

# Épreuve de Sciences Industrielles

Durée : 5 heures

---

## Machine de découpe de tôles pour la construction de transformateurs

### Dossier remis aux candidats

**Présentation générale :** pages 2 et 3

**Partie I :** Étude globale de la machine pages 3 et 4

**Partie II :** Étude de l'unité d'alimentation de la machine pages 5 à 9

**Partie III :** Étude de l'unité de coupe en V pages 10 et 11

**Partie IV :** Étude d'amélioration des performances page 12

**Figures :** pages 13 à 20

**Tableau des paramètres :** page 21 à 22

**Documents réponses :** pages R1 à R3

**Nota :**

- Les calculatrices sont autorisées
- Les parties II, III et IV sont indépendantes et peuvent être traitées dans un ordre quelconque.

**Placer impérativement chaque partie dans une copie séparée  
et regrouper le tout dans une copie vierge.**

# Présentation générale

## A Présentation de l'entreprise et du produit

La société France Transfo est spécialisée dans la construction de transformateurs triphasés de forte puissance. Trihal est le nom commercial d'un de ses produits phares (Figure I.1).

Cette étude porte sur une machine de découpe de tôles intervenant dans le processus de fabrication de ces transformateurs.

Un transformateur électrique est constitué principalement, pour chacune de ses trois phases :

- d'un circuit électrique primaire relié au réseau ;
- d'un circuit électrique secondaire auquel sont reliés des récepteurs ;
- d'un circuit magnétique assurant le transport du flux d'induction produit par l'enroulement primaire.

Les circuits magnétiques comportent des noyaux ou colonnes assemblés sur deux culasses. Les noyaux constituent les supports sur lesquels sont réalisés les bobinages primaire et secondaire. Afin de limiter les pertes par hystéresis et par courants de Foucault, les circuits magnétiques sont composés de tôles métalliques isolées entre elles et disposées de telle sorte que leur plan soit parallèle à la direction du flux.

La tôle utilisée est de la tôle d'acier au silicium à grains orientés d'épaisseur variant de 0.27 à 0.30 mm recouverte de carlite (revêtement minéral isolant obtenu par phosphatation à chaud).

Les performances du circuit magnétique dépendent fortement de la qualité du découpage et d'assemblage des tôles.

## B Présentation de l'étude

### *B.1 Présentation du circuit magnétique*

Un circuit triphasé est composé de trois noyaux (deux colonnes, une médiane) et deux culasses qui sont constitués de plusieurs gradins de largeur variable. Un gradin est formé d'un empilage de « lits », composés de « décalés », eux-mêmes constitués de tôles (Figure I.2, Figure I.3 et Figure I.4).

Un transformateur en cours de montage (sans la culasse fermeture) est présenté Figure I.5.

Afin de simplifier l'étude, on considérera, dans la suite du problème, que les assemblages sont réalisés avec des tôles de largeur l constante.

### *B.2 Présentation de la machine de découpe des tôles*

La découpe des tôles est réalisée par une machine constituée de plusieurs unités (Figure I.6 et Figure I.7) dont :

- une unité d'alimentation. La tôle d'acier alimentant la machine est conditionnée en bobine (unité dérouleur) ;
- une unité d'entraînement de la tôle (unité d'aménage et unité tendeur) ;
- une unité de découpe (unités poinçon P1, P2, P3, coupe en V, cisailles C1 et C2).

Un poste de triage et d'évacuation, non représenté et hors périmètre de la présente étude, se trouve en sortie de machine.

Le diagramme FAST de la Figure I.8 fournit une description des principales fonctions de la machine.

Le système de découpe est composé :

- de trois poinçons P1, P2 et P3 commandés en position suivant  $\vec{x}$  et  $\vec{y}$  ;
- d'une unité de découpe en V commandée en position suivant  $\vec{x}$  et  $\vec{y}$  ;
- de deux cisailles C1 et C2 à  $\pm 45^\circ$ , fixes en position dans ( $O$ ,  $\vec{x}$ ,  $\vec{y}$ ).

Tous les mouvements d'outils sont réalisés suivant l'axe  $\vec{z}$ .

Pour un circuit triphasé, les deux cycles de découpe nécessaires sont :

- le cycle Colonne – Culasse pour le montage et la fermeture ;
- le cycle Colonne centrale ou médiane.

**NB** : ce dernier cycle n'est pas réalisé par la machine objet de cette étude.

La production normale de la machine consiste à enchaîner des cycles de découpe de tôles qui génèrent des tôles de colonne et de culasse (Figure I.9, Figure I.10 et Figure I.11).

En fonctionnement normal, la tôle est déplacée sous les différents postes de découpe par une unité appelée unité d'amenage. Cet aménage étant situé en amont des postes de découpe, il est assisté d'une unité tendeur, située en aval des postes de travail, juste avant la découpe par les cisailles C1 et C2. La fonction de ce couple de galets tendeurs est de maintenir une tension dans la tôle afin que celle-ci reste tendue sous les postes de travail. On évite ainsi le phénomène de flambement de la tôle qui surviendrait en la poussant.

Description de la production normale (le comportement du poste de découpe, en mode de production normale est décrit à l'aide du grafset donné en Figure I.13) :

- **Phase A :** La tôle est translatée et les différents outils de découpe mobiles sont positionnés simultanément (P1, P2, P3 et la découpe en V). Un dispositif de bridage vient immobiliser la tôle avant la frappe.  
Les frappes sont alors réalisées (poinçons, découpe en V et découpe d'extrémité par la cisaille C1 \). Débridage de la tôle (une culasse vient d'être réalisée).
- **Phase B :** La tôle est translatée et le poinçon P3 est positionné. Le dispositif de bridage vient immobiliser la tôle avant la frappe.  
Les frappes sont alors réalisées (poinçon P3 et découpe d'extrémité par la cisaille C2 /). Débridage de la tôle (une colonne vient d'être réalisée).

### ***B.3 Présentation des géométries de tôles découpées***

Pour un cycle Colonne – Culasse :

- Les tôles ont une longueur constante (Lco et Lcu) quel que soit le nombre de « décalés » par lit (NbDL) et la valeur du décalage (Dec) ;
- Les entraxes des trous EAco et EAcu sont constants ;
- L'encoche en V est toujours centrée par rapport aux trous d'entraxe EAcu dans la culasse ;
- La profondeur de l'encoche en V (Ve) varie au cours des cycles en fonction du nombre de « décalés » par lit (NbDL) et de la valeur du décalage (Dec) ;
- La position des trous par rapport à la coupe à 45° (cisailles C1 et C2) varie au cours des cycles pour la colonne (EPco) et la culasse (EPcu), en fonction de Dec, NbDL et NbTD.

La Figure I.12 montre la constitution de lits de tôles pour colonne et culasse. L'exemple représenté comporte NbDL=5 « décalés » par lit à NbTD=1 tôle. Le cycle Colonne-Culasse numéro i produit les tôles de colonne et culasse numéros i.

Le tableau des paramètres page 22 récapitule l'ensemble des symboles utilisés dans cette étude.

**Pour l'ensemble de l'épreuve, les résultats sont à fournir, sauf mention contraire, tout d'abord sous forme littérale puis sous forme numérique.**

## **Partie I Etude globale de la machine**

### **I.A Etude de la fabrication d'un transformateur**

On souhaite assurer la production d'un circuit magnétique de transformateur triphasé possédant les caractéristiques dimensionnelles définies dans la colonne « Application numérique » du tableau des paramètres (lignes 1 à 20).

Le circuit à fabriquer est composé de deux colonnes et deux culasses, chacune ne comportant qu'un seul gradin de largeur 1 (**Rappel** : la colonne médiane est réalisée sur une autre machine).

Le cahier des charges impose une hauteur d'empilage de tôles Hemp = 207 mm pour chaque gradin.

**Question a)** Calculer le nombre de lits (NbLitsG) et le nombre de tôles (NbTG) nécessaires pour la constitution d'un gradin.

**Question b)** Calculer la longueur de tôle utilisée (LongTu) pour réaliser les colonnes et culasses du transformateur.

**Question c)** La cadence maximale de la machine est de 60 tôles par minute (30 colonnes et 30 culasses) d'une longueur moyenne de 750 mm.

Calculer le temps de production des tôles du transformateur à cadence maximale.

### I.B Etude des temps de cycle

On suppose que dans les macro-étapes M1 à M5 et M23, M24 la tâche menante est la translation de la tôle (les temps de positionnement des outils sont inférieurs au temps de translation de la tôle).

Les séquences de frappe dans les phases 1 et 2 durent chacune  $tf=200$  ms.

Les séquences de bridage et débridage durent chacune  $tbd=150$  ms.

**Question a)** Calculer le temps de fabrication d'un cycle Colonne-Culasse à cadence maximale.

**Question b)** Calculer le temps alloué pour réaliser la translation de la tôle. Commenter cette valeur.

### I.C Analyse des actions de découpe et des déplacements d'outils

La figure du document réponse R.I.C présente en vue de dessus la configuration de la tôle dans la machine au cours des phases successives de production de **deux cycles** Colonne-Culasse.

$S_A$  et  $S_B$  correspondent respectivement aux situations du grafctc où les étapes de synchronisation 17 à 21, respectivement 30 et 31, sont actives.

$S_{A-i}$  et  $S_{B-i}$  désignent les situations  $S_A$  et  $S_B$  pour le cycle numéro  $i$  avec  $i \in \{1, 2\}$ .

La place des poinçons P1, P2, P3 est imposée par la position de l'encoche en V à réaliser.

Les positions des outils suivant  $\vec{y}$  par rapport à l'origine machine vérifient les inégalités  $y_1 < y_V < y_2 < y_3$  et sont contenues dans les zones d'évolution définies sur le document réponse R.I.C. On appelle a, b, ..., k, l les trous et encoches à réaliser sur la tôle.

**Question a)** De quelle longueur faut-il translater la tôle dans les macro-étapes M23 et M1.

**Question b)** Indiquer en couleur sur le document réponse R.I.C, pour les situations  $S_{A-1}$ ,  $S_{B-1}$ ,  $S_{A-2}$ ,  $S_{B-2}$ , au moyen des symboles proposés, la position suivant la direction  $\vec{y}$  de l'outil de découpe en V, du poinçon P2 et des cisailles.

**Question c)** Les différents choix de positionnement des poinçons P1 et P3 pour le cycle 1 sont présentés dans le tableau suivant :

Choix possibles	Situation $S_{A-1}$		Situation $S_{B-1}$
	Position P1	Position P3	Position P3
<b>Gamme 1</b>	f	l	c
<b>Gamme 2</b>	g	k	c
<b>Gamme 3</b>	g	k	h
<b>Gamme 4</b>	h	k	g
<b>Gamme 5</b>	h	l	f

Effectuer une analyse critique des différentes gammes de position pour les poinçons P1 et P3.

Proposer un choix qui minimise les pertes de temps. Représenter, pour les quatre situations  $S_{A-1}$ ,  $S_{B-1}$ ,  $S_{A-2}$ ,  $S_{B-2}$  les positions d'outils correspondantes à la gamme retenue sur le document réponse R.I.C.

## Partie II Etude de l'alimentation de la machine

La vitesse de transfert de la tôle sous les postes de travail n'est pas constante lors d'un cycle de découpe. En effet la tôle est accélérée, puis décélérée pour se positionner sous un poste de travail avec une précision (notée  $pr$ ) de 0,5 mm, et ainsi de suite. De plus, la bobine ayant un important moment d'inertie autour de son axe, il n'est pas envisageable de lui faire subir ces cycles d'accélération et de décélération nécessaires au traitement des tôles.

La solution retenue consiste à scinder en trois parties le système d'entraînement de la tôle (voir Figure II.1). Soit :

- ✓ un dérouleur de bobine,
- ✓ une zone tampon dite de « brin mou », où la tôle est libre dans une fosse de 3 m de profondeur (notée  $ProF$ ),
- ✓ un poste d'entraînement qui translate la tôle par adhérence sous les postes de frappe à l'aide de deux couples de galets presseurs motorisés asservis en rotation. Ces couples de galets sont appelés unité tendeur et unité d'aménage (composée de deux couples de galets détaillés en II.B.1 )

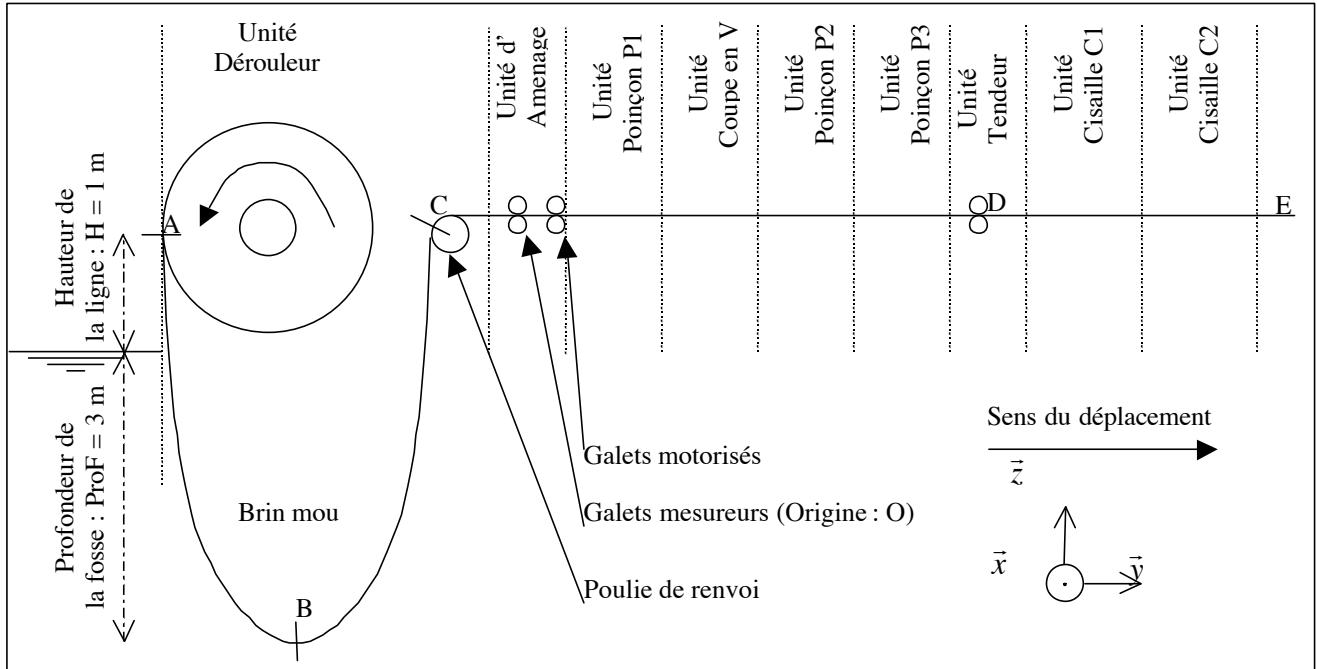


Figure II.1 : schéma de présentation de la ligne de découpe

### II.A Etude du dérouleur

La suite concerne le dimensionnement du dérouleur de bobines et la structure de sa commande.

