Concours Centrale-Supélec, France

# Session 2007, filière MP

## Option sciences industrielles de l'ingénieur

### Ce que traite le sujet

- Partie I : présentation de l'ourdissoir sectionnel
- Partie II : éviter la casse de fils
- Partie III : réagir vite en cas de casse de fils, freinage d'urgence
- Partie IV : redémarrer rapidement après une casse de fils

**Sujet reproduit sans retouche à partir de la page suivante.**

Résumé des parties, chapitres de cours liés et autres années :
prepahelp.com/annales/centrale/mp/2007/si

Prepa Help ne revendique aucun droit sur le sujet, propriété de l'organisateur du concours.

# SCIENCES INDUSTRIELLES POUR L'INGÉNIEUR

## *Partie I - Ourdissoir sectionnel*

### I.A - Présentation : « l'ourdissoir sectionnel »

Un ourdissoir sectionnel, représenté figure 1, est une machine destinée à l'industrie textile. L'ourdissage est une étape du processus de réalisation du tissu. Le but est de réaliser une chaîne : nappe de milliers de fils parallèles. Cette chaîne passera ensuite sur le métier à tisser pour la réalisation du tissu. La précision de l'ourdissage garantit la qualité du produit final : le tissu.

Pour réaliser la chaîne, on enroule ces milliers de fils sur un cylindre. On obtient une bobine qui peut atteindre plus d'un mètre de diamètre et trois mètres de longueur. L'ourdissoir est constitué (cf. figure 1) :

- d'un bâti **0**, de longueur $4\ \text{m}$,
- d'un tambour, en liaison pivot d'axe $(A, \vec{i}_1)$ avec le bâti, sur lequel les fils sont enroulés. Il est constitué d'un cylindre **1** de diamètre $D_c = 920\ \text{mm}$, d'un sabot (ensemble de $20$ ailettes) et de deux disques de frein,
- d'un peigne en liaison glissière de direction $(\vec{i}_1)$, avec le bâti. Celui-ci assure la position axiale des fils sur le tambour.

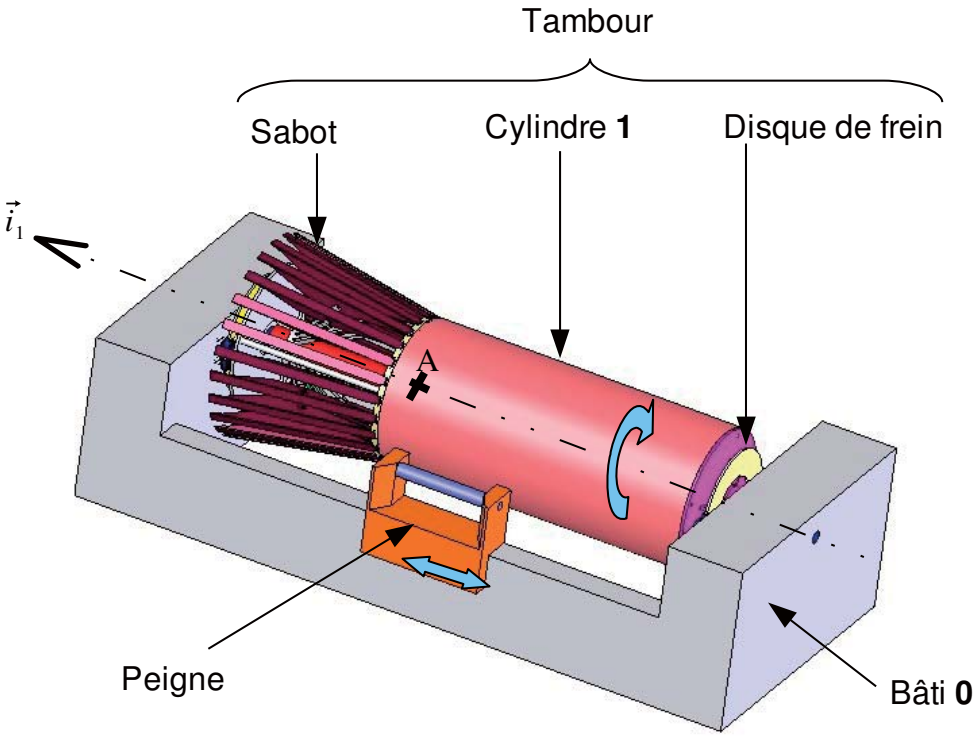



***Figure 1: ourdissoir sectionnel***

### I.B - « Le procédé de fabrication de la chaîne »

Le principe de réalisation de la chaîne est le suivant : on fixe les fils sur le cylindre **1** de manière à ce que le premier fil de la nappe soit en contact avec le cône

# Filière MP

du sabot. Ensuite, on fait tourner le tambour et on translate le peigne vers la gauche pour que le premier fil reste toujours en contact avec le sabot (cf. figure 2). Ce procédé permet de garantir la qualité de la chaîne. Pour des raisons pratiques (non évoquées ici), on ne peut pas déposer les milliers de fils en une seule fois. En fait, il n'est pas possible d'enrouler plus de $500$ fils à la fois. Ainsi, par exemple, pour réaliser une chaîne de $2\,000$ fils de $8\,000$ m de long, on procède par étapes successives : tout d'abord on enroule les $8\,000$ m des $500$ premiers fils et on obtient alors une partie de la chaîne nommée mise. Puis on recommence en déposant les $500$ fils suivants juste à coté, à droite. Le déplacement du peigne vers la gauche lors de la réalisation d'une mise impose que chaque mise soit déposée sur la partie conique de la mise qui la précède. Et ainsi de suite jusqu'à la pose des $2\,000$ fils nécessaires à la chaîne complète.

Dans cet exemple, on réalise donc $4$ mises de $500$ fils et si la chaîne fait $2$ m de large alors chaque mise en fait $50$ cm . Sur la figure 3 est représentée une chaîne de $2$ mises.

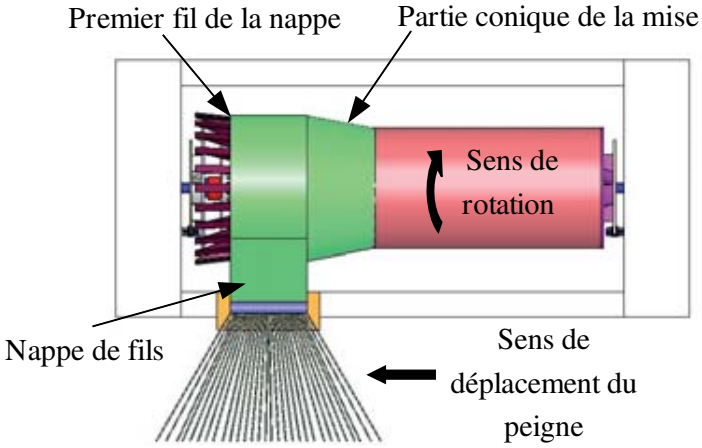



*Figure 2 : vue de dessus de l'ourdissoir en cours de réalisation de la première mise*

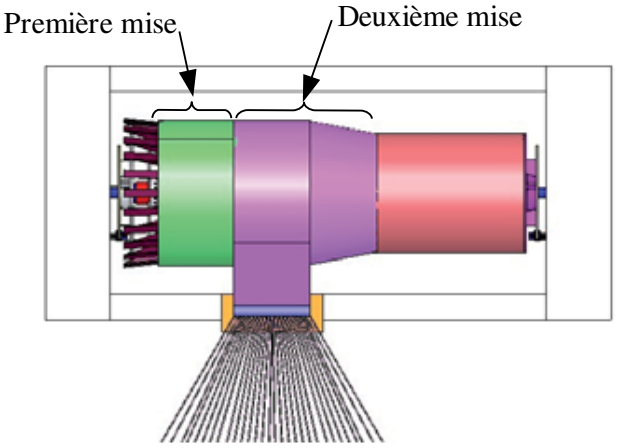



*Figure 3 : ourdissoir avec deux mises en fin de réalisation de la deuxième mise*

### I.C - « La problématique »

Les industriels utilisant cette machine ont constaté un nombre important de rupture de fils. Ce qui se traduit par des pertes financières importantes. Après une étude approfondie du mode opératoire, on a trouvé que $50\%$ des casses de fils étaient dues à un mauvais réglage de l'angle du sabot, que $40\%$ étaient dues

à la qualité du fil et que les 10% restants étaient dues à une tension excessive des fils lors des phases de démarrage.

