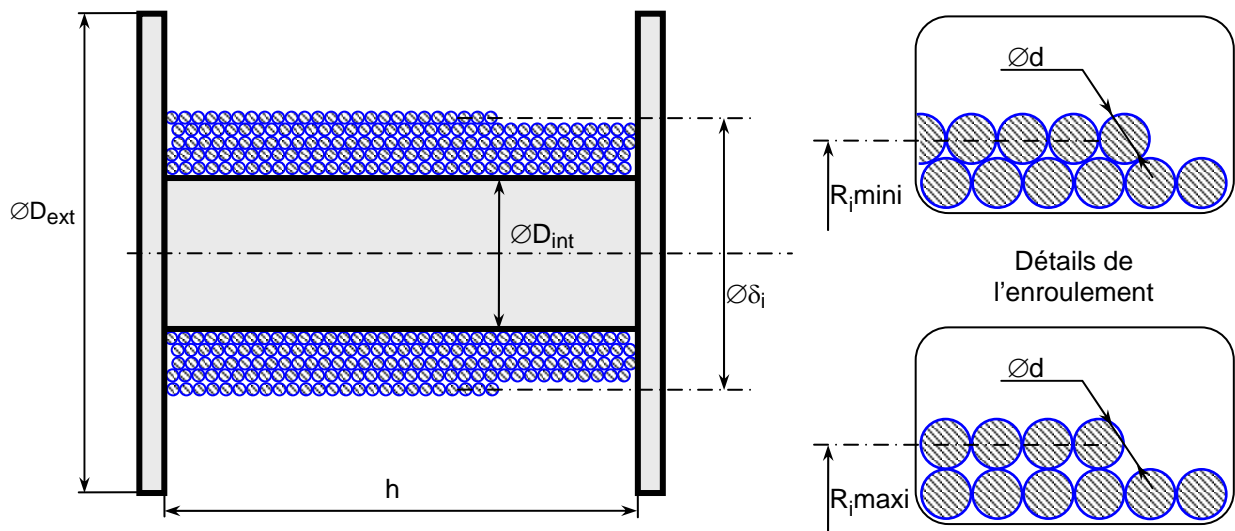

Epreuve d'Analyse et Conception de Systèmes

Enrouleuse de fil Éléments de corrigé



ELEMENTS DE CORRIGE - ENROULEUSE DE FIL



Question 1

Donner les expressions littérales et les valeurs numériques :

- ✓ du nombre de tours n nécessaire à la réalisation d'une nappe de fil sur la bobine ;
- ✓ du diamètre moyen d'enroulement δ_i du fil sur la $i^{\text{ème}}$ nappe, les nappes successives étant numérotées de 1 à N (valeur numérique pour $N = 100$) ;
- ✓ de la longueur L_0 de fil stocké sur la bobine pour un nombre de nappes enroulées $N = 100$;
- ✓ de la durée nécessaire à la réalisation du bobinage de cette longueur L_0 de fil.

En supposant les spires jointives, le nombre de tours n pour réaliser une nappe est égal à : $n = \text{ent} \left(\frac{h}{d} - 1 \right)$.

Les nappes successives sont enroulées avec des sens d'hélice opposés, alternativement à gauche et à droite.

A la $i^{\text{ème}}$ nappe, selon l'endroit considéré sur un tour de fil, le rayon moyen théorique R_i au centre de la section aura pour valeurs mini et maxi :

$$R_{i \text{ mini}} = R_{i-1} + d \cos \frac{\pi}{6} = R_{i-1} + d \frac{\sqrt{3}}{2} \quad \text{et} \quad R_{i \text{ maxi}} = R_{i-1} + d \quad \text{Soit une valeur moyenne arithmétique :}$$

$$R_i = R_{i-1} + \frac{d}{2} \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right)$$

Les valeurs successives du rayon constituent une suite :

$$R_1 = \frac{D_{\text{int}}}{2} + \frac{d}{2}, \quad R_2 = R_1 + \frac{d}{2} \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \quad \dots$$

$$R_i = R_{i-1} + \frac{d}{2} \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) = \frac{D_{\text{int}}}{2} + \frac{d}{2} + (i-1) \frac{d}{2} \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) = \frac{D_{\text{int}}}{2} + \frac{d}{2} \left[1 + (i-1) \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \right]$$

Soit un diamètre : $\delta_i = D_{\text{int}} + d \left[1 + (i-1) \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \right]$

Pour $i = 100$: $\delta_{100} = 621 \text{ mm}$

En négligeant l'influence de l'angle d'hélice, la longueur enroulée L_i pour la nappe n° i vaut :

$$L_i = n\pi\delta_i = n\pi \left(D_{\text{int}} + d \left[1 + (i-1) \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \right] \right), \quad \text{Soit une longueur enroulée totale } L_0 :$$

$$L_0 = \sum_{i=1}^N L_i = \sum_{i=1}^N n\pi \left(D_{\text{int}} + d \left[1 + (i-1) \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \right] \right) = n\pi \left(ND_{\text{int}} + d \left(N + \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \sum_{i=0}^{N-1} i \right) \right)$$

Finalement:
$$L_0 = nN\pi \left[D_{int} + d \left(1 + \frac{(N-1)}{2} \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \right) \right]$$

Application numérique : $L_0 = 26600 \text{ m}$

Si la vitesse de défilement est constante, égale à V_0 , la durée T de réalisation de la bobine vaut :

$$T = \frac{L_0}{V_0} = \frac{nN\pi}{V_0} \left[D_{int} + d \left(1 + \frac{(N-1)}{2} \left(1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \right) \right]$$

Application numérique : $T = 798 \text{ s} = 13 \text{ min } 18 \text{ s}$

Remarques :

En réalité, pour éviter l'accumulation du fil à l'extrémité de chaque nappe, l'enroulement n'est pas réalisé strictement à spires jointives. Il s'ensuit une valeur du rayon moyen d'enroulement δ_i et une longueur enroulée légèrement inférieures aux valeurs théoriques ci-dessus.

La longueur effectivement stockée sur la bobine est connue par l'intermédiaire d'un capteur qui compte le nombre de tours effectués par une poulie sur laquelle passe le fil lors de son enroulement, en supposant qu'il n'y a pas de glissement entre fil et poulie...

Question 2

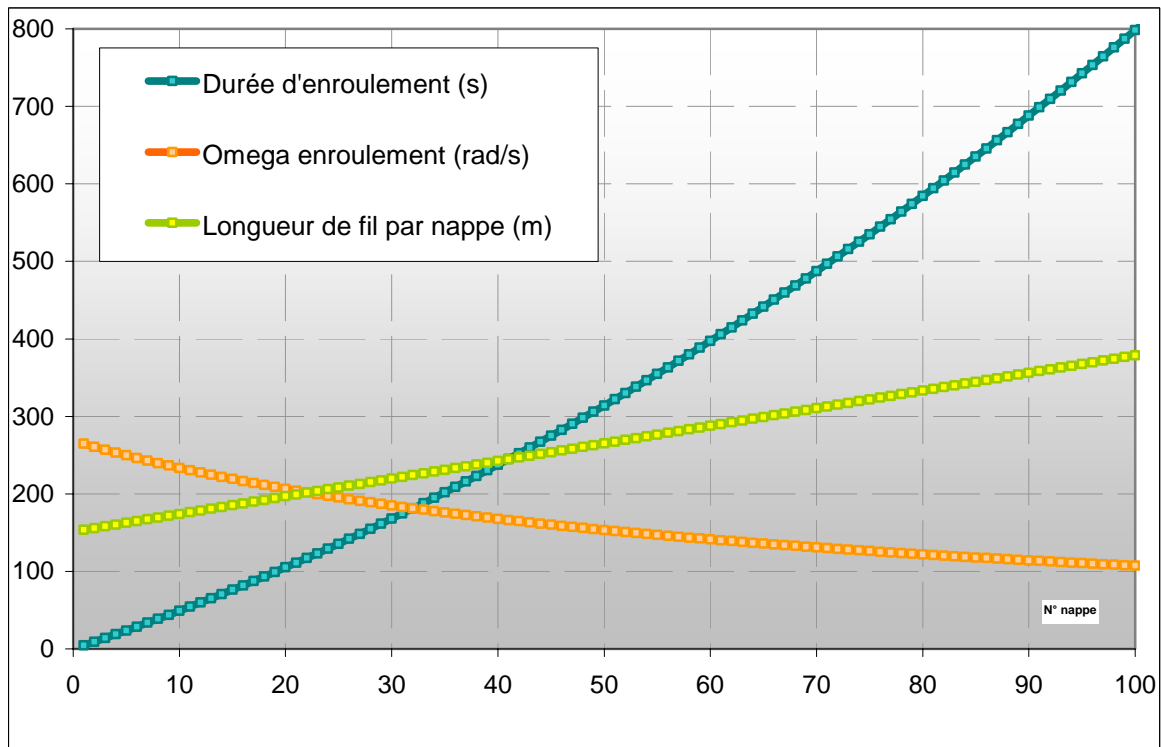
- ✓ Préciser les valeurs mini et maxi de la fréquence de rotation de la bobine par rapport au bâti au cours du cycle d'enroulement, ainsi que la vitesse de translation du mécanisme de trancannage ;
- ✓ représenter la courbe définissant la vitesse de rotation de la bobine en fonction du n° de nappe en cours d'enroulement, compris dans l'intervalle [1..30]

Fréquence de rotation ω_i mini et maxi de la bobine lors de l'enroulement du fil, dans l'hypothèse d'une vitesse de défilement constante V_0 :

$$\omega_i = \frac{2V_0}{\delta_i}$$

Valeur maxi pour $i = 1$: 2525 tr/min (265 rad/s)