Le dérouleur est dimensionné pour pouvoir traiter les plus grosses bobines de tôle, aussi, pour les applications numériques, on se placera toujours dans le cas le plus défavorable.

Sa capacité lui permet de recevoir des bobines de tôles d'épaisseur (notée  $ep$ ) 0,3 millimètre, de largeur (notée  $l$ ) comprise entre 50 et 300 mm.

Chaque bobine possède un diamètre extérieur  $De$  de 1,05 m maximum, et un diamètre intérieur  $Di$  de 526 mm égal au diamètre extérieur de l'axe de sortie du système dérouleur.

Lorsque la bobine est en place sur l'axe de sortie du dérouleur, on suppose qu'ils sont liés par une liaison encastrement. La technologie de ce moyeu expansible ne sera pas étudiée dans le sujet.

On trouve entre le moteur du dérouleur et l'arbre de sortie un réducteur roue pignon à denture droite extérieure. L'engrenage lié à l'arbre moteur possède 19 dents (noté  $Z_m$ ), celui lié à l'arbre de sortie est constitué de 126 dents (noté  $Z_s$ ).

En cas d'urgence, la rotation de la bobine doit pouvoir être stoppée rapidement en un quart de tour (noté  $\theta_{Surg}$ ). Pour cela, la sortie du réducteur est équipée d'un système de freinage par friction de coefficient de frottement 0,4 (noté  $fr$ ) défini selon la théorie de Coulomb. Les garnitures de frein agissent sur l'arbre de sortie, et sont positionnées de part et d'autre d'un disque sur un rayon moyen (noté  $R_f$ ) de 300 mm.

### II.A.1 Calcul des caractéristiques de la bobine et de la machine

**Question a)** Soit  $\rho$  ( $7800 \text{ kg/m}^3$ ) la masse volumique de la tôle en acier. Quelle est la masse (notée  $M$ ) d'une bobine pleine ? Quelle est son inertie (notée  $J_B$ ) autour de l'axe de rotation ?

**Question b)** La cadence maximale de la machine est de 90 tôles par minutes (45 culasses et 45 colonnes) d'une longueur moyenne de 500 mm. La vitesse moyenne (notée  $V_{moyprod}$ ) de transfert des tôles à cadence maximale est donc de 0,75 m/s. Calculer la longueur (notée  $LongT$ ) de tôle disponible sur une bobine (par intégration ou conservation d'un volume), et en déduire le temps d'autonomie (noté  $T$  et exprimé en minute [min]) de la machine avec une bobine.

### II.A.2 Calcul de dimensionnement du moteur de dérouleur

**Question a)** Calculer la vitesse de rotation moyenne du moteur lorsque la bobine est pleine (notée  $\omega_{Mmin}$ ) et la vitesse de rotation moyenne du moteur lorsqu'elle est vide (notée  $\omega_{Mmax}$ ).

**Question b)** Le cahier des charges impose une mise en rotation (accélération au démarrage) en un demi tour de l'arbre de sortie (noté  $\theta_{Sdem}$ ). A partir de la vitesse de rotation maximale du dérouleur, dans l'hypothèse d'une accélération angulaire constante, déterminer la durée de la phase d'accélération (notée  $T_{acc}$ ), puis la valeur de l'accélération (notée  $\gamma_{Macc}$ ) que doit fournir le moteur pour respecter le cahier des charges.

**Question c)** On choisit ici le cas le plus défavorable où l'on entraîne une bobine pleine à  $\omega_{Mmax}$ . Soit  $J_{MD}$  ( $0,012 \text{ kg.m}^2$ ), et  $J_{SD}$  ( $2,5 \text{ kg.m}^2$ ) les inerties des arbres moteur et de sortie du dérouleur. Déterminer l'inertie équivalente  $J_{eqD}$  du système [moteur + arbre de sortie + bobine] ramenée sur l'arbre moteur, puis le couple (noté  $C_M$ ) que doit fournir le moteur dans cette phase d'accélération. Apprécier l'affirmation de l'introduction (page 5, lignes 4 et 5), compte tenu de ces résultats.

### II.A.3 Analyse de la commande du moteur de dérouleur

Le dérouleur est piloté de manière séquentielle, indépendamment de l'entraînement de la tôle sur la ligne de découpe. Ainsi, la mise en marche du moteur de dérouleur est fonction de la longueur de brin mou disponible dans la fosse. Cette longueur dépend notamment de la cadence de la ligne de découpe.

La fosse est équipée de quatre capteurs tout ou rien (voir Figure II.2) utilisant la technologie du barrage optique (une cellule émettrice et réceptrice d'un côté, un réflecteur de l'autre). Un capteur est donc à l'état haut s'il n'y a pas d'obstacle au faisceau lumineux.

Voici la description des fonctions de chaque capteur :

- ✓ Les deux capteurs d'extrême sont des capteurs de fin de course. Ils provoquent l'arrêt du dérouleur (par le frein de sécurité) pour le fin de course bas, plus l'appel de l'opérateur pour chargement d'une nouvelle bobine pour le capteur fin de course haut.
- ✓ Le capteur de fosse pleine règle la vitesse du moteur sur la valeur  $\omega_{Mmin}$ .
- ✓ Le capteur de fosse vide règle la vitesse du moteur sur la valeur  $\omega_{Mmax}$ .

Ainsi, en fonctionnement normal, le dérouleur n'est jamais totalement arrêté, ce qui réduit le nombre de démarrage et augmente ainsi la longévité de son moteur.

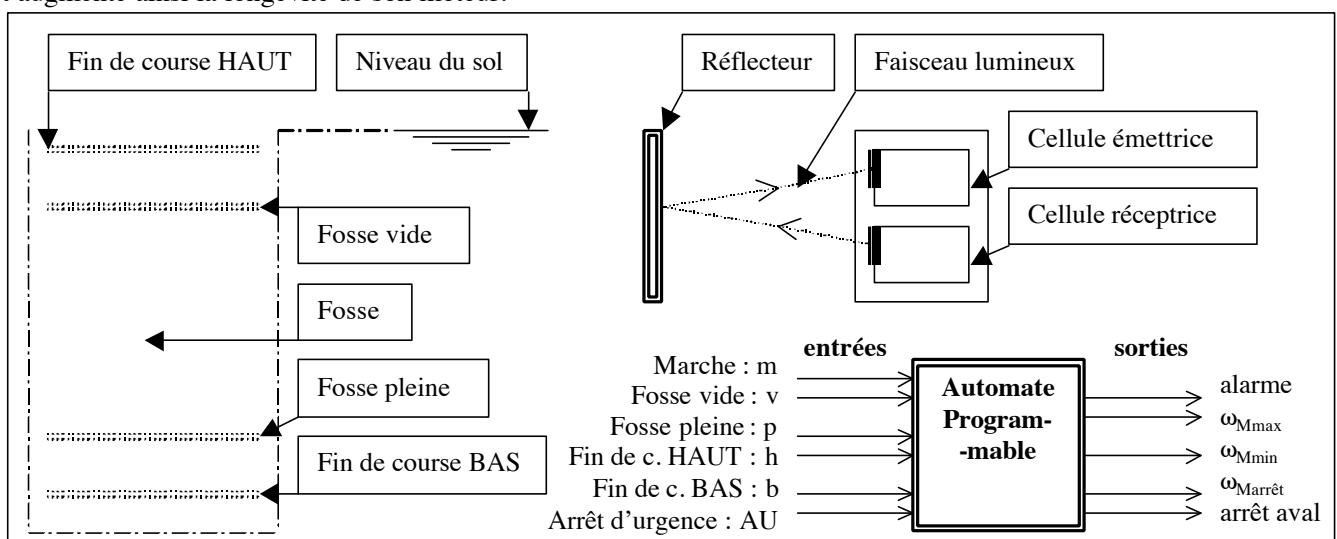


Figure II.2 : équipement de la fosse, principe du barrage optique et affectation des E/S de l'automate

**Question a)** Critiquer le choix de capteurs ; le principe physique choisi est-il adapté au problème en cas de défaillance d'une cellule ? Proposer une action corrective.

**Question b)** A partir des Entrées/Sorties de l'automate définies Figure II.2, réaliser le grafcet qui gère le fonctionnement normal du dérouleur, sans intégrer le cas où une défaillance surviendrait.

**Question c)** Calculer l'autonomie  $T_F$  de la machine lorsque la fosse est pleine et que la bobine est vide, et justifier la présence d'un second système dérouleur.

#### II.A.4 Dimensionnement du frein de sécurité

**Question a)** Dans un freinage d'urgence, on considère constante la décélération (notée  $\gamma_{\text{déc}}$ ). Après d'éventuelles hypothèses simplificatrices sur les inerties des éléments à freiner, déterminer quel doit être le couple de freinage (noté  $C_f$ ) correspondant.

**Question b)** Ce couple de freinage est le résultat de deux actions de contact appliquées de part et d'autre du disque par deux garnitures. A quel effort presseur (noté  $N_f$ ) est soumise chaque garniture ?

**Question c)** Quelle énergie et quel type d'actionneur sont susceptibles de fournir un tel effort ?

### II.B Etude de l'entraînement

#### II.B.1 Etude des choix technologiques

**Question a)** Au niveau de l'unité d'aménage, justifier la présence d'un couple de galets mesureurs différent du couple de galets moteurs.

**Question b)** Le dispositif d'entraînement comporte trois couples de galets. Justifier l'utilisation des différents couples de matériaux définis ci-dessous, et commenter la géométrie retenue :

- ✓ *Couple motorisé* : deux galets élastiques en polyuréthane de diamètre 82 mm (noté  $D_{\text{mot}}$ ), d'entraxe 80 mm (noté  $A_{\text{mot}}$ ).
- ✓ *Couple mesureur* : un galet supérieur en polyuréthane de diamètre 82 mm (noté  $D_{\text{mes}}$ ), et un galet inférieur en acier de diamètre 80 mm (noté  $D_{\text{imes}}$ ), d'entraxe 80 mm (noté  $A_{\text{mes}}$ ).
- ✓ *Couple tendeur* : un galet supérieur en polyuréthane de diamètre 76 mm (noté  $D_{\text{sten}}$ ), un galet inférieur en acier de diamètre 110 mm (noté  $D_{\text{iten}}$ ), d'entraxe 92 mm (noté  $A_{\text{ten}}$ ).

**Question c)** Chaque galet inférieur est guidé en rotation par une liaison pivot d'axe de direction  $\vec{x}$  fixe en translation, et chaque galet supérieur par une liaison pivot d'axe de direction  $\vec{x}$  et mobile en translation par rapport à  $\vec{z}$ . Justifier ce choix.

**Question d)** Pour chaque couple ; expliquer quel est le galet fou (libre en rotation), et quel est le galet équipé du dispositif de motorisation ou de mesure ?

#### II.B.2 Etude de la transmission de puissance

La longueur de tôle entre la sortie de fosse C et les cisailles de découpe (notée  $L_{\text{CE}}$ ) est de 6 m.

De plus, lorsque la fosse est pleine, la longueur de tôle formant le brin mou (notée  $L_{\text{AC}}$ ) peut être arrondie à  $L_{\text{AC}} = 2 * L_{\text{AB}} = 2 * (\text{ProF} + H)$  soit à 8 m, H est la hauteur du sol au plan de frappe de la ligne.

La masse linéique (notée  $\eta$ ) de la tôle de largeur 1 vaut  $\eta = \rho * 1 * \text{ep} = 7800 * 0,3 * 0,0003 = 0,702 \text{ kg/m}$ .

