

CONCOURS EXTERNE DE L'AGREGATION DE MECANIQUE, 2007

Epreuve d'Automatique et d'Informatique Industrielle

Durée : 6 heures

L'usage des instruments de calcul, en particulier calculatrice électronique de poche – y compris calculatrice programmable, alphanumérique ou à écran graphique, à fonctionnement autonome, non imprimante - est autorisé conformément à la circulaire n° 99-186 du 16 novembre 1999.

Tout document ou autre matériel électronique sont interdits

Le candidat doit obligatoirement traiter les **deux** parties sur des copies **distinctes**, en précisant bien sur chaque copie, le titre, le repère et la partie de l'épreuve traitée.

SYSTEME DE MOULAGE DISAMATIC

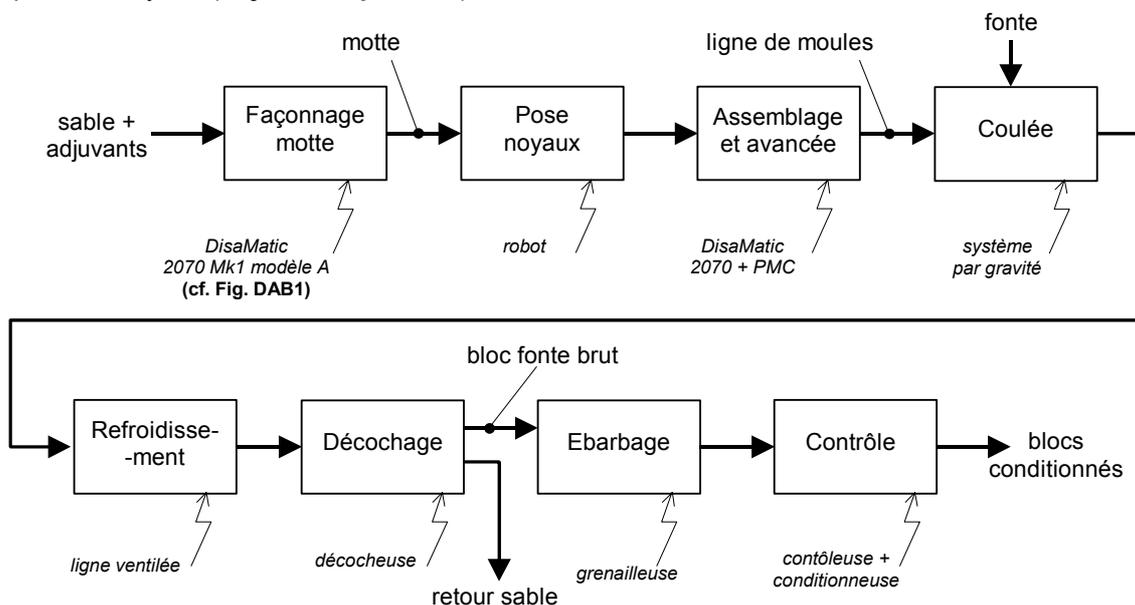
Présentation générale

L'étude suivante porte sur une ligne de fabrication par moulage par gravité de carters en fonte pour l'industrie automobile. L'originalité de ce système réside dans le façonnage et l'assemblage des mottes de sable servant de moule qui constitue au final un train de blocs de sable de plus de 200 m.



Schématiquement, le processus de fabrication débute par le façonnage (par compression) d'une quantité de sable introduite par gravité dans une chambre (de dimensions moyennes H=700, L=950, ep=500) fermée par deux plaques mobiles de serrage (amont et aval) dans lesquelles figurent les empreintes de moulage. Le serrage conséquent et contrôlé de la motte (**objet de la partie B**) lui assure une résistance mécanique propre suffisante, lui permettant notamment de supporter la phase de coulée. La motte façonnée est éjectée de la chambre de compression et assemblée avec la motte précédemment fabriquée, constituant ainsi une suite continue de blocs de sable se dirigeant vers le poste de coulée (cf. annexe DAA1).

On remarque qu'avant l'assemblage par contact de deux mottes, un système automatique place un chapelet de noyaux (**objet de la partie A**).



Processus de fabrication

La masse importante des mottes réunies sur la ligne de fabrication assurent seule l'étanchéité du moule en sable. Une fois l'assemblage réalisé, l'ensemble des mottes est translaté d'un pas (largeur d'un moule) par un système de type 'pas de pèlerin' PMC autorisant ainsi la coulée.

Le reste de la ligne est consacré au refroidissement avant décochage où sont séparés le sable (qui sera réutilisé après recyclage) et les blocs fonte qui subiront encore un grenailage avant leurs contrôles et conditionnements.

Les détails nécessaires à une compréhension plus fine des différents éléments du système seront fournis lors des différentes étapes du sujet.

PARTIE A

ETUDE DE LA COMMANDE SEQUENTIELLE

Rappel : cette partie est à rédiger sur copie(s) séparée(s)

Remarque

Les deux parties (**A1** et **A2**) constituant la **partie A** sont indépendantes. Il est conseillé cependant de prendre connaissance de l'ensemble du sujet avant de traiter l'une des parties.

Constitution du système (voir annexe DAA1) :

- Un convoyeur linéaire motorisé permettant l'aménagement des noyaux et le recyclage des palettes vides ;
- Un portique deux axes + préhenseur (CSE), de pose du noyau sur la motte ;
- Un robot ABB 6 axes, de transfert des noyaux du convoyeur vers le portique ;
- La machine à réaliser les mottes (DISAMATIC) ;
- Un transporteur de précision des moules (PMC), avec son portique de serrage permettant le maintien en place de la rangée à l'arrêt.

Dans ce processus de fabrication, un moule consiste en l'assemblage de deux mottes et d'un noyau.

A1. COMMANDE SEQUENTIELLE

Cycle de fonctionnement :

- **DISAMATIC** : Le cycle de réalisation d'une motte s'effectue en six phases :
 1. Remplissage de la chambre de moulage ;
 2. Serrage de la motte ;
 3. Ouverture de la chambre de moulage ;
 4. Déplacement de la motte. Cette phase comporte deux sous-phases :
 - 4a : poussée de la motte en dehors de la chambre de moulage jusqu'à la jonction avec la rangée de moules ;
 - 4b : avance de la rangée de moules, synchronisée avec le transporteur PMC ;
 5. Rentrée de la plaque de serrage ;
 6. Fermeture de la chambre de moulage.
- **Convoyeur** : Dès que le robot a saisi un noyau et a atteint le point de dégagement convoyeur P_dgt_conv, la palette vide peut être évacuée au moyen d'un basculeur qui la dépose verticalement dans le rail d'évacuation motorisé des palettes vides tandis qu'une palette pleine est avancée en position de prise noyau.
- **Portique poseur de noyaux (CSE)** : Dès qu'une motte est en position sur le transporteur PMC et que la chambre de la machine à mouler est fermée, le portique peut venir poser un noyau sur la motte.
- **Robot** : Dès que le convoyeur a amené un noyau, le robot peut venir le saisir et le transporter vers le point d'attente de pose sur le préhenseur du poseur de noyaux (P_Att_CSE). Lorsque le poseur de noyaux est prêt, le robot peut lui transmettre le noyau.

- **Transporteur (PMC)** : Il s'agit d'un système d'avance à pas de pèlerin. Dès qu'une motte est réalisée par la DISAMATIC et en contact avec la rangée de mottes, la phase d'avance 4b peut démarrer : avance synchronisée de la plaque de serrage arrière de la DISAMATIC et du transporteur PMC. Ce dernier comporte deux grilles, une dite statique et une dite mobile (voir figure A1). La grille statique ne se déplace que verticalement tandis que la grille mobile se déplace verticalement et horizontalement. Le cycle de déplacement est le suivant :
 1. En attente de déplacement, la grille mobile est levée et la grille statique baissée (Fig. A1, image de gauche). Le train de moules repose sur la grille mobile ;
 2. Lors de l'avance synchronisée, la grille mobile se déplace horizontalement ;
 3. En fin d'avance, la grille statique remonte au niveau de la grille mobile ;
 4. La grille mobile est descendue, le train de moules repose alors sur la grille statique (Fig. A1, image de droite) ;
 5. La grille mobile revient en arrière ;
 6. La grille mobile remonte au niveau de la grille statique ;
 7. La grille statique descend, le cycle peut recommencer.

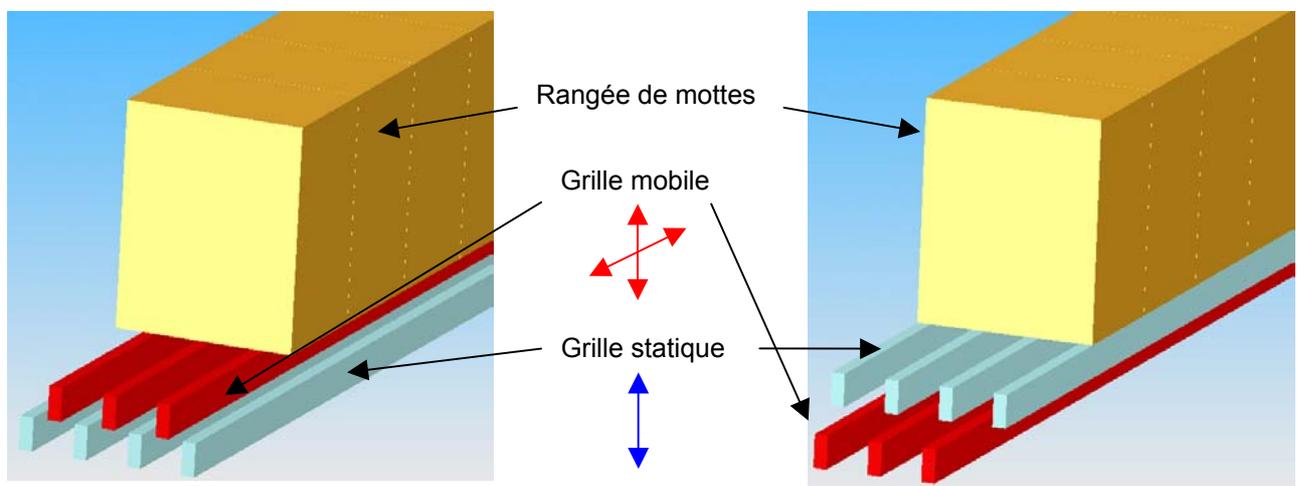


Fig. A1 – Transporteur PMC : principe du pas de pèlerin

Situation initiale de la partie opérative :

- Convoyeur prêt à avancer d'un pas ;
- Portique CSE en attente : axe X en position de prise d'un noyau sur le robot (au droit du point P_Pose_CSE), axe Z en position avancée, préhenseur vide ;
- Robot en position d'attente convoyeur (P_Att_Conv) ;
- DISAMATIC chambre fermée et vide, en attente de remplissage ;
- Transporteur PMC avec grille statique en bas et grille mobile en haut, prêt à avancer la ligne de moules.

Structure de la commande (voir annexe DAA2) :

La commande est réalisée par trois parties commandes, la première étant hiérarchiquement structurée :

- Une partie commande PC1 contrôlant l'ensemble DISAMATIC + CSE + PMC ;
- Une partie commande PC2 contrôlant le robot ;
- Une partie commande PC3 contrôlant le convoyeur (non étudiée).

Les trois PC peuvent échanger des informations de type tout ou rien au moyen d'interfaces de connexion standardisées. Ces informations permettent une synchronisation optimale afin de minimiser

le temps de cycle sans risquer de collision. Elles sont spécifiées entre guillemets dans le document DAA5.

REMARQUE : les modes de marches ainsi que les aspects relatifs à la sécurité ne seront pas abordés.

La prise du noyau par le robot est effectuée au moyen d'un préhenseur doté de 4 pinces pneumatiques à serrage parallèle (voir annexe DAA4).

QA1-1 Le noyau étant constitué de sable aggloméré avec un liant, proposer une solution technologique permettant de ne pas l'endommager lors du serrage. Citer un composant matériel permettant d'obtenir l'information « pinces serrées ».

Le maintien du noyau sur le préhenseur du CSE s'effectue par dépression. Citer un composant matériel permettant d'obtenir l'information « noyau saisi par le préhenseur CSE ».

Commande séquentielle du ROBOT (PC2).

Les commandes de déplacement du robot sont du type « déplacement point i → point j ». A des fins de simplification, on n'utilise que deux vitesses globales pour les six axes du robot, à savoir « Vitesse Rapide » et « Vitesse Lente ».

NOTA : Il est demandé de respecter scrupuleusement les formulations indiquées dans la classification des entrées-sorties fournie en annexe DAA5.

La topologie de la cellule de chargement de noyaux ainsi que les trajectoires du robot sont fournies en annexe DAA3. Les positions extrêmes de prise et de pose du noyau par le robot sont représentées en annexe DAA4.

QA1-2 En utilisant la caractérisation des entrées-sorties fournie en annexe DAA5, élaborer le grafcet décrivant le fonctionnement séquentiel de la commande du robot ainsi que la communication avec le CSE et le convoyeur (Grafcet de « TRANSFERT NOYAU SUR CSE », étape initiale 70).

Commande séquentielle du système DISAMATIC + CSE + PMC (PC1).

Cette commande, plus complexe, est hiérarchiquement structurée (voir annexe DAA2). Un grafcet GFN de coordination des tâches synchronise le déroulement séquentiel du cycle. Le découpage en tâches opératives est le suivant, chaque tâche étant représentée par une macro-étape :

Tâche	Partie(s) opérative(s) concernée(s)	Macro-étape Associée
CONFECTION MOTTE	DISAMATIC	M10
FERMETURE CHAMBRE	DISAMATIC	M20
AVANCE SYNCHRONISEE	DISAMATIC + PMC	M30
RETOUR PMC	PMC	M40
POSE NOYAU SUR LA MOTTE	CSE	M50
PRISE NOYAU	CSE	M60

Les expansions de macro-étapes relatives aux cinq premières tâches opératives sont données en annexes DAA6 et DAA7. Les phases précisées sont relatives à la DISAMATIC.

QA1-3 En respectant la caractérisation des entrées-sorties fournie en annexe DAA5, représenter l'expansion de la macro-étape M60 « PRISE NOYAU » (étape d'entrée 60E).

QA1-4 En s'attachant à minimiser le temps de cycle, proposer sur le document réponse DRA1 le grafcet GCT de coordination des tâches (représentées chacune par une macro-étape) pour la commande des parties opératives DISAMATIC + CSE + PMC (PC1).

QA1-5 En utilisant les valeurs fournies dans le tableau suivant, déterminer le temps de cycle de la PC1.

Tâche	Macro-étape Associée	Durée d'exécution
CONFECTION MOTTE	M10	17.6 s
FERMETURE CHAMBRE	M20	5.3 s
AVANCE SYNCHRONISEE	M30	3.4 s
RETOUR PMC	M40	6 s
POSE NOYAU SUR LA MOTTE	M50	8.2 s
PRISE NOYAU	M60	4.1 s

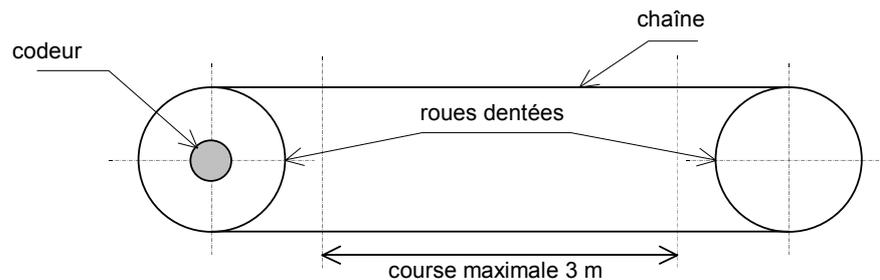
Le Taux de Rendement synthétique (TRS), incluant la disponibilité du moyen de production et la qualité des produits, est de 92%. L'usine possède deux chaînes identiques en parallèle et peut recourir à du personnel temporaire en cas de demande importante afin de travailler en 3x8, sept jours sur sept.

Le robot et le convoyeur de noyaux travaillent en temps masqué par rapport à la PC1. Il en va de même pour les autres opérations (fusion du métal, coulée, refroidissement, décochage, ébarbage, contrôle, peinture et palettisation).

QA1-6 Calculer la production journalière maximale de blocs moteurs.

A2. CONTROLE DE LA POSITION DE LA PLAQUE DE SERRAGE

La plaque de serrage entraîne en rotation deux roues dentées par l'intermédiaire d'une chaîne. L'axe d'un codeur absolu multitours est lié en rotation à la roue dentée de gauche, permettant ainsi une mesure de la position.