Valeur mini pour $i = 100$: 1025 tr/min (107 rad/s)



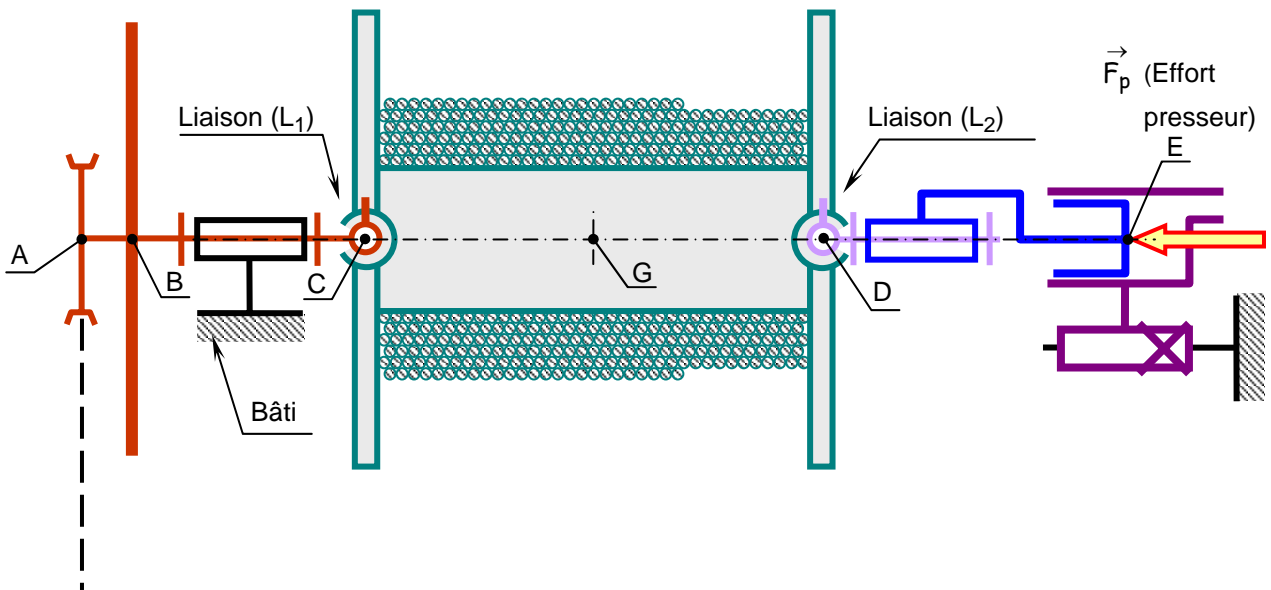
Question 3

Définir les liaisons à installer entre la bobine et la poupée d'une part, entre la bobine et la contre-poupée d'autre part, de façon :

- ✓ à assurer le guidage en rotation de la bobine et son entraînement par le moteur ;
- ✓ à conférer à l'ensemble un comportement isostatique.

Plusieurs solutions théoriques sont possibles pour respecter les contraintes de guidage et d'entraînement de la bobine, tout en conférant un caractère isostatique au modèle :

Liaison poupée – bobine	Liaison contre-poupée - bobine	Commentaire
Encastrement en C	Ponctuelle en D de normale \vec{x}	Bobine montée en porte à faux, charge inégalement répartie sur poupée et contre poupée.
Appui plan en C de normale $\vec{x} +$ ponctuelle d'entraînement en rotation	Rotule à doigt de centre D	Idem
Rotule à doigt de centre C, direction du doigt \vec{y} , de normale \vec{z}	Rotule à doigt de centre D	Répartition quasi identique des actions de pesanteur sur les deux liaisons. Cette solution est représentée schématiquement ci-dessous
...



Question 4

Quelle est la valeur de la puissance mécanique moyenne développée par le moteur électrique pendant la phase d'enroulement à régime constant ?

Quels sont les critères mécaniques à l'origine du choix d'un moteur d'une puissance très supérieure à celle déterminée ci-dessus ?

En fonctionnement normal, l'effort développé par le moteur est seulement destiné à assurer la tension du fil de valeur maxi $T_0 = 50 \text{ N}$.

La puissance mécanique associée vaut $P_m = T_0 V_0 = 50 \cdot 2000/60 = 1667 \text{ W}$.

L'ensemble de la machine est conçu en recherchant une dissipation par frottement minimale : usage de liaisons par roulements en particulier...

Le choix d'un moteur d'une puissance nominale très supérieure se justifie par la nécessité de réguler la tension du fil lors des changements de diamètre d'enroulement ou des fluctuations de la vitesse d'entrée sur le poste. Ce contrôle de la tension est obtenu par action sur la fréquence de rotation du moteur. L'inertie importante de l'ensemble moteur – bobine et des éléments tournants qui lui sont liés impose des couples élevés pour obtenir des accélérations importantes et des temps de réponse acceptables lors de la régulation.

Question 5

- ✓ Déterminer le moment du couple de freinage nécessaire au respect de la durée de freinage imposée par le cahier des charges.
- ✓ Définir, en les justifiant, la référence du frein et les valeurs du diamètre du disque et de la pression d'alimentation.

Hypothèses :

- le moment des actions de freinage est constant, de façon à provoquer une décélération constante ;
- les centres d'inertie des parties tournantes sont situés sur leurs axes de rotation respectifs ;
- la faible valeur de la tension du câble permet de la négliger dans cette phase d'arrêt d'urgence. Les frottements autres que dans le frein sont également négligés ;

En appliquant le théorème de l'énergie cinétique à l'ensemble {Moteur - Bobine – poupée – contre poupée} :

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} I_m \dot{\theta}_m^2 + \frac{1}{2} (I_p + I_b) \dot{\theta}_b^2 \right] = C_m \dot{\theta}_m + C_f \dot{\theta}_b \quad \frac{1}{2} \left[\frac{I_m}{\rho^2} + (I_p + I_b) \right] \frac{d\dot{\theta}_b^2}{dt} = (C_m + C_f) \dot{\theta}_b$$

Soit :
$$\left[\frac{I_m}{\rho^2} + (I_p + I_b) \right] \ddot{\theta}_b = \frac{C_m}{\rho} + C_f$$

Si on suppose C_m et C_f constants, on obtient en intégrant :

$$\dot{\theta}_b = \frac{(C_m + C_f)t}{\frac{I_m}{\rho^2} + (I_p + I_b)} + \omega_0 \quad \text{avec } \omega_0 \text{ vitesse de rotation initiale de la bobine.}$$

La durée d'arrêt t_a est définie par $\dot{\theta}_b = 0$, soit :

$$t_a = -\omega_0 \frac{\frac{I_m}{\rho^2} + (I_p + I_b)}{C_m + C_f}$$

L'action dans la liaison pivot de la bobine avec le bâti résulte des efforts exercés par la courroie, le frein, et la bobine.

L'effort tangentiel exercé par les plaquettes sur le disque, donc l'effort presseur et la pression d'alimentation de l'étrier seront d'autant plus faibles que le rayon de friction sera plus élevé.

Choisir un disque de grand diamètre permet de réduire les efforts dans les guidages de la poupée et de la contre poupée, ainsi que la pression d'alimentation du frein.

Le modèle RS25, même avec un disque de 300 mm, suppose une pression d'alimentation supérieure à 5 bars.

Le modèle RS50 sera choisi. Avec un diamètre de disque de 200 mm, il permet un fonctionnement sous une pression d'alimentation théorique d'environ 2,5 bars, inférieure à la valeur usuelle d'un réseau pneumatique classique (5 à 6 bars). Le choix d'un diamètre de disque de 300 mm procure un coefficient de sécurité élevé, garantissant l'arrêt en un temps court même en l'absence d'action de freinage du moteur, sous une pression de 5 bars (moins de 15 s).

Question 6

Evaluer la poussée théorique du vérin nécessaire au ralentissement de la bobine lors d'un arrêt d'urgence, en excluant tout risque de glissement par rapport à la broche. Définir avec précision les hypothèses et dimensions nécessaires à cette étude.

Proposer une valeur de la section utile du vérin exerçant l'effort presseur, si la pression d'alimentation en air vaut $p_a = 0,5 \text{ MPa}$.

Les dimensions utiles à l'application numérique seront relevées sur les documents 3 et 4.

L'entraînement en rotation de la bobine est assuré par adhérence avec la butée de bobine en caoutchouc, lié à la poupée. On note C_a le moment de cette action en projection sur l'axe de rotation de la bobine.

De la question précédente a été déduite la décélération constante $\ddot{\theta}_b$.

En appliquant le théorème de l'énergie cinétique à la bobine seule (inertie de la contre poupée négligeable devant celle de la bobine) :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} I_b \dot{\theta}_b^2 \right) = I_b \ddot{\theta}_b \dot{\theta}_b = C_a \dot{\theta}_b \quad \text{Soit} \quad C_a = I_b \ddot{\theta}_b$$

L'effort presseur F_p est lié au couple C_a par la relation :

$$C_a = f_0 F_p R_m = f_0 F_p \frac{2}{3} \frac{(R_e^3 - R_i^3)}{(R_e^2 - R_i^2)} \quad R_e \text{ et } R_i \text{ sont les rayons intérieur et extérieur du disque de contact. Cette relation}$$

est établie en supposant une répartition de pression et un coefficient de frottement uniformes dans la zone de contact, hypothèses réalistes du fait de l'utilisation d'une interface dans un matériau approprié, élastique et déformable :

On en déduit :

$$F_p = \frac{I_b \ddot{\theta}_b}{f_0} \frac{3}{2} \frac{(R_e^2 - R_i^2)}{(R_e^3 - R_i^3)}$$

Application numérique :

$$F_p = 2510 \text{ N}$$

En supposant négligeable le frottement dans le guidage du vérin, sa section S_v , la pression d'alimentation p_a et l'effort

presseur F_p sont liés par la relation :

$$F_p = \frac{I_b \ddot{\theta}_b}{f_0} \frac{3}{2} \frac{(R_e^2 - R_i^2)}{(R_e^3 - R_i^3)} = p_a S_v$$

On en déduit $S_v = 5020 \text{ mm}^2$

Question 7

Déterminer les actions dans la liaison pivot de la contre-poupée.

