Il est à noter que le frein intégré au moteur n'est pas utilisé pendant la phase de freinage mais pour maintenir la machine à l'arrêt.

Pendant la décélération le variateur diminue progressivement la fréquence de la tension d'alimentation du moteur, le moteur fonctionne alors en générateur et est source d'énergie. Le variateur n'a pas la possibilité de restituer ce surplus d'énergie au réseau électrique et doit donc l'évacuer au travers de résistances de freinages de 120 Ω .

Hypothèses : Les forces de frottement sont négligées, le variateur est paramétré pour réaliser une décélération constante.

Données :

Masses en mouvement de translation : $M = 480 \text{ kg}$

Pignon d'entraînement $Z_4 = 25$; module $m = 4 \text{ mm}$

Système poulies et courroie crantée : $Z_2 = Z_3 = 20$;

Rapport de réduction Référence : Cb3032 du moto-réducteur : $i = 15,4$

Moteur référence : LS FCR 71L 0,37kW de couple nominal $C_n = 1,3 \text{ Nm}$,
 $N_{\text{moteur}} = 3000 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$

Moment d'inertie du moto-réducteur $J = 1,35 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Vitesse nominale du chariot de translation : $0,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Durée de décélération $t_d = 1,3 \text{ s}$

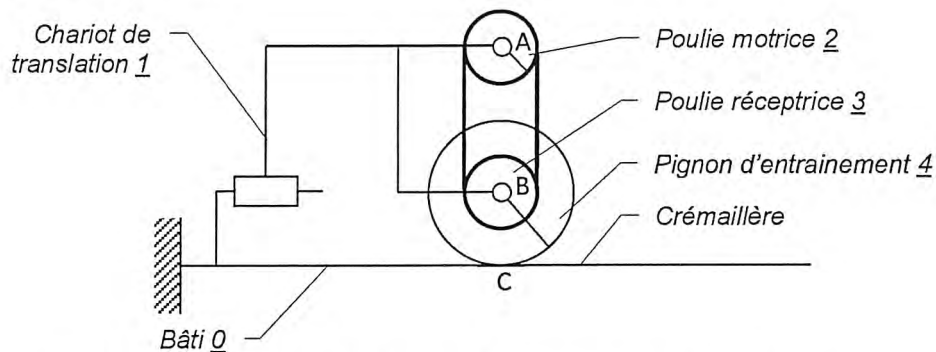
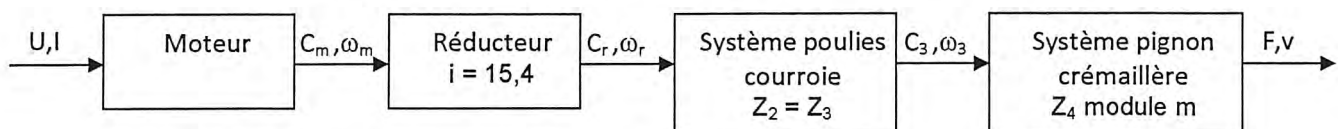


Figure 8 : Modèle cinématique de la transmission du chariot X



Q 3.8 - Déterminer le couple de freinage C_f sur l'axe moteur du moto-réducteur. Pour cela on pourra utiliser le théorème énergie cinétique.

Q 3.9 - Le moteur est-il bien choisi pour réaliser le freinage ?

Q 3.10 - Calculer la puissance maximale P_f à dissiper pendant le freinage.

Comme le freinage est intermittent (cyclique), la résistance peut être dimensionnée pour une dissipation de puissance intermittente plutôt que continue, un facteur de surcharge de la résistance doit être déterminé à partir des courbes de refroidissement (DR4). La puissance requise pour la résistance s'exprime par : $P_R = \frac{P_f}{F}$

Q 3.11 – Pour un cycle d'une durée de 15s et à partir des courbes de refroidissement, document réponse DR4, que vous complétez, calculer la puissance nominale requise pour la résistance.

La tension de déclenchement de la résistance de freinage est $V = 780 \text{ Vdc}$ et est définie par l'association d'un condensateur et d'un transistor de freinage qui contrôlent ce niveau de tension.

Q 3.12 - Calculer la valeur de la résistance de freinage.

Q 3.13 - Conclure quant à la capacité de freinage du système.

Dernière partie : conclusion

8°) Étude du cycle complet de fonctionnement :

Données :

Durée du mouvement aller (idem retour) du chariot Y : $\Delta t_Y = 5 \text{ s}$.