Données :

- Course maximale de la plaque de serrage : 3m ;
- Diamètre des roues dentées : 300 mm ;
- Résolution demandée sur la mesure : meilleure que 0.5 mm ;
- Vitesse maximale de la plaque de serrage : 1m/s ;
- Fréquence maximale des signaux admissible par l'entrée de l'interface de commande : 5 kHz.

QA2-1 Expliquer en quelques lignes le principe du codeur rotatif absolu, ainsi que ses avantages et inconvénients comparativement à un codeur incrémental.

QA2-2 La documentation du constructeur (Annexe DAA8) fait état de plusieurs codages possibles en sortie. Rappeler le principe des codes BCD et GRAY, ainsi que leur raison d'être relativement au code binaire naturel.

QA2-3 Calculer le nombre de points par tour nécessaire à l'obtention de la résolution demandée.

QA2-4 En déduire le nombre de bits utiles pour coder respectivement le nombre de points par tour et le nombre de tours.

QA2-5 Justifier que le codeur présenté en annexe DAA8 est capable.

Seules les voies utiles sont câblées sur l'interface de commande de la DISAMATIC.

QA2-6 Calculer la résolution effectivement obtenue en mm.

QA2-7 Calculer la fréquence maximale des signaux de sortie du codeur. Conclure.

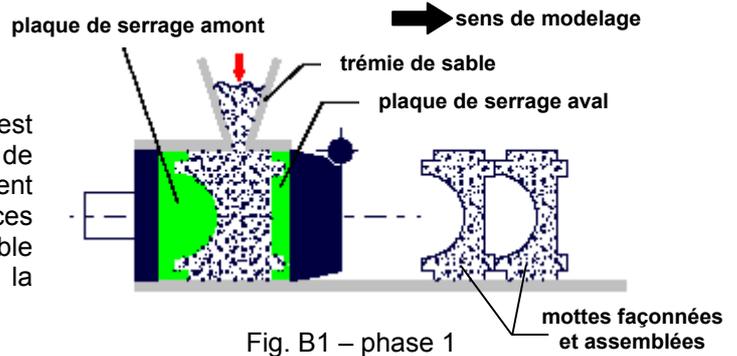
PARTIE B ASSERVISSEMENT EN POSITION DU VERIN PRINCIPAL

Rappel : cette partie est à rédiger sur copie(s) séparée(s)

On recentre notre étude sur le système de façonnage de la motte de sable DISAMATIC. Le cycle de travail de la machine permettant la formation d'une motte de sable comprend globalement six opérations, qui sont décrites ci après. Le point de départ du cycle est le remplissage de la chambre de moulage.

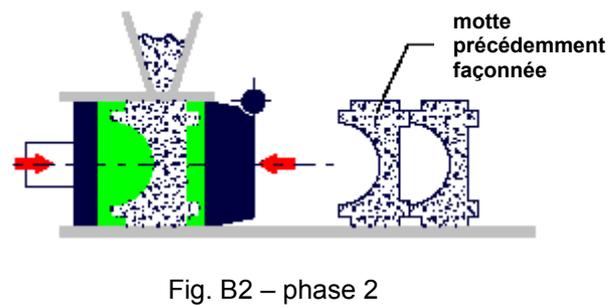
Phase 1, Remplissage du moule

On suppose que la chambre de moulage est fermée (position correcte des deux plaques de serrage, cf. figure B1) et que la trémie contient une quantité suffisante de sable. Dans ces conditions, les soupapes d'injection de sable s'ouvrent permettant de souffler le sable de la trémie vers la chambre de moulage.



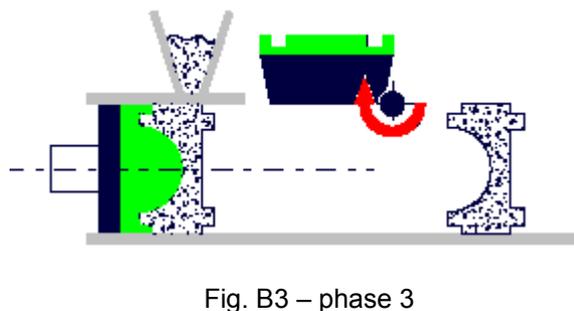
Phase 2, Serrage de la motte

Après fermeture de la vanne d'admission du sable, les deux plaques de serrage sont rapprochées l'une de l'autre par l'action du double vérin principal (objet de cette étude), serrant le sable des deux cotés jusqu'à l'obtention de la pression de serrage pré réglée. Cette pression peut être réglée dans certaines limites afin de produire des mottes de dureté variable.



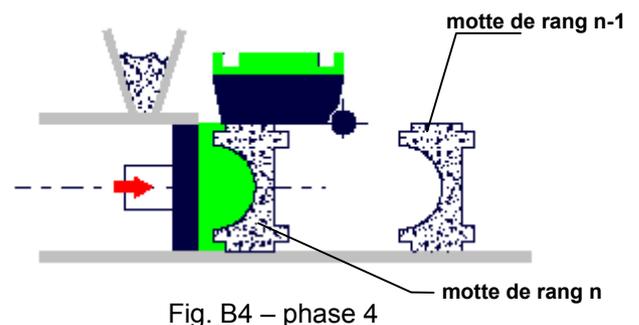
Phase 3, Ouverture de la chambre de moulage

La plaque de serrage aval portant une demi empreinte se translate dans un premier temps grâce au vérin principal, provoquant l'ouverture de la chambre de moulage. Elle s'escamote ensuite (sous l'action d'un système hors de cette étude) en effectuant une rotation (cf. figure B3) libérant le passage pour l'éjection de la motte de sable. Durant cette phase, la plaque amont reste immobile.



Phase 4, Déplacement de la motte vers le poste de coulée

La plaque de serrage amont actionnée par le vérin principal, déplace alors la motte (de rang n) hors de la chambre de moulage vers le poste de coulée en aval. Ce déplacement s'effectue jusqu'à obtenir la jonction de la motte de rang n avec la motte de rang n-1. Lorsque la jonction s'effectue, la plaque de serrage amont déplace la rangée de motte ainsi formée d'une distance égale à l'épaisseur d'une motte. La pose d'un éventuel noyau s'effectue durant cette phase avant fermeture de la motte (jonction).



Phase 5, Rentrée du vérin principal et coulée

La plaque de serrage amont est lentement écartée sous vibrations de la motte, puis elle retourne rapidement à sa position initiale dans la chambre de moulage. Parallèlement à ce mouvement, on procède à la coulée.

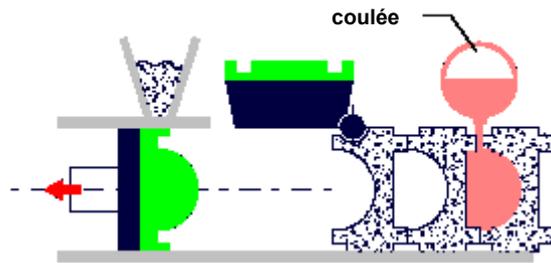


Fig. B5 – phase 5

Phase 6, Fermeture de la chambre de moulage

La plaque de serrage aval pivote afin de revenir en position verticale (cf. Fig. B6), puis effectue un mouvement de translation vers l'amont (vers la chambre de moulage), refermant celle-ci. La machine est prête à recommencer un nouveau cycle de travail.

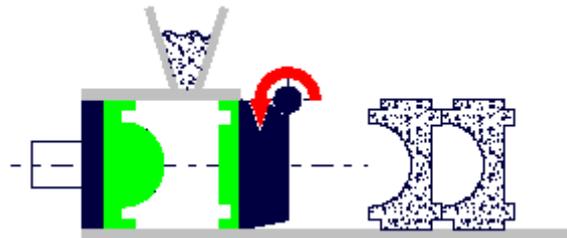


Fig. B6 – phase 6

La figure B7 précise la structure particulière du vérin principal constitué de deux entités hydrauliques symétriques où apparaissent 6 chambres (en gris) repérées [A, B, C, D, E, F].

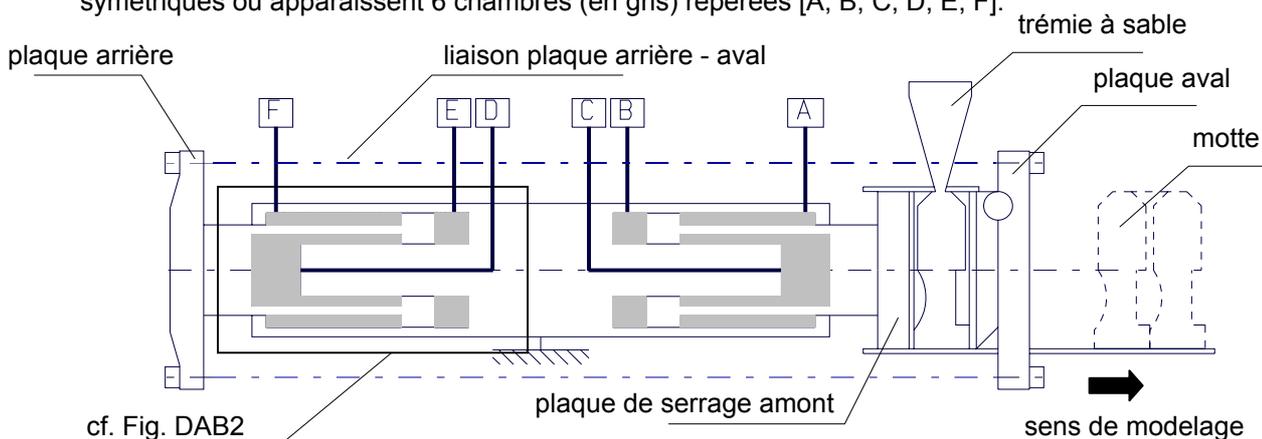


Fig. B7 – Définition des différentes chambres du vérin principal

Remarque

Les trois parties (B1, B2 et B3) constituant la partie B sont indépendantes. Il est conseillé cependant de prendre connaissance de l'ensemble du sujet avant de traiter l'une des parties.

B1. ETUDE STRUCTURELLE

Les différentes chambres du vérin principal sont alimentées en fonction des différentes phases à réaliser. On adopte la convention suivante : Ad → 'chambre à l'admission', Ec → 'chambre à l'échappement'.

	Chambres					
	A	B	C	D	E	F
Phase 2	Ec	Ad	Ad	Ad	Ad	Ec
Phase 3						

Tab. 1 - Tableau alimentation des différentes chambres

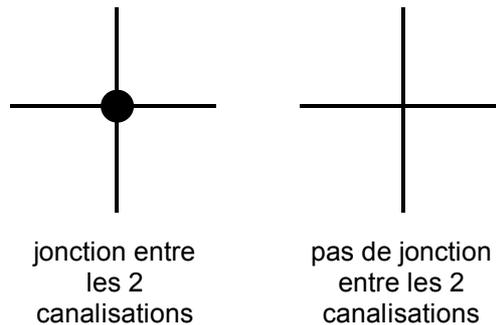
QB1-1 Sur votre feuille, reprendre la structure du tableau d'alimentation du vérin principal (cf. Tab. 1) et le compléter en indiquant pour les différentes phases de façonnage (de 3 à 6), si la chambre considérée se trouve en admission (Ad) ou à l'échappement (Ec).

D'une manière schématique, on considère que l'alimentation des différentes chambres s'effectue grâce à une pompe hydraulique à pistons radiaux et une série d'électrovannes TOR.

QB1-2 Sur le document-réponse DRB1, compléter le schéma d'alimentation du vérin principal pour la phase de serrage de la motte (phase 2). On respectera les conventions suivantes :

- traits **rouges** pour les chambres alimentées en haute pression (admission),
- traits **bleus** pour les chambres alimentées en basse pression (échappement).

Le sens du flux d'huile sera **impérativement** précisé sur le schéma DRB1. L'ambiguïté des jonctions entre canalisations sera levée grâce à la convention suivante :



QB1-3 Quelle est la fonction de l'électrovanne HY1 ?

QB1-4 Sur le document réponse DRB2, tracer le schéma d'alimentation du vérin principal pour la phase d'ouverture de la chambre de moulage (phase 3). On respectera les mêmes conventions (couleurs des traits, jonctions, sens du flux d'huile).

QB1-5 Pourquoi l'électrovanne HY11 doit obligatoirement être ouverte dans cette phase ?

QB1-6 Justifier en quelques lignes la forme originale du double vérin principal.

On se place dans la phase de serrage de la motte (phase 2) et on fait référence à la figure B8 qui définit un modèle simplifié pour le vérin dissymétrique ainsi que la servovalve d'alimentation.

On indice (1) les caractéristiques d'alimentation et (2) les caractéristiques de sortie. P_i représente la pression, Q_i le débit volumique, S_i la section utile, V_i le volume de la chambre i .

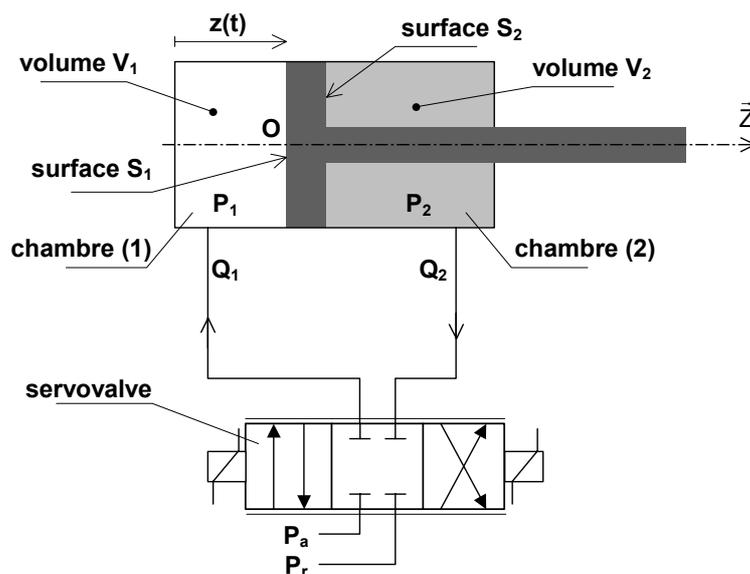


Fig. B8 – Modèle simplifié du vérin principal

On cherche à déterminer les caractéristiques globales du couple (vérin - servovalve) afin de d'analyser et d'adapter les performances du système de commande asservi en position. En effet, le contrôle de la pression de serrage du sable constituant la motte est primordiale pour sa résistance mécanique en phase de coulée. Il est cependant difficile de placer un capteur de pression dans un environnement aussi hostile.

C'est pourquoi, à travers la connaissance de la loi de comportement en compression du sable, on assure une cohésion de la motte grâce à un contrôle sur le déplacement en serrage des plaques amont et aval.

Dans un souci de simplification, on ne considère que le déplacement du simple vérin parfait défini par la figure B8. De plus, on formule les hypothèses suivantes :

- le fluide est incompressible,
- le débit de la pompe est constant,
- on néglige toutes les pertes de charges régulières dans les conduites,
- on suppose que l'effort résistant \bar{F}_z dû à la compression de la motte est purement axial.

Les équations de pression-débit à travers chaque voie (indicées 1 et 2) de la servovalve s'expriment classiquement comme :

$$Q_1 = Q_n \sqrt{\frac{P_a - P_1}{\Delta P_n}} \quad \text{et} \quad Q_2 = Q_n \sqrt{\frac{P_2 - P_r}{\Delta P_n}}$$

avec P_a pression d'alimentation, P_r pression de retour, ΔP_n perte de charge nominale de la servovalve, Q_n débit nominal de la servovalve.

QB1-7 Expliquer en quelques lignes l'origine de ces expressions reliant la pression et le débit.

QB1-8 En utilisant judicieusement le principe fondamental de la statique, le principe de conservation

de la masse et les relations de débit de la servovalve, montrer que $\frac{dz(t)}{dt} = \frac{Q_n}{S_1} \sqrt{\frac{P_a - \frac{F_z}{S_1}}{\Delta P_n (1 + \lambda^3)}}$

avec $\lambda = \frac{S_2}{S_1}$. On supposera que $P_r = 0$.

QB1-9 Dans quelle configuration matérielle cette relation devient-elle ? Précisez les hypothèses.

$$\frac{dz(t)}{dt} = \frac{Q_n}{S} \sqrt{\frac{P_a - \frac{F_z}{S}}{2 \cdot \Delta P_n}}$$

Lors des différentes phases de façonnage de la motte de sable, l'actionneur doit être capable de couvrir au moins trois points de fonctionnement :

- vitesse à vide V^{\max} ,
- effort bloqué F_z^{\max} ,
- vitesse nominale V_n à effort nominal F_z^{nom} .

QB1-10 Montrer que dans le plan (F_z, V^2) , la relation caractéristique (QB1-8) est une droite. Placer alors les deux premiers points de fonctionnement (vitesse à vide, effort bloqué).