Ces efforts sont-ils influencés par une éventuelle action de freinage.

La liaison entre bobine et contre-poupée est supposée de type rotule ou rotule à doigt (Cf. modèle de la question 3).

Si on suppose la bobine équilibrée dynamiquement, les composantes des actions dans la liaison pivot sont identiques en fonctionnement statique et en fonctionnement dynamique, le freinage n'ayant d'effet que sur l'action entre la bobine et sa butée coté poupée.

L'isolement de l'ensemble de la contre poupée, résultante en projection sur \vec{x} , montre que la composante axiale dans la liaison dans la pivot est égale à F_p .

Du fait du montage isostatique de la bobine, la contribution du fil à l'effort dans la liaison pivot est au plus égale à sa tension, lorsque le fil est à proximité immédiate du flasque de bobine, du coté de la contre-poupée. Compte tenu de la faible valeur de cette tension, son effet dans la liaison pivot est supposé négligeable devant celui des autres efforts.

L'isolement de la bobine, moment en C situé en son milieu, montre que l'action {bobine → contre poupée} est égale à la moitié de l'action de pesanteur sur la bobine.

Soit finalement :

$$\{Pivot\}_D = \left\{ \begin{array}{l} -\frac{1}{2} M_b g \vec{y} + F_p \vec{x} \\ \vec{0} \end{array} \right\}$$

Application numérique :

$$\{Pivot\}_D = \left\{ \begin{array}{l} -910 \vec{y} + 3025 \vec{x} \\ \vec{0} \end{array} \right\} \quad \text{composantes en N}$$

La charge est principalement axiale, due à l'effort presseur du vérin de contre-poupée. Ces valeurs seront à prendre en considération lors de la conception de la liaison pivot...

Question 8

En prenant l'hypothèse d'un matériau isotrope, homogène, à température uniforme et constante : donner les critères qui justifieront le choix du matériau constituant l'interface de la butée bobine avec la bobine ; déterminer alors les valeurs limites hautes et basses de ces critères (étayer la réponse par des justifications détaillées : hypothèses, phénomènes et lois physiques,...) ;

Le choix du matériau est basé sur la notion d'indices de performance issus des besoins fonctionnels. Dans le cadre du cahier des charges, les informations importantes sont :

- La répétabilité du positionnement de la bobine ($\bar{0}.2\text{mm}$),
- La surface de contact entre la bobine et la butée,
- Le type de matériau en contact dans l'interface bobine-butée (définition des éléments participant à la valeur du coefficient de frottement).

Les caractéristiques physiques du matériau à sélectionner vont donc dépendre :

- De ses caractéristiques élastiques – on considérera que les déformations occasionnées par l'effort de maintien et d'entraînement de la bobine restent dans le domaine élastique de façon à garantir la répétabilité du positionnement.
- Du coefficient de frottement entre les deux matériaux proche de la valeur hypothèse de calcul $f_0 = 0,6$.

Caractéristiques élastiques : en première approche le matériau peut être considéré en compression pure pour un régime de fonctionnement dit normal. Dans ce cas la contrainte de compression maxi est définie par l'effort de maintien permettant l'entraînement de la bobine $F_p = 3025 \text{ N}$. Dans l'hypothèse d'une répartition uniforme de la pression de contact :

$$\sigma = \frac{F_p}{S} = \frac{F_p}{\pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2)} \text{ et } \varepsilon = \frac{\delta_x}{e_p} \text{ avec } \delta_x \text{ intervalle de répétabilité (0.4 mm) et } e_p \text{ épaisseur de l'interface butée-}$$

bobine.

La caractéristique E du matériau devra donc répondre à :

$$E > \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{F_p e_p}{\pi \delta_x (r_{ext}^2 - r_{int}^2)} \text{ A.N. } E > 6.78 \text{ MPa}$$

En situation de freinage d'urgence, le matériau devra résister à la fois à la compression et à la torsion :

$$\tau_{max} = \frac{C_a}{I_0} r_{ext} \text{ avec } I_0 = \frac{\pi(d_{ext}^4 - d_{int}^4)}{32} \text{ moment quadratique polaire de la couronne.}$$

Condition à respecter :

$$\sqrt{\sigma^2 + \tau_{max}^2} \leq \frac{R_e}{k} \text{ avec k coefficient de sécurité}$$

Question 9

- ✓ A partir du schéma cinématique (**Document 3**), proposer deux solutions architecturales du mécanisme sous la forme de croquis légendés et soignés.
- ✓ Critiquer les solutions au regard des contraintes du cahier des charges.

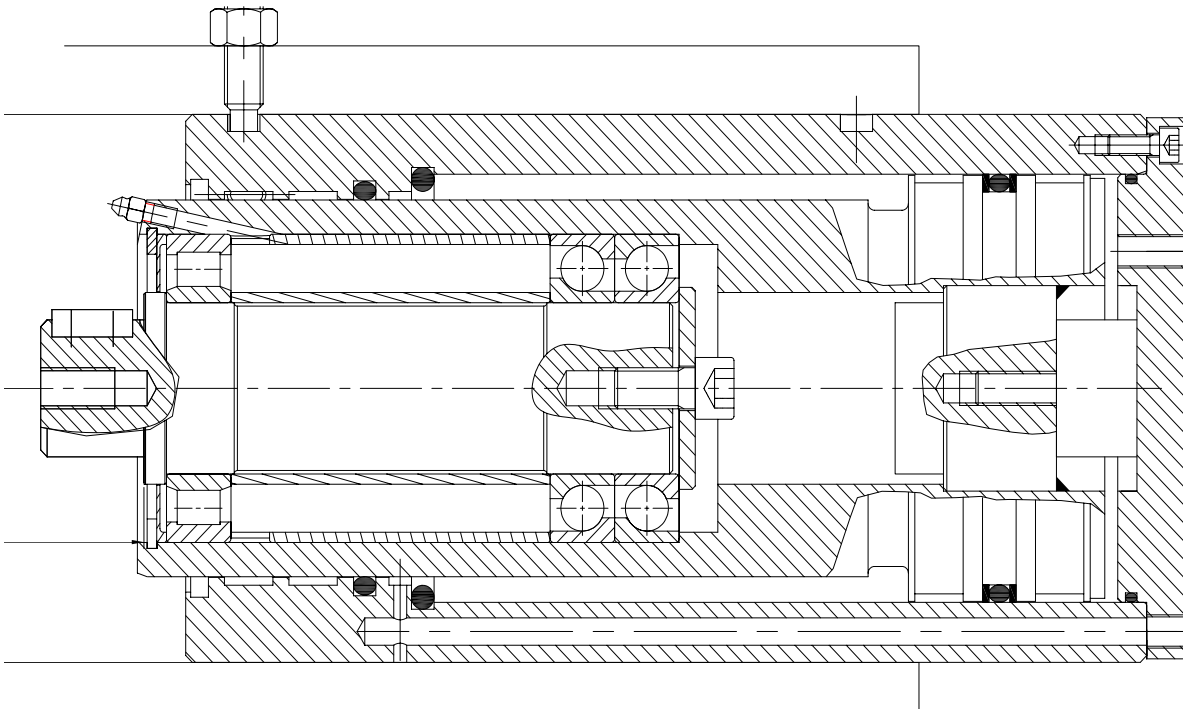
Deux solutions architecturales peuvent être déclinées en utilisant un positionnement différent du vérin :

Cas 1 : vérin inclus dans le mécanisme (solution retenue pour le corrigé) avantage de compacité, effort dans l'axe de la contre poupée, encombrement réduit, ...)

Cas 2 : utilisation d'un vérin du commerce – Inconvénients : cette solution nécessite la mise en parallèle du vérin et de l'ensemble glissière + pivot de la contre poupée engendrant ainsi des efforts « parasites ». Avantage : composant du commerce....

Question 10

- ✓ Sur **Document réponse 1** représenter la solution retenue (aux instruments). Les composants standard seront représentés proportionnés de dimensions réalistes.



Points importants :

- Définition des deux configurations de position de la contre poupée : assurée ici par une vis à téton – justification : peu de manipulations, et surtout des changements de gamme peu fréquents.

- Rigidité de la liaison pivot : obtenue par la combinaison d'utilisation d'un roulement à rouleaux cylindrique (encaissement des efforts radiaux, et de deux roulements à billes à contact oblique pour encaisser les efforts axiaux et définir la position par rapport à la broche cylindre de vérin.
- Vérin : étanchéité et garantie d'une surface de mise sous pression de la chambre de poussée assurée par une butée de fin de course rentrée de faible diamètre. Course.
- Définition des jeux et ajustements préconisés.
- Graissage des éléments tournants.
- Montabilité du mécanisme.
- Respect de l'encombrement fixé.
- Pertinence des formes vis-à-vis de la réalisation...