Au vu de cette étude, trois points d'améliorations ont été identifiés :

- le premier vise à limiter les ruptures de fils en augmentant la précision de réglage du sabot ;
- le second, quant à lui, permettra d'éviter la mise au rebut de la chaîne en stoppant le tambour en moins d'un tour (un opérateur pourra alors intervenir pour renouer entre elles les deux extrémités du fil rompu) ;
- et, enfin, le troisième permettra de contrôler la tension des fils lors des phases d'accélération en automatisant les phases de démarrage.

Les critères associés à ces trois problématiques sont donnés dans le tableau ci-dessous.

| Fonction de service | Critère | Niveau |
|---|---|---|
| Éviter la casse de fils | Précision de l'angle du sabot | $\Delta = \pm 0,025°$ |
| Réagir en cas de casse | Temps d'arrêt minimal | Arrêt en moins d'un tour du tambour |
| | Temps de redémarrage<br><br>Surtension au redémarrage | Temps de redémarrage minimal<br>Surtension maximale de 25% |

Dans ce sujet, nous allons étudier chacune de ces 3 problématiques.

# *Partie II - Éviter la casse de fils*

***Objectif** : trouver la valeur du rapport d'un réducteur à engrenages afin d'obtenir la précision voulue de l'angle du sabot.*

Une mauvaise inclinaison du sabot peut provoquer le chevauchement des mises. Il en résulte une surtension dans les fils. Pour limiter ce risque, il est nécessaire de régler l'angle du sabot. Nous allons, dans cette partie, nous intéresser à la précision de ce réglage. C'est l'inclinaison des ailettes **4** qui définit l'angle du sabot. Le principe de réglage d'une ailette (cf. figure 4) est donné par le schéma cinématique de la figure 5.

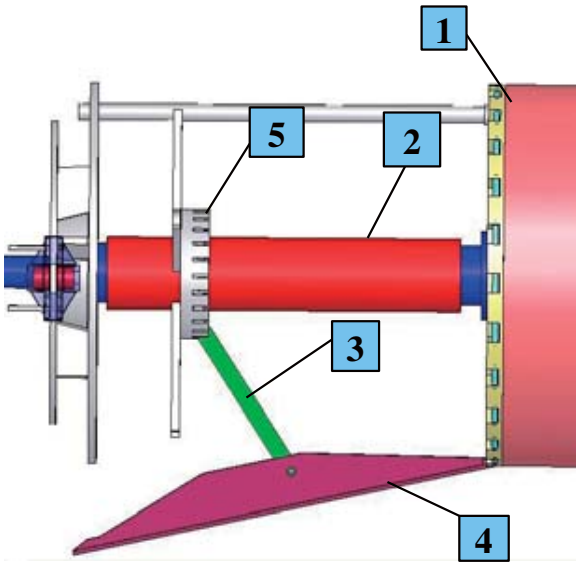



*Figure 4 : principe de réglage*

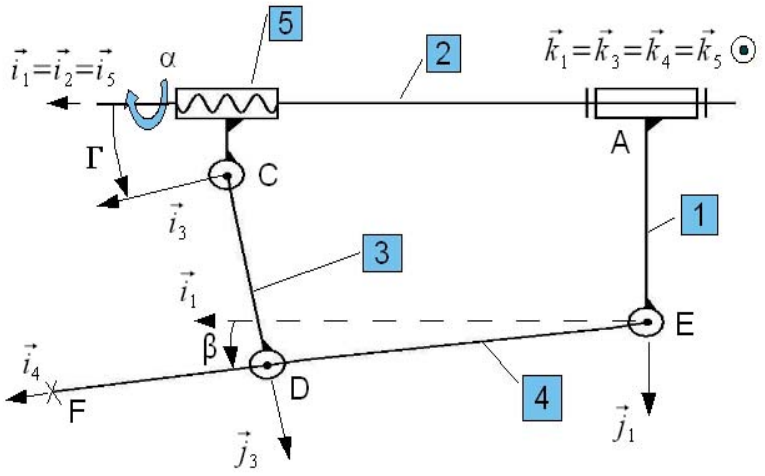
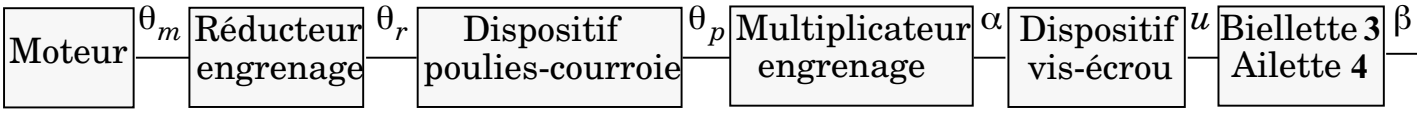



*Figure 5 : schéma cinématique*

La rotation de la vis **2** entraîne le déplacement de l'écrou **5** qui, grâce à la biellette **3**, fait varier l'inclinaison de l'ailette **4**. L'entraînement en rotation de la vis **2** est assuré par la chaîne motorisée suivante :

- un moteur électrique de vitesse nominale $\dot{\theta}_m = 1390 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ ;
- un réducteur à engrenages dont le rapport de réduction $k_r$ sera à déterminer afin d'obtenir la précision voulue pour la position angulaire des ailettes **4** ;
- un dispositif de réduction poulies-courroie. Le diamètre de la poulie motrice est de $D_{\text{mot}} = 110 \text{ mm}$, celui de la poulie réceptrice est de $D_{\text{rece}} = 240 \text{ mm}$ ;
- un multiplicateur à engrenage de rapport $k_m = \frac{50}{46}$ ;
- le dispositif vis-écrou défini sur le schéma cinématique précédent. Le pas de vis, $P_{\text{vis}}$, est de $3 \text{ mm}$ donc le pas réduit est défini de la manière suivante :

$$p = \frac{P_{\text{vis}}}{360}.$$




$$\frac{\dot{\theta}_r}{\dot{\theta}_m} = k_r \qquad \begin{matrix} D_{\text{mot}} = 110 \text{ mm} \\ D_{\text{rece}} = 240 \text{ mm} \end{matrix} \qquad \frac{\dot{\alpha}}{\dot{\theta}_p} = k_m = \frac{50}{46} \qquad p = \frac{P_{\text{vis}}}{360}$$

On notera $(\vec{i}_i, \vec{j}_i, \vec{k}_i)$ la base fixe par rapport au solide $\boldsymbol{i}$.
Par construction on a $\vec{k}_1 = \vec{k}_3 = \vec{k}_4 = \vec{k}_5$ et $\vec{i}_1 = \vec{i}_2 = \vec{i}_5$.

Les paramètres des liaisons sont les suivants :

- Le paramètre angulaire de la liaison pivot d'axe $(A, \vec{i}_1)$ entre le cylindre **1** et la vis **2** est $\alpha(t) = (\vec{j}_1, \vec{j}_2) \cdot \vec{j}_2$ n'est pas représenté sur la figure 5.
- La position de l'écrou est définie par $u(t)$ tel que $\overrightarrow{AC} = (l_0 - u(t))\vec{i}_1 + q\vec{j}_1$.
- Le paramètre angulaire de la liaison pivot d'axe $(C, \vec{k}_1)$ entre l'écrou **5** et la biellette **3** est $\Gamma(t) = (\vec{i}_1, \vec{i}_3)$.
- Le paramètre angulaire de la liaison pivot d'axe $(D, \vec{k}_1)$ entre la biellette **3** et l'ailette **4** est $\gamma(t) = (\vec{i}_3, \vec{i}_4)$.
- Le paramètre angulaire de la liaison pivot d'axe $(E, \vec{k}_1)$ entre le cylindre **1** et l'ailette **4** est $\beta(t) = (\vec{i}_1, \vec{i}_4)$.