QB1-11 Déterminer la puissance galiléenne développée par l'actionneur en régime stationnaire pour un point de fonctionnement (F_z, V) . Montrer alors qu'il existe un point de fonctionnement nominal (F_z^{nom}, V_n) pour lequel cette puissance est maximale.

QB1-12 Reprendre sur votre feuille le tableau (cf Tab. 2) et le compléter en effectuant toutes les différentes applications numériques si $\lambda = 0.13$.

P_a (en bar)	180	Pression d'alimentation
ΔP_n (en bar)	5	Perte de charge par voie
F_z^{\max} (en kN)		Effort bloqué
F_z^{nom} (en kN)		Effort nominal
Q_n (en L.mn ⁻¹)		Débit nominal
V^{\max} (en m.s ⁻¹)	1	Vitesse à vide
V_n (en m.s ⁻¹)		Vitesse nominale
\mathcal{P}_{\max} (en kW)		Puissance maximale

Tab. 2 – Caractéristiques maximales et nominales

B2. MODELE DE COMMANDE

L'analyse du comportement naturel de l'ensemble 'vérin + charge' est une étape préliminaire à l'étude de l'asservissement de position. On considère à présent les effets dus à la compressibilité du fluide.

On note χ_θ le module de compressibilité isotherme (en m².N⁻¹) avec $\frac{dv}{v} = -\chi_\theta dp$. Par souci de

simplification, on posera $\beta = \frac{1}{\chi_\theta}$ en P_a et on supposera β constant. Il en résulte que le débit Q_i pour

la chambre (i) s'exprime comme $Q_i(t) = S_i \frac{d}{dt} z(t) \pm \frac{V_i}{\beta} \frac{d}{dt} P_i(t)$.

Le modèle de commande de l'actionneur hydraulique est assujéti à l'obtention d'une relation unique reliant les variables fonctionnelles débit-déplacement. Dans le cas d'un vérin symétrique, il est classique d'établir une relation unique entre le débit moyen Q échangé avec le vérin, la pression différentielle $\Delta P = P_1 - P_2$ et le déplacement en translation du vérin $z(t)$.

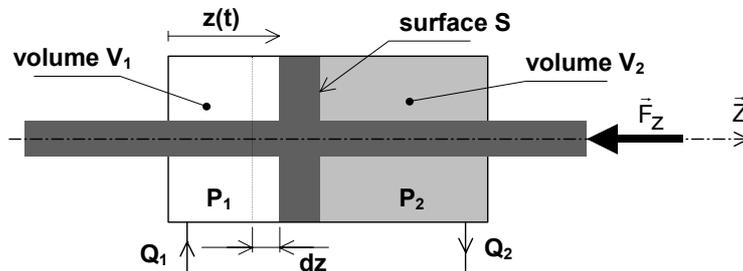


Fig. B9 – Modèle et définition du vérin symétrique

Dans le cas d'un vérin dissymétrique, il est possible de transposer les relations établies pour le vérin symétrique en définissant une section équivalente S_{eq} .

Notations

On adopte les notations suivantes entre le domaine temporel et celui de Laplace. Ainsi, si la fonction $f(t)$ possède une transformée de Laplace, elle sera notée : $F(p) = L[f(t)]$

QB2-1 En utilisant le principe de conservation de la masse et le principe fondamental de la dynamique (théorème de la résultante dynamique appliqué à la tige-charge de masse m dans le repère galiléen \mathcal{R} et en projection suivant \bar{Z}), montrer que la fonction de transfert pour le vérin symétrique (cf. Fig. B9) dans le domaine de Laplace s'exprime comme :

$$Z(p) \left[mp^2 + f_p p + \beta S^2 \frac{V_2 + V_1}{V_1 V_2} \right] + F_z(p) = \frac{\beta S}{p} \left[\frac{V_2 Q_1(p) + V_1 Q_2(p)}{V_1 V_2} \right]$$

QB2-2 Quel phénomène est modélisé par le terme ' $Z(p)f_p p$ ' ? Précisez l'unité de f_p .

On concède les hypothèses simplificatrices :

- vérin en position médiane donc $V_1 = V_2 = V_0$,
- on considère que le débit moyen instantané est peu différent de celui qui s'établirait en régime établi sur une charge hydraulique symétrique, ce qui conduit à $Q_1 = Q_2 = Q$,

QB2-3 Etablir alors la fonction de transfert classique $Z(p) = H_1(p)Q(p) + H_2(p)F_z(p)$.

On considère à présent le vérin dissymétrique comme défini par la figure B8. On reprend globalement la même démarche que précédemment.

QB2-4 Etablir la fonction de transfert $Z(p) = f(Q_i(p), S_i, V_i, m, \beta, F_z(p))$.

QB2-5 En analysant et identifiant les relations déterminées aux questions précédentes (QB2-1 et QB2-3), montrer que l'expression de la section équivalente est. $S_{eq} = \frac{S_1^2 V_2 + S_2^2 V_1}{S_1 V_2 + S_2 V_1}$.

La notion de section équivalente permet de proposer un modèle de comportement de l'ensemble 'actionneur – charge' que l'on peut représenter sous forme d'un schéma-bloc (cf. Fig. B10).

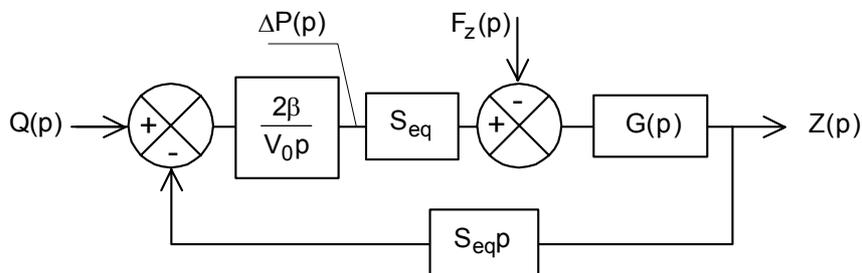


Fig. B10 – Modèle de l'actionneur + charge

QB2-6 A partir des relations établies précédemment, déterminer l'expression de la fonction de transfert $G(p)$ en fonction de m et f_p .

Lors de sa compression, la motte de sable se comporte comme un ressort de raideur r_m . Cette raideur est principalement fonction du taux d'humidité contenu dans le sable qui est maintenu en permanence dans une plage de variation réduite.

QB2-7 Après avoir proposé un modèle pour $F_z(t)$ en fonction de la raideur r_m , reprendre et compléter sur votre feuille le schéma bloc de la figure B10, déterminer alors la fonction de transfert $FT(p) = \frac{Z(p)}{Q(p)}$.

Tout comme la charge, les effets de compressibilité du fluide tendent à assimiler le vérin à un ressort de raideur hydraulique r_h . Dans le cas où l'on exerce un effort axial sur la tige du vérin (orifices obstrués), celle-ci se déplace d'une quantité dz du fait de la compressibilité du fluide (cf. Fig. B11). On observe donc des variations de pression dans les deux chambres (1) et (2) du vérin.

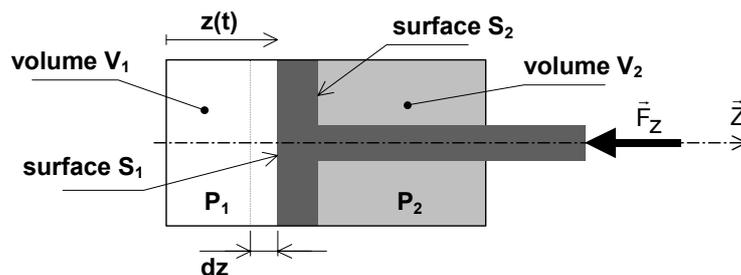


Fig. B11 – Modèle et définition du vérin dissymétrique

QB2-8 En exprimant les variations de volume et de pression dans les deux chambres, montrer que la raideur hydraulique peut s'exprimer comme :

$$r_h = \beta \cdot \left[\frac{S_1^2}{V_1} + \frac{S_2^2}{V_2} \right]$$

On définit le paramètre adimensionnel $\mu = \frac{Z}{c}$ avec c course du vérin.

QB2-9 En exprimant les volumes V_i en fonction de μ et c , montrer que finalement la raideur hydraulique r_h est une fonction de μ et qu'elle s'exprime comme :

$$r_h = \frac{\beta \cdot S_1}{c} \left[\frac{1}{\mu} + \frac{\lambda}{1-\mu} \right]$$

Dans notre cas et pour $\lambda=0.13$, on trace l'évolution de la raideur hydraulique du vérin de serrage en fonction de la position relative de sortie de la tige.

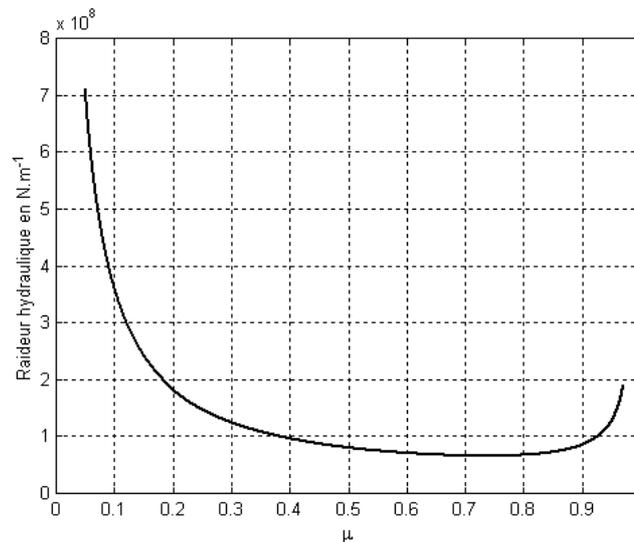


Fig. B12 - Evolution de la raideur r_h en fonction de μ .

QB2-10 Commenter en quelques lignes cette évolution. Déterminer l'expression analytique de μ qui permet d'atteindre la valeur minimale de la raideur hydraulique.

QB2-11 Montrer alors que la raideur minimale s'exprime comme $r_{h\text{mini}} = K \cdot \frac{\beta \cdot S_1}{c}$ avec $K = f(\lambda)$.

μ	r_h (en 10^6N/m)
0.735	
1/3	

Tab. 3 – Valeurs remarquables de r_h

QB2-12 Reprendre sur votre feuille le tableau Tab. 3 et déterminer les deux valeurs numériques de la raideur hydraulique.

QB2-13 En utilisant la relation démontrée à la question QB2-9, montrer que dans le cas d'un vérin pseudo symétrique, l'expression de la raideur hydraulique devient $r_h = \frac{2\beta S_{eq}^2}{V_0}$. Préciser les hypothèses simplificatrices.

La fonction de transfert $FT(p)$ s'exprime tous calculs effectués et en utilisant les deux raideurs (r_h et

$$r_m), FT(p) = \frac{Z(p)}{Q(p)} = \frac{2\beta S_{eq}}{p(2\beta S_{eq}^2 + V_0(mp^2 + f_p p + r_m))}$$

QB2-14 Exprimer la fonction de transfert de l'ensemble 'vérin – motte' sous la forme canonique :

$$FT(p) = \frac{Z(p)}{Q(p)} = \frac{K_{vh}}{p} \frac{1}{1 + a_1 p + a_2 p^2} .$$

Déterminer les expressions de K_{vh} et des a_i en fonction de r_h et r_m .

QB2-15 Déterminer l'expression de la pulsation propre du système non amorti ω_{0vh} . Pour cette pulsation, déterminer la phase de la fonction de transfert isochrone ainsi que son module.

QB2-16 Conclure quant au caractère stabilisateur du phénomène de frottement 'visqueux' présent au sein du vérin hydraulique et à l'interface 'motte – bâti'.

QB2-17 Tracer l'allure des diagrammes de Bode (module en dB et phase en degrés en fonction de la pulsation ω en $rd.s^{-1}$) de $FT(j\omega)$. Préciser les points remarquables et indiquer les différentes pentes.

Les systèmes hydrauliques sont très souvent instables. Afin de prévenir tout risque, on crée un débit de fuite entre les deux chambres (1) et (2) proportionnellement à la différence de pression. Le débit réel utile entrant dans le vérin vaut à présent $Q(t) - \theta(p_1(t) - p_2(t))$, $\theta \in R^+$.

QB2-18 Compléter sur votre feuille le schéma-bloc (cf. Fig. B10) afin de faire apparaître le nouveau débit réel utile $Q_{ru}(p)$.

QB2-19 Déterminer alors la fonction de transfert $FT(p) = \frac{Z(p)}{Q(p)}$ et montrer qu'elle est du 3^{ème} ordre.

Précisez sa classe.

QB2-20 Montrer alors que, même si on suppose que $f_p = 0$, la stabilité de l'ensemble 'vérin – motte' est toujours assurée. Compléter votre réponse en commentant alors le dilemme 'stabilité - précision'.

B3. ANALYSE DES PERFORMANCES

La structure globale du système de commande en position de la plaque de serrage peut se représenter par le schéma ci-dessous. On cherche à élaborer un signal de commande optimal en fonction des performances définies par le cahier des charges.

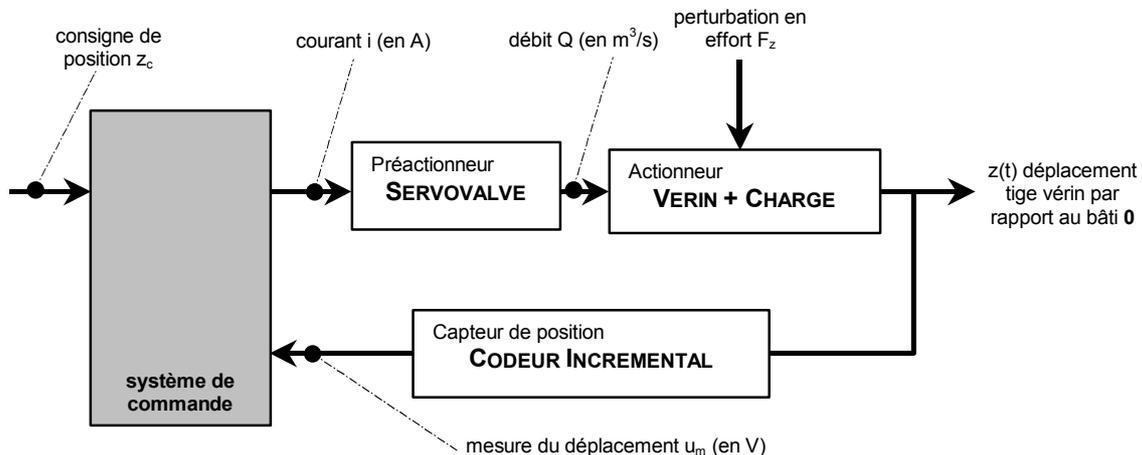


Fig. B13 – Schéma de principe de commande

QB3-1 A partir de la figure B13, établir le schéma-bloc de la commande en position de la tige du vérin. On se contentera de faire apparaître les différents blocs symbolisant les constituants en indiquant leurs noms et en précisant les unités des liens informationnels entre blocs.

La modélisation puis la linéarisation des différentes équations de conservation permet de proposer la fonction de transfert en boucle ouverte non corrigée suivante :

$$\frac{Z(p)}{I(p)} = \frac{K_{vh} \cdot K_{cap} \cdot K_{sv}}{p(1 + \tau_{cap} \cdot p) \cdot \left(1 + \frac{2\zeta_{vh}}{\omega_{0vh}} p + \frac{p^2}{\omega_{0vh}^2}\right) \cdot R}$$

avec $\omega_{0vh} = 120 \text{ rd.s}^{-1}$, $\zeta_{vh} = 0.1$, $K_{vh} = 15.72 \text{ m}^{-2}$

Le courant de commande $i(t)$ du préactionneur est élaboré proportionnellement à l'écart de position. Un convertisseur, placé en sortie du correcteur proportionnel est modélisé par un gain pur K_{conv} unitaire (en A.V^{-1}).

On considère dans un premier temps que le préactionneur est parfait et que son comportement dynamique peut être modélisé par un gain pur K_{sv} .

QB3-2 Donner une estimation de la borne supérieure de la bande passante de la servovalve D685. Que représentent les différents % placés sur la réponse harmonique (cf. Fig. DAB3)?

QB3-3 Calculer le gain statique de la servovalve K_{sv} sachant que le courant nominal de commande vaut 800 mA pour un débit nominal de 800 l.mn^{-1} .

L'électronique de conditionnement du capteur de position intègre un filtre modélisable par un système du premier ordre. On souhaite que pour $\omega = \omega_{0vh}$, le déphasage introduit soit limité à 10° .

QB3-4 Déterminer la constante de temps du capteur τ_{cap} . Justifier un modèle d'ordre zéro pour la fonction de transfert modélisant le comportement du capteur.