Durée du mouvement aller du positionneur U : $\Delta t_{U+} = 2 \text{ s}$

Durée de préhension d'une tôle : $\Delta t_{p+} = 1 \text{ s}$

Q 4.1 - Calculer le temps de cycle de transfert.

Q 4.2 - Conclure : vous argumenterez en une dizaine de lignes sur les modifications éventuelles à apporter pour être en accord avec le CdCF.

DOSSIER TECHNIQUE

Contenu de ce dossier :

DT1 : Vue d'ensemble de la machine de transfert, nomenclature du sous-ensemble motorisation axe z

DT2 : Dessin d'ensemble du sous-ensemble motorisation axe z

DT3 : Caractéristiques et diagramme des contraintes dans la barre anti-couple

DT4 : Schéma pneumatique complet

DT5 : Documentation des préhenseurs à ventouse

DT6 : Documentation des distributeurs pneumatiques

DT7 : Documentation du moteur, documentation du réducteur

Vue d'ensemble de la machine de transfert

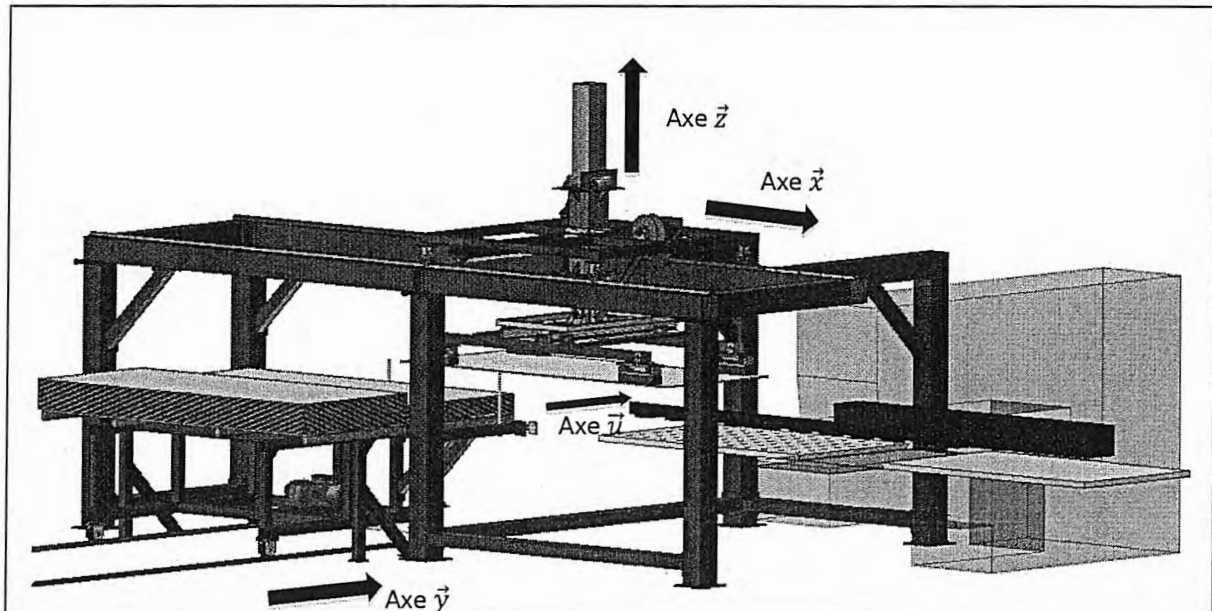
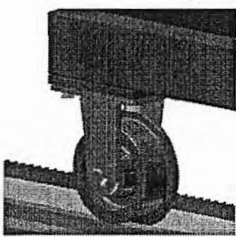
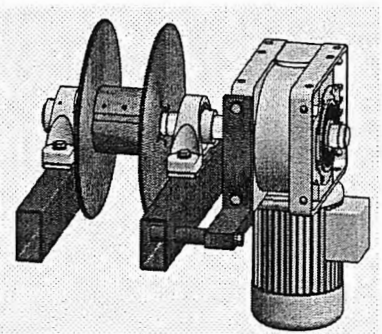