Les centres des liaisons sont donnés par les vecteurs positions suivants :

$$\overrightarrow{AE} = \frac{D_c}{2}\vec{j}_1 \; ; \; \overrightarrow{ED} = r\vec{i}_4 \; ; \; \overrightarrow{CD} = s\vec{j}_3 .$$

1) En écrivant les relations de fermetures géométriques, trouver la relation qui lie $\beta(t)$, $\Gamma(t)$ et $\gamma(t)$ ainsi que le système d'équations qui lie $u(t)$, $\beta(t)$, $\Gamma(t)$ et les données géométriques.

Le système d'équations obtenu est non linéaire. Une méthode numérique de résolution nous fournit la solution $\beta$ en fonction de $u$, représentée sur la figure 6.

2) La longueur de l'ailette **4** est $L = EF = 1$ m. À l'aide de la figure 6, déterminer le diamètre maximal d'enroulement du fil. Faire l'application numérique sachant que $D_c = 920$ mm.

3) Dans la pratique, l'angle d'inclinaison du sabot varie entre $6°$ et $10°$. À l'aide des figures 6 et 7, déterminer, dans cette plage de variation de $\beta$, la valeur de $u$ pour laquelle une variation $\Delta u$ entraîne la plus grande variation $(\Delta\beta)_{\text{maxi}}$ de l'angle $\beta$ ainsi que la relation entre $\Delta u$ et $(\Delta\beta)_{\text{maxi}}$. Justifier votre réponse.

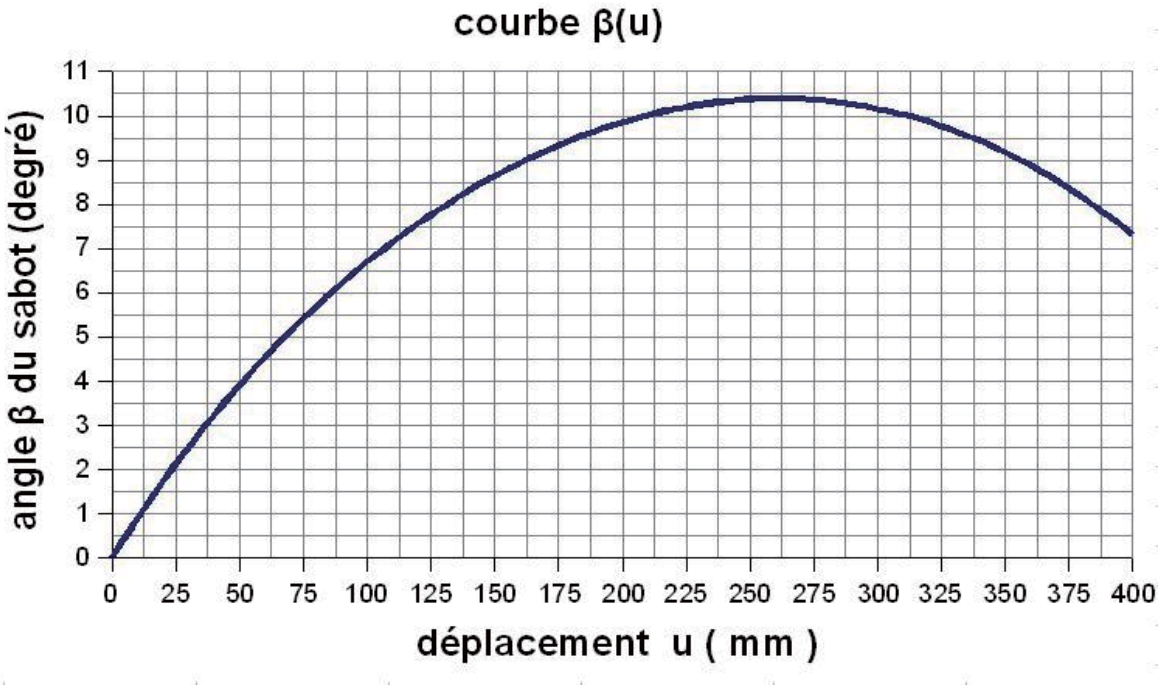



*Figure 6 : angle du sabot en fonction du déplacement de l'écrou*

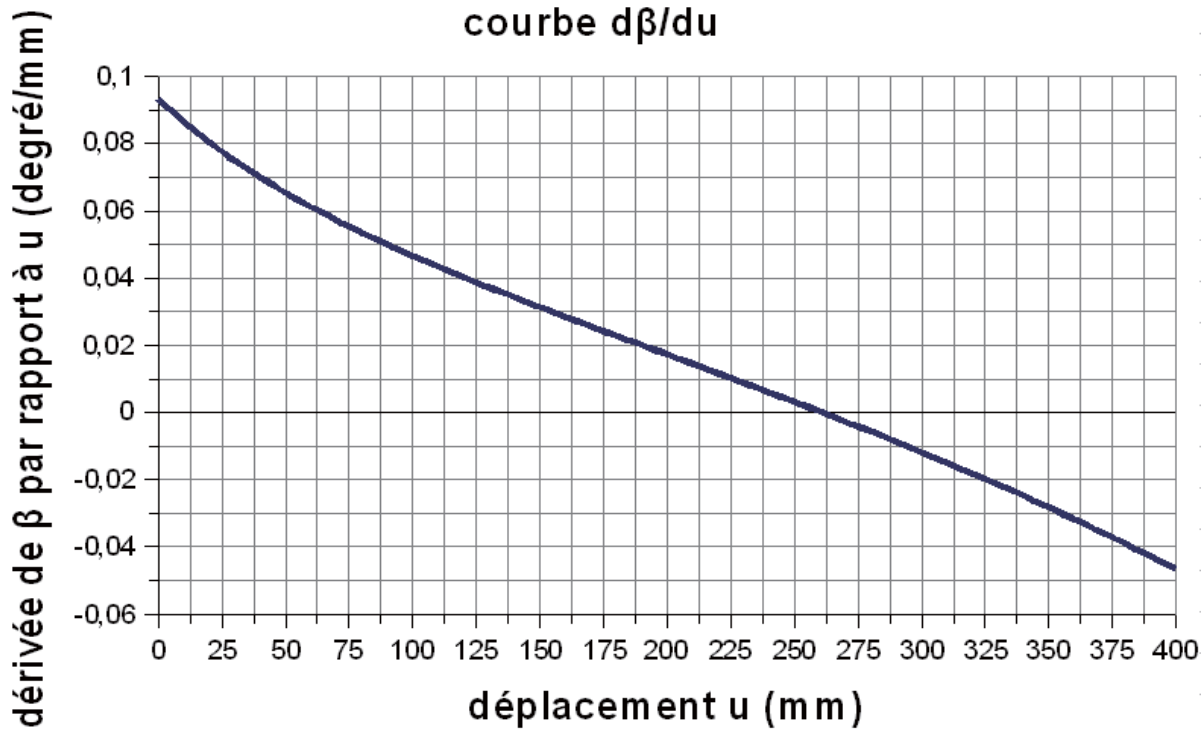



*Figure 7 : dérivée de l'angle du sabot en fonction du déplacement de l'écrou*

Dans la suite, on se placera dans ce cas critique.

4) Trouver l'expression littérale du rapport

$\frac{\Delta u}{\Delta \theta_m}$ où $\Delta\theta_m$ est la variation angulaire du moteur, exprimée en degré, et

$\Delta_u$ est la variation de position de l'écrou **5** , exprimée en millimètre.

5) Le moteur est capable de s'arrêter en $\Delta\theta_m = 360°$ . En déduire l'expression littérale du rapport de réduction $k_r$ pour vérifier le critère de la fonction de service « éviter la casse de fils ». Faire l'application numérique.