Donc la masse du brin mou (notée  $M_{\text{AC}}$ ) vaut  $M_{\text{AC}} = \eta * L_{\text{AC}} = 0,702 * 8 = 5,616 \text{ kg}$  et les efforts exercés en A et C valent  $F_A = F_C = M_{\text{AC}} * g / 2 = 28 \text{ N}$  (l'accélération de la pesanteur notée  $g$  est arrondie à  $10 \text{ m/s}^2$ ).

La masse de tôle en déplacement dans la zone de découpe est  $M_{\text{CE}} = \eta * L_{\text{CE}} = 4,212 \text{ kg}$ .

**Question a)** On néglige le frottement entre la tôle, les rives de guidage et la table. L'effort tangentiel exercé sur la tôle par le galet tendeur est noté  $F_{\text{tT}}$ . L'effort tangentiel exercé sur la tôle par le galet d'aménage est noté  $F_{\text{tA}}$ . L'effort de tension interne à la tôle (noté  $F_{\text{T}}$ ) vaut 10 N.

Exprimer la relation entre  $F_{\text{T}}$  et  $F_{\text{tT}}$ , puis celle entre  $F_{\text{tT}}$  (ou  $F_{\text{T}}$ ) et  $F_{\text{tA}}$ , lorsque la tôle est à l'arrêt. En déduire les deux valeurs des efforts tangentiels à l'arrêt :  $F_{\text{tA arr}}$  et  $F_{\text{tT arr}}$ .

Pour des questions de temps de frappe et pour respecter la vitesse moyenne de production V<sub>moyprod</sub>, le cahier des charges impose une avance de tôle de 500 mm (notée D<sub>AV</sub> : distance parcourue dans la phase d'avance) en 250 ms (noté T<sub>AV</sub> : durée d'une avance). A cette cadence, l'amenage n'a pas le temps d'atteindre sa vitesse de saturation. On suppose la loi de commande en vitesse triangulaire symétrique. Accélération et décélération sont notées  $\pm \gamma_{AV}$ .

**Question b)** Construire le diagramme des vitesses sur une translation de tôle et préciser la vitesse maximale atteinte (notée V<sub>AVmax</sub>), la vitesse moyenne d'avance (notée V<sub>AVmoy</sub>), la durée d'accélération (notée T<sub>AVacc</sub>), la durée de décélération (notée T<sub>AVdéc</sub>), durée de l'avance T<sub>AV</sub>. En déduire  $\gamma_{AV}$ .

En phase d'accélération, la tôle se déforme en C ; On ne peut donc pas lui appliquer directement le Principe Fondamental de la Dynamique établi pour des systèmes de corps rigides. Pour étudier cette phase, on utilise une méthode qui permet de prendre en compte la déformation du corps. Cela consiste à décomposer la tôle en deux corps rigides de masse concentrée et liés entre eux par une courroie supposée inextensible et sans masse (voir Figure II.3). Cette courroie idéale transmet des efforts internes à la tôle notés F<sub>i</sub>. Pour que la tôle reste tendue, il faut que F<sub>i</sub> soit positif. Afin de s'assurer une marge de tension de tôle, on fixe un effort de tension minimal de la tôle tel que F<sub>i</sub> = F<sub>T</sub>.

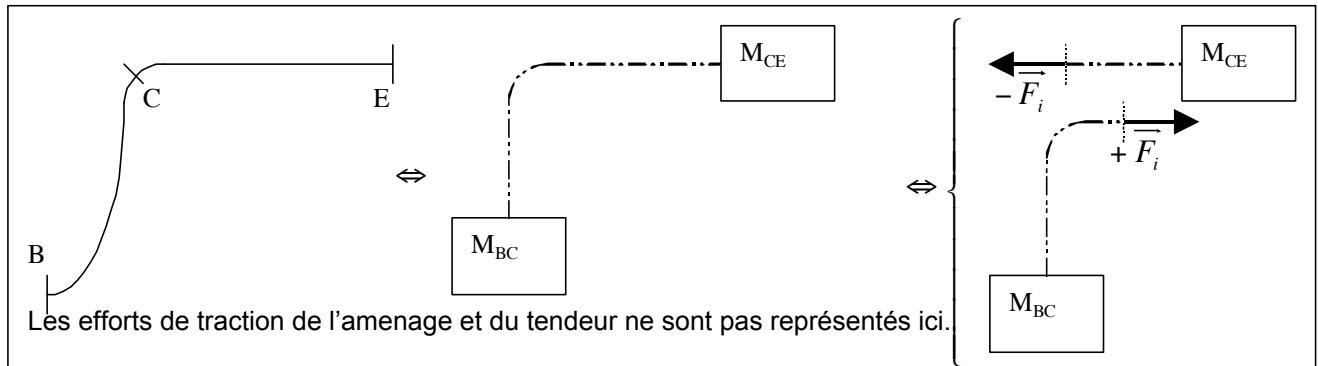


Figure II.3 : décomposition de la tôle

Le coefficient d'adhérence (frottement de Coulomb, noté f<sub>a</sub>) entre la tôle et le galet polyuréthane est de 0,6. Il existe entre le moteur d'amenage et le galet d'entraînement une transmission par courroie crantée de rendement r<sub>a</sub> = 0,85, et de rapport de réduction RedA = ω<sub>sortie</sub>/ω<sub>entrée</sub> = +3/4.

**Question c)** En indiquant les hypothèses de calcul, expliciter une démarche de détermination des caractéristiques du moteur d'amenage (vitesse, couple, accélération). Evaluer ces grandeurs.

### II.B.3 Etude de la commande du moteur d'amenage

Dans cette sous-partie, il est demandé d'utiliser directement les valeurs numériques.

Le modèle d'un moteur à courant continu commandé par l'induit est décrit par le schéma bloc suivant :

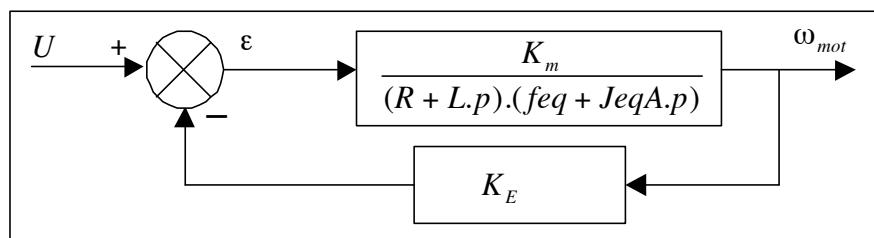


Figure II.4 : modélisation d'un moteur à courant continu

**Question a)** L'inertie du moteur d'amenage J<sub>mA</sub> vaut 0,005 kg.m<sup>2</sup>. Exprimer J<sub>eqA</sub> en fonction de J<sub>mA</sub>, M<sub>BC</sub>, M<sub>CE</sub>, Amot et RedA. (les masses des poulies et courroie sont négligeables). On arrondit ensuite J<sub>eqA</sub> à 0,011 kg.m<sup>2</sup>. Identifier l'ordre et les paramètres de ce système standard noté H(p), sans oublier les unités, avec les caractéristiques suivantes du moteur : L et feq sont négligeables, K<sub>m</sub> = 3,5 Nm/A, K<sub>E</sub> = 3,5 V.s/rad, R = 0,58 Ω.

**Question b)** Commenter sa stabilité et évaluer sa rapidité par le temps de réponse à 5 % noté tr<sub>5%</sub>.

Afin de rejeter au mieux une éventuelle perturbation, la commande du moteur se fait en boucle fermée sur la vitesse selon la Figure II.5 (on suppose unitaire le retour tachymétrique).

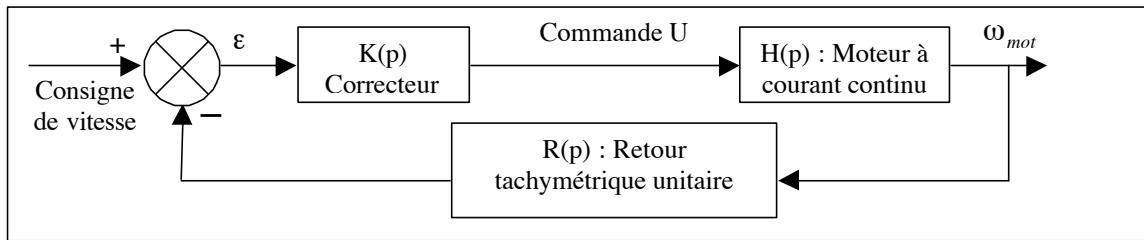


Figure II.5 : schéma de la commande en vitesse du moteur

**Question c)** Compte tenu de l'allure de la consigne de vitesse, quelle est l'erreur de traînage de ce système en l'absence d'un correcteur ( $K(p) = 1$ ) ?

**Question d)** Justifier le besoin d'un double intégrateur au minimum dans le correcteur. Quelle influence cela a-t-il sur la stabilité du système ?

**Question e)** D'une part, pour optimiser la réponse de ce système,

le correcteur retenu est de la forme :

$$K(p) = \frac{K_{corr} \cdot (1 + 0,06 \cdot p)}{p^2 \cdot (1 + 4,6 \cdot 10^{-4} \cdot p)}$$

D'autre part, afin de tenir la contrainte de rapidité imposée par le cahier des charges, le système final doit avoir une pulsation de coupure à 0 dB, notée  $\omega_C$  égale à 190 rad/s. Retrouver sur la Figure II.6 et par le calcul la marge de phase correspondante. Cela est-il suffisant ?

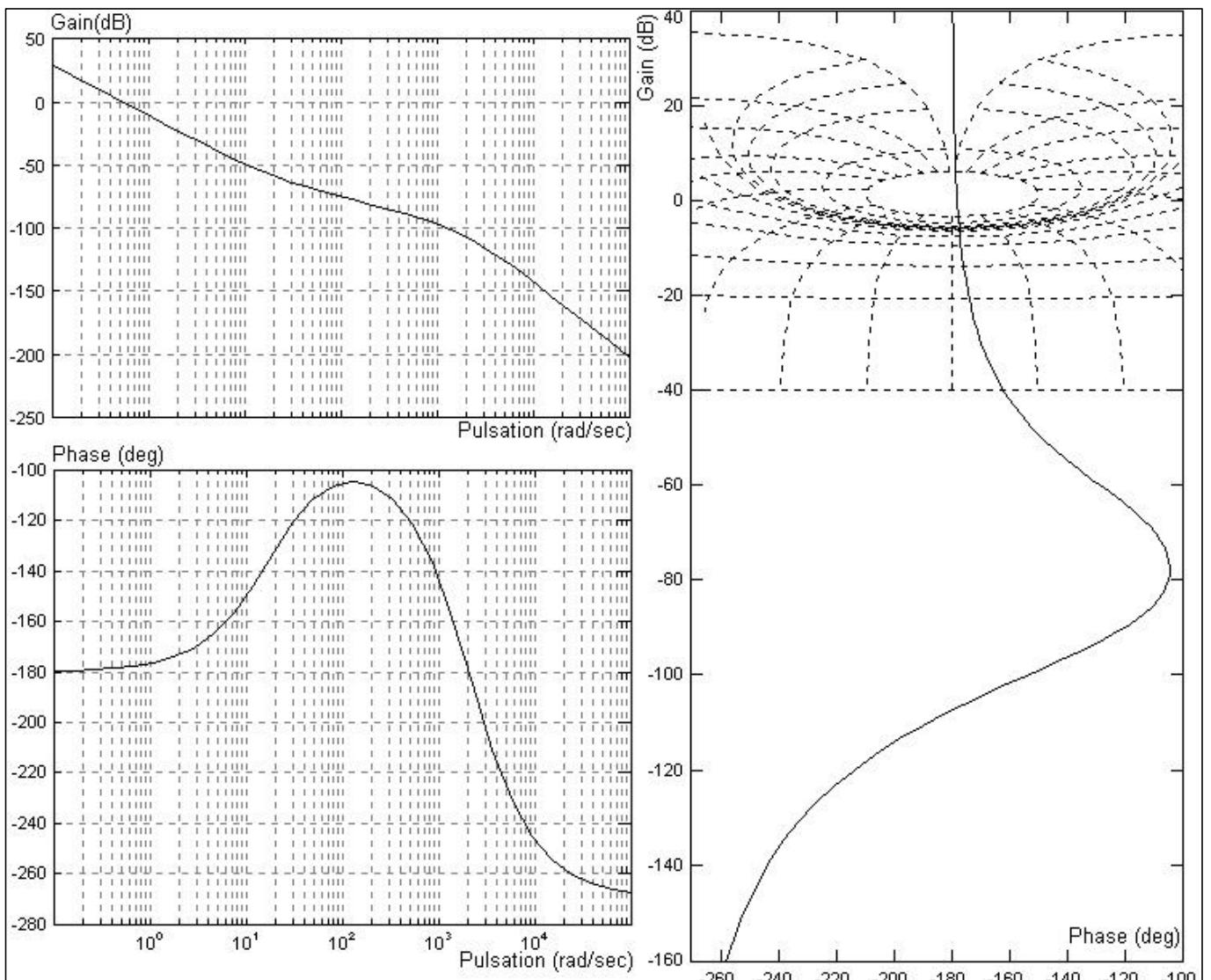


Figure II.6 : lieux de transfert en B.O., dans les plans de Bode et de Black, de ( $K(p) \cdot M(p)$ ) pour  $K_{corr} = 1$

**Question f)** Calculer la valeur de  $K_{corr}$  qui permet d'obtenir cette pulsation de coupure et évaluer graphiquement la marge de gain du système corrigé. Conclure.