Question 11

- ✓ Proposer une valeur de durée du changement de sens de la translation du guide- fil, ainsi qu'une loi de vitesse en fonction du temps au cours de cette phase.
- ✓ Evaluer l'action du moteur et les efforts dans le système vis écrou pendant la durée du changement de sens de translation du guide-fil.
- ✓ Comparer les durées de fonctionnement en fonctionnement continu (trancannage) et en inversion de sens de trancannage.

En fin de nappe, à l'approche du flanc de bobine, il faut éviter l'accumulation du fil lors du changement de sens de la translation. On peut estimer que l'inversion du sens de la vitesse se produit en deux tours de bobine au plus, l'un pour assurer le ralentissement et l'arrêt, l'autre pour ré-accélérer en sens inverse le chariot de trancannage. Le début de la phase de changement de sens doit se situer à une distance du flanc de bobine de l'ordre du diamètre du fil, de façon à laisser celui-ci s'enrouler sans guidage sur son dernier tour, pendant le ralentissement du chariot. Des détecteurs de position permettent de commander cette phase. Un réglage fin de leur position est un préalable à la mise en fonctionnement de la ligne lors d'un changement de production de fil.

La fréquence de rotation maxi de la bobine indiquée par le constructeur est égale à $\omega_b = 3200 \text{ tr/min}$. La durée T du changement de sens de translation est donc égale à :

$$T = 2 \frac{60}{3200} \approx 0,0375 \text{ s}$$

Si on admet le fil de plus forte section (diamètre $d = 3 \text{ mm}$), la vitesse de translation en phase uniforme $v(t)$ du chariot vaut :

$$v(t) = v_t = \omega_b \frac{d}{2\pi} = 160 \text{ mm/s} \text{ ce qui correspond à une}$$

vitesse de rotation du moteur égale à :

$$\omega_t(t) = v_t \frac{p_t}{2\pi} = 200 \text{ rad/s} = 1920 \text{ tr/min}$$

L'hypothèse d'une évolution linéaire de la vitesse pendant la durée T conduit à une accélération constante

$$a_t = \frac{2v_t}{T} = 4,26 \text{ m/s}^2$$

Le PFD appliqué à l'ensemble du chariot de trancannage de masse M_t , permet de déterminer l'effort à lui appliquer au moyen de l'ensemble vis écrou :

$$F_t = M_t a_t \approx 50 \text{ N}$$

Dans l'hypothèse d'un fonctionnement sans frottement, le théorème de l'énergie cinétique appliqué à l'ensemble du mécanisme de trancannage donne :

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} I_t \omega_t^2 + \frac{1}{2} M_t v_t^2 \right] = C_m \omega_t$$

I_t est le moment d'inertie de l'ensemble {moteur – vis de trancannage}, M_t est sa masse ;

ω_t est la fréquence de rotation du moteur du mécanisme de trancannage. Elle est liée à v_t par la relation cinématique du

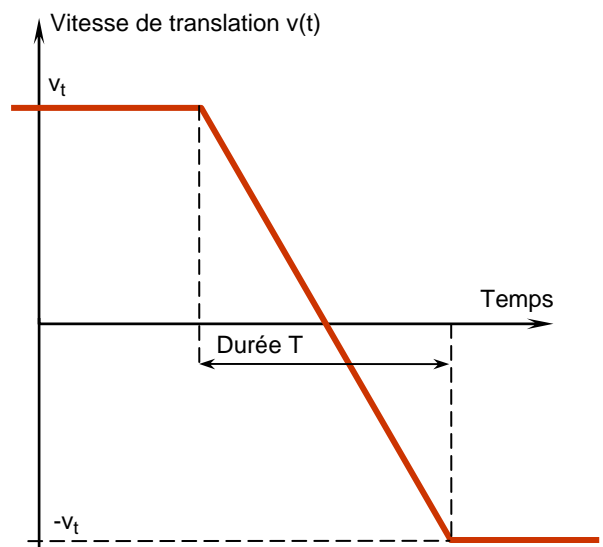
mécanisme à vis et écrou de pas p_t : $\omega_t = \frac{2\pi}{p_t} v_t$

En substituant dans la relation précédente :

$$\left(\frac{4\pi^2}{p_t^2} I_t + M_t \right) \frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} v_t^2 \right] = \left(\frac{4\pi^2}{p_t^2} I_t + M_t \right) v_t \frac{dv_t}{dt} = C_m \frac{2\pi}{p_t} v_t, \text{ soit } \left(\frac{4\pi^2}{p_t^2} I_t + M_t \right) a_t = C_m \frac{2\pi}{p_t}$$

Et finalement :

$$C_m = \left(\frac{2\pi}{p_t} I_t + \frac{p_t}{2\pi} M_t \right) a_t$$



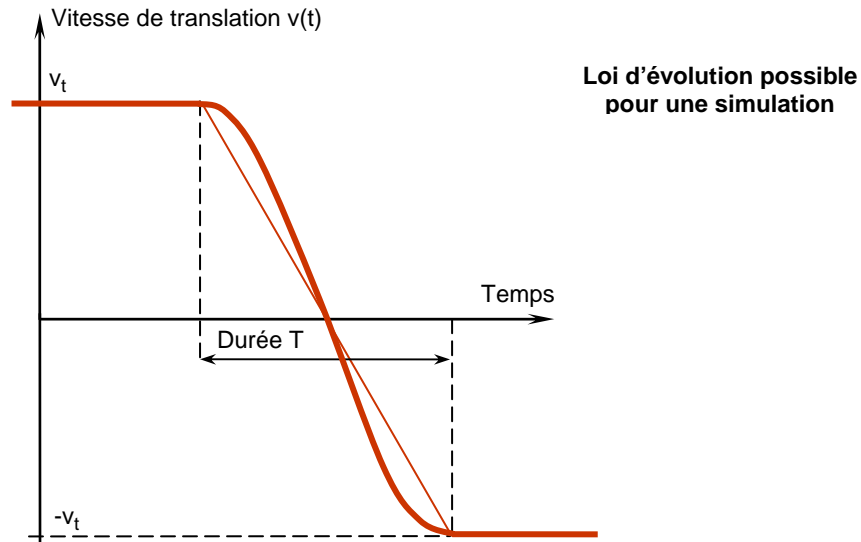
Question 12

A partir de la documentation proposée par le constructeur Parvex procéder au choix du moteur électrique le plus apte à réaliser le mouvement de trancannage.

Il apparaît que le moteur doit être capable de développer un couple supérieur à C_m . Pour effectuer son choix, **il convient de calculer le second membre de l'expression pour chaque référence de moteur en prenant en compte son moment d'inertie**, puis de vérifier que le couple développé est bien supérieur à C_m .

L'analyse qui précède suppose que l'accélération est constante durant toute la phase de changement de sens, donc que le couple C_m exercé par le moteur est également constant. Or la valeur indiquée dans le tableau du constructeur correspond au couple à faible vitesse, qui n'est pas nécessairement disponible sur toute la plage de fonctionnement. Il y a donc tout intérêt à choisir un moteur disposant d'un couple nominal sensiblement supérieur à la valeur théorique C_m pour tenir compte de cette évolution du couple.

Après cette prédétermination du moteur, une vérification par une simulation dynamique, avec une courbe de couple fonction de sa vitesse de rotation permettrait de confirmer la validité du choix, en s'assurant qu'il est possible de respecter un temps de changement de sens conforme à la valeur fixée.



Il apparaît que c'est en milieu de gamme (séries 310, 420 et 430) que le compromis est le plus favorable entre un couple suffisant et une inertie modérée, avec un rapport entre le couple nominal M_0 et le couple C_m nécessaire proche de 2.

Référence moteur	Couple M_0 en rotation lente (N.m)	Vitesse nominale (tr/min)	Inertie ($\text{kg.m}^2 \cdot 10^{-5}$)	C_m (Nm)
NX110EAP	0,45	6000	1,3	0,73
NX205EAV	0,45	5000	2,1	0,77
NX205EAS	0,45	7500	2,1	0,77
NX210EAT	1,0	4000	3,8	0,87
NX210EAP	1,0	6000	3,8	0,87
NX310EAP	2,0	2300	7,9	1,09
NX310EAK	2,0	4000	7,9	1,09
NX420EAP	4,0	2300	29	2,22
NX420EAJ	4,0	4000	29	2,22
NX430EAJ	5,5	3200	42,6	2,95
NX430EAF	5,5	4000	42,6	2,95
NX620EAR	8,0	2200	98	5,92
NX620EAJ	8,0	4000	98	5,92
NX630EAR	12,0	1450	147	8,54
NX630EAK	12,0	2800	147	8,54
NX630EAG	12,0	4000	147	8,54
NX820EAL	16,0	3600	320	17,82
NX840EAJ	28,0	2200	620	33,90
NX860EAD	41,0	2600	920	49,99
NX860VAG	64,0	2000	920	49,99

Dans les conditions définies ci-dessus, le moteur exerce un couple élevé pendant deux tours de la bobine, puis son action devient très faible : vitesse uniforme, tension du fil orthogonale au déplacement, frottement minimisé (liaisons à roulements, tension faible). Cette phase dure environ 130 tours pour un fil de diamètre 3 mm et une bobine de largeur 390 mm.

Le moteur n'est sollicité que $2/130 = 1,5\%$ du temps...Un tel fonctionnement garanti a priori sa tenue vis-à-vis des effets thermiques...

Question 13

- ✓ Sous la forme d'un schéma bloc, proposer un modèle du système réalisant la régulation de l'enroulement. Indiquer avec précision les paramètres physiques intervenant dans cette régulation.
- ✓ Proposer une liste des composants (capteurs, pré actionneurs et actionneurs), nécessaires au bon fonctionnement du système de régulation.