QB3-5 Calculer le gain du capteur K_{cap} afin de respecter une phase de gain de 20 dB sans correction.

On considère à présent que la servovalve n'est pas parfaite. On note Δi_s , le seuil absolu de la servovalve électrohydraulique, c'est à dire le courant minimal qu'il faut lui appliquer pour qu'elle commence à fournir un débit. On fait référence à la figure B14, on note (i_M, Q_M) les performances maximales et on pose $s = \frac{\Delta i_s}{I_M}$, le seuil relatif.

maximales et on pose $s = \frac{\Delta i_s}{I_M}$, le seuil relatif.

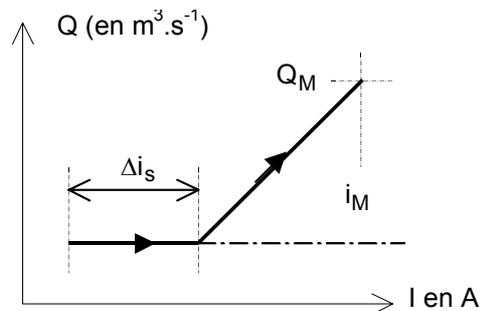


Fig. B14 – Définition du seuil de la servovalve

QB3-6 Montrer que l'erreur de position n'est plus nulle et qu'elle vaut $\Delta z = \frac{s}{K_{bo}} \frac{dz}{dt} \Big|_M$ avec K_{bo} gain en boucle ouverte (en s^{-1}).

QB3-7 Déterminer la valeur du gain du correcteur proportionnel afin que l'erreur de position relative n'excède pas 0.1% si le seuil relatif de la servovalve D685 vaut $s=0.2\%$.

On installe en série avec l'ampli-correcteur, un filtre réjecteur dont on précise la fonction de transfert, soit :

$$H_{\text{cor}}(p) = \frac{1 + \frac{2\zeta_{vh}}{\omega_{0vh}} p + \frac{p^2}{\omega_{0vh}^2}}{1 + \frac{2\zeta_n}{\omega_{0vh}} p + \frac{p^2}{\omega_{0vh}^2}} \text{ avec } \zeta_n = 1$$

QB3-8 Pour $\omega = \omega_{0vh}$, estimer numériquement le module de $H_{\text{cor}}(j\omega)$ en dB.

QB3-9 Par un tracé qualitatif du module de $H_{\text{cor}}(j\omega)$ dans le plan de Bode, mettre en évidence l'intérêt d'utiliser ce type de filtre et son influence sur les critères de qualité du système asservi en position.

DOCUMENT ANNEXE

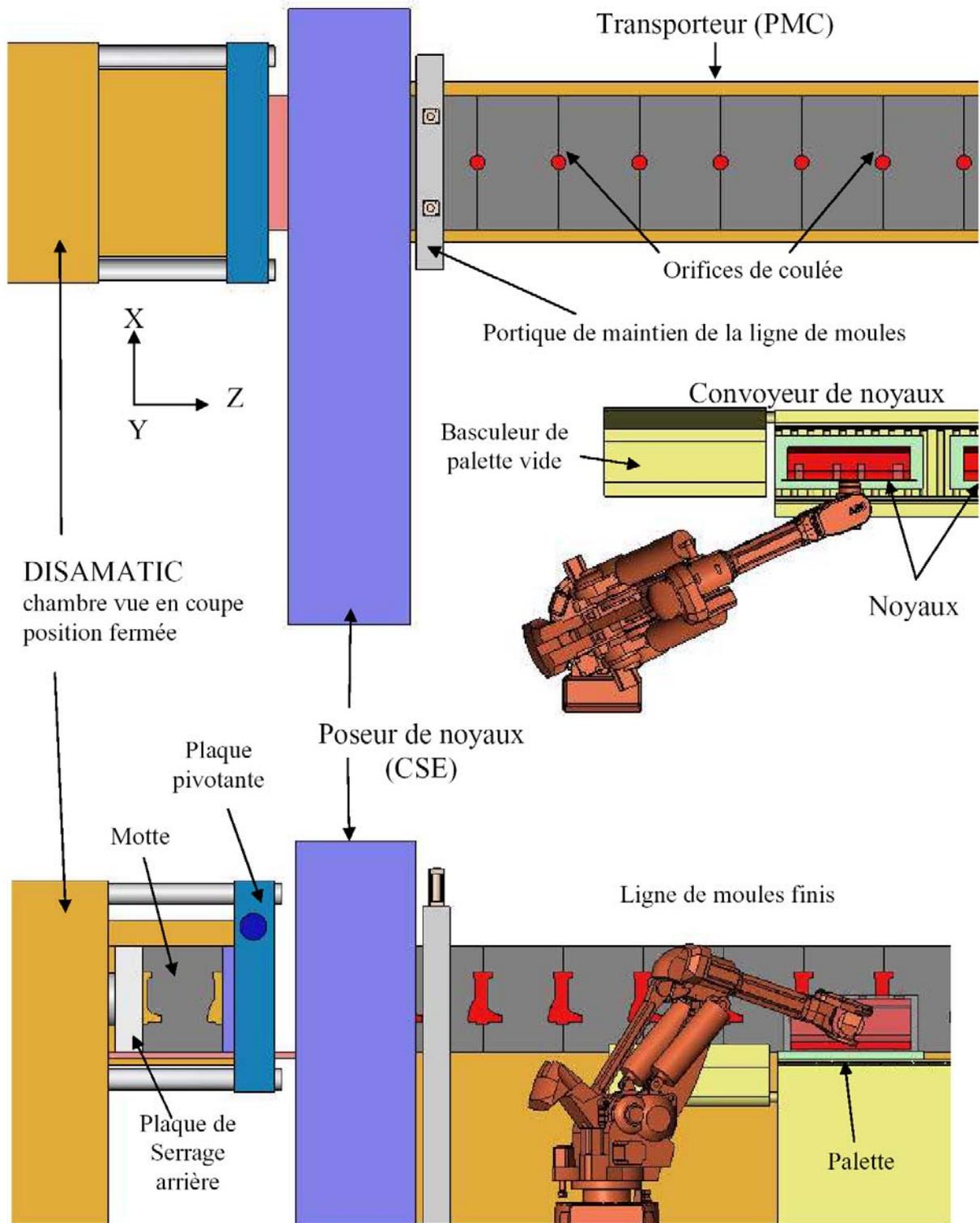


Fig. DAA1 – Vue générale de la chaîne de production

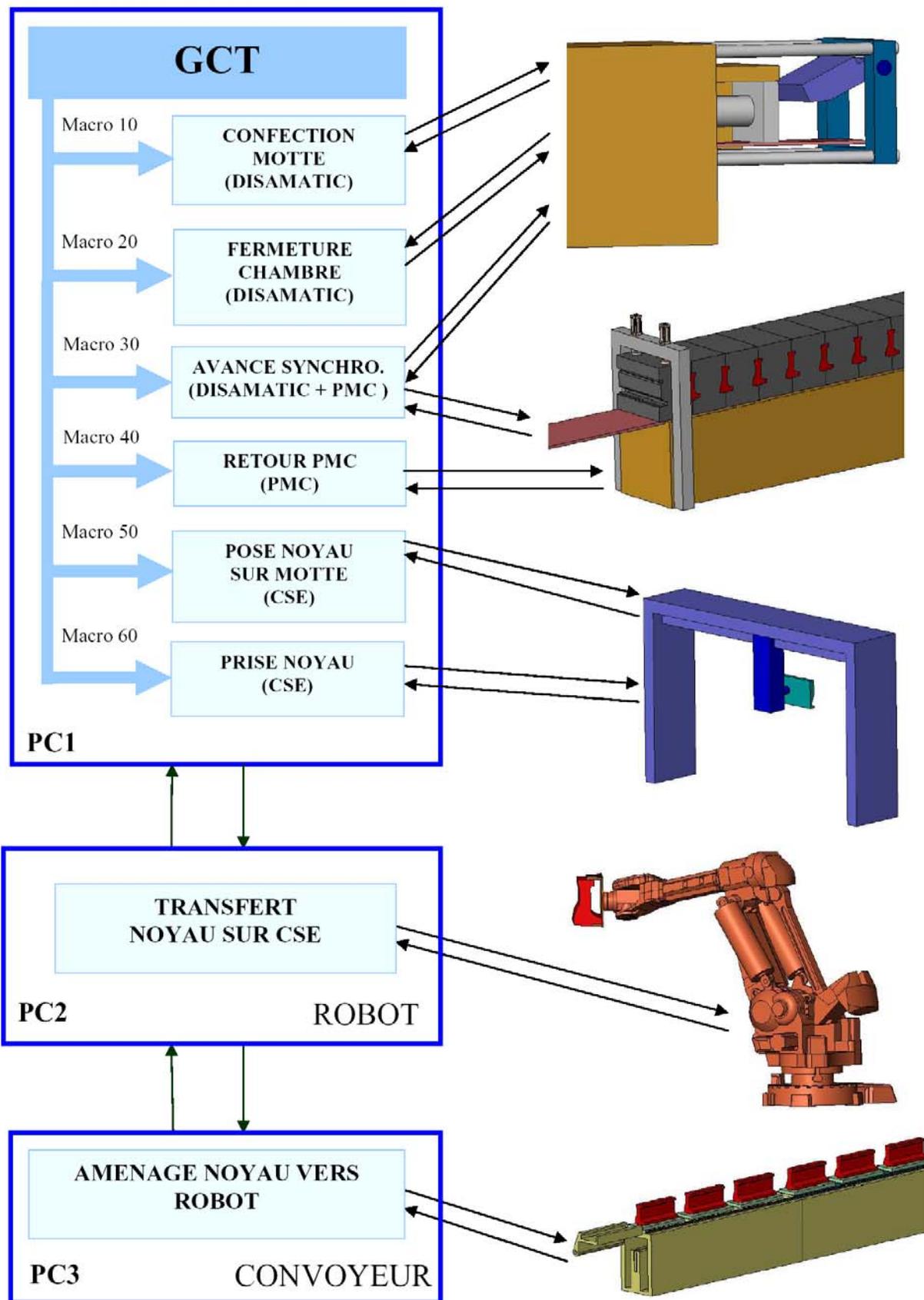


Fig. DAA2 – Structure de la commande séquentielle

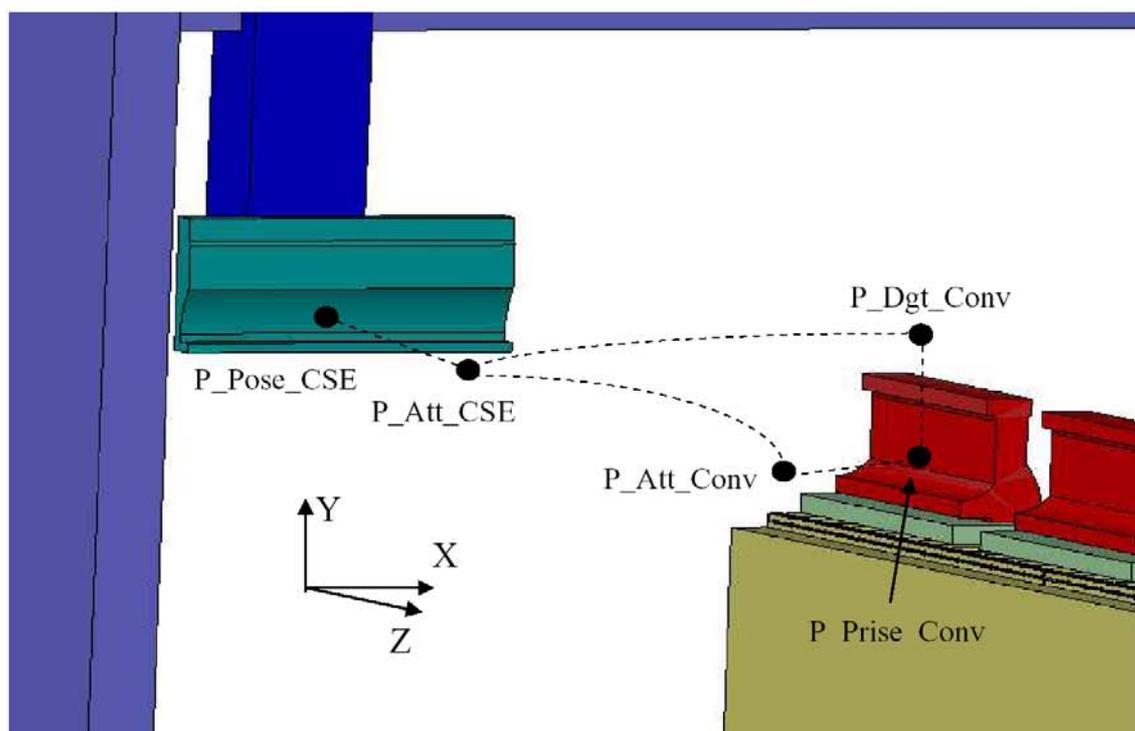
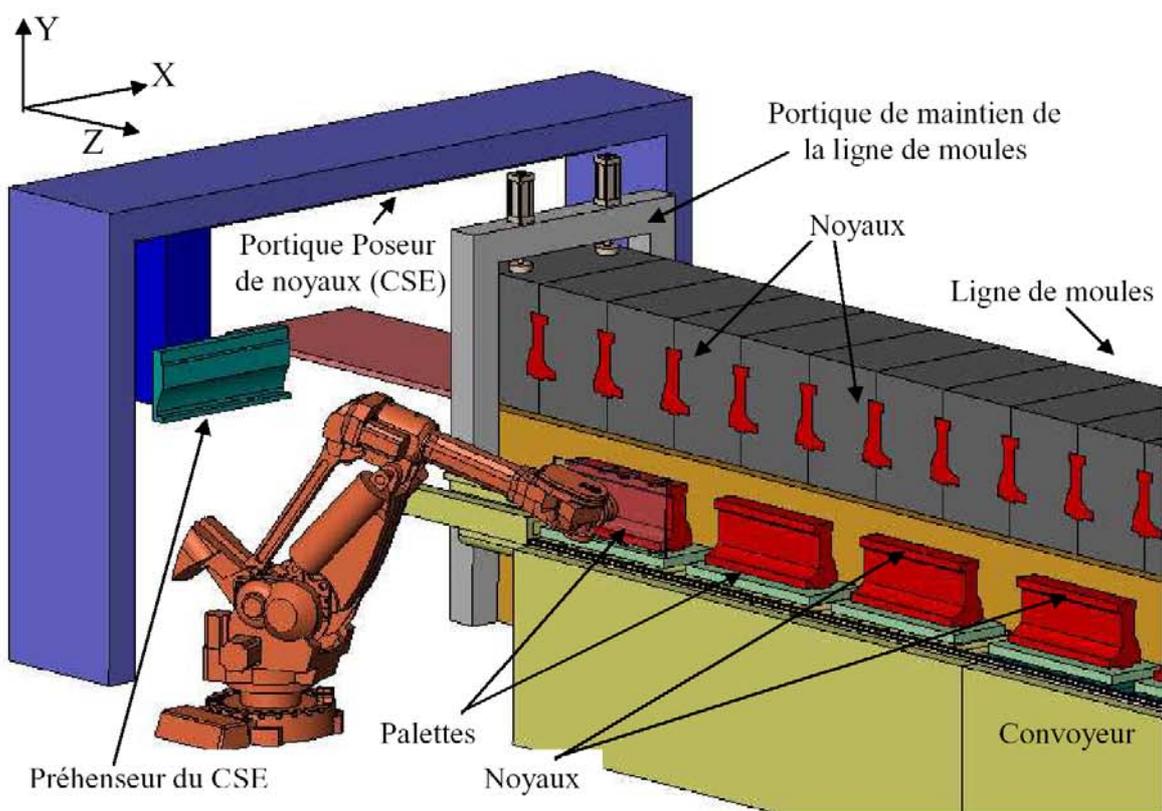