### **Partie III Etude de l'unité de coupe en V**

Après avoir étudié l'alimentation en tôle de la machine (partie II) on cherche maintenant à déterminer les performances nécessaires au moteur pour découper la tôle. Pour cela, on se propose d'étudier l'unité de coupe en V dans un premier temps de façon analytique afin de mettre en place une modélisation et d'appréhender les phénomènes physiques. On demande ensuite d'analyser des résultats de simulation numérique qui permettent ici de déterminer complètement les performances nécessaires pour ce moteur.

L'ensemble moteur et mécanisme de transformation de mouvement de type « bielle – excentrique » est représenté sous forme d'un dessin en coupe sur la figure III.1.

La bielle transmet son mouvement au coulisseau de la liaison glissière sur lequel se trouve fixée la lame de coupe. Ni cette liaison glissière (assurée par deux colonnes et deux douilles à billes), ni la lame de coupe ne sont représentées figure III.1.

#### **III.A Etude des liaisons : modélisation du mécanisme**

La modélisation cinématique partielle du mécanisme de transformation de mouvement est fournie figure III.2. Seule la liaison entre 2 et 3 n'est pas précisée.

**Question a)** Proposer une analyse de l'hyperstatisme de ce mécanisme et en déduire le nom de la liaison  $L_{2/3}$  qui doit être utilisée ici afin que le mécanisme soit isostatique.

Compte tenu de la réalisation technologique (voir figure III.1 et introduction ci dessus pour la glissière) des liaisons modélisées figure III.2, justifier que l'on puisse considérer pour la suite que ces liaisons sont parfaites.

#### **III.B Cinématique du mécanisme.**

A partir de cette question on se ramène à un mécanisme plan modélisé et paramétré sur la figure III.3.

Sur cette figure :

$\vec{y}$  et  $\vec{z}$  sont des vecteurs unitaires liés au bâti de la machine numéroté 0.

$\vec{u}$  est un vecteur unitaire suivant  $\overrightarrow{AB}$  et  $\vec{w}$  est un vecteur unitaire suivant  $\overrightarrow{CB}$ .

$\vec{v}$  est un vecteur unitaire orthogonal à  $\vec{u}$ .

$\alpha$  est l'angle entre  $\vec{z}$  et  $\vec{w}$  et  $\theta$  est l'angle entre  $\vec{z}$  et  $\vec{u}$ .

$AB = e$  et  $CB = 1$

L'entrée de ce mécanisme est le paramètre angulaire  $\theta$  qui représente l'angle de rotation du moteur et la sortie est le paramètre  $z$  qui représente le déplacement du coulisseau comme défini ci-dessous.

On définit le paramètre  $z$  (position du point C sur l'axe  $\vec{z}$ ) de la façon suivante :  $z = -CA + e + 1$ , ainsi  $z(\theta=\pi) = 0$ . Les valeurs numériques de  $l$  et de  $e$  sont à lire sur le dessin figure III-1.

**Question a)** Par la méthode de votre choix que vous détaillerez, déterminer l'expression de  $\dot{z}$  en fonction de  $\alpha$ ,  $\theta$ ,  $\dot{\theta}$  et  $e$  (vérifier que  $\dot{z} < 0$  lorsque  $\dot{\theta} > 0$  avec  $\theta \in [0; \pi]$ ).

#### **III.C Etude dynamique de la découpe**

La force nécessaire pour cisailier une tôle peut être considérée constante pendant la découpe et vaut alors  $R_r \times S$ , avec :

- $R_r$  : résistance à la rupture du matériau qui vaut ici  $900 \text{ N/mm}^2$
- $S$  la surface cisaillée de la tôle : figure III.4.

Hypothèses :

- Initialement l'ensemble étudié {1, 2, 3} est immobile en position Point Mort Haut (PMH) ( $\theta = 0$ )
- La fin de la découpe de la tôle correspond à la position  $\theta = 150^\circ$
- Le moteur fournit un couple constant entre  $\theta = 0$  et  $\theta = 180^\circ$  de valeur  $C_1$  puis un couple constant  $C_2$  pendant la montée (entre  $\theta = 180^\circ$  et  $\theta = 360^\circ$ )
- On néglige les masses de toutes les pièces en mouvement sauf celle du coulisseau (3) de masse  $M=40 \text{ kg}$ .
- On considère que toutes les liaisons sont parfaites (pas de frottement).

**Question a)** Faire l'inventaire des actions mécaniques appliquées sur l'ensemble {1, 2, 3} par l'extérieur pendant la phase de descente. Calculer les travaux de ces actions mécaniques pour  $\theta$  compris entre 0 et  $150^\circ$  en précisant leurs signes.

Le travail de la force de découpe sera calculé dans le cas de l'encoche la plus grande définie sur la figure III.4.

En appliquant alors le théorème de l'énergie cinétique entre les positions  $\theta = 0$  et  $\theta = 150^\circ$  (sous sa forme intégrée  $E_c$  finale –  $E_c$  initiale =  $\Sigma$ travaux) en déduire la valeur minimale du couple C1 permettant à la lame de traverser la tôle dans le cas de l'encoche la plus grande.

**Précision complémentaire :** on cherche la valeur de C1 telle que la vitesse du coulisseau soit nulle en fin de découpe pour l'encoche la plus grande.

**Question b)** Calculer le travail de C1 et du poids pour  $\theta$  entre  $150^\circ$  et  $180^\circ$ .

Démontrer que l'énergie cinétique de l'ensemble {1, 2, 3} est nulle au PMB et expliquer ce que devient alors la somme de ces travaux calculée entre  $150^\circ$  et  $180^\circ$ ?

Calculer la valeur minimale de C2 pour que le moteur puisse remonter la masse M jusqu'au PMH.

### **III.D Analyse des résultats de simulation numérique**

Les résultats de la simulation de ce mécanisme, avec les valeurs théoriques correspondants aux hypothèses citées jusqu'ici, sont donnés sur le document réponse R III.C.1.

Ce document donne la vitesse du coulisseau  $\dot{z}$  (masse M), l'accélération du coulisseau  $\ddot{z}$ , la position angulaire  $\theta$  de la manivelle et la vitesse de rotation de la manivelle  $\dot{\theta}$  en fonction du temps, pour un tour de manivelle.

**Question a)** Sur la courbe « vitesse du coulisseau  $\dot{z}$  » du document réponse R III.C.1, indiquer les différentes phases (découpe, PMB, PMH) et expliquer, directement sur le même document, à quoi correspondent chacun des trois pics sur la courbe d'accélération du coulisseau.

**Question b)** Les résultats de la simulation de ce mécanisme, avec des valeurs de masse de l'arbre excentrique et de la bielle correspondants à la réalité (donc non nulles ici) sont donnés sur le document réponse R III.C.2.

Sur la courbe de vitesse du coulisseau  $\dot{z}$  du document réponse R III.C.2., indiquer les différentes phases (découpe, PMB, PMH).

Commenter sur votre copie, les nouvelles valeurs d'accélération au PMH et PMB du coulisseau ainsi que la nouvelle échelle du temps.

Le système est-il capable de répondre au cahier des charges en matière de cadence dans ces conditions ?

## Partie IV Etude d'amélioration des performances

Dans cette partie on se propose d'étudier les différentes possibilités de mise en mouvement dans la direction longitudinale (suivant  $\vec{y}$ ) des deux unités poinçon P1 et P2 à partir de mécanismes vis - écrou afin d'en déduire une solution optimale.

**Question a)** Voici un tableau qui résume les quatre possibilités de mise en mouvement des deux unités P1 et P2 par des mécanismes vis - écrou.

« Fixe ou mobile » pour la vis signifie que celle-ci est respectivement « immobile ou mobile » **en rotation par rapport au bâti**.

« Fixe ou mobile » pour l'écrou signifie que celui-ci est respectivement « immobile ou mobile » **en rotation par rapport à l'unité de poinçonnage**.

	Ecrou associé à l'unité P1	Vis associée à l'unité P1	Ecrou associé à l'unité P2	Vis associée à l'unité P2	Vis commune associée aux deux unités P1 et P2
Cas 1	Fixe	Mobile	Fixe	Mobile	Fixe, mobile ou impossible ?
Cas 2	Fixe	Mobile	Mobile	Fixe	Fixe, mobile ou impossible ?
Cas 3	Mobile	Fixe	Fixe	Mobile	Fixe, mobile ou impossible ?
Cas 4	Mobile	Fixe	Mobile	Fixe	Fixe, mobile ou impossible ?

Préciser sur votre copie pour les quatre cas la solution (fixe, mobile ou impossible) nécessaire lorsque l'on utilise une vis commune pour les deux unités P1 et P2.

Pour des raisons de modularité il a été choisi de bloquer en rotation la vis commune et de faire tourner les écrous liés aux unités P1 et P2, de manière à ce que les deux unités soient similaires.

**Question b)** Avec ce choix, préciser pour chacun des deux actionneurs s'ils doivent respecter une exactitude de positionnement en phase de réglage et/ou en phase de production.

Expliquer la différence (entre exactitude en phase réglage et exactitude en phase production) **que cela implique sur le choix et la commande des actionneurs**.

Dans la question suivante, pour un cycle donné, on considère que la distance entre les deux unités P1 et P2 est constante. Cette distance est donc variable uniquement dans les phases de réglage.

**Question c)** Proposer une amélioration qui permette d'utiliser un des deux actionneurs en positionnement en phase de réglage uniquement (à choisir parmi les 4 cas possibles cités dans le tableau ci-dessus) sous forme d'un schéma qui fera clairement apparaître la cinématique, les actionneurs et la transmission de puissance.

On pourra, par exemple, s'aider de la figure I.6 « schéma cinématique de la machine » sur lequel n'apparaissent pas ces éléments.