# *Partie III - Réagir vite en cas de casse de fils : étude du freinage d'urgence*

***Objectif** : déterminer le temps de réaction de la partie commande. En déduire le temps de freinage et, enfin, trouver la pression hydraulique du circuit de freinage pour stopper le tambour en un tour.*

Malgré le soin apporté au réglage de l'angle du sabot, des ruptures de fils sont toujours possibles. Dans ce cas, le système doit réagir rapidement ; en effet le tambour doit s'arrêter en un tour pour que l'opérateur puisse retrouver le fil cassé dans la mise et nouer les deux extrémités. L'ourdissoir peut, alors, redémarrer. Cette procédure évite le rebut de la chaîne et, du même coup, des pertes financières importantes. Nous allons étudier la gestion de l'arrêt de cette machine.

La fabrication de la chaîne est gérée par un automate programmable. Les phases successives, représentées par les grafcets (incomplets) donnés sur le document réponse 2, sont les suivantes :

- un opérateur fixe les fils sur le tambour. Celui-ci valide la fin de son intervention. Alors l'automate donne l'ordre au tambour de tourner jusqu'à ce que la longueur de fil voulue soit déposée. Un déplacement continu vers la gauche du peigne permet d'assurer un enroulement correct des fils sur le sabot ou sur la mise précédente ;
- quand une mise est terminée (la longueur de fil enroulé est égale à « longfil »), la rotation du tambour s'arrête et le compteur de mises fabriquées « cptmise » est incrémenté. Ensuite, deux cas se présentent :
    - soit il reste des mises à effectuer. Le système attend une validation de l'opérateur (qui indique qu'il a coupé les fils). Le peigne se déplace, alors, vers la droite de la largeur de mise « largmise ». Le système attend une validation de l'opérateur (qui indique qu'il a fixé les fils sur le tambour) pour effectuer la mise suivante ;

- soit la chaîne est terminée (« cptmise »= « nbmise ») alors le système se replace en position initiale : étrier de frein fermé, moteur tambour arrêté, peigne en position initiale, système hydraulique de commande des freins en basse pression.

Les grandeurs « longfil » (longueur de fils à enrouler), « largmise » (largeur de la mise) et « nbmise » (nombres de mises à fabriquer) sont des paramètres stockés en mémoire de l'automate.

Lorsqu'une casse de fil est détectée, elle est mémorisée (le bit $M_1$ est mis à 1) et un arrêt d'urgence en haute pression est déclenché. Celui-ci permet de stopper le tambour en un tour. L'opérateur peut, alors, relier les brins rompus. Une fois l'opération terminée, une validation permet la reprise automatique de la réalisation. Toutes les opérations de validation sont réalisées par l'appui sur un même bouton : tant que le bouton est appuyé, la variable « validation » est à l'état haut.

6) Compléter le grafcet donné sur le document réponse 2, afin qu'il remplisse le cahier des charges précédent, en donnant :

- les actions associées aux étapes $23$ , $21$ et $15$ ;
- les expressions des réceptivités associées aux transitions entre les étapes $28$ et $32$ , et entre les étapes $28$ et $29$ .

7) Sur le document réponse 1, la figure **a** représente la position initiale du peigne. Sur les figures **b** et **c** positionner approximativement le peigne dans les configurations suivantes :

- en fin de fabrication de la première mise ;
- en fin de fabrication de la chaîne complète.

En déduire les deux actions associées à l'étape $33$ ainsi que leur condition d'assignation. Les reporter sur le grafcet du document réponse 2.

8) Dans la configuration suivante :

- la chaîne à fabriquer contient deux mises ;
- on commence la fabrication de la deuxième mise ;
- une rupture de fil se produit.

Compléter le chronogramme du document réponse 3.

9) Sachant que la casse du fil est détectée en $t_1 = 5\ \text{ms}$ , que le temps de réaction du distributeur qui permet le passage en haute pression est de $t_2 = 10\ \text{ms}$ , que le temps de réaction du contact électrique du moteur d'entraînement du tambour est de $t_3 = 8\ \text{ms}$ et que le temps de fermeture des étriers de frein est de $t_4 = 12\ \text{ms}$ , donner l'intervalle de temps $\Delta T$ qui existe entre l'instant où la casse

du fil se produit et l'instant où l'on commence à freiner, en fonction des paramètres. Faire l'application numérique.

10) La vitesse linéaire maximale de défilement du fil est de $V = 600\ \text{m} \cdot \text{min}^{-1}$. Donner l'expression littérale de l'angle maximal de rotation effectué par le tambour pendant l'intervalle de temps $\Delta T$. En déduire $\theta_f$ l'angle minimal de freinage effectif pour arrêter le tambour. Faire les applications numériques.

11) On note $J_{\text{eq}T}$ l'inertie équivalente de l'ensemble mobile ramenée sur l'axe de rotation du tambour. Trouver l'expression littérale du module du couple de freinage $C_f$, supposé constant, que l'on doit appliquer sur le tambour pour le stopper dans les conditions données par le cahier des charges en fonction de $J_{\text{eq}T}$, $\theta_f$, $C_c$ et $V$ ? Préciser la méthode employée (système isolé, théorème utilisé,...).

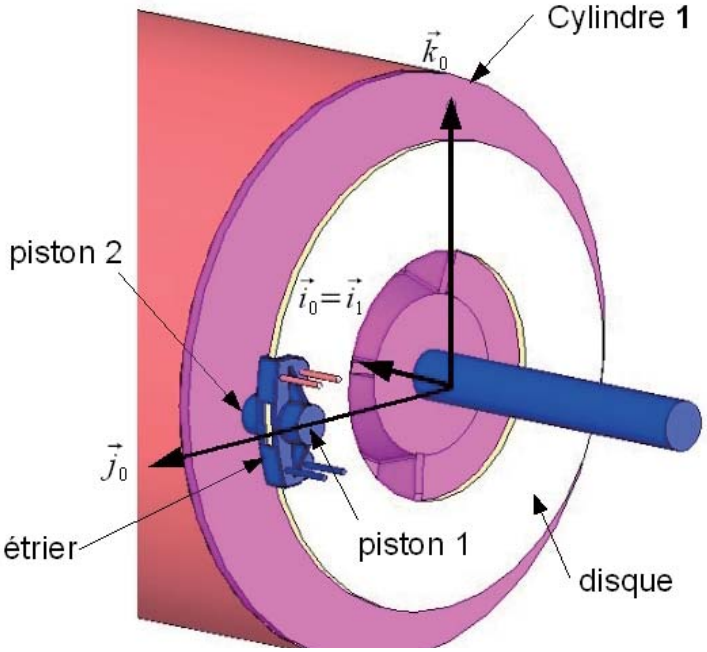



***Figure 8 : frein à disque***

12) Le tambour est équipé de deux freins à disque hydraulique, chacun constitué d'un disque fixe par rapport au tambour, d'un étrier fixe par rapport au bâti et de deux pistons coaxiaux de diamètres $d_p = 60\ \text{mm}$. Les figures 8 et 9 représentent ces 4 éléments pour un des deux disques. L'huile sous pression poussent le piston dans la direction $\vec{i}_0 = \vec{i}_1$ et l'amène en contact avec le disque. Ce qui entraîne le freinage du tambour. Le coefficient de frottement entre les disques et les pistons est de $f = 0,6$. La distance entre les axes des pistons et du tambour est $e = 280\ \text{mm}$.

On suppose que les actions exercées par le piston 1 et le piston 2 sur le disque sont des glisseurs appliqués en $O$ (point d'intersection entre l'axe des pistons et le disque) et que le tambour tourne dans le sens trigonométrique.