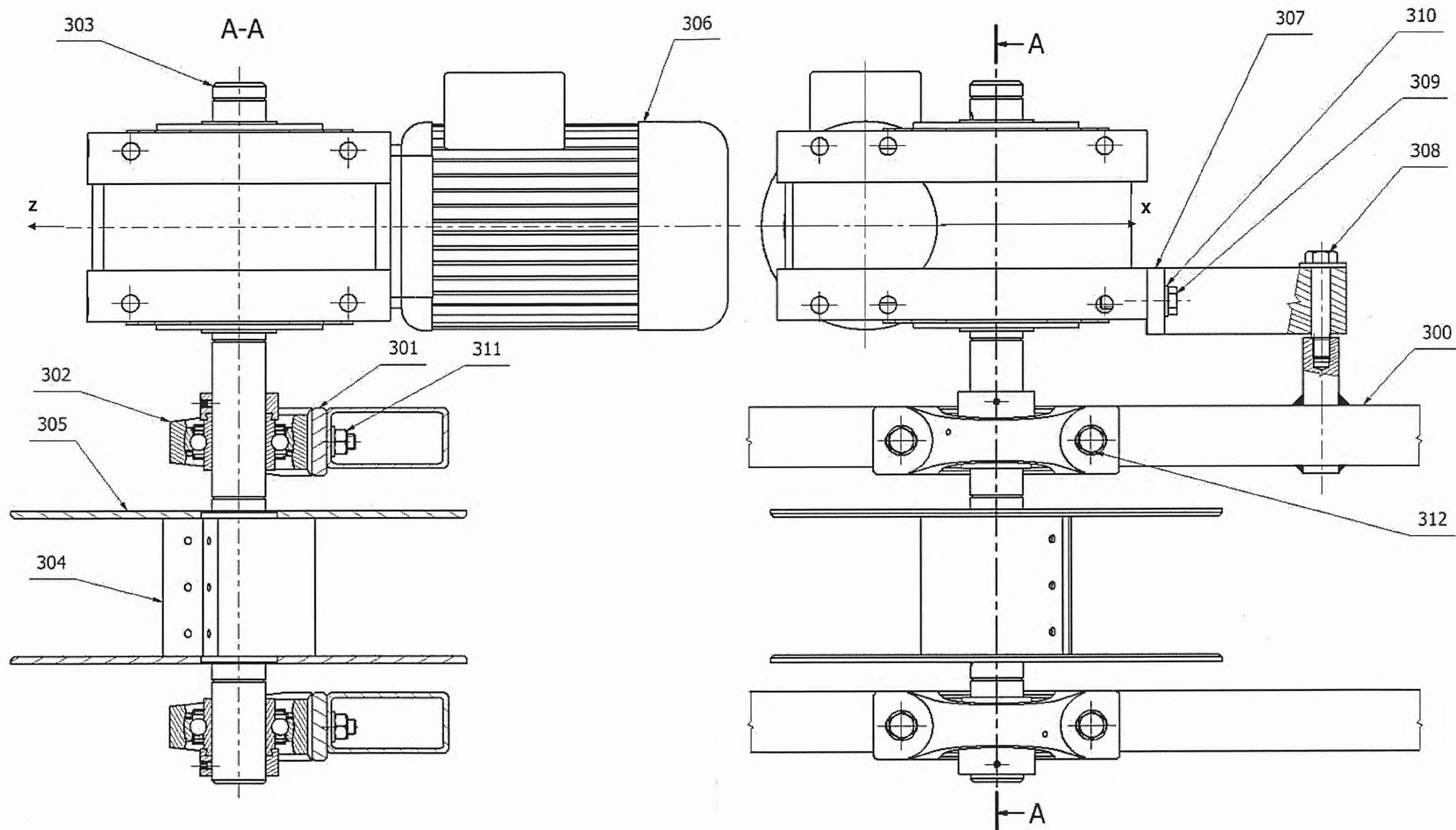
Figure 1



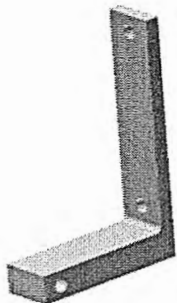
Nomenclature du sous-ensemble motorisation axe z (voir plan d'ensemble DT2, page suivante)