Fig. DAA3 – Vue générale de la cellule robotisée et trajectoires du robot

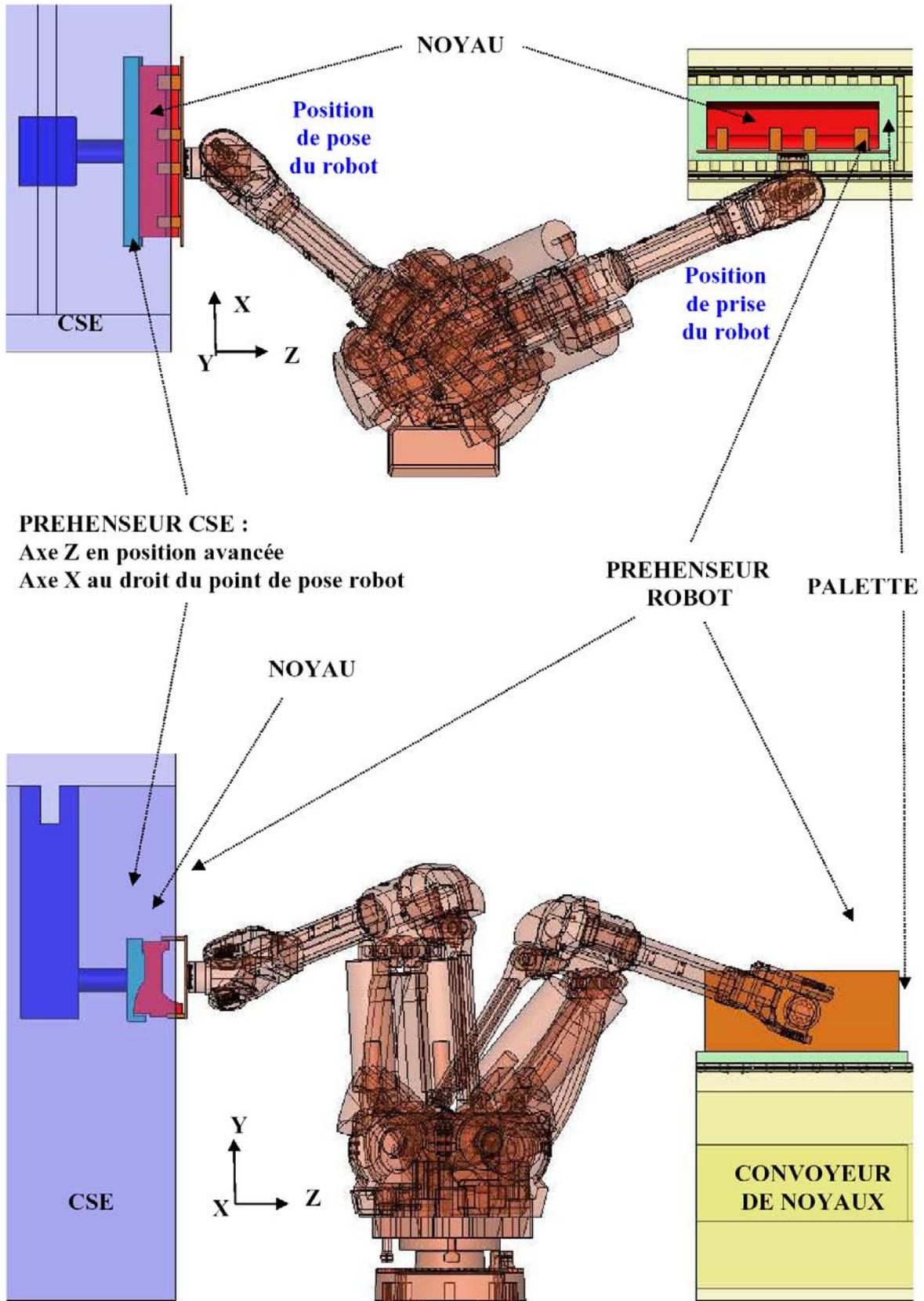
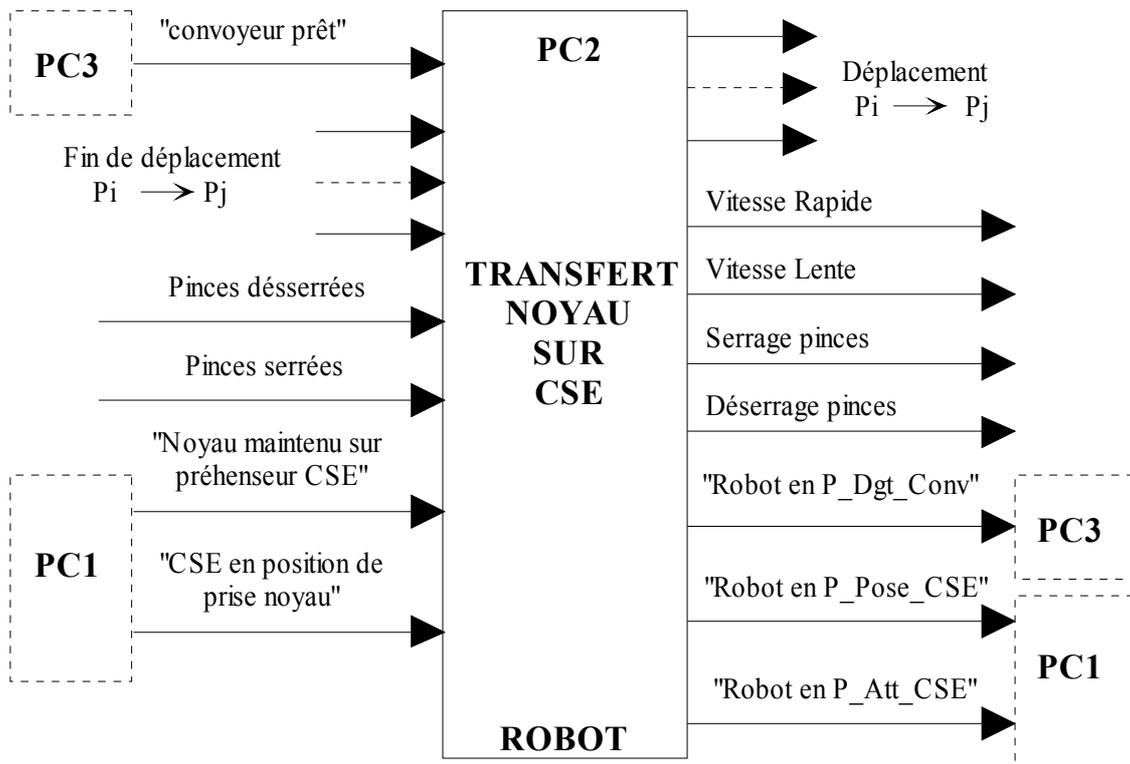
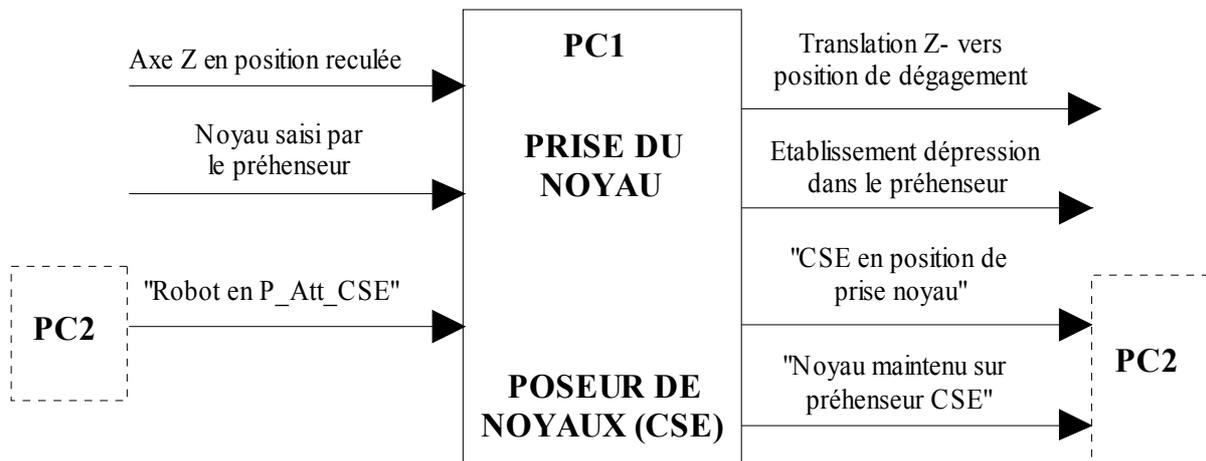


Fig. DAA4 – Positions de prise et dépose du noyau par le robot



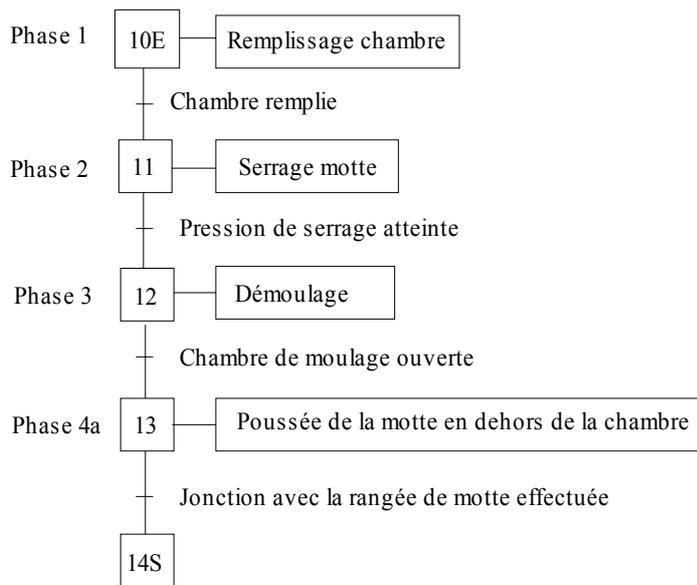
Classification des entrées-sorties du grafcet « TRANSFERT NOYAU SUR CSE »



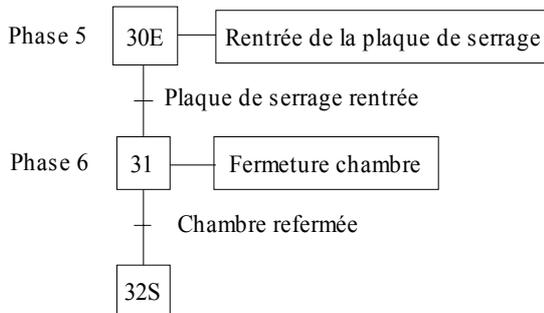
Classification des entrées-sorties de la macro-étape M60 de la PC1 « PRISE DU NOYAU »

Fig. DAA5 – Classification des Entrées/Sortie

**MACRO ETAPE M10 :
CONFECTION
MOTTE**



**MACRO ETAPE M20 :
FERMETURE
CHAMBRE**



**MACRO ETAPE M30 :
AVANCE
SYNCHRONISEE**

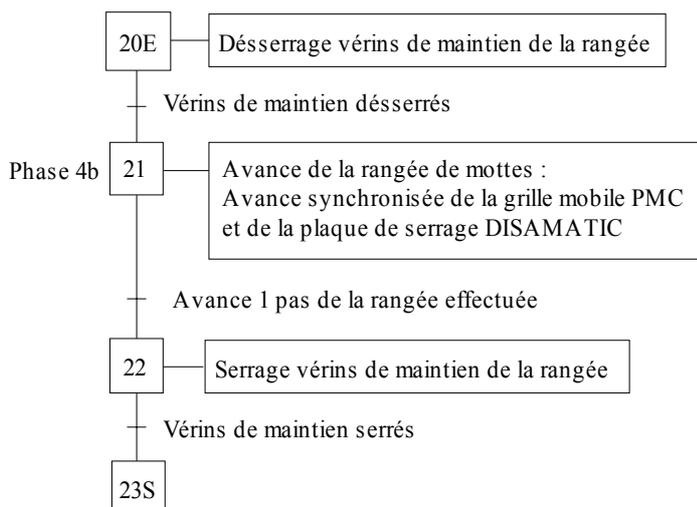
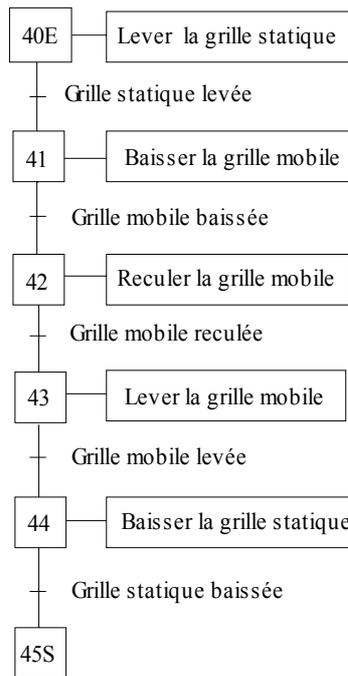


Fig. DAA6 – Macro-étapes M10 à M30

**MACRO ETAPE M40 :
RETOUR PMC**



**MACRO ETAPE M50 :
POSE NOYAU**

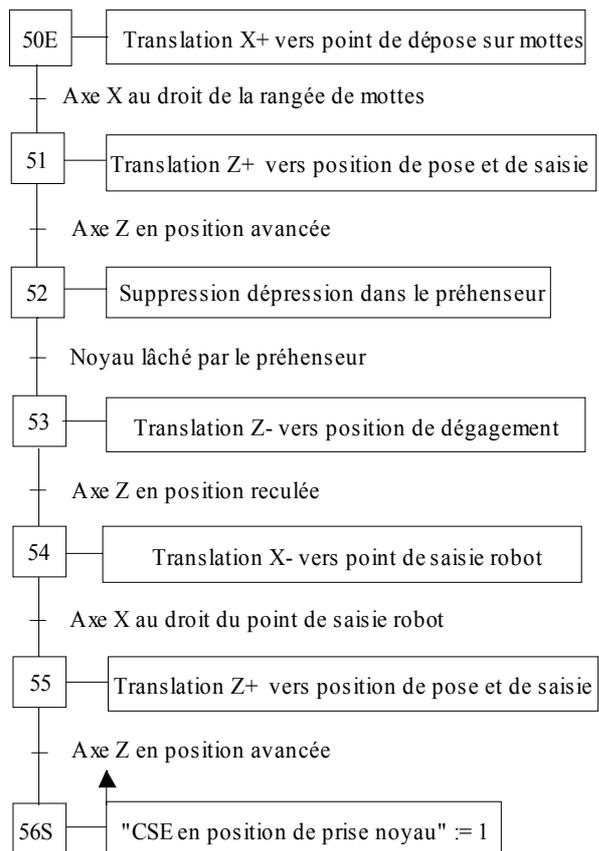


Fig. DAA7 – Macro-étapes M40 à M50



- **Robuste**
- **Multi-tour**
- **Interface Parallèle**
- **Paramètres codeurs programmables**
- **Flasques de montages interchangeables**

Caractéristiques électriques

Capacité	max. 25 Bit
* Points / Révolution	8192 Points / Rév
* Nombre de Révolutions	4096 Révolutions
Alimentation	11-27 VDC
Consommation (à vide)	< 4 Watt
Programmation via RS485	IBM Compatible EPROG Software, PT100 Terminal portable
* Code (programmable)	Binaire, BCD, Gray, Gray décalé, Excess3, Excess3 décalé
Etages de sortie	Push-Pull, Collecteur ouvert, Emetteur ouvert (Max 35 V)
Courant Maximum	100 mA / Protégé contre les courts-circuits
Entrées	
* Sens	Change le sens de comptage
* Preset 1	Ajustage électronique de la position absolue à la valeur programmée
* Preset 2	Ajustage électronique de la position absolue à la valeur programmée
* Latch	Figé la donnée position
* Bus	Multiplexage de plusieurs codeurs.
Niveaux logiques	"0" < +2 VDC, "1" > + 8 VDC, max. 30 VDC
Configuration Câblage	Sur demande
* Paramètres Programmables	

Environnement

Compatibilité Electromagnétique (EMC)	EN 61000-4-2 (IEC-801-2) / EN 61000-4-4 (IEC-801-4)
Température de fonctionnement	0° à +60°C (32° à 140° F) / (Option -20° à +70°C) (-4° to 158° F)
Température étendue (Option)	-30° à +80°C (-22° à 176°F)
Humidité relative	98 % (sans condensation)
* Indice de protection	IP 54 (DIN 40 050)
* La protection n'est assurée qu'avec des raccordements de la connectique et des câbles corrects.	