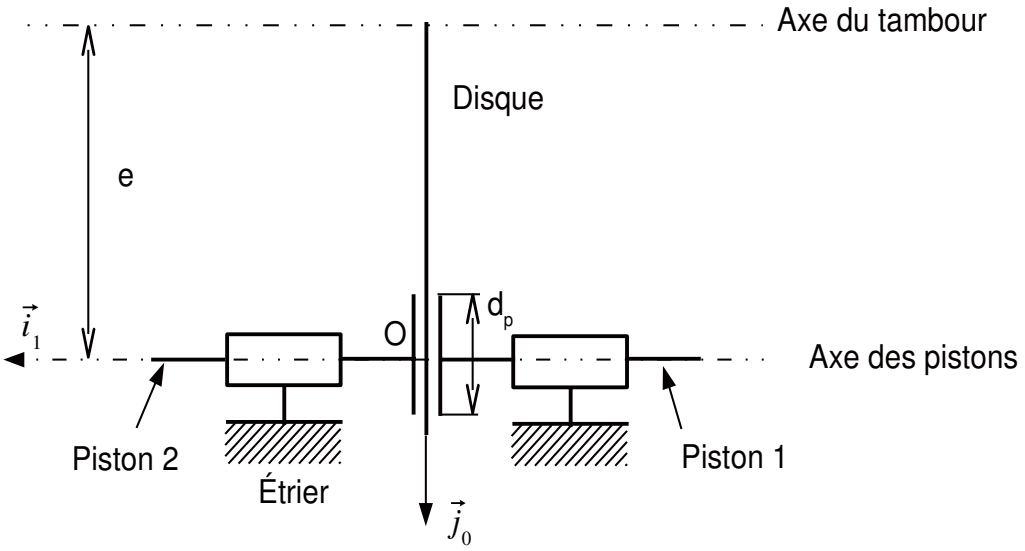



***Figure 9 : schéma du frein à disque (½ disque représenté)***

La pression de contact, supposée constante, entre les disques et les pistons est notée $P_{hp}$. Donner les expressions littérales des actions des pistons 1 et 2 sur le disque, sous forme de torseur en $O$, en fonction de $P_{hp}$, $d_p$ et $f$.

13) En détaillant votre démarche, trouver l'expression littérale de la pression $P_{hp}$ appliquée sur les pistons en fonction de $J_{\text{eq}T}$, $\theta_f$, $D_c$, $V$, $d_p$, $f$, $e$. Faire l'application numérique avec $J_{\text{eq}T} = 300 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

14) La machine est équipée d'un groupe hydraulique de pression maximale 80 bar, le premier critère de la fonction de service « réagir en cas de casse » est-il vérifié ?

# *Partie IV - Redémarrer rapidement après une casse de fils*

***Objectif** : déterminer, à partir d'une surtension imposée au fil, la loi d'évolution de la vitesse de rotation du tambour et en déduire la loi d'évolution de la tension de commande du moteur.*

Jusqu'à présent, après une casse de fil, l'opérateur redémarre l'ourdissoir en actionnant manuellement le variateur de commande du moteur entraînant le tambour. Cette opération est délicate car elle influe sur la tension du fil. Or celle-ci doit rester la plus constante possible pour que la mise soit de bonne qualité. Pour obtenir un compromis entre une remise en route rapide et le maintien d'une tension constante du fil, on décide d'automatiser cette tâche. On cherche donc à déterminer la loi de commande du moteur pour avoir la mise en route la plus rapide sans dépasser une surtension de 25% dans le fil.

## Détermination de la loi d'évolution de la vitesse de rotation du tambour

Les centaines de bobines de fil nécessaires à la réalisation de la mise sont installées sur un support. Chaque bobine de fil est freinée en rotation pour éviter qu'elle ne continue à tourner lors d'une casse de fil. Une étude expérimentale du mécanisme de freinage a permis d'obtenir l'évolution de la tension $T$ du fil en fonction de l'accélération angulaire du tambour $\dot{\omega}_T$ (en $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$). Cette évolution, pour un fil, est approchée par la relation suivante : $T = 0,8 + 0,04\dot{\omega}_T$.

15) Sachant que lorsque l'opérateur renoue le fil et replace la bobine, la tension dans le fil est de $0,8$ Newton, quelle doit être l'accélération maximale du fil pour que la variation de tension soit inférieure à $25\%$ ?

16) La vitesse maximale autorisée de défilement du fil est notée $V$ et le diamètre d'enroulement du fil au moment de la casse de fil est noté $D$. Représenter sur un graphique la loi d'évolution de la vitesse de rotation du tambour $\omega_T$ en fonction du temps, pendant la phase d'accélération. Pendant cette phase, la variation de diamètre d'enroulement est négligeable. Prendre soin de préciser les coordonnées des points caractéristiques en fonction de $V$ et $D$.

## Détermination de la loi d'évolution de la tension de commande du moteur

Le moteur entraîne le tambour par l'intermédiaire de deux dispositifs poulies-courroie représentés figure 10.

Notations : tous les moments d'inerties sont donnés par rapport aux axes de rotation des solides équilibrés.

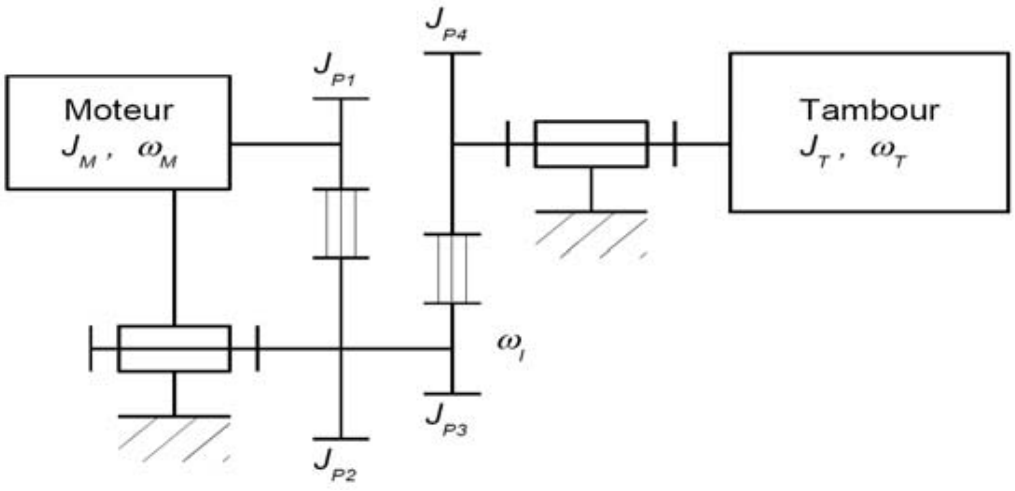



*figure 10 : synoptique de la transmission de puissance*

Arbre moteur : ensemble constitué de l'axe moteur (rotor) de moment d'inertie $J_M$ et de la poulie $P1$ de moment d'inertie $J_{P1}$.

Arbre intermédiaire : arbre d'inertie négligeable sur lequel sont fixées les poulies $P2$ de moment d'inertie $J_{P2}$ et $P3$ de moment d'inertie $J_{P3}$.

Arbre tambour : ensemble constitué du tambour de moment d'inertie $J_T$ et de la poulie $P4$ de moment d'inertie $J_{P4}$.

Les vitesses de rotation $\omega_M$, $\omega_I$ et $\omega_T$ sont respectivement les vitesses de rotation de l'arbre moteur, de l'arbre intermédiaire et de l'arbre tambour par rapport au bâti. On pose : $k_1 = \dfrac{\omega_1}{\omega_M}$ et $k_2 = \dfrac{\omega_T}{\omega_1}$.

**Hypothèses** : on néglige la puissance dissipée dans les 2 dispositifs poulies-courroie et toutes les liaisons sont considérées parfaites.

17) Ces hypothèses risquent-elles de majorer ou au contraire de minorer la surtension calculée dans le fil ? Justifier votre réponse en raisonnant, par exemple, sur les puissances.

18) Déterminer les énergies cinétiques galiléennes : $Ec_m$ de l'arbre moteur, $Ec_i$ de l'arbre intermédiaire et $Ec_t$ de l'arbre tambour en fonction des moments d'inertie. En déduire l'inertie équivalente de l'ensemble tournant ramenée sur l'arbre moteur, notée $J_{\text{eq}M}$. Dans cette question on ne prend pas en compte l'inertie des mises. L'application numérique donne $J_{\text{eq}M} = 1,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

19) Sachant que la mise est composée de $500$ fils et que l'action $T$ d'un fil sur le tambour est donné par la relation $T = 0,8 + 0,04\dot{\omega}_T$, montrer que l'on peut écrire le moment engendré par l'action des fils sur le tambour sous la forme : $C_{\text{fils}} = C + \lambda\dot{\omega}_T$. Préciser les expressions de $C$ et $\lambda$ en fonction de $D$.