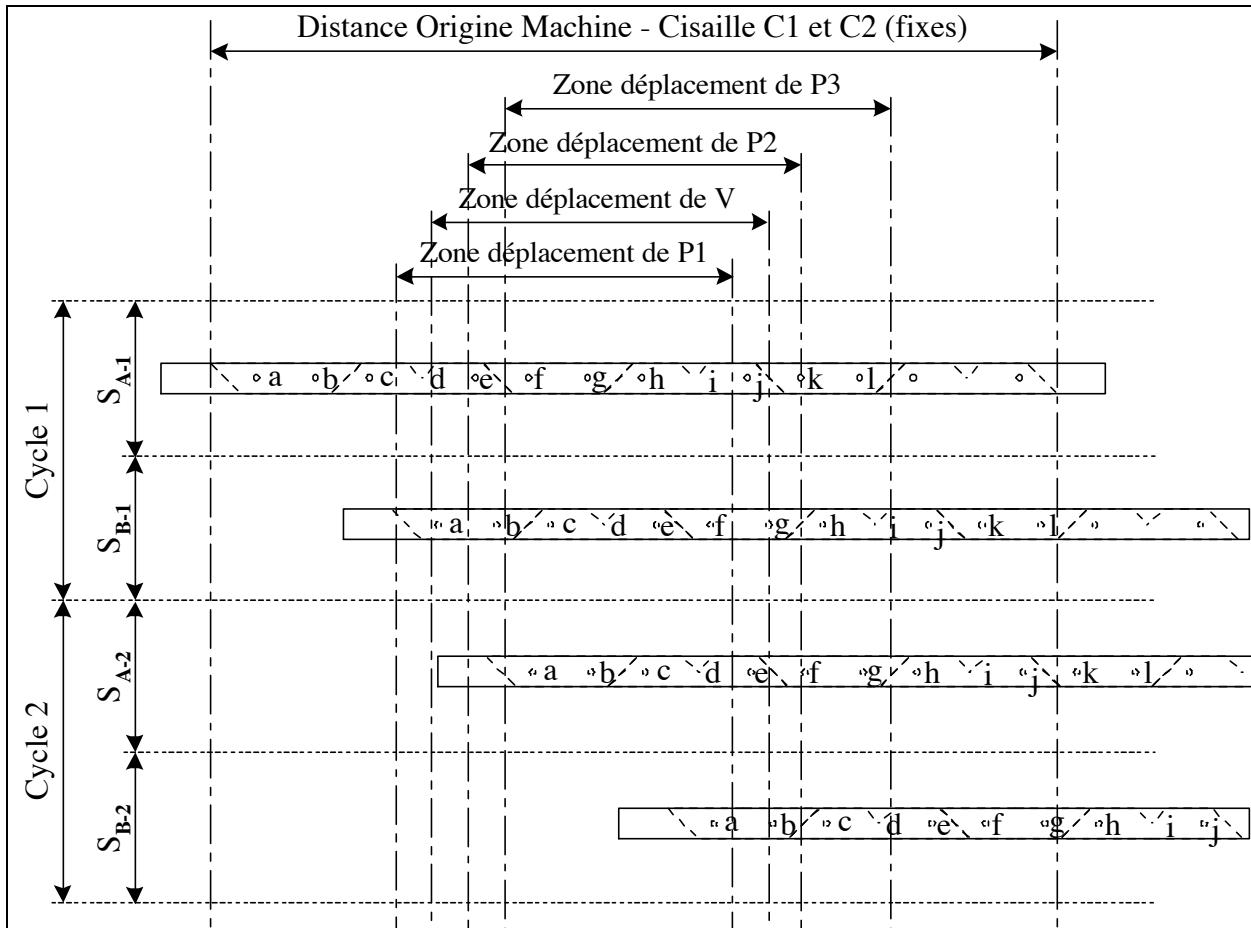
# - Tableau des paramètres -

Rep.	Commentaire	Symbol	Val. pour AN	Unité	Val. Mini	Val. Maxi	Val. Variable
1	Epaisseur de la tôle	ep	0,3	mm	0,27	0,3	Non
2	Largeur de la tôle	l	300	mm	50	500	Non
3	Longueur culasse	Lcu	1000	mm	235	1500	Non
4	Longueur colonne	Lco	500	mm	200	1200	Non
5	Entraxe des trous dans la culasse	EAcu	560	mm	160	600	Non
6	Entraxe des trous dans la colonne	EAco	370	mm	160	600	Non
7	Distance de l'axe du trou à l'extrémité de la culasse	EPcu	-	mm	-	-	Oui
8	Distance de l'axe du trou à l'extrémité de la colonne	EPco	-	mm	-	-	Oui
9	Diamètre des trous poinçonnés	φ poinçon	-	mm	10,3	14	Non
10	Profondeur de l'encoche sur la culasse	Ve	-	mm	10	40	Oui
11	Nombre de décalés par lit	NbDL	5	-	2	6	Non
12	Nombre de tôles par décalé	NbTD	1	-	1	4	Non
13	Nombre de tôles par gradin	NbTG	-	-	-	-	Non
14	Valeur du décalage	Dec	4	mm	-	-	Non
15	Valeur totale du décalage pour un lit complet	DecLit	-	mm	-	-	Non
16	Nombre de lits par gradin	NbLitsG	-	-	-	-	Non
17	Longueur de tôle utilisée pour	LongTu	-	m	-	-	Non
18	Hauteur d'empilage de tôles pour un gradin	Hemp	207	mm	-	-	Non
19	Durée d'une séquence de frappe	tf	200	ms	-	-	Non
20	Durée d'une séquence de bridage ou débridage	tbd	150	ms	-	-	Non
					-0,5	0	Non
21	Précision du positionnement de la tôle	pr	0,5	mm	-	-	Non
22	Profondeur de la fosse par rapport au sol	ProF	3	m	-	-	Non
23	Hauteur de la ligne de découpe par rapport au sol	H	1	m	526	1050	Oui
25	Diamètre extérieur de la bobine de tôle	De	1050	mm	-	-	Non
24	Diamètre intérieur de la bobine de tôle	Di	526	mm	-	-	Non
26	Nombre de dents du pignon côté arbre moteur	Zm	19	-	-	-	Non
27	Nombre de dents du pignon côté arbre de sortie	Zs	126	-	-	0,25	Non
28	Angle parcouru par la bobine en cas d'arrêt d'urgence	qsurg	0,25	tour	-	-	Non
29	Coefficient de frottement disque/patins	fr	0,4	-	-	-	Non
30	Rayon de freinage	Rf	300	mm	-	-	Non
31	Masse volumique de la tôle d'acier	r	7800	kg/m3	-	-	Oui
32	Masse de la bobine	M	-	-	-	-	Oui
33	Inertie de la bobine par rapport à son axe de rotation	Jb	-	-	-	-	Non
34	Vitesse moyenne de production	Vmoyprod	0,75	m/s	-	-	Non
35	Longueur de tôle disponible sur une bobine	LongT	-	m	-	-	Non
36	Temps d'autonomie avec une bobine	T	-	s (ou h)	-	-	Non
37	Vitesse angulaire du moteur lorsque bobine pleine	ωMmin	-	rad/s	-	-	Non
38	Vitesse angulaire du moteur lorsque bobine vide	ωMmax	-	rad/s	-	0,5	Non
39	Angle parcouru par la bobine au démarrage	θsdem	0,5	tour	-	-	Non
40	Durée de l'accélération	Tacc	-	s	-	-	Non
41	Accélération angulaire du moteur	γMacc	-	-	-	-	Non
42	Inertie de l'arbre moteur du dérouleur	JMD	0,012	kg.m²	-	-	Non
43	Inertie de l'axe de sortie du dérouleur	JSD	2,5	kg.m²	-	-	Non
44	Inertie équivalente sur l'axe moteur du dérouleur	JeqD	-	kg.m²	-	-	Non
45	Couple moteur en accélération	CM	-	-	-	-	Non
46	Autonomie machine fosse pleine	TF	-	-	-	-	Non
47	Décélération d'urgence	γSdéc	-	-	-	-	Non
48	Couple de freinage d'urgence	Cfr	-	-	-	-	Non
49	Effort presseur normal par patin	Nfr	-	-	-	-	Non
50	Pression d'alimentation pneumatique disponible	p	7	bar	-	-	Non
51	Diamètre du piston de freinage	Dpistfr	-	-	-	82	Non
52	Diamètre des galets moteurs	Dmot	80	mm	-	-	Non
53	Diamètre du galet mesureur supérieur	Dsmes	82	mm	-	-	Non
54	Diamètre du galet mesureur inférieur	Dimes	80	mm	-	-	Non

# - Tableau des paramètres -

Rep.	Commentaire	Symbol	Val. pour AN	Unité	Val. Mini	Val. Maxi	Val. Variable
55	Diamètre du galet tendeur supérieur	Dsten	76	mm	-	-	Non
56	Diamètre du galet tendeur inférieur	Diten	110	mm	-	-	Non
57	Entraxe galets moteur	gmot	80	mm	-	-	Non
58	Entraxe galets mesureur	Ames	80	mm	-	-	Non
59	Entraxe galets tendeurs	Aten	92	mm	-	-	Non
60	Masse linéique de la tôle	h			-	-	Non
61	Longueur de tôle dans la fosse	LAC	8	m	-	-	Non
62	Masse de la tôle dans la fosse	MAC			-	-	Non
63	Accélération de la pesanteur	g	10	m/s <sup>2</sup>	-	-	Non
64	Longueur de tôle sur la zone de découpe	LCE			-	-	Non
65	Masse de la tôle sur la zone de découpe	MCE			-	-	Non
66	Masse de la demi longueur de tôle dans la fosse	MBC			-	-	Non
67	Effort de tension	FT	10	N	-	-	Non
68	Effort tangentiel du tendeur sur la tôle	FtT			-	-	Non
69	Effort tangentiel de l'amenage sur la tôle	FtA			-	-	Non
70	FtT à l'arrêt	FtTarr			-	-	Non
71	FtA à l'arrêt	FtAarr			-	-	Non
72	Accélération de la tôle	γAV			-	-	Non
73	Efforts internes	Fi			FT	-	Non
74	FtT en accélération	FtDacc			-	-	Non
75	FtA en accélération	FtAacc			-	-	Non
76	FtT en décélération	FtDdec			-	-	Non
77	FtA en décélération	FtAdéc			-	-	Non
78	Distance parcourue dans la phase d'avance	DAV	500	mm	-	-	Non
79	Durée d'une avance	TAV	250	ms	-	-	Non
80	Vitesse d'avance maximale	VAVmax			-	-	Non
81	Vitesse d'avance moyenne	VAVmoy			-	-	Non
82	Durée de l'accélération	TAVacc			-	-	Non
83	Durée de la décélération	TAVdéc			-	-	Non
84	Effort presseur à l'amenage	FNA			-	-	Non
85	Effort presseur au tendeur	FNT			-	-	Non
86	Rendement de la transmission d'amenage	ra	0,85	-	-	-	Non
87	Rapport de réduction (wsortie/wentrée) de l'amenage	RedA	0,75	-	-	-	Non
88	Inductance de l'induit du moteur CC	L	0	H	-	-	Non
89	Frottement équivalent du moteur CC	feq	0	N.m.s/rad	-	-	Non
90	Constante électromagnétique	KE	Km		-	-	Non
91	Constante électromécanique	Km	3,5	N.m/A	-	-	Non
92	Inertie du moteur d'amenage	JmA	0,005	kg.m <sup>2</sup>	-	-	Non
93	Inertie équivalente sur l'axe du moteur d'amenage	JeqA	0,011	kg.m <sup>2</sup>	-	-	Non
94	Résistance de l'induit	R	0,58	W	-	-	Non
95	Gain statique du correcteur	Kcorr			-	-	Non
96	Pulsation de coupure	ωc	190	rad/s	-	-	Non
97	Position angulaire de la manivelle (1)	θ		rad			Oui
98	Vitesse angulaire de la manivelle (1)	θ̇		rad/s			Oui
99	Position angulaire de la bielle (2)	α		rad			Oui
100	Masse du coulisseau (3)	M	40	kg	-	-	Non
101	Excentricité	e	à mesurer	mm	-	-	Non
102	Longueur de la bielle	l	à mesurer	mm	-	-	Non
103	Position du point C du coulisseau	z		m	0	2e	Oui
104	Vitesse du point C du coulisseau	ż		m/s			Oui
105	Résistance à la rupture de la tôle	Rr	900	N/mm <sup>2</sup>	-	-	Non
106	Section cisaillée en V de la tôle	S	à calculer	mm <sup>2</sup>			Oui
107	Couple moteur dans la phase de descente	C1		N.m	-	-	Non
108	Couple moteur dans la phase de montée	C2		N.m	-	-	Non