Fig. DAA8 – Caractéristiques du codeur absolu multitours TR Electronic

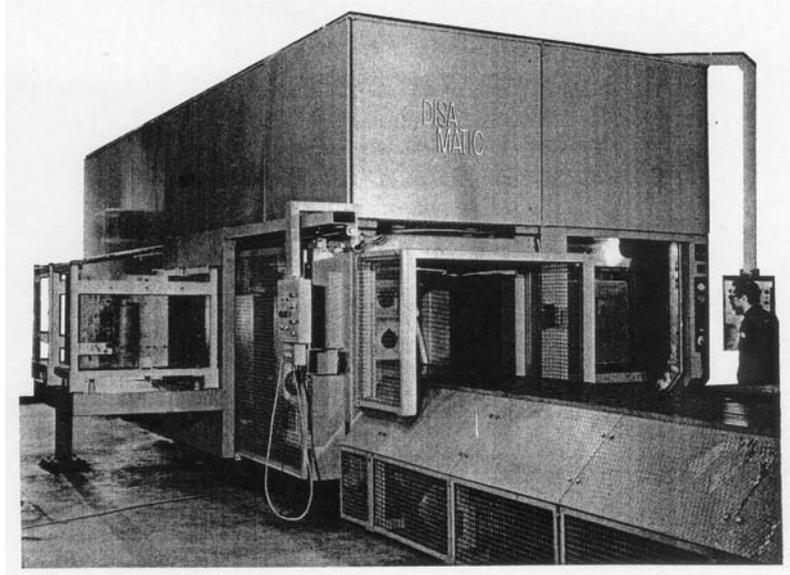


Fig. DAB1 – Vue générale de la mouleuse DISA MATIC 2070

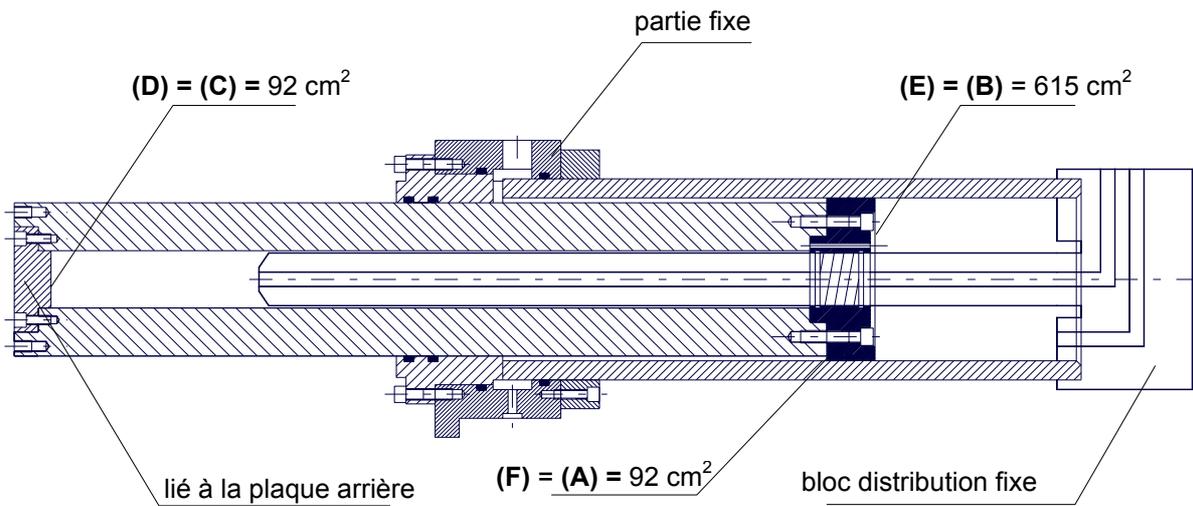


Fig. DAB2 – Caractéristiques du vérin principal '2070 PP cylinder'
(partie liée à la plaque arrière uniquement représentée)

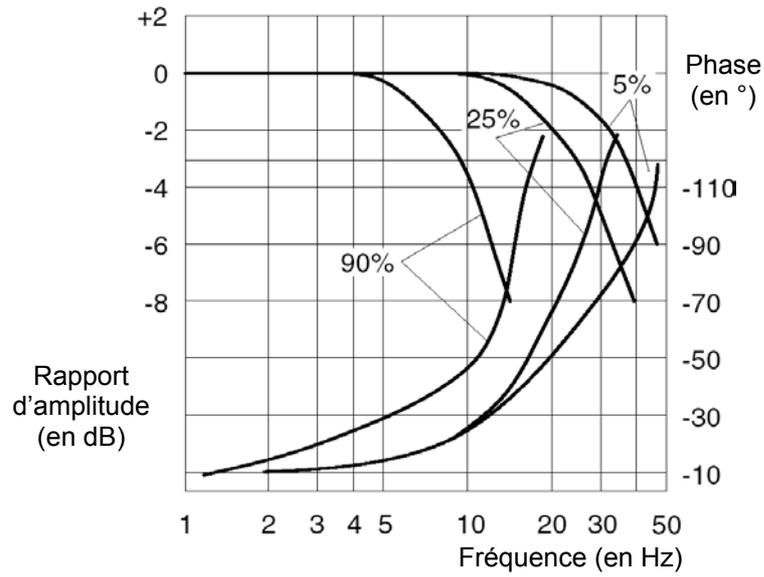


Fig. DAB3 – Réponse harmonique de la servovalve D685

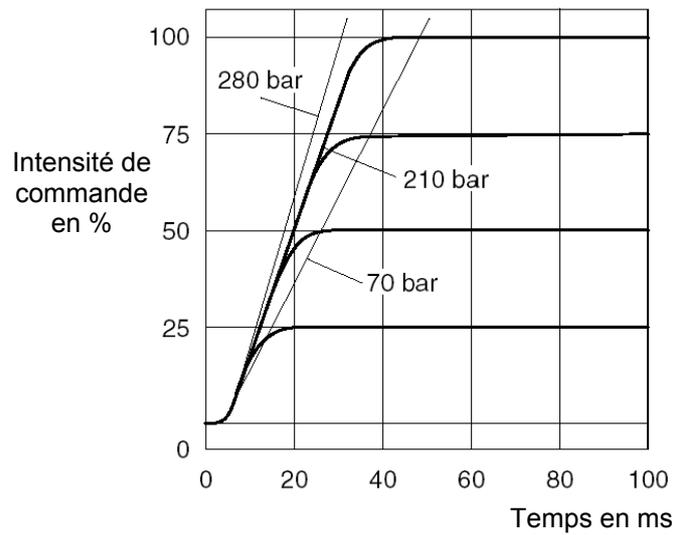
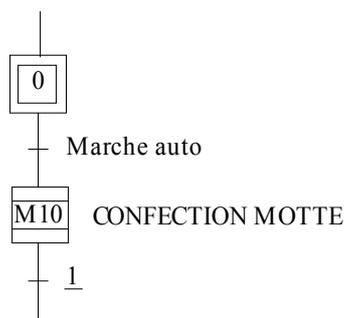
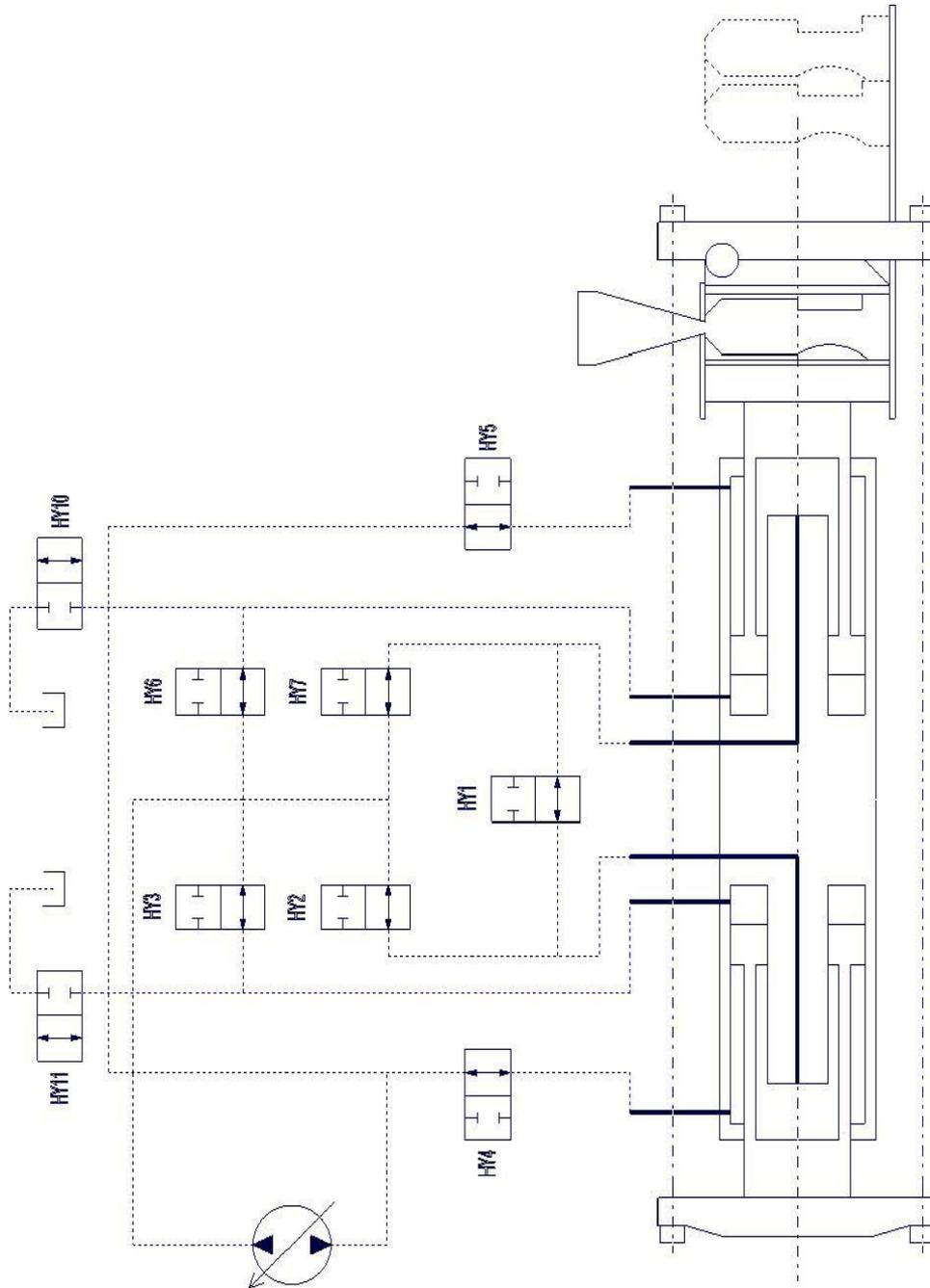


Fig. DAB4 – Réponse indicielle de la servovalve D685

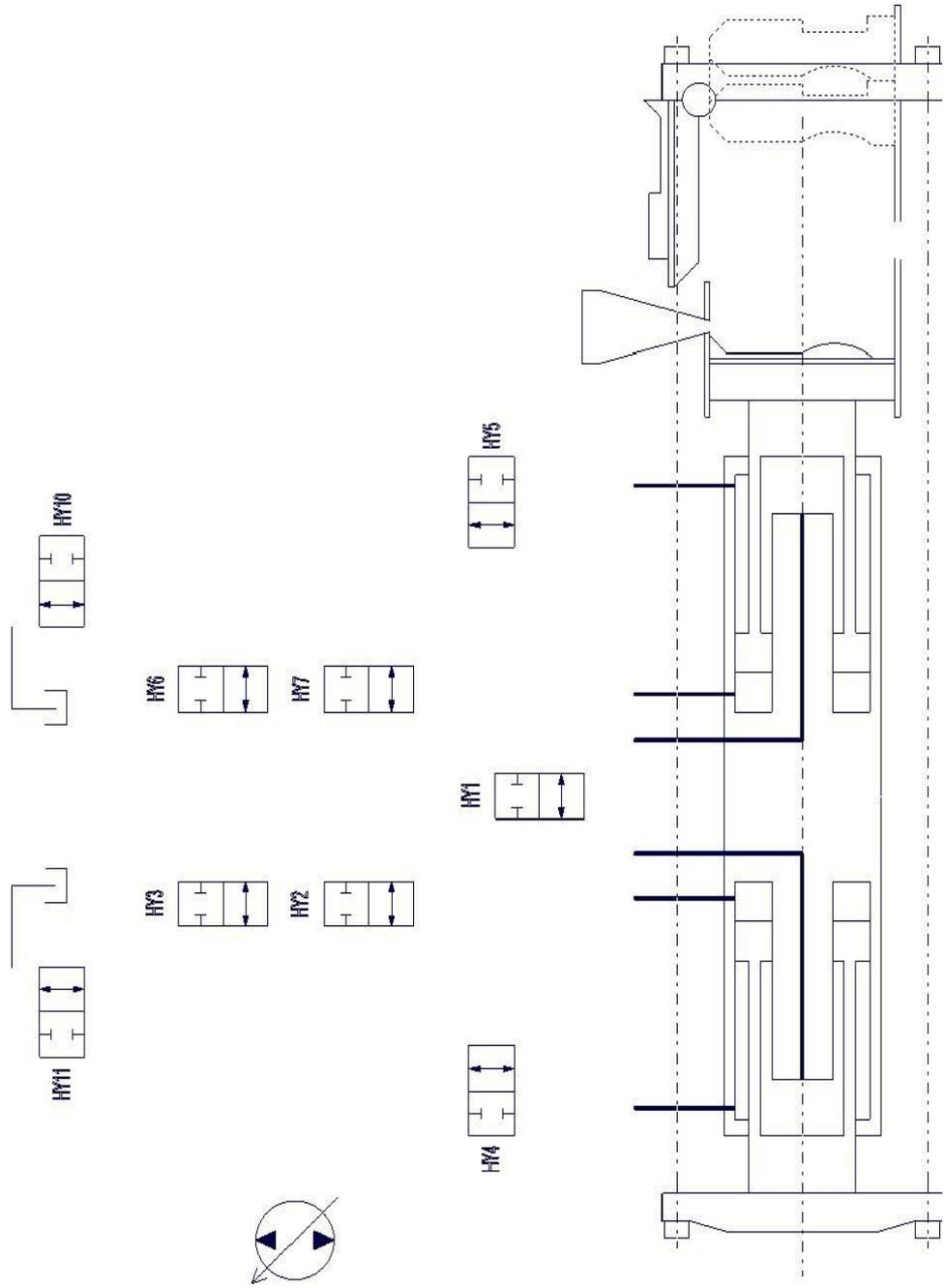
DOCUMENT REPONSE DRA1



DOCUMENT REPOSE DRB1



DOCUMENT REPONSE DRB2



A2I, Agrégation externe 2007

Eléments de correction

PARTIE A

ETUDE DE LA COMMANDE SEQUENTIELLE

A1. COMMANDE SEQUENTIELLE DU ROBOT

QA1-1 Le noyau étant constitué de sable aggloméré avec un liant, proposer une solution technologique permettant de ne pas l'endommager lors du serrage. Citer un composant matériel permettant d'obtenir l'information « pinces serrées ».

Le maintien du noyau sur le préhenseur du CSE s'effectue par dépression. Citer un composant matériel permettant d'obtenir l'information « noyau saisi par le préhenseur CSE ».

La prise du noyau par le robot est effectuée au moyen d'un préhenseur doté de pinces pneumatiques (voir annexe DAA4). Le noyau étant constitué de sable aggloméré avec un liant, proposer une solution technologique permettant de ne pas l'endommager lors du serrage. Citer un composant matériel permettant d'obtenir l'information « pinces serrées ».

D'un point de vue mécanique, il est nécessaire d'augmenter la surface de contact afin de diminuer la pression. La multiplication du nombre de doigts, permettant également de mieux répartir les efforts, va dans ce sens. Dans la même logique, on choisira un matériau de revêtement souple pour les doigts des pinces.

Au niveau pneumatique, une solution simple à mettre en œuvre consiste à réguler la pression de l'air à une valeur faible, permettant ainsi de diminuer les efforts de serrage.