L'étude du moteur à courant continu commandé par l'induit donne les équations suivantes :

- équation électrique : $u(t) = e(t) + R \cdot i(t) + L \cdot \dfrac{di(t)}{dt}$ ;
- équations de couplage : $e(t) = K \cdot \omega_M(t)$ et $C_M(t) = K \cdot i(t)$, $C_M(t)$ étant le couple moteur.

Nota : les valeurs numériques des constantes électromotrice et de couple sont égales.

La commande du moteur peut être représentée par le schéma-bloc donné sur la figure 11 ci-après :

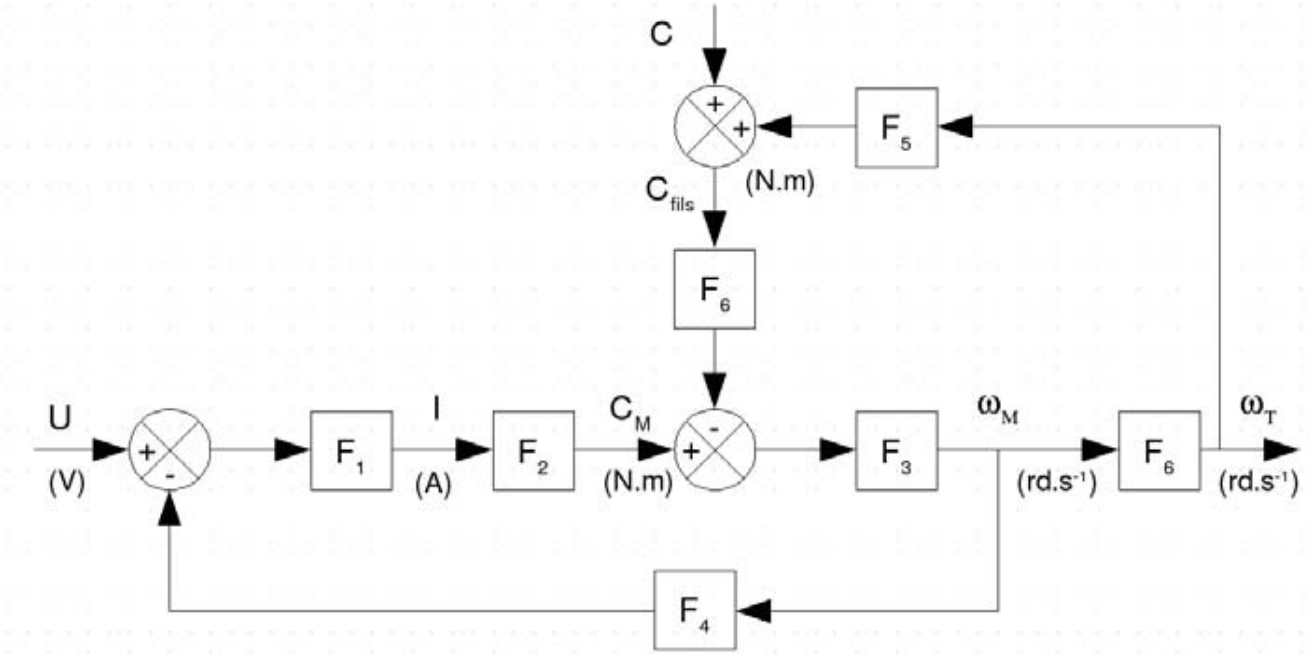



*figure 11 : commande du moteur*

20) Déterminer les expressions littérales de toutes les fonctions de transfert ($F_1(p)$ à $F_6(p)$ dans lesquelles $p$ est la variable de Laplace).

21) Le modèle proposé figure 11 correspond-t-il au schéma-bloc d'un système asservi ? Justifier votre réponse.

22) Donner l'expression de $\omega_T(p)$ en fonction de $U(p)$, $C(p)$ et les fonctions de transfert $F_1(p)$ à $F_6(p)$.

23) Montrer que $\omega_T(p)$ peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\omega_T(p) = H(p)[KU(p) - (R + Lp)k_1k_2C(p)]$$

et déterminer le gain statique de $H(p)$.

Déterminer l'expression littérale de la vitesse de rotation du tambour $\omega_T(t)$ en régime stationnaire si $u(t)$ est un échelon d'amplitude $U_0$ et $C(t)$ est un échelon d'amplitude $C$.

**Application numérique**

On veut maintenant prendre en compte l'inertie des mises mais on continue à négliger celle des fils situés en amont de l'ourdissoir.

Le moment d'inertie d'une mise par rapport à son axe principal se calcule à l'aide de la formule :

$$J = \frac{M}{8}(D_e^2 + D_i^2)$$

avec $M$ la masse de la mise, $D_e$ et $D_i$ respectivement les diamètres extérieur et intérieur de la mise.

24) Calculer le moment d'inertie maximal des mises par rapport à l'axe $(A, \vec{i}_1)$, $J_{\text{Mise}}$ sachant que les mises peuvent atteindre une masse de $600\ \text{kg}$ et un diamètre de $1270\ \text{mm}$. Justifier votre calcul.

On rappelle que $J_{\text{eq}M\ \text{(sans mise)}} = 1,6\ \text{kg} \cdot \text{m}^2$ est l'inertie équivalente de l'ensemble tournant ramenée sur l'arbre moteur, calculée sans mise.

25) Donner un encadrement de $J_{\text{eq}M}$ lors de la fabrication des mises, en prenant en compte $J_{\text{Mise}}$.

On donne $k_1 = \frac{10}{25}$ et $k_2 = \frac{1}{4}$, faire l'application numérique.

Pour la suite, on considère que le diamètre d'enroulement du fil au moment de la casse de fil est $D = 1\ \text{m}$ et que la vitesse maximale de défilement du fil est de $V = 600\ \text{m} \cdot \text{min}^{-1}$.

Le moteur a les caractéristiques suivantes (extrait des documents constructeur) :

| | |
|---|---|
| Tension nominale | 310 V |
| Vitesse nominale | $2150\ \text{tr} \cdot \text{min}^{-1}$ |
| Couple nominal | $34\ \text{N} \cdot \text{m}$ |
| Intensité nominale | 25 A |
| Inductance d'induit | 37 mH |
| Résistance d'induit | $1,14\ \Omega$ |
| Constante de couple | $1,36\ \text{Nm} \cdot \text{A}^{-1}$ |
| Tension maximale | 460 V |

Remarque : la tension nominale est la tension à laquelle toutes les données nominales se réfèrent.

26) D'après les questions 15 et 16, quelle doit être la vitesse de rotation du tambour $\omega_T$ en régime stationnaire et quel est le temps d'accélération ?

27) D'après la question 23, calculer la valeur d'alimentation du moteur $U_0$ pour atteindre la vitesse de rotation du tambour $\omega_T$ calculée précédemment.

La figure 12 donne les réponses indicielles du système pour différentes valeurs de $U_0$.