Fondamentalement, la régulation de l'enroulement est basée sur l'asservissement de la vitesse de rotation de la bobine, qui doit s'ajuster en permanence à la vitesse d'entrée du fil sur la machine.

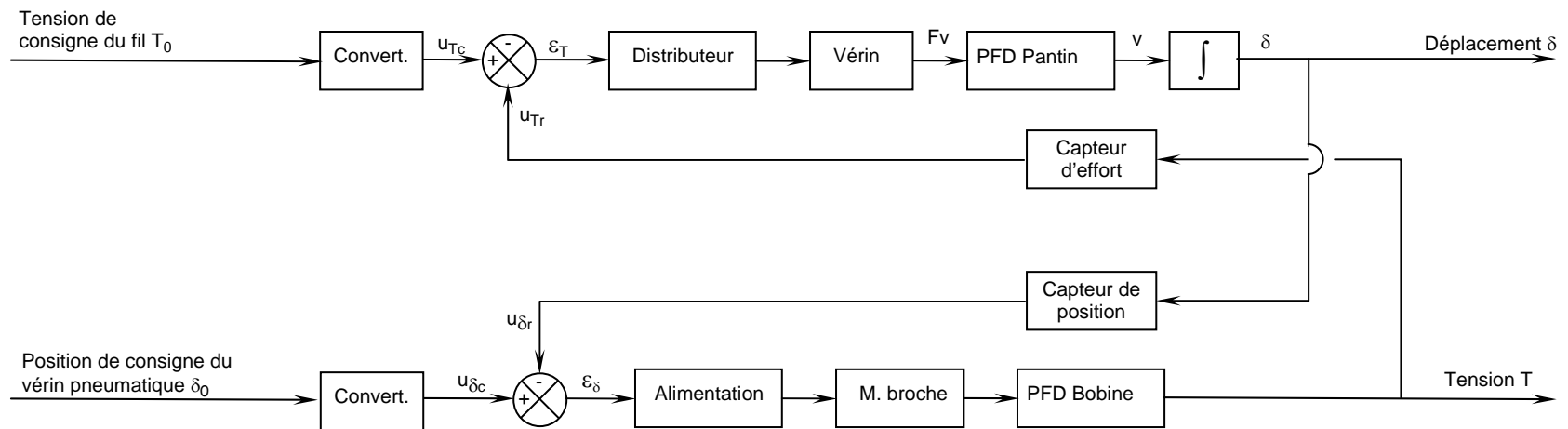
Un écart entre la vitesse d'entrée du fil et la vitesse d'enroulement se traduira par une variation de la tension du fil, qu'il suffirait de détecter au moyen de la déformation d'un élément élastique par exemple. Il suffirait alors d'agir sur la vitesse de rotation de la bobine pour corriger l'écart.

Si une solution de ce type est suffisante dans le cas de variations lentes de la vitesse d'entrée du fil, elle est inadaptée lors de variations brusques, du fait de la forte inertie de l'ensemble tournant (moteur, bobine, poupées) et du couple moteur limité. D'où un risque de voir le fil se détendre totalement, ou se rompre.

Le constructeur a choisi de superposer à l'asservissement de vitesse de la broche un asservissement de la tension du fil : le capteur est installé sur l'une des poulies de renvoi du fil vers la bobine. Un écart avec la tension de consigne fixée par l'opérateur provoque une variation de la pression d'alimentation du vérin, donc une variation de l'effort de tension et un déplacement du vérin. La faible valeur des masses et inerties des constituants de cet ensemble garantit un temps de réponse faible.

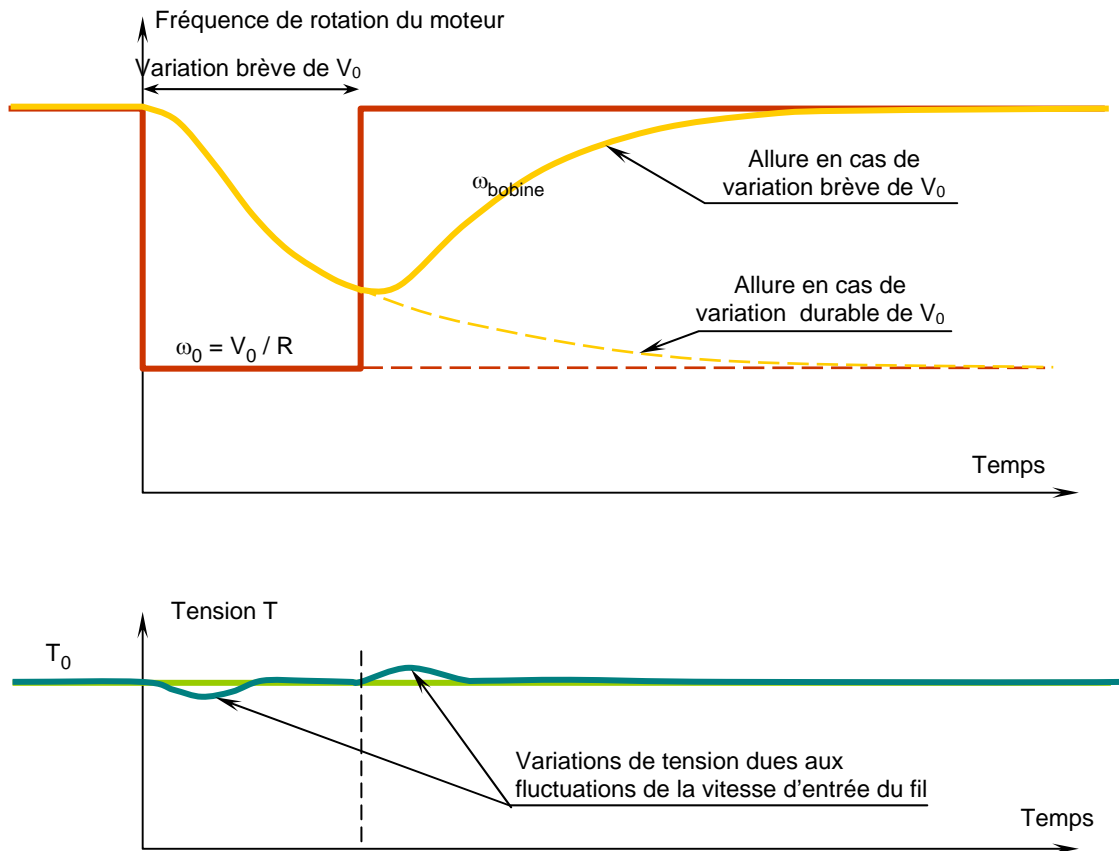
La correction de la tension s'accompagne d'un déplacement du vérin, qui est mesuré par un capteur (potentiomètre linéaire), et qui sert de témoin de variation de la vitesse d'entrée du fil. L'asservissement de la vitesse de rotation de la bobine est en fait un asservissement de position du vérin du système de contrôle de la tension du fil.

Le schéma bloc de la figure ci-dessous précise la structure de la commande.



Question 14

- ✓ On se place dans la situation d'une variation brusque et de courte durée de la vitesse de défilement du fil à la sortie du poste amont. Décrire, sans calcul, le fonctionnement du système de régulation de tension du fil, en appuyant l'analyse sur des schémas, graphiques....
- ✓ Reprendre l'analyse précédente dans le cas d'une variation brusque de la vitesse, mais de durée prolongée.



La variation brusque de la vitesse d'entrée V_0 du fil sur le poste d'enroulement est assimilée à un échelon. Le moteur électrique agit alors de façon à modifier la vitesse de rotation de la bobine. L'inertie de l'ensemble étant élevée, cette correction demande un temps relativement important, incompatible avec le maintien d'une tension constante du fil. Celui-ci risque de se détendre totalement en cas d'augmentation de V_0 , d'où un enroulement anarchique, ou de se rompre en cas de réduction de V_0 .