# Documents réponses (pages R1 à R3)

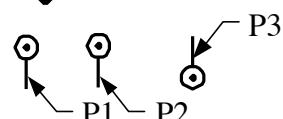


## Symboles de représentation des outils

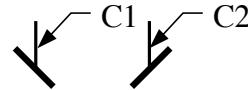
Découpe en V



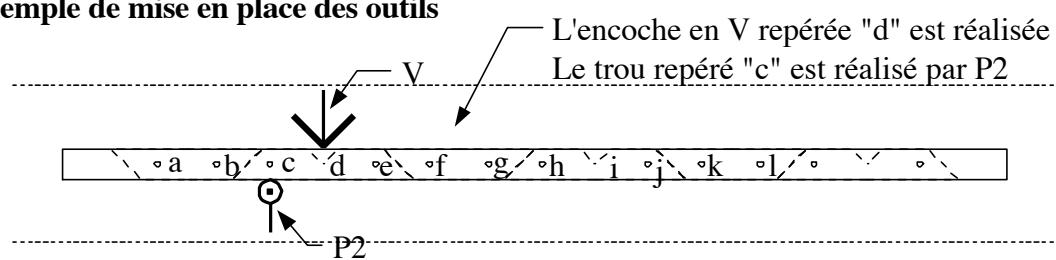
Poinçon P1, P2, P3



Cisailles C1, C2

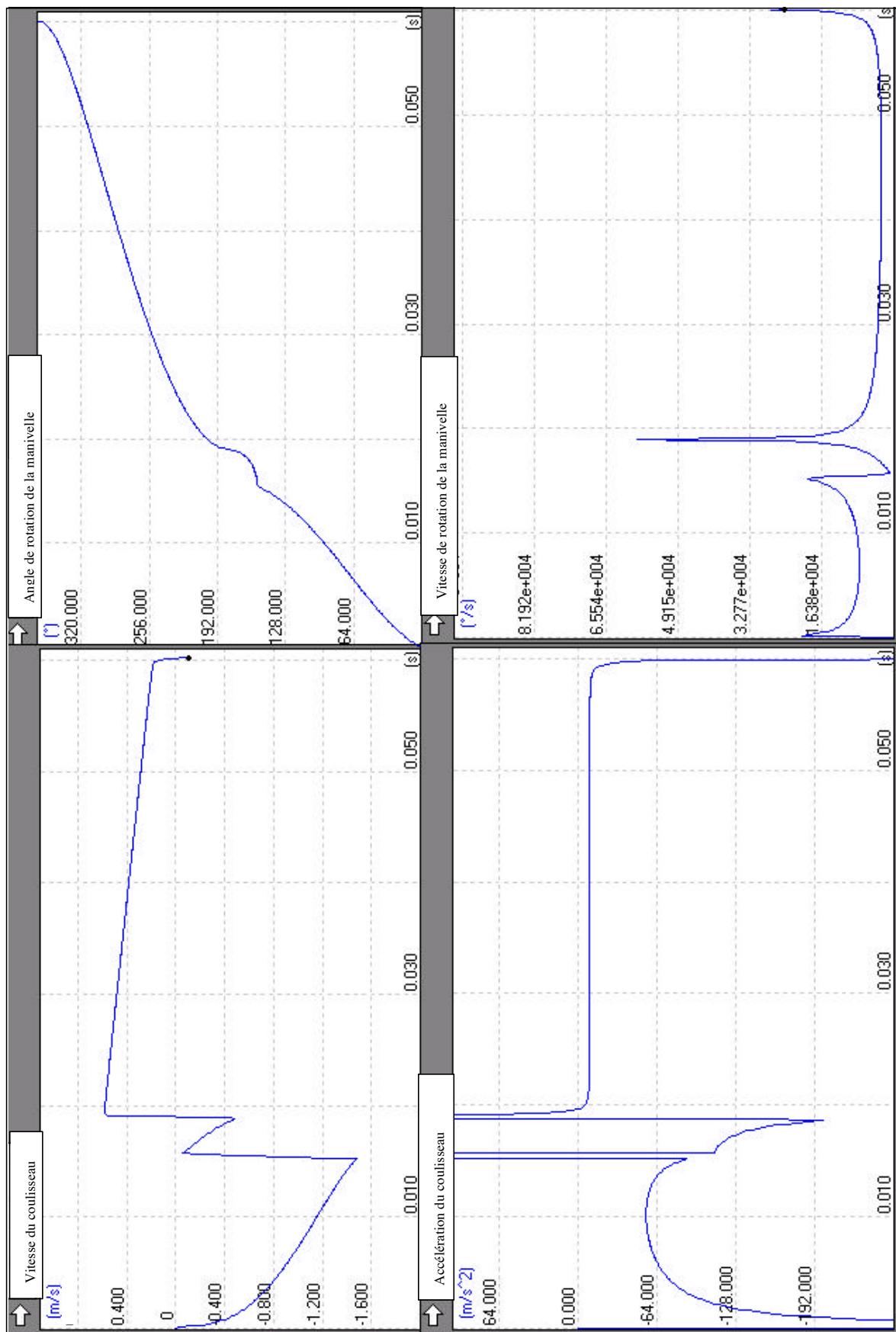


## Exemple de mise en place des outils

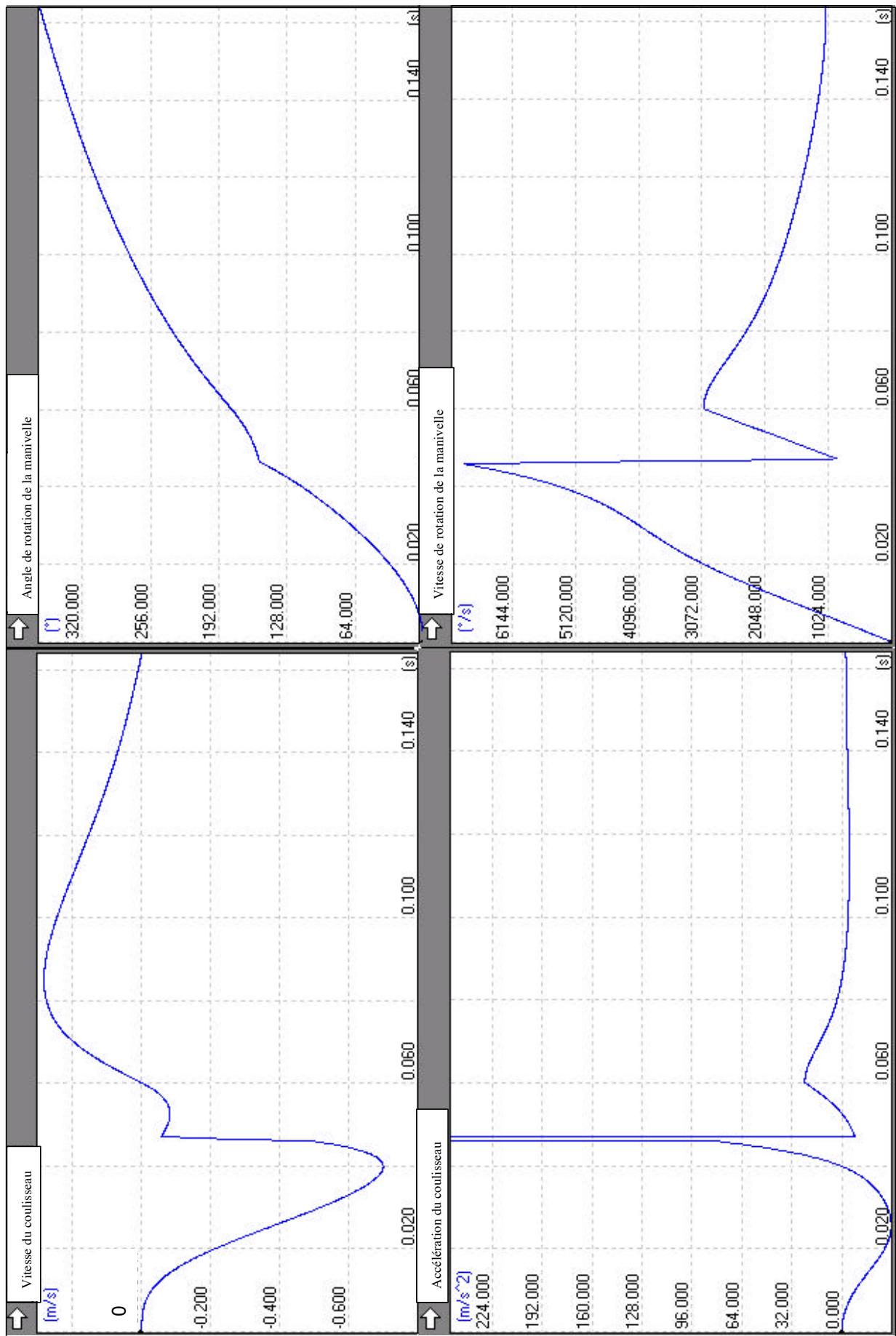


Document réponse R.I.C : silhouettes des tôles au cours de deux cycles Colonne-Culasse.

## Document réponse R III.C.1



## Document réponse R III.C.2



# Figures



Figure I.1: transformateur Trihal.

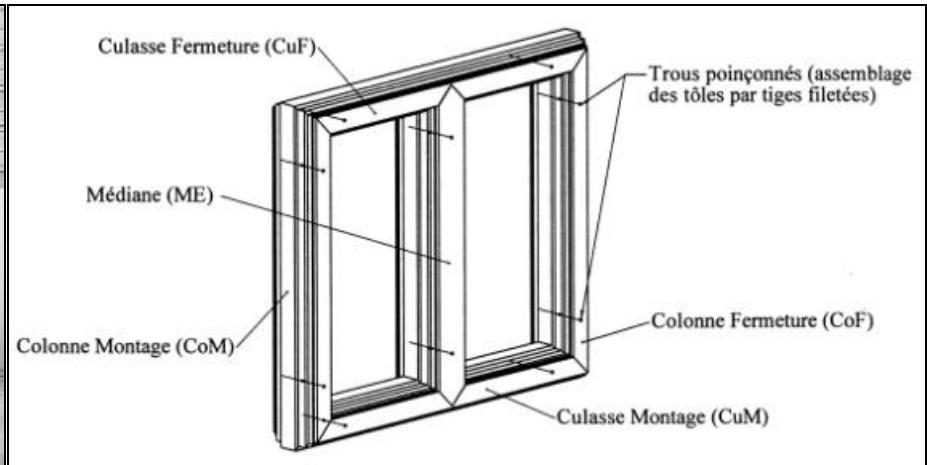


Figure I.2 : vue en perspective d'un circuit triphasé.

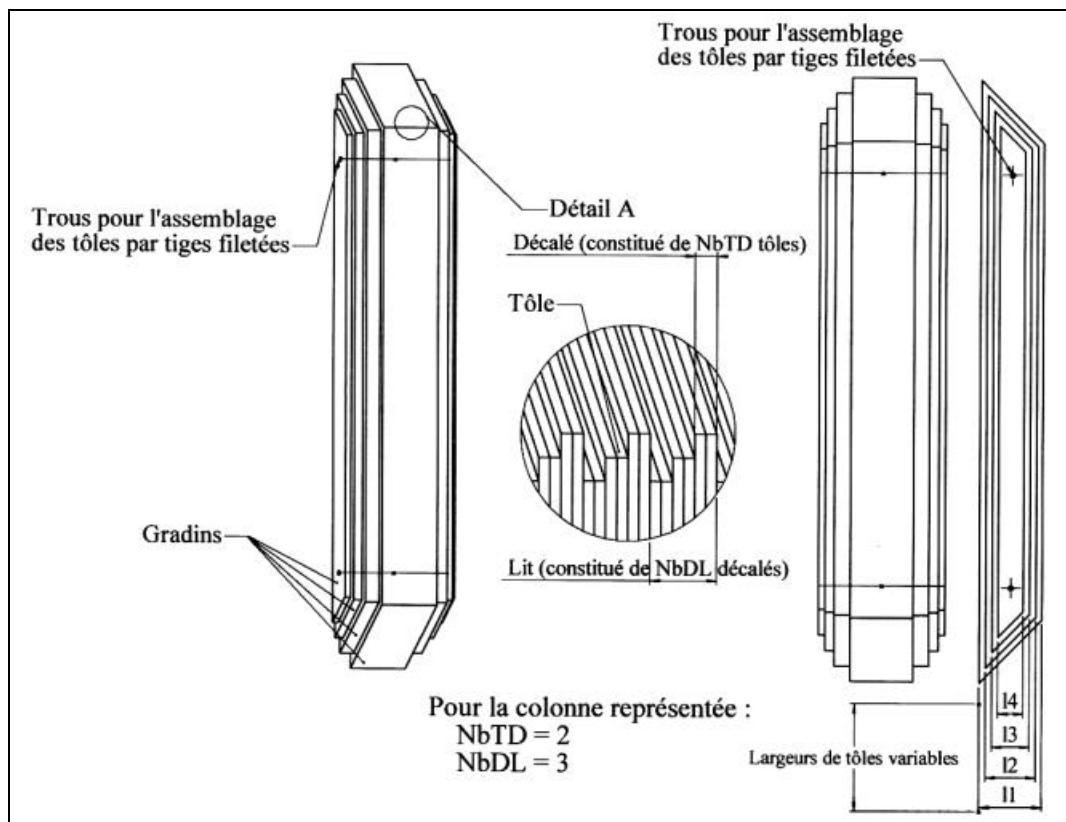


Figure I.3 : constitution d'une colonne.

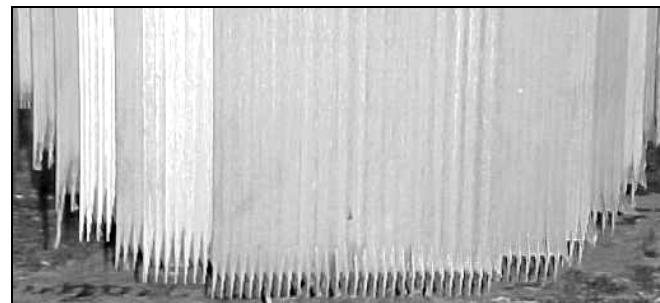
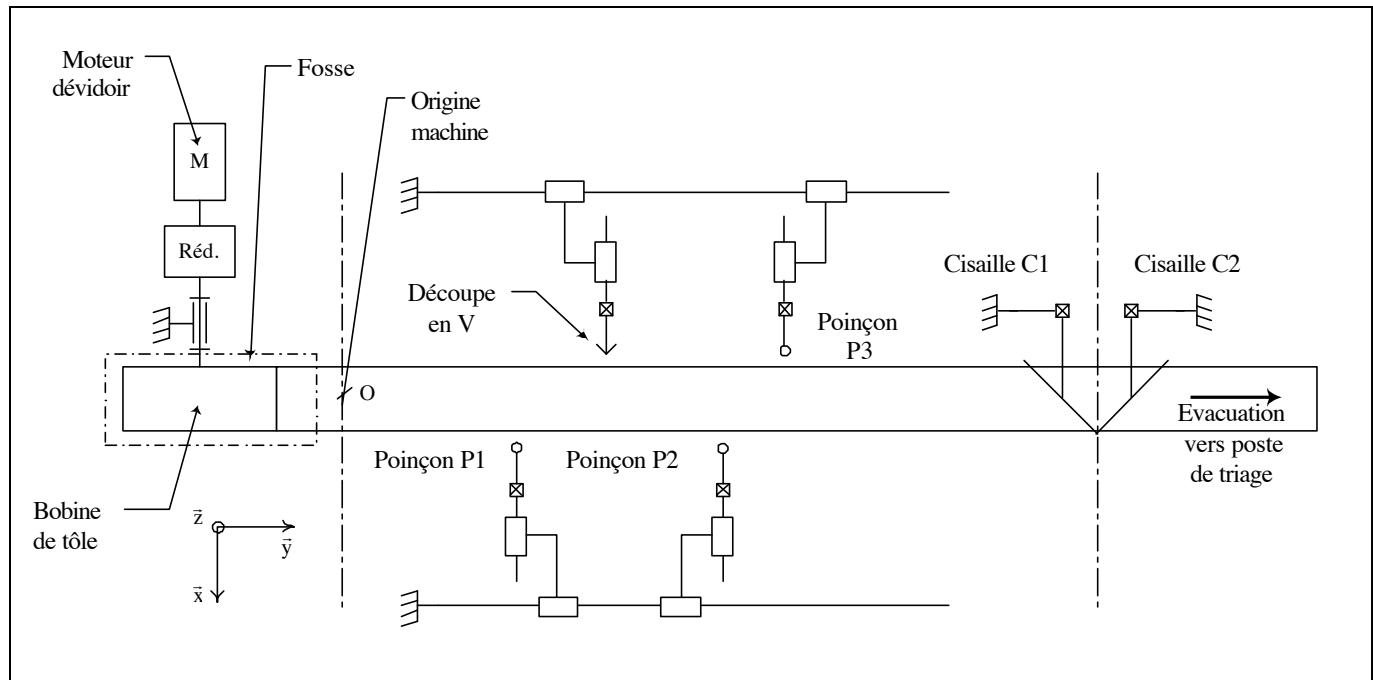