312	4	ISO 4014 - M10 x 50	Vis à tête hexagonale
311	4	ISO 4032 - M10	Ecrous hexagonal
310	10	ISO 7089 - 10 - 140 HV	Rondelles plates
309	3	ISO 4014 - M10 x 45	Vis à tête hexagonale
308	1	DIN 7968 - M12 x 50	Vis à tête hexagonale
307	1	Barre anti-couple	
306	1	Moto-réducteur	
305	2	Flasque poulie haut	
304	1	Poulie d'entraînement	
303	1	Arbre	
302	2	Palier à billes Inafag RASE35-N	Pillow Block Housing
301	2	Platine palier à semelle	
300	2	Tube rectangulaire 80x40x3 L800	NF A 49-541
Rep	Qté	Désignation	Observations

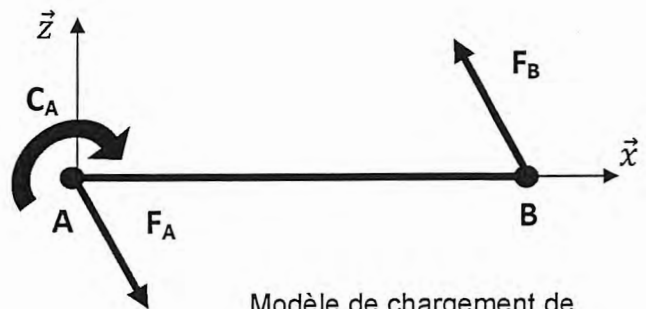




Caractéristiques et Diagramme des contraintes dans la barre anti-couple

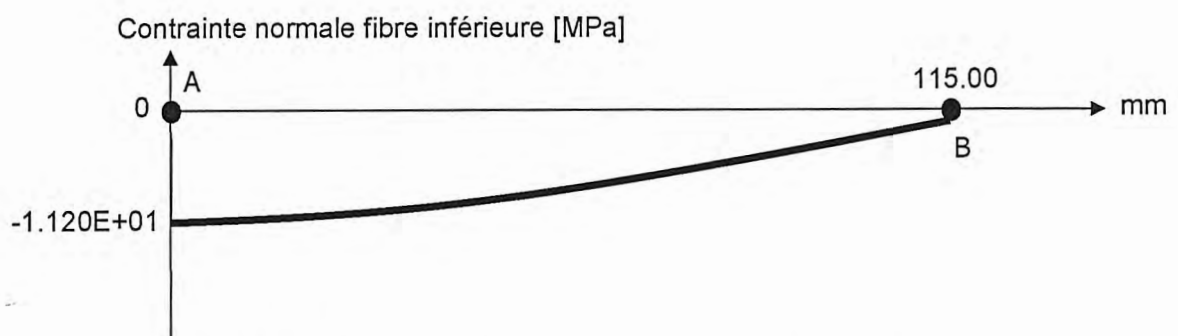
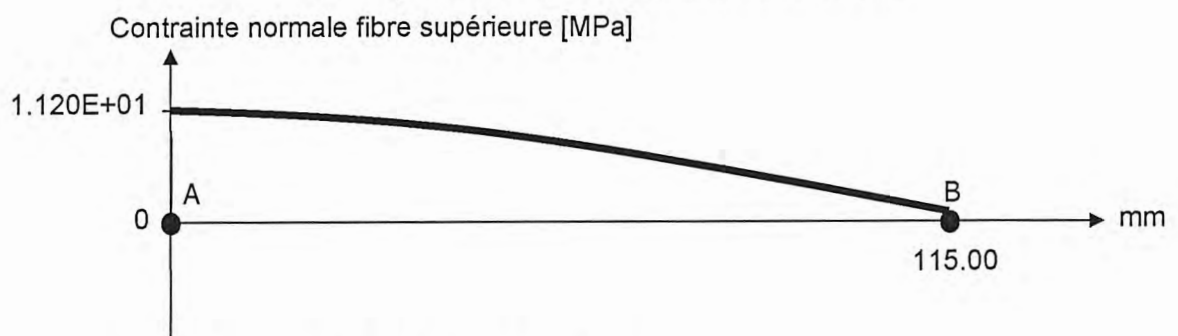


Aluminum-6061	
Module de Young	6,89e+004 MPa
Coefficient de Poisson	0,33
Densité de la masse	2,71e-006 kg/mm ³
Limite d'élasticité	275,0 MPa
Résistance à la rupture	310,0 MPa



Modèle de chargement de la barre anti-couple

Contrainte normale due à la flexion pour un couple motoréducteur de 180 Nm



Contraintes normale due à la compression pour un couple motoréducteur de 180 Nm