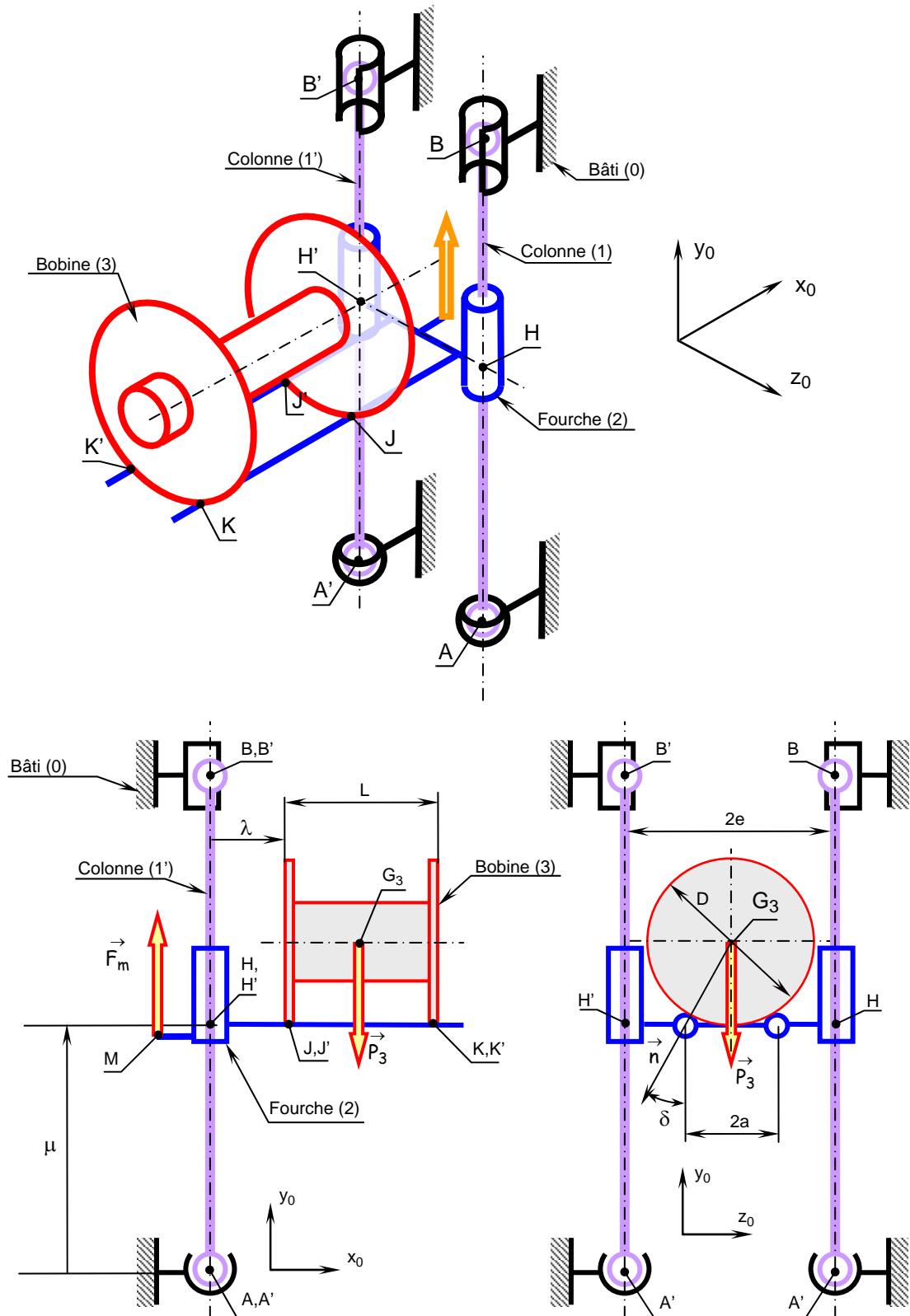
Le système de régulation à vérin pneumatique permet de maintenir la tension à une valeur voisine de la tension de consigne T_0 , le temps pour le moteur d'adapter sa vitesse de rotation. Chaque variation de vitesse se traduit par une légère variation de la tension, d'autant plus faible que la « raideur » du régulateur de tension est faible.

Question 15

Proposer un modèle d'étude de l'élévateur destiné à l'analyse de ses déformations : schéma(s), liaisons entre les éléments, paramétrage, hypothèses...

Préciser les propriétés de mobilité et d'hyperstaticité de ce modèle.

Mettre en place les efforts appliqués à l'élévateur lors du chargement d'une bobine



MODELISATION

Chaque colonne est liée au bâti par deux paliers assimilables soit à une rotule (palier inférieur), soit à une linéaire annulaire (palier supérieur).

Le guidage de la fourche est assuré par 4 douilles à billes montées par paires. La liaison avec chaque colonne est modélisée par une liaison pivot glissant.

La bobine fait l'objet de 4 contacts localisés avec la fourche, assimilables à des ponctuelles de normale \vec{n} .

Système constitué de 5 solides : (0), (1), (1'), (2) et (3)

Analyse cinématique :

$$N_{eq} = 6N_{cycles} = 6(N_{liaisons} - N_{pièces} + 1) = 6(10 - 5 + 1) = 36$$

$$N_{inconnues} = \sum_{i=1}^{N_{liaisons}} (N_{deg. lib.})_i = 2 \times 3 + 2 \times 4 + 2 \times 2 + 4 \times 5 = 38$$

Degré de mobilité : $m = 5$

Soit un rang du système cinématique : $Rang = N_{inconnues} - m = 33$

Et un degré d'hyperstaticité égal à $H = N_{équations} - Rang = 3$

Analyse statique :

$$N_{eq} = 6(N_{pièces} - 1) = 24$$

$$N_{inconnues} = \sum_{i=1}^{N_{liaisons}} (N_{deg. liaisons})_i = 2 \times 3 + 2 \times 2 + 2 \times 4 + 4 \times 1 = 22$$

Degré de mobilité : $m = 5$

Soit un rang du système statique : $Rang = N_{équations} - m = 19$

Et un degré d'hyperstaticité égal à $H = N_{inconnues} - Rang = 3$

Les seules actions extérieures prises en compte sont le poids de la bobine et l'action de la chaîne, modélisées par deux glisseurs verticaux appliqués respectivement en G_3 , centre de gravité de la bobine et en M point d'accrochage de la chaîne.

Question 16

Pour un déplacement donné μ du chariot, la position de référence de la bobine est définie en l'absence de déformations de l'élévateur. Caractériser, par rapport à cette référence, l'écart de position de la bobine dû aux seules déformations de la fourche.

AN : Calculer la valeur numérique de l'écart précédemment défini.

ÉTUDE STATIQUE DE LA BOBINE

Les contacts en K, K', J et J' sont supposés ponctuels, sans frottement.

$$\{J_{23}\}_J = \begin{Bmatrix} -J_{23} \vec{n} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_J = \begin{Bmatrix} J_{23}(\cos \delta \vec{y}_{0+} + \sin \delta \vec{z}_0) \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_J = \begin{Bmatrix} J_{23}(\cos \delta \vec{y}_{0+} + \sin \delta \vec{z}_0) \\ J_{23} \frac{L}{2} (\sin \delta \vec{y}_{0-} - \cos \delta \vec{z}_0) \end{Bmatrix}_{G_3}$$

$$\{J'_{23}\}_{J'} = \begin{Bmatrix} -J'_{23} \vec{n}' \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{J'} = \begin{Bmatrix} J'_{23}(\cos \delta \vec{y}_{0-} - \sin \delta \vec{z}_0) \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{J'} = \begin{Bmatrix} J'_{23}(\cos \delta \vec{y}_{0-} - \sin \delta \vec{z}_0) \\ J'_{23} \frac{L}{2} (-\sin \delta \vec{y}_{0-} - \cos \delta \vec{z}_0) \end{Bmatrix}_{G_3}$$

$$\{K_{23}\}_K = \begin{Bmatrix} -K_{23} \vec{n} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_K = \begin{Bmatrix} K_{23}(\cos \delta \vec{y}_{0+} + \sin \delta \vec{z}_0) \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_K = \begin{Bmatrix} K_{23}(\cos \delta \vec{y}_{0+} + \sin \delta \vec{z}_0) \\ K_{23} \frac{L}{2} (-\sin \delta \vec{y}_{0+} + \cos \delta \vec{z}_0) \end{Bmatrix}_{G_3}$$

$$\left\{ \begin{matrix} K'_{23} \\ 0 \end{matrix} \right\}_{K'} = \left\{ \begin{matrix} -K'_{23} \vec{n}' \\ 0 \end{matrix} \right\}_{K'} = \left\{ \begin{matrix} K'_{23}(\cos \delta \vec{y}_0 - \sin \delta \vec{z}_0) \\ 0 \end{matrix} \right\}_{K'} = \left\{ \begin{matrix} K'_{23}(\cos \delta \vec{y}_0 - \sin \delta \vec{z}_0) \\ K'_{23} \frac{L}{2} (\sin \delta \vec{y}_0 + \cos \delta \vec{z}_0) \end{matrix} \right\}_{G_3}$$

$$\left\{ P_3 \right\}_{G_3} = \left\{ \begin{matrix} -P_3 \vec{y}_0 \\ 0 \end{matrix} \right\}_{G_3}$$

Soit le système :

$$\begin{cases} 0 = 0 \\ (J_{23} + J'_{23} + K_{23} + K'_{23}) \cos \delta - P_3 = 0 \\ (J_{23} - J'_{23} + K_{23} - K'_{23}) \sin \delta = 0 \\ 0 = 0 \\ (J_{23} - J'_{23} - K_{23} + K'_{23}) \frac{L}{2} \sin \delta = 0 \\ (J_{23} + J'_{23} - K_{23} - K'_{23}) \frac{L}{2} \cos \delta = 0 \end{cases}$$

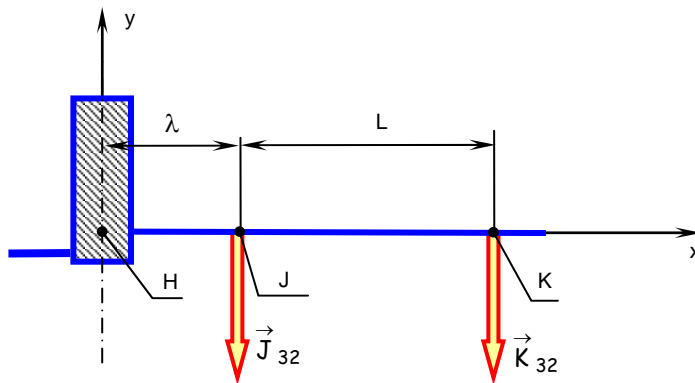
Les 4 ponctuelles sont statiquement équivalentes à une liaison pivot glissant isostatique d'axe (G_3, \vec{x}_0) .

On obtient :

$$J_{23} = J'_{23} = K_{23} = K'_{23} = \frac{P_3}{4 \cos \delta}$$

DEFORMATION D'UN BRAS DE LA FOURCHE

La déformation se situe dans le plan défini par un bras de la fourche et les actions en J et K de la bobine.