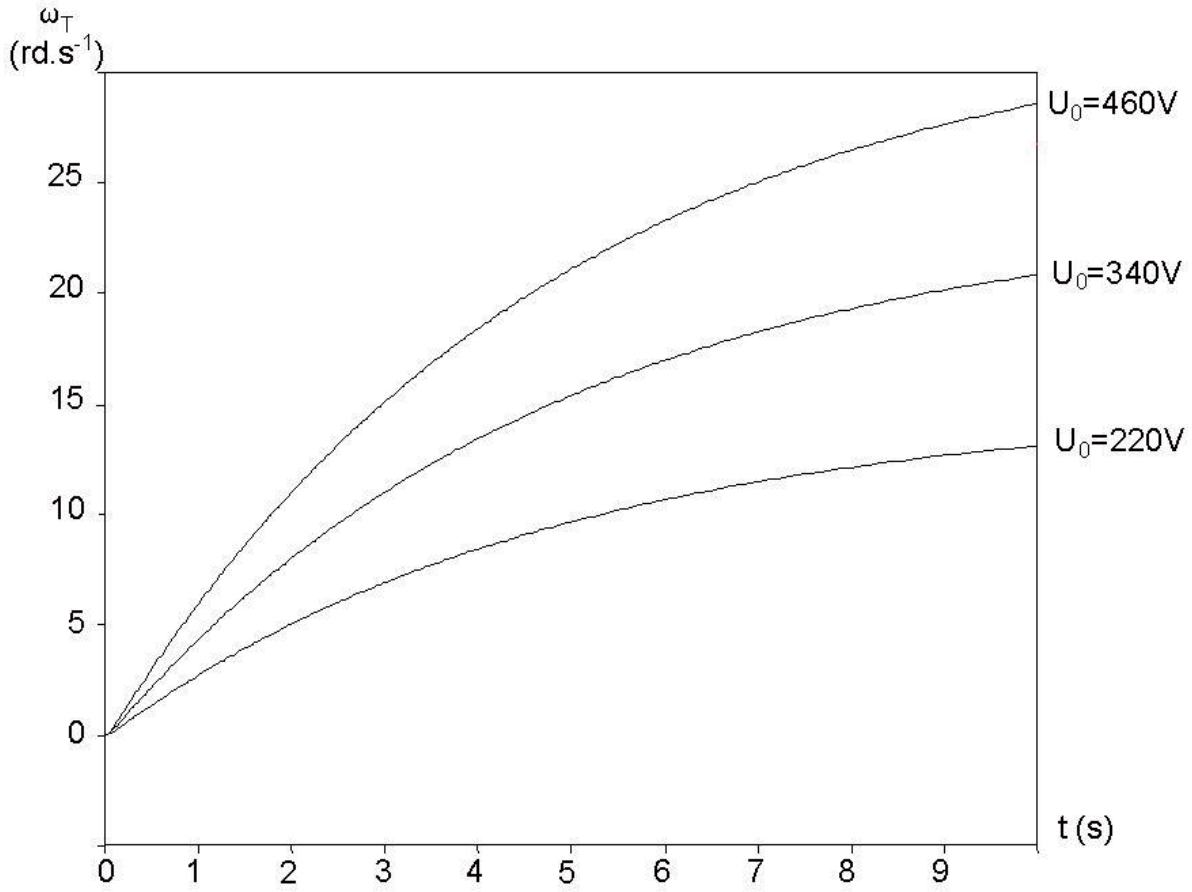
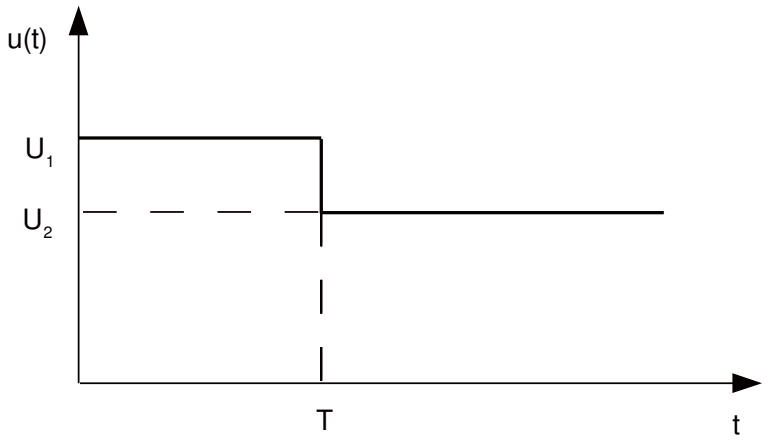



*figure 12 : réponses indicielles*

Une loi de commande simple du moteur est donnée ci-contre :




28) Déterminer $U_1$, $U_2$ et $T$ permettant d'obtenir l'accélération maximale et la vitesse de rotation du tambour, en régime stationnaire, obtenues précédemment.

29) Le réseau d'alimentation électrique de l'atelier est de $380\ \text{V}$, peut-on respecter le dernier critère de la fonction de service « réagir en cas de casse » ?

**••• FIN •••**

# Annexe du sujet de Sciences Industrielles pour l'Ingénieur

Cette annexe doit être rendue avec les autres copies. Il ne pourra pas être délivré d'autres exemplaires de ce document. **Document Réponse 1**