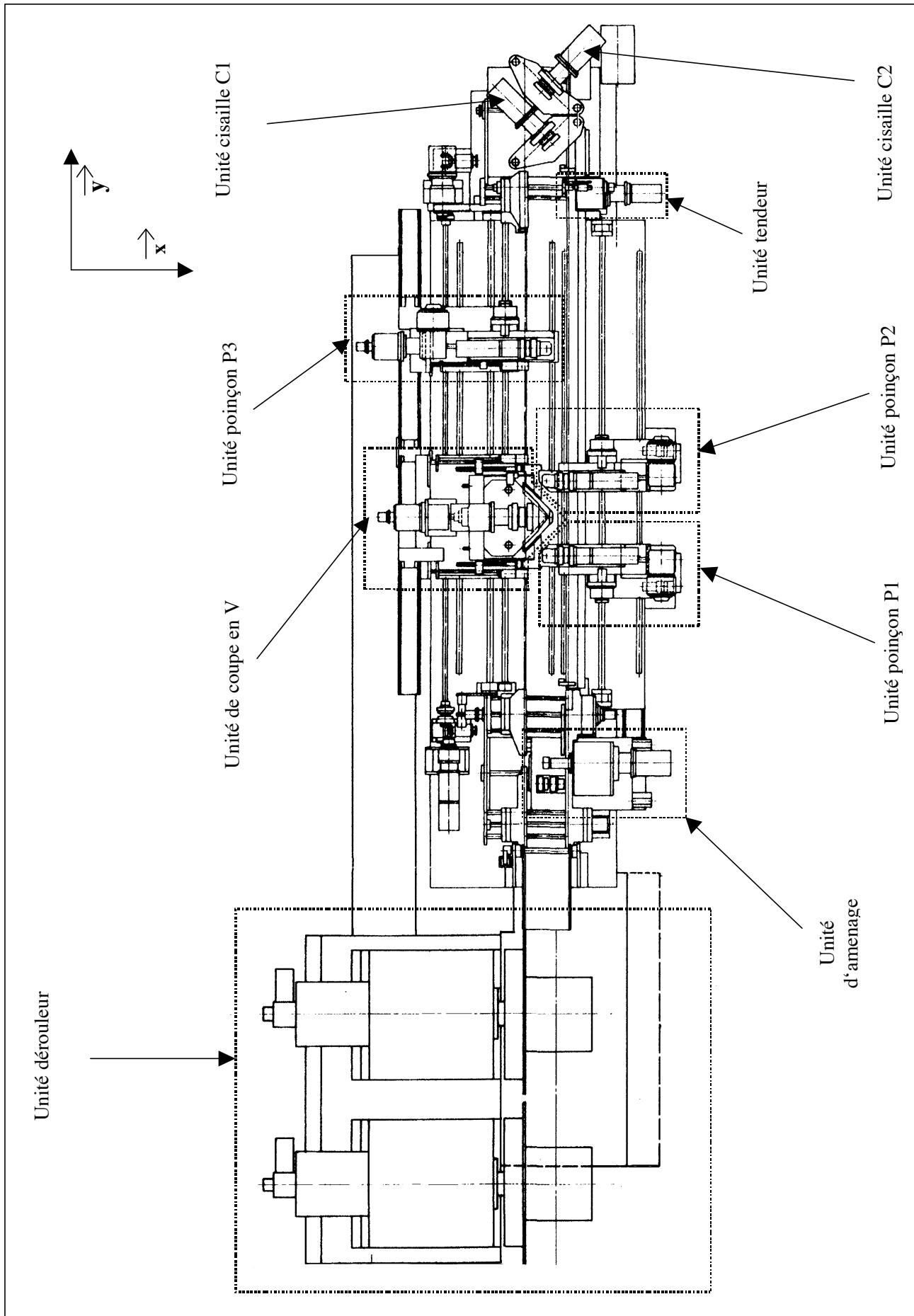
Figure I.4 : vue de détail de l'extrémité des lits d'un noyau.



**Figure I.5 :** circuit triphasé en cours de montage.



**Figure I.6 :** schéma cinématique de la machine.



**Figure I.7 :** dessin d'ensemble de la machine.

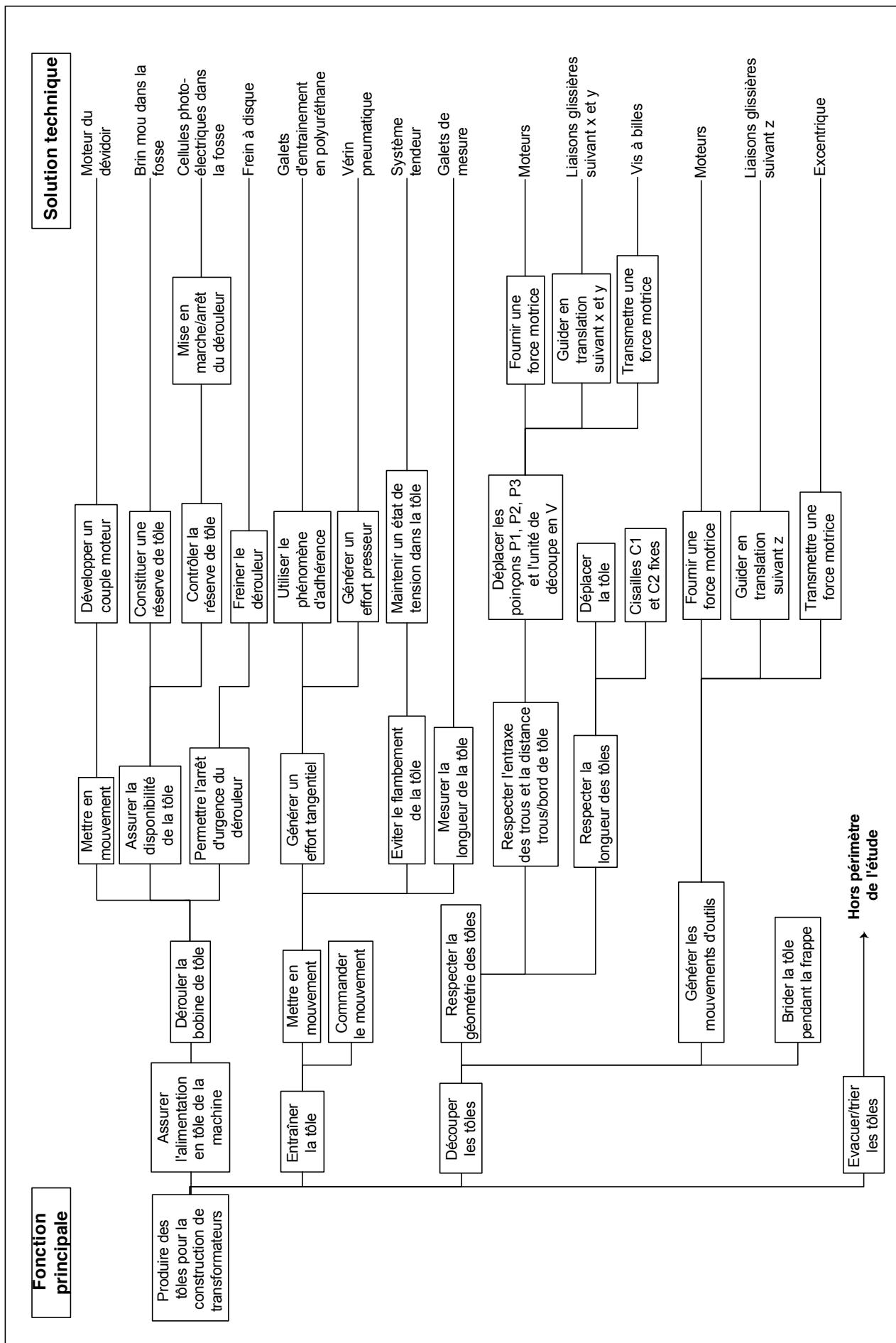


Figure I.8 : diagramme FAST de la machine de découpe.

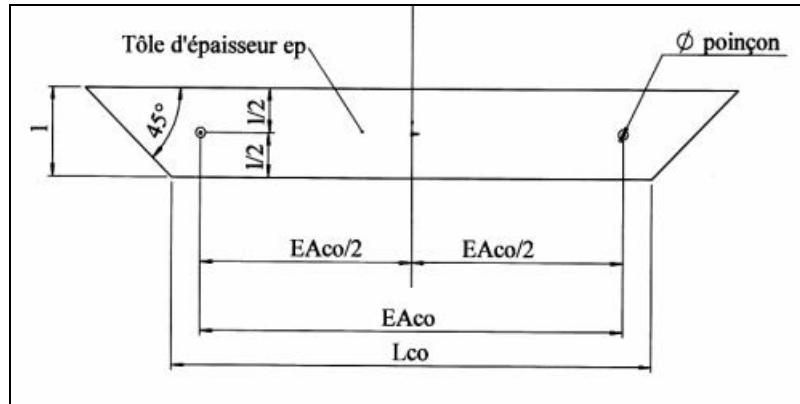


Figure I.9 : géométrie d'une colonne.

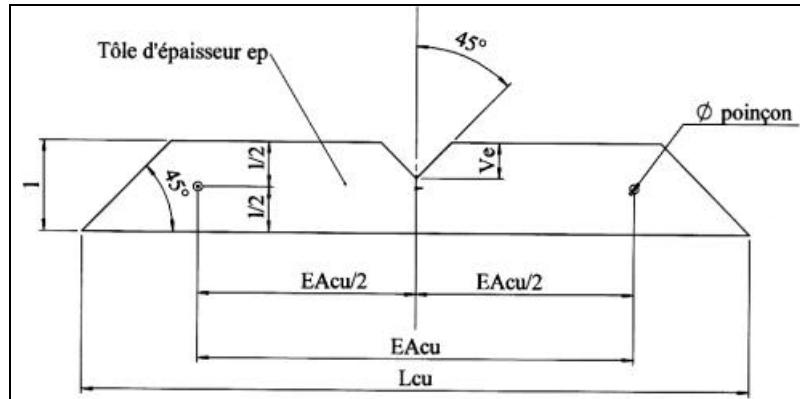


Figure I.10 : géométrie d'une culasse.

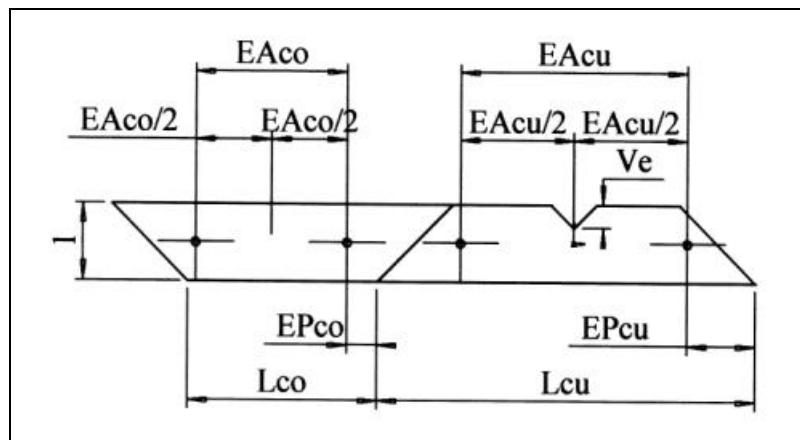


Figure I.11 : cycles de découpe des tôles pour un couple Colonnes Culasses.

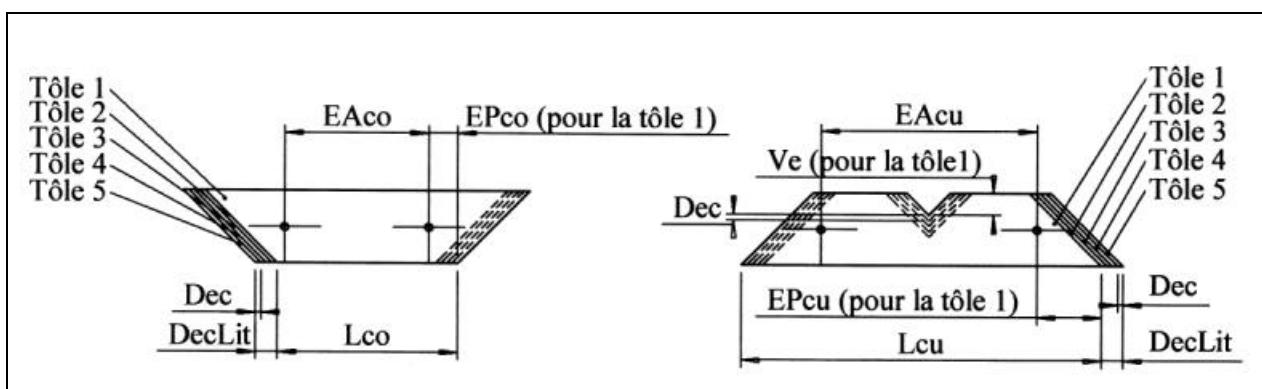


Figure I.12 : lits de tôles colonnes et culasses.