Tronçon n°1 : $x \in [0, \lambda]$:

Moment fléchissant dans la section d'abscisse x :

$$M_f = -J_{32}(\lambda - x) - K_{32}(L + \lambda - x) = (J_{32} + K_{32})(x - \lambda) - K_{32}L$$

Soit $y = y_1(x)$ l'équation de la déformée de ce tronçon.

$$y''_1(x) = \frac{1}{EI_{Gz}} M_f = \frac{1}{EI_{Gz}} [(J_{32} + K_{32})(x - \lambda) - K_{32}L]$$

$$y'_1(x) = \frac{1}{EI_{Gz}} \left[(J_{32} + K_{32}) \left(\frac{x^2}{2} - \lambda x \right) - K_{32}Lx + c_1 \right]$$

$$y_1(x) = \frac{1}{EI_{Gz}} \left[(J_{32} + K_{32}) \left(\frac{x^3}{6} - \lambda \frac{x^2}{2} \right) - K_{32}L \frac{x^2}{2} + c_1 x + d_1 \right]$$

Encastrement en H : $\begin{cases} y_1(0) = 0 \\ y'_1(0) = 0 \end{cases}$ d'où on déduit : $\begin{cases} c_1 = 0 \\ d_1 = 0 \end{cases}$

Et finalement, au point J :

$$\begin{cases} y'_1(\lambda) = -\frac{\lambda^2}{2EI_{Gz}} \left[J_{32} + K_{32} \left(1 + \frac{2L}{\lambda} \right) \right] \\ y_1(\lambda) = -\frac{\lambda^3}{3EI_{Gz}} \left[J_{32} + K_{32} \left(1 + \frac{3L}{2\lambda} \right) \right] \end{cases}$$

Tronçon n°2 : $x \in [\lambda, L]$:

Moment fléchissant dans la section d'abscisse x :

$$M_f = -K_{32}(L + \lambda - x)$$

Soit $y = y_2(x)$ l'équation de la déformée de ce tronçon :

$$y''_2(x) = \frac{1}{EI_{Gz}} M_f = \frac{1}{EI_{Gz}} K_{32}(x - \lambda - L)$$

$$y'_2(x) = \frac{1}{EI_{Gz}} \left[K_{32} \frac{(x - \lambda)^2}{2} - LK_{32}(x - \lambda) + c_2 \right]$$

$$y_2(x) = \frac{1}{EI_{Gz}} \left[K_{32} \frac{(x - \lambda)^3}{6} - K_{32}L \frac{(x - \lambda)^2}{2} + c_2(x - \lambda) + d_2 \right]$$

Par continuité en J :

$$\begin{cases} y_1(\lambda) = y_2(\lambda) \\ y'_1(\lambda) = y'_2(\lambda) \end{cases} \quad \text{d'où on déduit : } \begin{cases} c_2 = -\frac{\lambda^2}{2} \left[J_{32} + K_{32} \left(1 + \frac{2L}{\lambda} \right) \right] \\ d_2 = -\frac{\lambda^3}{3} \left[J_{32} + K_{32} \left(1 + \frac{3L}{2\lambda} \right) \right] \end{cases}$$

Et finalement, au point K :

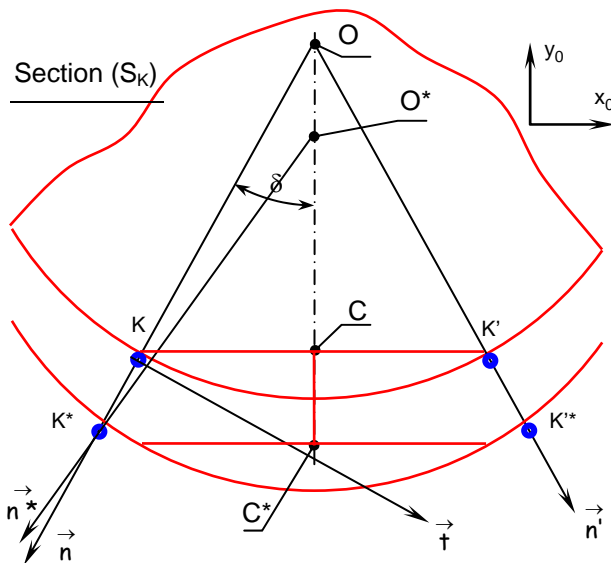
$$y_2(\lambda + L) = \frac{1}{EI_{Gz}} \left[K_{32} \left(-\frac{L^3}{3} - L\lambda^2 \left(\frac{1}{2} + \frac{L}{\lambda} \right) - \lambda^3 \left(\frac{1}{3} + \frac{L}{2\lambda} \right) \right) - J_{32} \left(\frac{L\lambda^2}{2} + \frac{\lambda^3}{3} \right) \right]$$

$$y_2(\lambda + L) = -\frac{\lambda^3}{3EI_{Gz}} \left[\frac{K_{32}}{3} \left(1 + \frac{L}{\lambda} \right)^3 + J_{32} \left(1 + \frac{3L}{2\lambda} \right) \right]$$

En utilisant le fait que $J_{23} = K_{23} = \frac{P_3}{4 \cos \delta}$:

$$\begin{cases} y_1(\lambda) = \Delta_J = -\frac{P_3}{4 \cos \delta} \frac{\lambda^3}{3EI_{Gz}} \left[2 + \frac{3L}{2\lambda} \right] \\ y_2(\lambda + L) = \Delta_K = -\frac{P_3}{4 \cos \delta} \frac{\lambda^3}{3EI_{Gz}} \left[\left(1 + \frac{L}{\lambda} \right)^3 + \left(1 + \frac{3L}{2\lambda} \right) \right] \end{cases}$$

Δ_J et Δ_K représentent les déplacements de J et K dans le plan défini par le bras de la fourche et les actions \vec{J}_{32} et \vec{K}_{32} .



Soit (S_K) la section droite de la bobine contenant K et K', O le centre de cette section, et C le milieu de KK'. Après déplacement, K, K', O et C viennent respectivement en K*, K', O* et C*. Pour des raisons de symétrie de la géométrie et des efforts, les déplacements des points O et C sont verticaux.

On peut écrire la propriété :

$$\vec{OO}^* + \vec{O}^* \vec{K}^* + \vec{K}^* \vec{K} + \vec{K} \vec{O} = \vec{0}$$

$$\Delta_O \vec{y}_0 - R \vec{n}^* + (-\Delta_K + R) \vec{n} = \vec{0}$$

En projection sur (\vec{n}, \vec{t}) :

$$\begin{cases} \Delta_O \cos \delta + R \cos \varphi - \Delta_K - R = 0 \\ \Delta_O \sin \delta - R \sin \varphi = 0 \end{cases}$$

On en déduit : $\sin \varphi = \frac{\Delta_O \sin \delta}{R} \ll 1$, soit :

$$\Delta_O \cos \delta - \Delta_K \approx 0 \quad \text{et} \quad \Delta_C = \Delta_O \approx \frac{\Delta_K}{\cos \delta}$$

On obtient un résultat similaire pour le point D milieu de JJ', dans la section (S_J) : $\Delta_D \approx \frac{\Delta_J}{\cos \delta}$

Le déplacement de la bobine est caractérisé par le torseur des petits déplacements suivant, défini en G_3 :

$$\{D_{bobine}\}_{G_3} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_b = \alpha \vec{z}_0 \\ \vec{d}_b(G_3) = \delta_3 \vec{x}_0 + \mu_3 \vec{y}_0 \end{array} \right\}. \text{ Or :}$$

Relation entre les déplacements de G_3 et D :

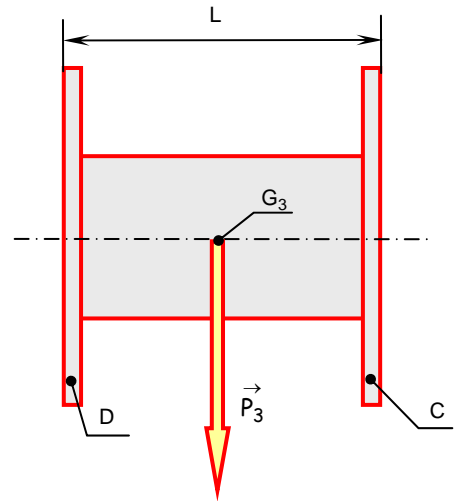
$$\vec{d}_b(G_3) = \delta_3 \vec{x}_0 + \mu_3 \vec{y}_0 = \vec{d}_b(D) + \alpha \vec{z}_0 \wedge D \vec{G}_3 = \Delta_D \vec{y}_0 - \alpha \left(\frac{D}{2} \cos \delta \vec{x}_0 - \frac{L}{2} \vec{y}_0 \right)$$

Relation entre les déplacements de G_3 et C :

$$\vec{d}_b(G_3) = \delta_3 \vec{x}_0 + \mu_3 \vec{y}_0 = \vec{d}_b(C) + \alpha \vec{z}_0 \wedge C \vec{G}_3 = \Delta_C \vec{y}_0 - \alpha \left(\frac{D}{2} \cos \delta \vec{x}_0 + \frac{L}{2} \vec{y}_0 \right)$$

En identifiant les projections :

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_3 = -\alpha \frac{D}{2} \cos \delta \\ \mu_3 = \Delta_D + \alpha \frac{L}{2} \\ \delta_3 = -\alpha \frac{D}{2} \cos \delta \\ \mu_3 = \Delta_C - \alpha \frac{L}{2} \end{array} \right. \quad \boxed{\left\{ \begin{array}{l} \alpha = \frac{\Delta_K - \Delta_J}{L \cos \delta} \\ \delta_3 = -D \frac{\Delta_K - \Delta_J}{2L \cos \delta} \\ \mu_3 = \frac{\Delta_K + \Delta_J}{2} \end{array} \right.}$$



Ces trois termes ($\delta\alpha$, δ_3 et μ_3) représentent l'écart de position de la bobine par rapport à sa position de référence.