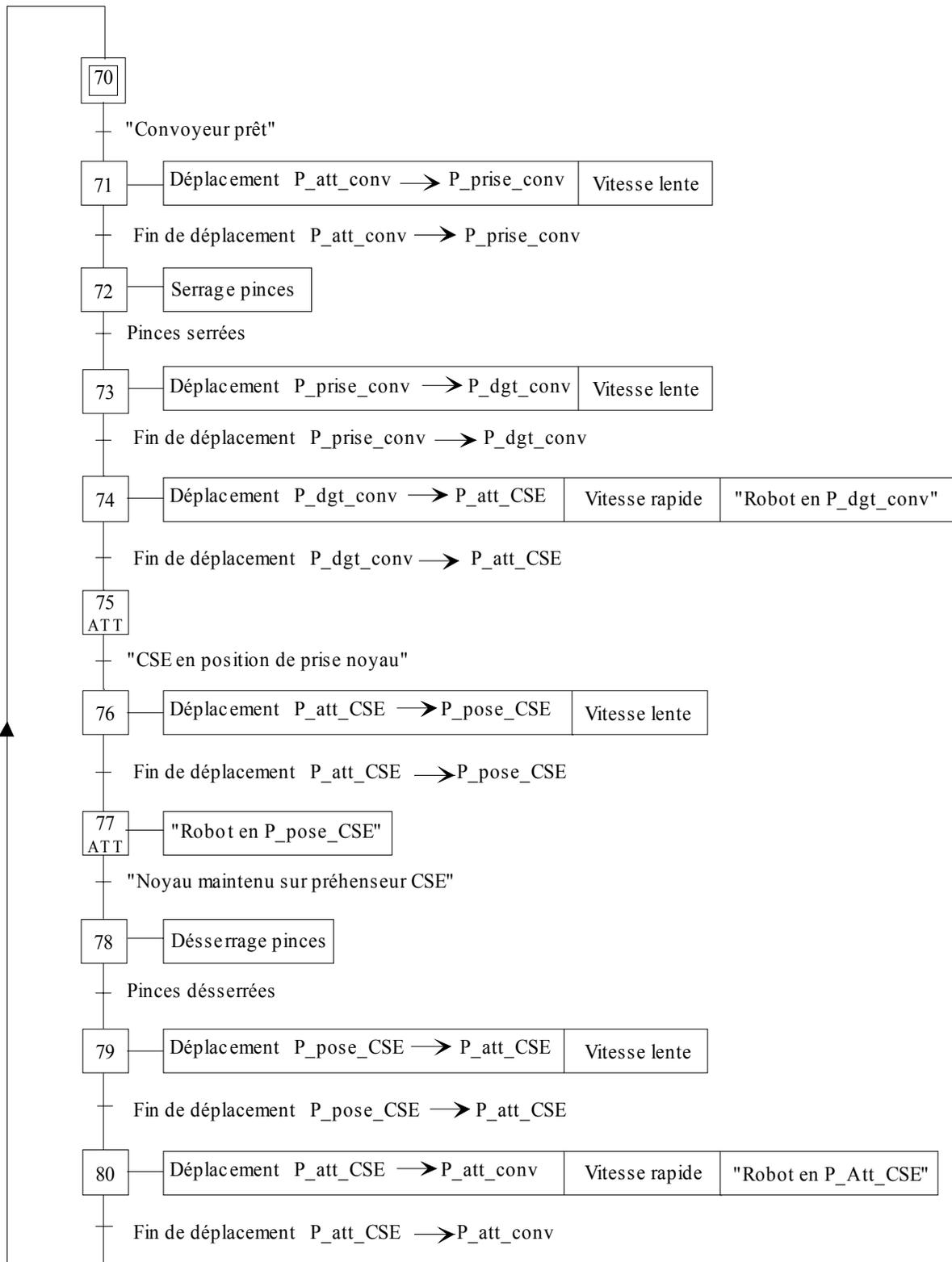
L'information « pinces serrées » est classiquement obtenue au moyen d'un capteur à seuil de pression.

Le maintien du noyau sur le préhenseur du CSE s'effectue par dépression. Citer un composant matériel permettant d'obtenir l'information « noyau maintenu sur préhenseur CSE ».

Pour l'information « pinces serrées », on utilise généralement un vacuostat dont le seuil est réglé sur une valeur adéquate.

QA1-2 En utilisant la caractérisation des entrées-sorties fournie en annexe DAA5, élaborer le grafcet décrivant le fonctionnement séquentiel de la commande du robot ainsi que la communication avec le CSE et le convoyeur (Grafcet de « TRANSFERT NOYAU SUR CSE », étape initiale 70).

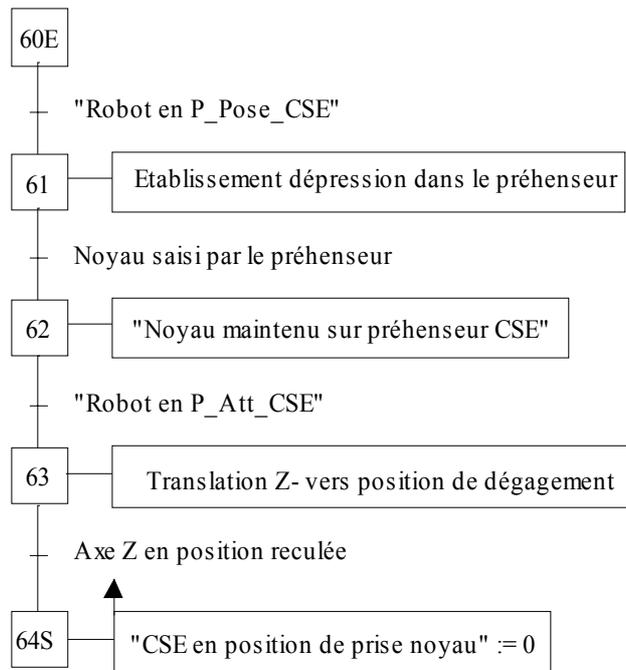
- On fait l'hypothèse que le pré actionneur de commande des pinces est bistable : les ordres de serrage et de desserrage n'ont pas à être maintenus. Dans l'hypothèse contraire, il suffirait d'utiliser des ordres mémorisés.
- On fait l'hypothèse que la commande de déplacement du robot est toujours du type « aller au point visé à la vitesse V », sur le principe d'une commande numérique.
- Dans la solution proposée, les informations échangées avec PC1 et PC3 n'ont pas à être maintenues car elles sont utilisées uniquement pendant la durée d'activation des étapes associées.



TRANSFERT NOYAU SUR CSE

QA1-3 En respectant la caractérisation des entrées-sorties fournie en annexe DAA5, représenter l'expansion de la macro-étape M60 « POSE NOYAU » (étape d'entrée 60E).

La remise à zéro de l'information « CSE en position de prise noyau » permet d'interdire au robot l'accès au point P_Pose_CSE (attente en étape 75) tant qu'elle ne sera pas mise à 1 (en fin de macro M50).

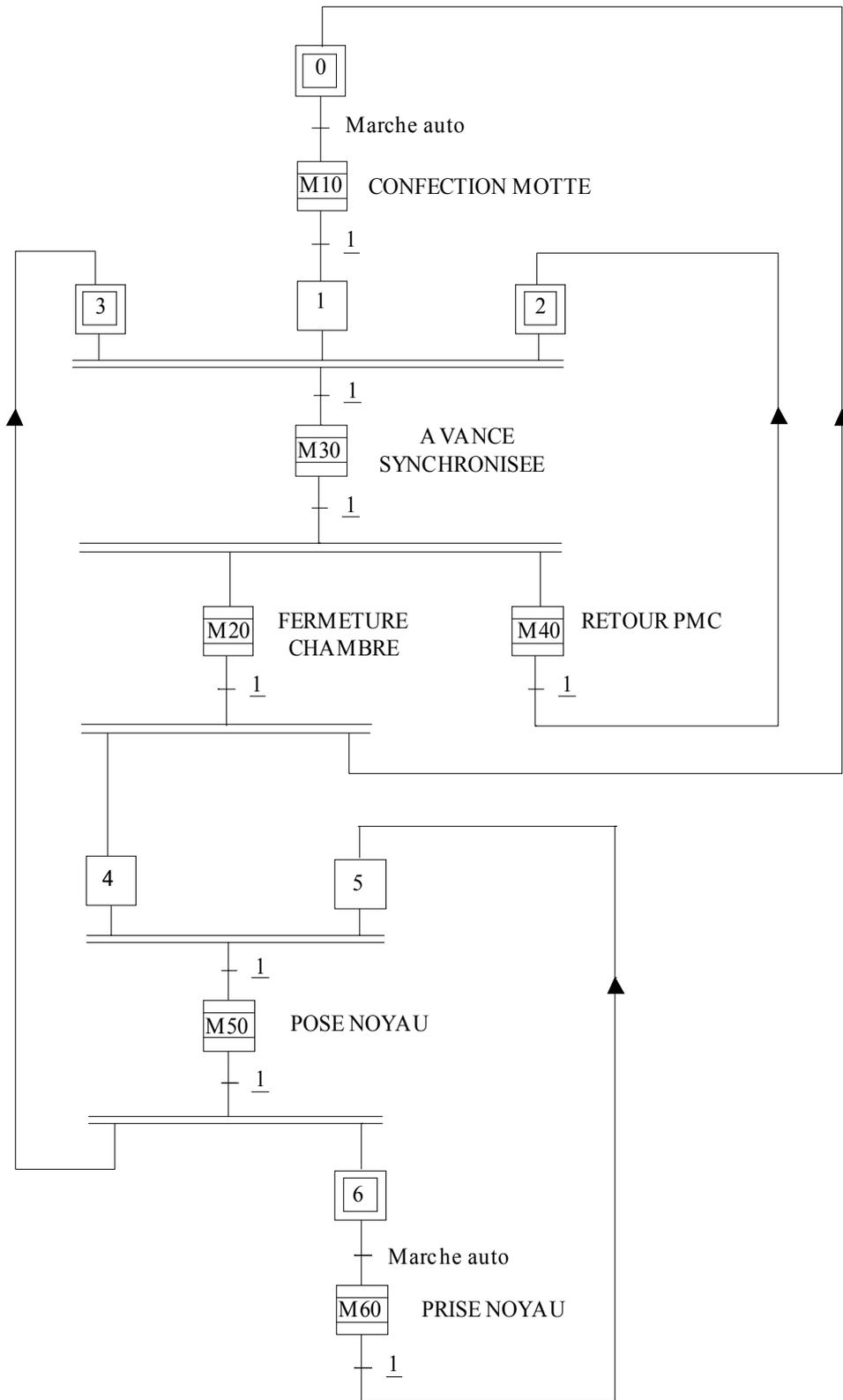


PRISE NOYAU

QA1-4 En s'attachant à minimiser le temps de cycle, proposer sur le document réponse DRA1 un grafcet GCT de coordination des tâches (représentées chacune par une macro-étape) pour la commande des parties opératives DISAMATIC + CSE + PMC (PC1).

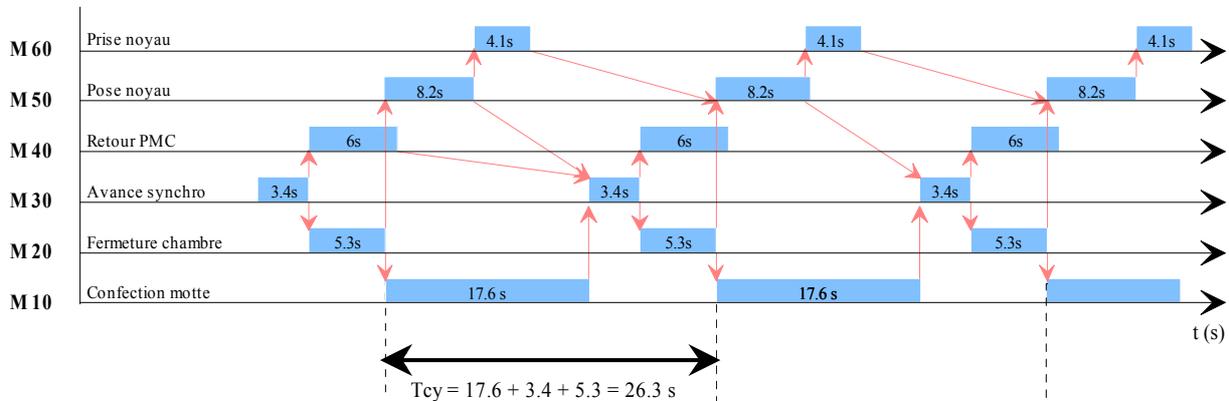
Tableau d'analyse des antériorités

		Début si :	Fin autorise
CONFECTION MOTTE	M10	Fin M20	M30
FERMETURE CHAMBRE	M20	Fin M30	M10 ET M50
AVANCE SYNCHRONISEE	M30	Fin M10.Fin M40.Fin M50	M20 ET M40
RETOUR PMC	M40	Fin M30	M30
POSE NOYAU	M50	Fin M20.Fin M60	M30 ET M60
PRISE NOYAU	M60	Fin M50	M50



QA1-5 En utilisant les valeurs fournies par le tableau suivant, déterminer le temps de cycle de la PC1.

La boucle la plus longue est M10-M30-M20, soit $t_{cy} = 17.6 + 3.4 + 5.3 = 26.3$ secondes. Il était également possible de tracer le diagramme de Gantt :



QA1-6 Calculer la production journalière maximale de blocs moteurs.

La production journalière effective a lieu pendant $24 \times 3600 \times 0.92 = 79488$ secondes, ce qui donne $79488 / 26.3 = 3022$ blocs-moteur par jour et par ligne, soit finalement 6044 blocs-moteur par jour pour les deux lignes.

A2. CONTROLE DE LA POSITION DE LA PLAQUE DE SERRAGE ET DE LA PLAQUE PIVOTANTE

QA2-1 Expliquer en quelques lignes le principe du codeur rotatif absolu, ainsi que ses avantages et inconvénients comparativement à un codeur incrémental.

Un codeur absolu délivre un signal image de la position à mesurer sous la forme d'un code numérique binaire. Il dispose de N pistes agencées suivant le code désiré, généralement du code GRAY, mais aussi du code binaire naturel, du code BCD ou du code EXCESS. A chacune des N pistes est associé un détecteur optique fournissant le signal binaire correspondant. Un codeur générant un code binaire sur N bits permet donc de distinguer 2^N positions différentes sur un tour.

Un codeur incrémental possède trois pistes quelle que soit sa résolution :

- Une piste A fournissant n impulsions par tour ;
- Une piste B, identique à A mais décalée de $\frac{1}{4}$ de période afin de permettre la détection du sens de rotation ;
- Une piste Z de top zéro permettant la prise d'origine.

La résolution peut être poussée à $4n$ points par tour en utilisant les fronts montants et descendants des pistes A et B

Avantages d'un codeur absolu par rapport à un codeur incrémental :

- Chaque secteur possédant son code unique, il est inutile de déterminer le sens de rotation ;
- Le code est connu en permanence : il n'y a pas besoin de procédure de prise d'origine lors de la mise sous tension.

Inconvénients d'un codeur absolu par rapport à un codeur incrémental :

- Plus onéreux ;
- Interface avec la commande plus complexe (N entrées) ;

- Si le déplacement dépasse un tour de codeur, il faut utiliser un multipiste ou compter les tours (mesure semi absolue dans ce dernier cas).

QA2-2 La documentation du constructeur (cf. annexe DAA8) fait état de plusieurs codages possibles en sortie. Rappeler le principe des codes BCD et GRAY, ainsi que leur raison d'être relativement au code binaire naturel.

Le codage BCD consiste à coder chaque chiffre décimal en binaire sur quatre bits de 0000 à 1001. Ce code qui est un bon intermédiaire entre le binaire et le décimal, est souvent utilisé pour les entrées-sorties de type roue codeuse ou afficheur 7 segments. Il possède l'inconvénient de ne pas employer la totalité des combinaisons possibles : les codes 10 à 15 (A à F en hexadécimal, 1010 à 1111 en binaire) ne sont pas utilisés.

Le code GRAY permet de remédier à un défaut du code binaire lorsque l'on cherche à coder des états successifs d'informations provenant d'organes technologiques. Par exemple le passage du code 7 (0111) au code 8 (1000) implique le changement d'état simultané de 4 bits, technologiquement impossible. Une solution élégante à ce problème consiste à utiliser un code binaire GRAY possédant la propriété suivante : entre deux nombres successifs du code, il ne se produit qu'un seul changement d'état de bit à la fois : passage de 7 (0100) à 8 (1100).

QA2-3 Calculer le nombre de points par tour nécessaires à l'obtention de la résolution demandée.

Le périmètre des roues dentées est égal à $\pi \times 300 = 924.48\text{mm}$

La résolution minimale de 0.5mm correspond à une fraction de tour égale à $0.5/924.48 = 5.3 \cdot 10^{-4}$

Le nombre de points minimal est l'inverse, soit 1885 points par tour après arrondi.

QA2-4 En déduire le nombre de bits utiles pour coder respectivement le nombre de points par tour et le nombre de tours.

Il faut utiliser 11 bits qui permettent le codage de 2048 points.

Chaque tour correspondant à un déplacement de 924.48mm, la course maximale de 3000 mm correspond à $3000/924.48 = 3.24$ tours du codeur. Le codage de ce nombre de tours requiert donc 2 bits supplémentaires.

QA2-5 Justifier que le codeur présenté en annexe DAA8 est capable.

Le codeur présenté possède une capacité de 25 bits, répartis en 13 bits pour la résolution par tour (8192 points) et en 12 bits pour que le nombre de tours (4096 tours). De ce point de vue, il convient largement.

QA2-6 Calculer la résolution effectivement obtenue en mm.

A 2048 points par tour, la résolution effective est de $924.48 / 2048 = 0.45\text{mm}$.

QA2-7 Calculer la fréquence maximale des signaux de sortie du codeur. Conclure.

Vitesse de rotation du codeur à 1m/s : $1/0.15 = 6.66 \text{ rad/s}$, soit 1.06 tour par seconde.

Fréquence maximale des signaux : $1.06 \times 2048 = 2.17 \text{ kHz}$

Cette fréquence est compatible avec l'interface de commande (5 kHz).