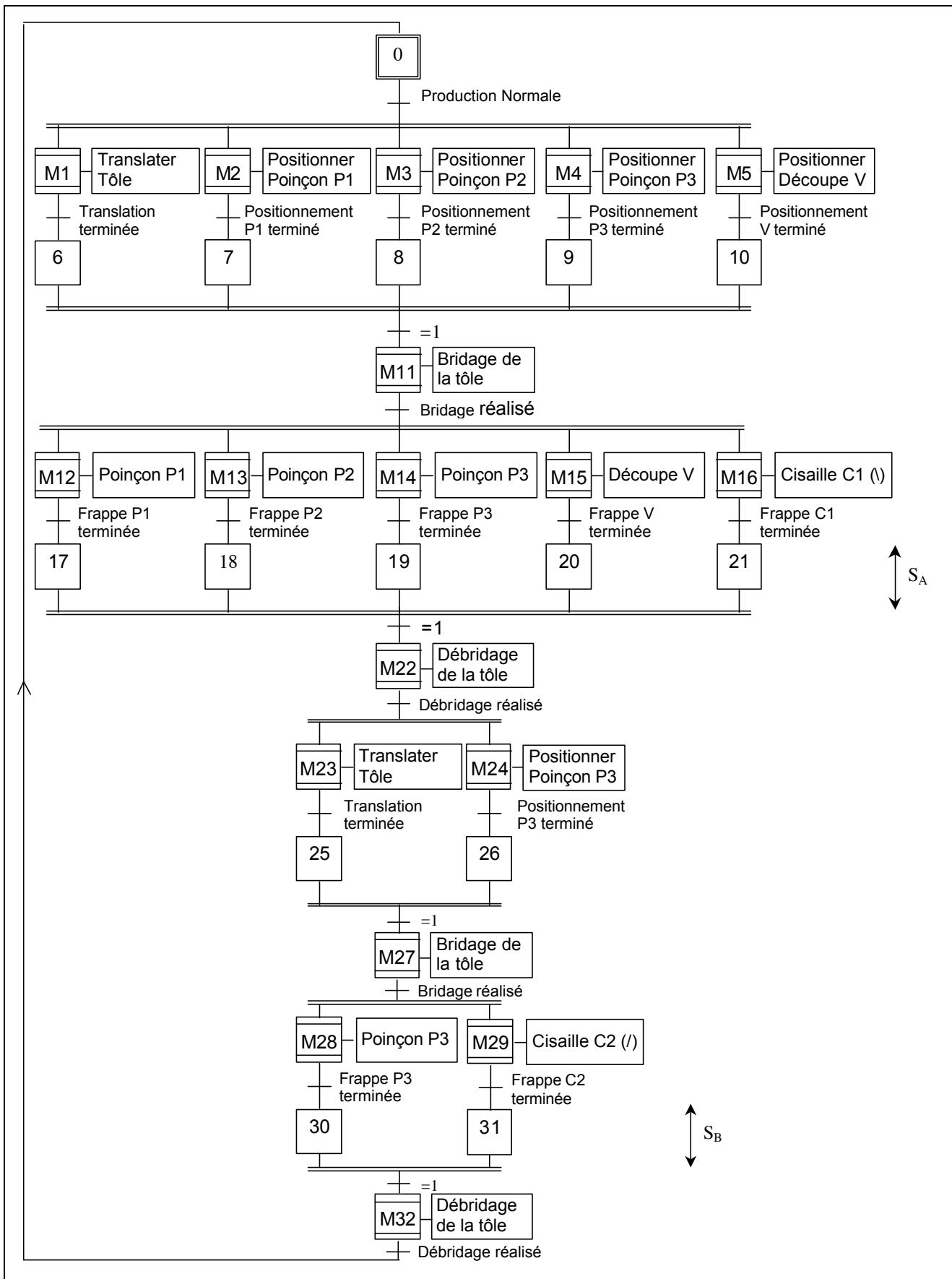
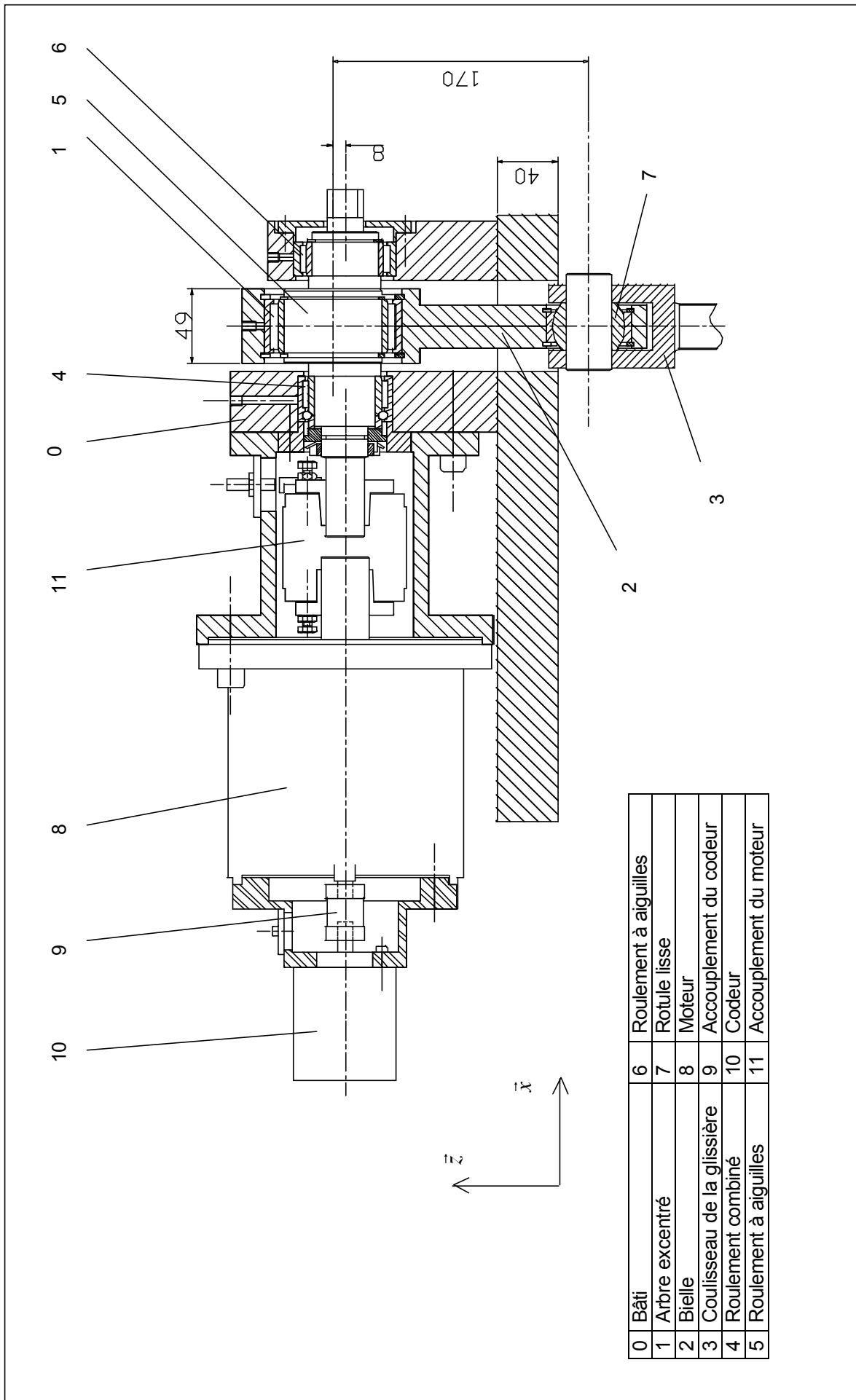


Figure I.13 : grafcet du poste de découpe en production normale.



**Figure III.1 :** mécanisme de transformation de mouvement « bielle – excentrique ».

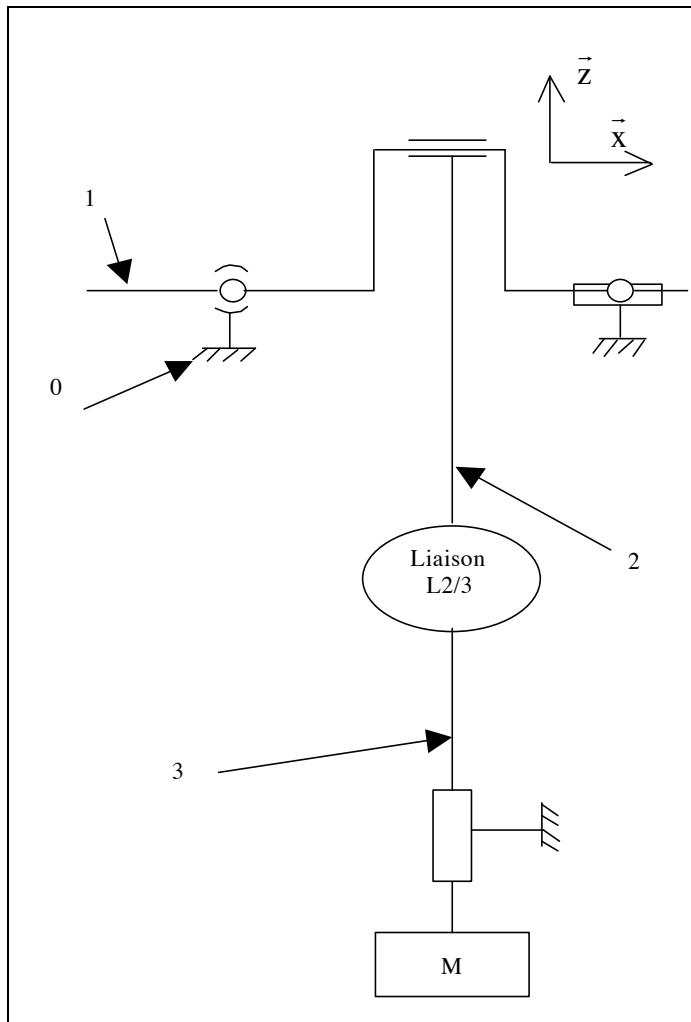


Figure III.2 : modélisation cinématique

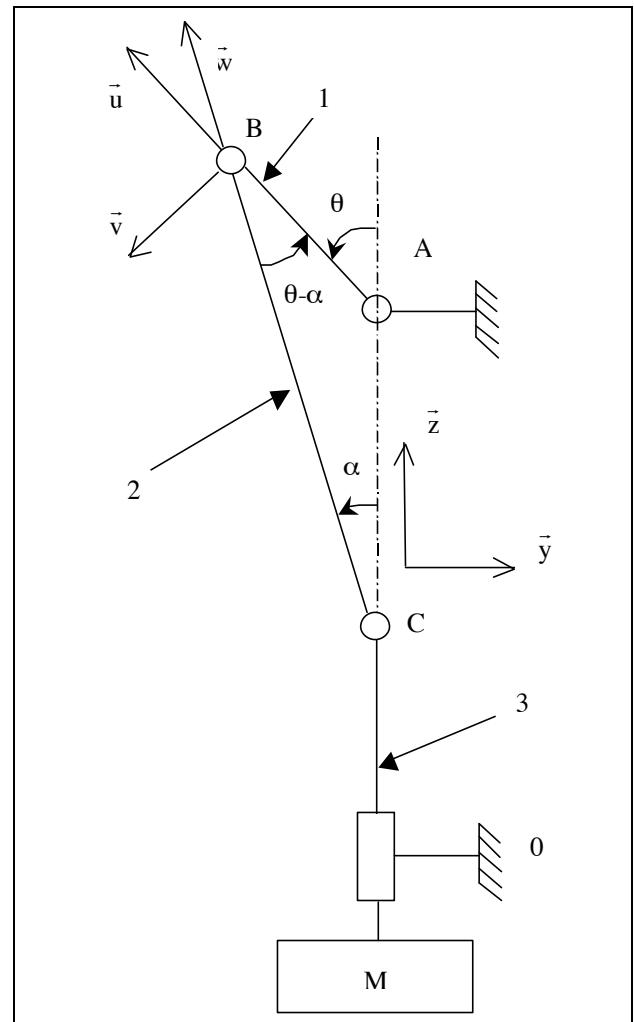


Figure III.3 : paramétrage du mécanisme

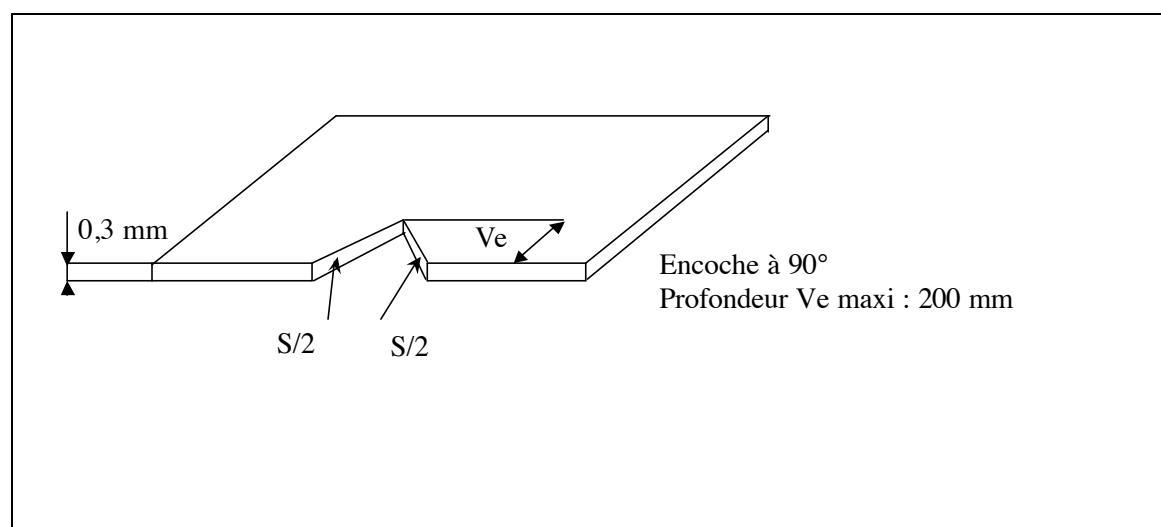


Figure III.4 : surface découpée