AN :

$$\Delta_J = -6,7 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\Delta_K = -119 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\alpha = -0,014^\circ$$

$$\delta_3 = -79 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\mu_3 = -63 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Valeurs très modestes...

Question 17

Evaluer, par rapport à sa référence, l'écart de position de la bobine résultant de la prise en compte des déformations de la fourche et des colonnes.

Vous paraît-il de nature à compromettre la mise en place de la bobine sur la poupée et la contre poupée ?

$$\{D_{bobine}\}_{G_3} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_b = \alpha \vec{z}_0 \\ \vec{d}_b(G_3) = \mu_3 \vec{y}_0 \end{array} \right\} \quad \text{avec } \alpha = -2,3 \times 10^{-3} \text{ rad et } \mu_3 = -0,93 \text{ mm}$$

$$\{D_{chariot}\}_H = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_c = \beta \vec{z}_0 \\ \vec{d}_c(H) = v \vec{x}_0 \end{array} \right\} \quad \text{avec } \beta = -3,1 \times 10^{-3} \text{ rad et } v = -0,14 \text{ mm}$$

Par composition des mouvements, au point O centre de la section (S_K) :

$$\{D_{total}\} = \{D_{chariot}\} + \{D_{bobine}\} = \left\{ \begin{array}{l} \beta \vec{z}_0 \\ v \vec{x}_0 \end{array} \right\}_H + \left\{ \begin{array}{l} \alpha \vec{z}_0 \\ \mu_3 \vec{y}_0 \end{array} \right\}_{G_3} = \left\{ \begin{array}{l} (\alpha + \beta) \vec{z}_0 \\ v \vec{x}_0 + \beta \vec{z}_0 \wedge \left[(\lambda + L) \vec{x}_0 + \frac{D}{2} \cos \delta \vec{y}_0 \right] + \mu_3 \vec{y}_0 + \alpha \vec{z}_0 \wedge \left[\frac{L}{2} \vec{x}_0 \right] \end{array} \right\}_O$$

$$\{D_{total}\}_O = \left\{ \begin{array}{l} (\alpha + \beta) \vec{z}_0 \\ v \vec{x}_0 + \beta \left[(\lambda + L) \vec{y}_0 - \frac{D}{2} \cos \delta \vec{x}_0 \right] + \mu_3 \vec{y}_0 + \alpha \frac{L}{2} \vec{y}_0 \end{array} \right\}$$

$$\boxed{\left\{ \begin{array}{l} \Delta_{O_x} = v - \beta \cos \delta \frac{D}{2} \\ \Delta_{O_y} = \beta(\lambda + L) + \mu_3 + \alpha \frac{L}{2} \end{array} \right.}$$

AN :

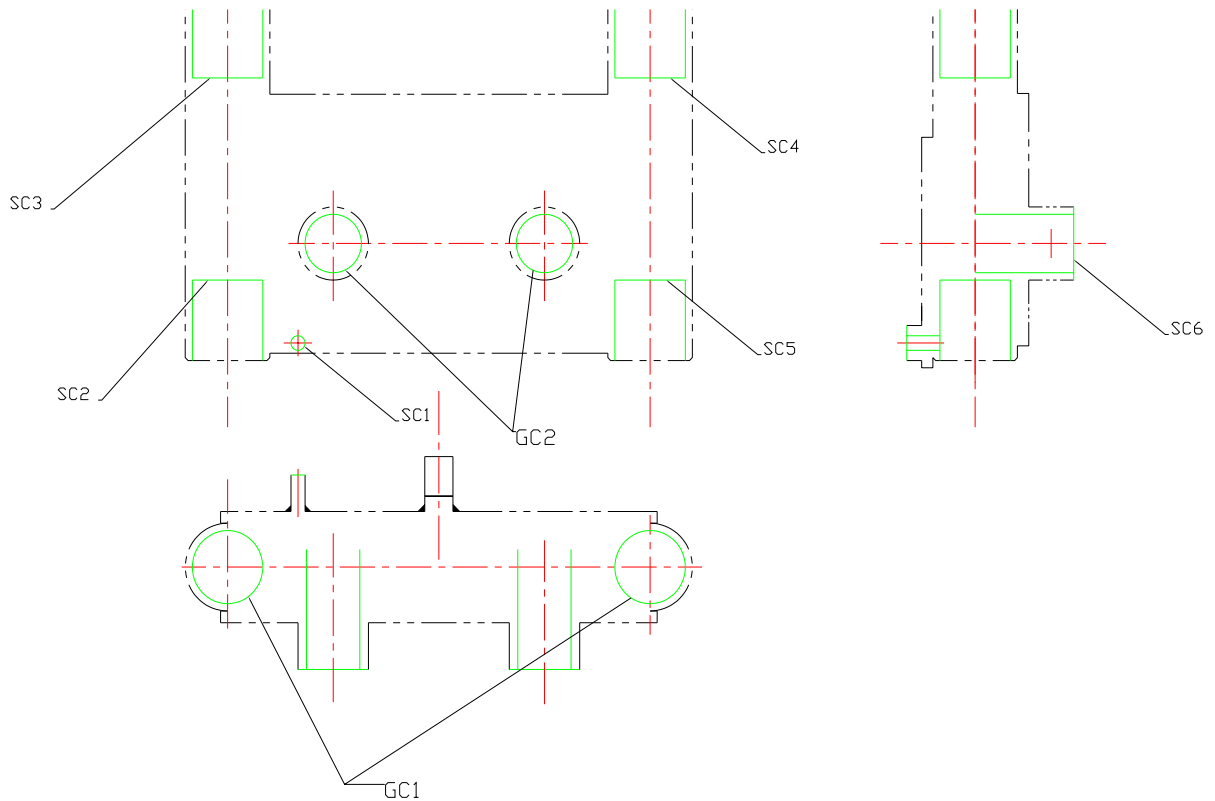
$$\Delta_{O_x} = 0,86 \text{ mm}$$

$$\Delta_{O_y} = -3,2 \text{ mm}$$

Question 18

Le comportement satisfaisant du guidage de la fourche sur deux colonnes liées au bâti induit des contraintes géométriques sur les différentes pièces de l'assemblage. Les **documents 10 à 12** définissent la géométrie des pièces constituant le mécanisme d'élévation. Le travail d'analyse et de spécification se centre sur le **chariot 900-2400**.

- Sur le **document réponse 2** tracer sur chacune des vues relativement aux silhouettes, les surfaces fonctionnelles de guidage et de liaison avec les composants voisins.



Les surfaces de liaison aux composants voisins sont matérialisées en vert. Les surfaces sont repérées en tenant compte des fonctions techniques assurées.

- Repérer ces surfaces conformément à la terminologie proposée au bas du **document réponse 3**.
- Compléter le **document réponse 3**, préparatoire à l'écriture du schéma de cotation et nécessaire à la mise en place d'une traçabilité de l'analyse conduite. **Voir document pdf**
- Reporter sur le **document réponse 2** les spécifications géométriques et dimensionnelles qui découlent de l'analyse conduite sur le **document réponse 3**. **voir document pdf**

Analyse des contraintes et antériorités fonctionnelles du chariot 900-2400			Surfaces ou groupes de surfaces qui participent au positionnement de l'élément étudié pour qu'il réalise au mieux la fonction pour laquelle il est destiné (dans l'ordre d'importance des degrés de liberté supprimés).						Caractéristiques	
Surfaces ou groupes de surfaces fonctionnels		Fonction Technique Assurée	Primaire		Secondaire		Tertiaire		Intrinsèques (dimensions, positions relatives...)	De Contact (Fixe, frottement...)
ID	Désignation		ID	Contrainte	ID	Contrainte	ID	Contrainte		
GC2	Glissière	Guider en translation							Diamètre des portées de douilles à billes, // et distance entre chaque paire de portées, coaxialité entre les portées de chaque paire	AF moyen
SC1	Perçage butée	Positionner en Z	GC2	Perpendiculaire et distance = 0					diamètre	
SC2	Fond alésage logement douille 1	Arrêter en translation la douille à billes 1	GC1a	Perpendiculaire	SC1	Distance				
SC3	Fond alésage logement douille 2	Arrêter en translation la douille à billes 2	GC1a	Perpendiculaire	SC1	Distance				
SC4	Fond alésage logement douille 3	Arrêter en translation la douille à billes 3	GC1b	Perpendiculaire	SC1	Distance				
SC5	Fond alésage logement douille 4	Arrêter en translation la douille à billes 4	GC1b	Perpendiculaire	SC1	Distance				
GC1	Logements fourche	MIP Fourche	GC2	Perpendiculaire et distance = 0	SC1	Distance			Diamètre des alésages, parallélisme et distance entre alésages	AF moyen
SC6	Butée fourche	MIP fourche	GC1	Perpendiculaire	GC2	distance				

Définition : un groupe de surfaces est constitué de plusieurs surfaces qui assurent la même fonction technique.

Feuille d'analyse préparatoire à la spécification de composants

Fonction technique assurée : MIP, MAP, passage d'autres pièces, rigidité de la pièce etc.

S = surface libre
SC = surface de contact
SB = surface brute

G = groupe des surfaces libres
GC = groupe des surfaces de contact
GB = groupe des surfaces brutes

Caractéristiques intrinsèques : spécifications de forme, Diamètre, distance interne dans le groupe

Caractéristiques de contact : Fonction de contact, rugosité, traitements de surface