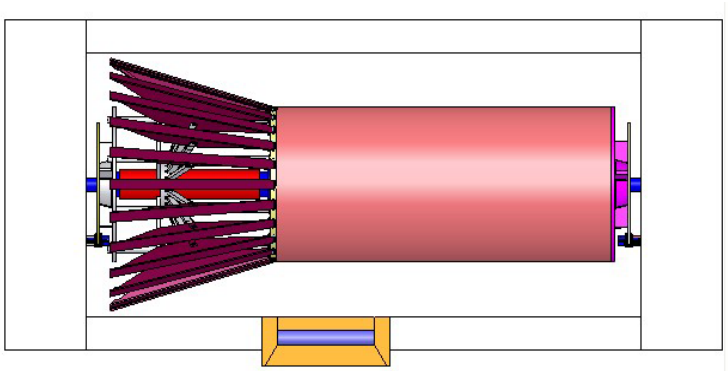


**Figure a : peigne en position initiale**

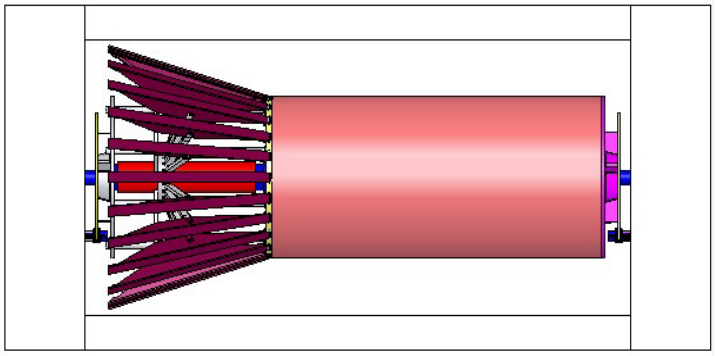


**Figure b : peigne en fin de fabrication de la premise mise**

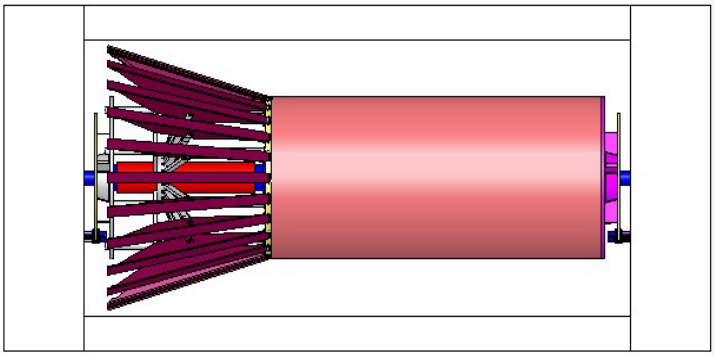
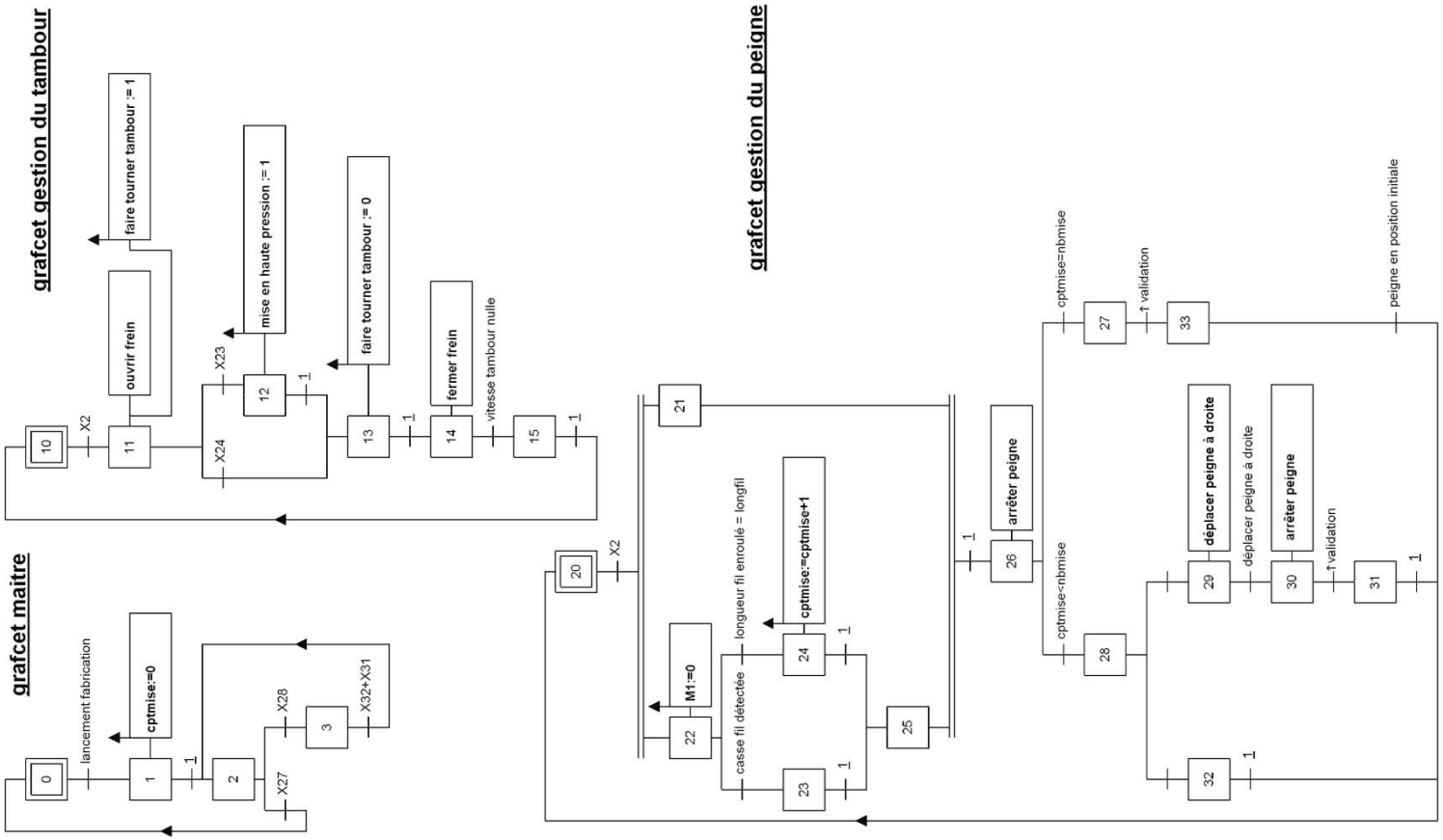


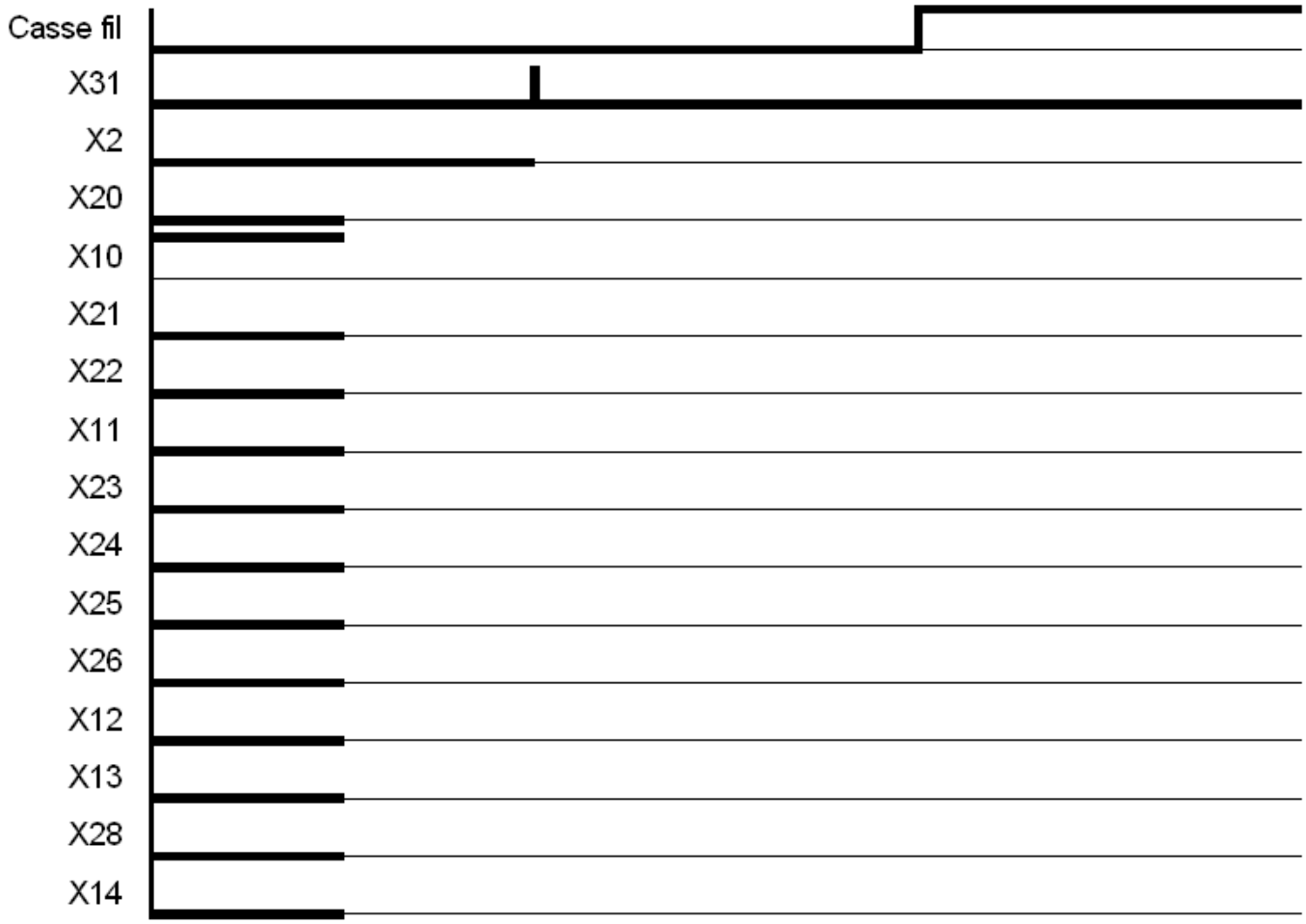
**Figure c : peigne en fin de fabrication de la chaîne complète**

# Filière MP

**Document Réponse 2**



**Document Réponse 3**



# Travailler les chapitres de ce sujet

Prepa Help suit le programme de MP chapitre par chapitre : cours détaillé, méthodes, pièges, exercices et problèmes corrigés pas à pas, tirés des concours. L'essai gratuit donne accès aux chapitres offerts de ta filière, sans carte bancaire.

## Chapitres liés à ce sujet

- Cinématique des mécanismes : composition des mouvements, contact ponctuel, lois entrée-sortie et fermetures
- Transmetteurs de puissance et trains d'engrenages
- Cinétique : torseurs cinétique et dynamique, énergie cinétique, inertie équivalente
- Modélisation des actions mécaniques : modèles local et global, frottement, torseurs des liaisons
- Énergétique : puissances, théorème de l'énergie cinétique, rendement
- Modélisation des systèmes asservis : structure, SLCI, transformée de Laplace, schéma-blocs
- Modèles de comportement et réponse temporelle : premier ordre, second ordre, identification
- Géométrie des masses : centre d'inertie, matrice d'inertie, théorème de Huygens

## Ouvrir l'essai gratuit

Scanne le code ou clique sur le bouton.

**prepahelp.com/#essai**

Une question sur le concours ou sur ta filière :
**écrire sur WhatsApp**

Les autres années et épreuves : prepahelp.com/annales/centrale/mp