PARTIE B ASSERVISSEMENT EN POSITION DU VERIN PRINCIPAL

B1. ETUDE STRUCTURELLE

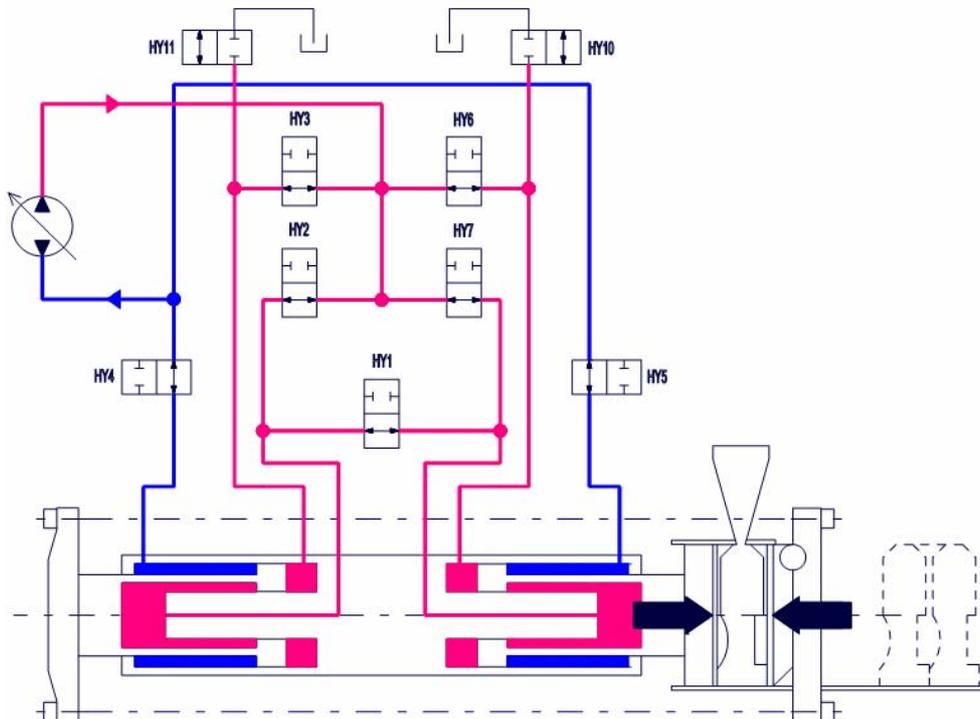
QB1-1 Sur votre feuille, reprendre la structure du tableau d'alimentation du vérin principal (cf. Tab. 1) et le compléter en indiquant pour les différentes phases de façonnage (de 2 à 6), si la chambre considérée se trouve en admission (Ad) ou à l'échappement (Ec).

	Chambres						Plaques	
	A	B	C	D	E	F	Amont	Aval
Phase 2	Ec	Ad	Ad	Ad	Ad	Ec	Z+	Z-
Phase 3	X	X	X	Ec	Ec	Ad	immobile	Z+
Phase 4	Ec	Ad	Ad	X	X	X	Z+	immobile
Phase 5	Ad	Ec	Ec	X	X	X	Z-	immobile
Phase 6	X	X	X	Ad	Ad	Ec	immobile	Z-

Tableau alimentation des différentes chambres

Remarque : Les chambres (B et C) et (D et E) sont toujours alimentées simultanément.

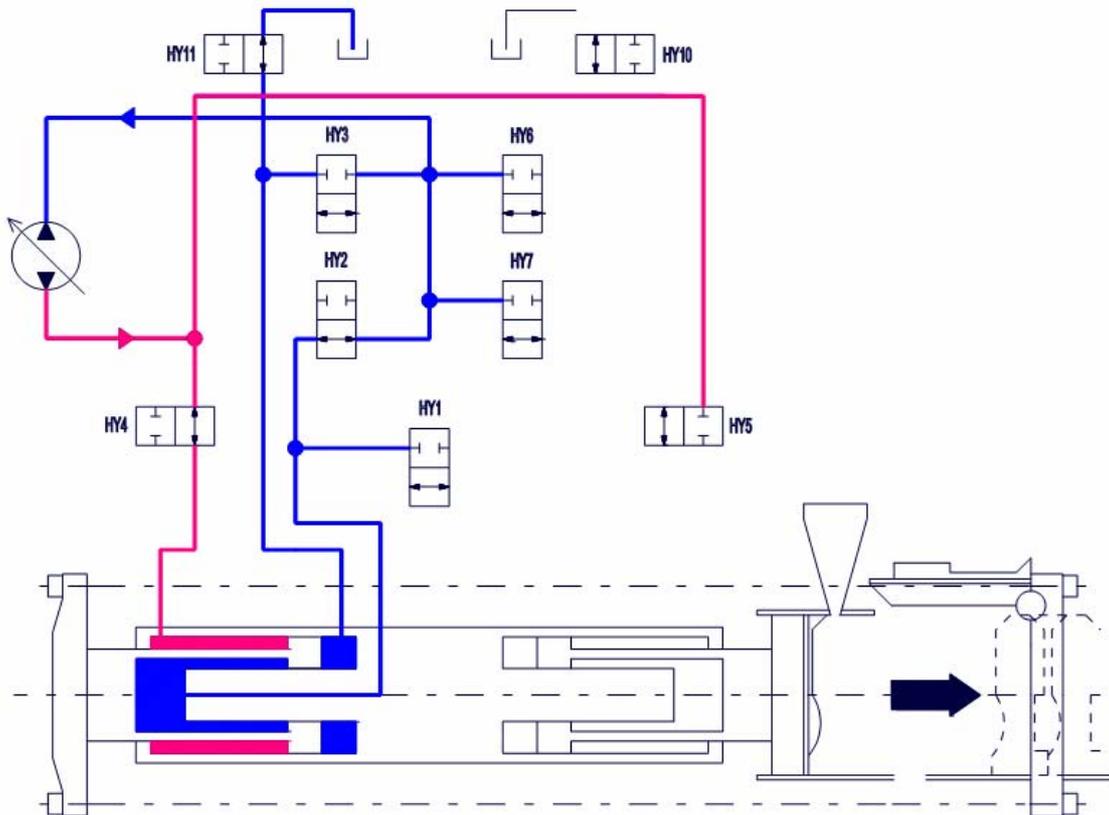
QB1-2 Sur le document-réponse DR1, compléter le schéma d'alimentation du vérin principal pour la phase de serrage de la motte (phase 2).



QB1-3 Quelle est la fonction de l'électrovanne HY1 ?

Sa fonction est d'équilibrer la pression dans les deux vérins de serrage assurant ainsi une compression identique de la motte, garantissant une cohésion de cette dernière suffisante.

QB1-4 Sur le document réponse DR2, tracer le schéma d'alimentation du vérin principal pour la phase d'ouverture de la chambre de moulage (phase 3).



QB1-5 Pourquoi l'électrovanne HY11 doit obligatoirement être ouverte dans cette phase ?

Dans cette phase, le circuit ne peut pas être fermé car le volume expulsé est nettement supérieur au volume entrant. Il faut donc un retour à la bêche qui s'effectue par l'électrovanne HY11.

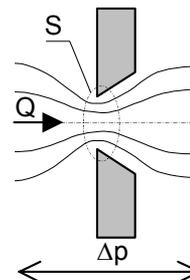
QB1-6 Justifier en quelques lignes la forme originale du double vérin principal.

La course du vérin de serrage est importante ($c=3000$ mm) pour un diamètre d'environ $\Phi = \sqrt{\frac{4.S}{\pi}} \approx 300$ mm. D'où un rapport de 10 entre la course et le diamètre et un risque de flambement de la tige. La forme de la tige et du bâti assurent un guidage optimal notamment lors de la phase d'éjection de la motte (course maxi).

QB1-7 Expliquer en quelques lignes l'origine de ces expressions reliant la pression et le débit.

Equation de Bernoulli généralisé pour écoulement à travers un orifice de paroi mince qui donne la

$$\text{relation } Q = C_d S \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$



QB1-8 En utilisant judicieusement le principe fondamental de la statique, le principe de conservation

de la masse et les relations de débit de la servovalve, montrer que $\frac{dz(t)}{dt} = \frac{Q_n}{S_1} \sqrt{\frac{P_a - \frac{F_z}{S_1}}{\Delta P_n (1 + \lambda^3)}}$

avec $\lambda = \frac{S_2}{S_1}$. On supposera que $P_r = 0$.

Compte tenu des limitations d'ouverture de servodistributeur, la capacité de l'actionneur à délivrer de la puissance à la charge est bornée. On cherche à établir l'équation caractéristique correspondante. Pour le distributeur :

$$Q_1 = Q_n \sqrt{\frac{P_a - P_1}{\Delta P_n}} \text{ et } Q_2 = Q_n \sqrt{\frac{P_2 - P_r}{\Delta P_n}}$$

On applique le théorème de la résultante statique TRS appliqué à la tige dans R_g en projection selon \vec{Z} , ce qui donne :

$$P_1 \cdot S_1 - P_2 \cdot S_2 - F_z = 0$$

Le principe de conservation de la masse donne (la vitesse de translation est conservée, hypothèse fluide incompressible, pas de débit de fuite) :

$$\frac{Q_1}{S_1} = \frac{Q_2}{S_2} \Rightarrow Q_1 = \frac{S_1}{S_2} \cdot Q_2$$

Ce qui donne en utilisant les relations de débit du distributeur, la relation suivante :

$$Q_n \sqrt{\frac{P_a - P_1}{\Delta P_n}} = \frac{S_1}{S_2} Q_n \sqrt{\frac{P_2 - P_r}{\Delta P_n}}$$

$$\Leftrightarrow \frac{P_a - P_1}{\Delta P_n} = \left[\frac{S_1}{S_2} \right]^2 \frac{P_2 - P_r}{\Delta P_n} \Rightarrow P_a - P_1 = \left[\frac{S_1}{S_2} \right]^2 P_2 \text{ si on suppose que } P_r = 0$$

On utilise cette relation dans l'équation de la résultante statique, ce qui donne :

$$P_1 \cdot S_1 - P_2 \cdot S_2 - F_z = 0 \Leftrightarrow P_1 \cdot S_1 - S_2 \left[\frac{S_2}{S_1} \right]^2 (P_a - P_1) - F_z = 0$$

Ce qui donne après manipulations, la relation :

$$P_1 \left[S_1 + \frac{S_2^3}{S_1^2} \right] = F_z + \frac{S_2^3}{S_1^2} P_a, \text{ soit finalement } P_1 = \left[F_z + \frac{S_2^3}{S_1^2} P_a \right] \cdot \left[\frac{S_1^2}{S_1^3 + S_2^3} \right]$$

Donc :

$$\frac{dz}{dt} = \frac{Q_1}{S_1} = \frac{Q_n}{S_1} \sqrt{\frac{P_a - P_1}{\Delta P_n}} \text{ avec } P_a - P_1 = P_a - \left[F_z + \frac{S_2^3}{S_1^2} P_a \right] \cdot \left[\frac{S_1^2}{S_1^3 + S_2^3} \right]$$

On simplifie l'expression de la différence de pression, ce qui permet d'écrire :

$$P_a - P_1 = P_a - \left[\frac{F_z \cdot S_1^2 + S_2^3 \cdot P_a}{S_1^3 + S_2^3} \right] = \frac{P_a (S_1^3 + S_2^3)}{S_1^3 + S_2^3} - \frac{F_z \cdot S_1^2}{S_1^3 + S_2^3} - \frac{P_a \cdot S_2^3}{S_1^3 + S_2^3} = \frac{P_a \cdot S_1^3}{S_1^3 + S_2^3} - \frac{F_z \cdot S_1^2}{S_1^3 + S_2^3}$$

Soit finalement :

$$P_a - P_1 = \frac{P_a - \frac{F_z}{S_1}}{1 + \lambda^3} \text{ avec } \lambda = \frac{S_2}{S_1}$$

Finalement, l'expression de la vitesse de déplacement de la tige du vérin s'exprime sous la forme demandée, soit :

$$\frac{dz}{dt} = \frac{Q_n}{S_1} \sqrt{\frac{P_a - \frac{F_z}{S_1}}{\Delta P_n (1 + \lambda^3)}}$$

QB1-9 Montrer alors que dans le cas d'un vérin symétrique, cette relation devient :

$$\frac{dz(t)}{dt} = \frac{Q_n}{S} \sqrt{\frac{P_a - F_z}{2 \Delta P_n}}$$

Dans le cas particulier d'un vérin double tige, $S_1 = S_2 = S \Rightarrow \lambda = 1$, la relation précédente donne classiquement l'expression suivante :

$$\frac{dz}{dt} = \frac{Q_n}{S} \sqrt{\frac{P_a - F_z}{2 \Delta P_n}}$$

QB1-10 Montrer que dans le plan (F_z, V^2) , la relation caractéristique (QB1-8) est une droite. Placer alors les deux premiers points de fonctionnement (vitesse à vide, effort bloqué).

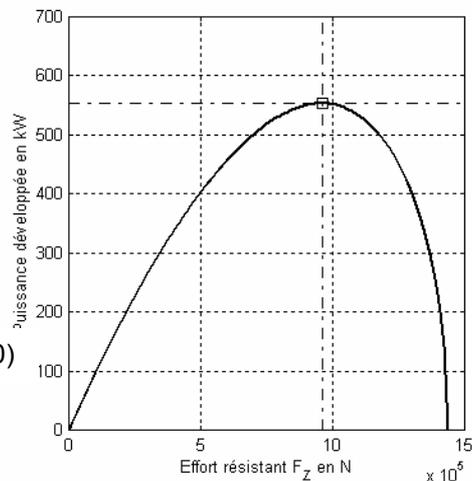
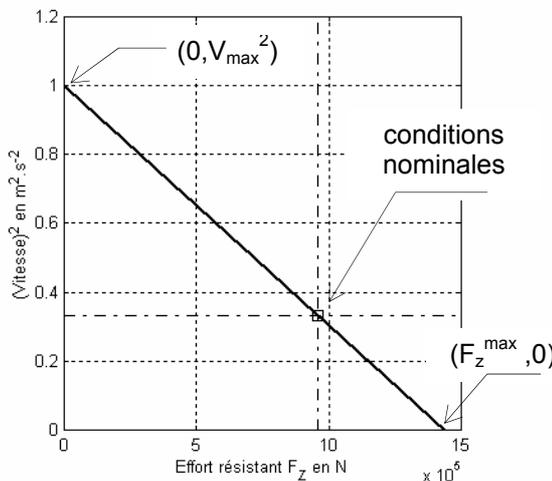
En élevant la relation caractéristique au carré, on montre facilement que dans le plan $(F-V)$ que cette évolution est du type parabolique. En passant du plan $(F-V)$, au plan (F, V^2) , les paraboles deviennent des droites. On trace en particulier la droite de consommation à vide minimale qui devient la droite passant par les points $(0, V_{\max}^2)$, $(F_z^{\max}, 0)$.

Lorsque la vitesse de sortie de la tige s'annule, on peut déterminer l'effort maximal F_z^{\max} (ou encore effort bloqué), ce qui donne :

$$F_z^{\max} = P_a \cdot S_1$$

Si $F_z = 0$, et que l'on connaît la vitesse maximale V^{\max} , on peut déterminer le débit nominal Q_n , soit

$$Q_n = \frac{V^{\max} \cdot S_1}{\sqrt{\frac{P_a}{\Delta P_n (1 + \lambda^3)}}}$$



QB1-11 Déterminer la puissance galiléenne développée par l'actionneur en régime stationnaire pour un point de fonctionnement (F_z, V) . Montrer alors qu'il existe un point de fonctionnement nominal (F_z^{nom}, V_n) pour lequel cette puissance est maximale.

Pour un point de fonctionnement dans le plan 'force-vitesse' $(F_z(t), \frac{dz(t)}{dt})$, la puissance galiléenne

développée s'exprime comme $P_{(F,V)} = F_z(t) \frac{Q_n}{S_1} \sqrt{\frac{P_a - F_z(t)}{\Delta P_n (1 + \lambda^3)}}$. Si on cherche à maximiser cette

puissance, on cherche le point de fonctionnement correspondant, ce qui revient à déterminer la valeur de l'effort correspondant :

$$\frac{dP_{(F,V)}}{dF_z(t)} = 0 \Rightarrow \frac{dz(t)}{dt} - \frac{F_z(t)}{2 \frac{dz(t)}{dt} S_1 (1+\lambda^3) \Delta P_n} = 0 \Rightarrow F_z(t) = \frac{2}{3} P_a S_1 = \frac{2}{3} F_z^{\max}$$

pour $0 \leq F_z(t) \leq F_z^{\max}$

Donc, $F_z^{\text{nom}} = \frac{2}{3} F_z^{\max}$ et donc $V_n^2 = 3V_{\max}^2$

Ainsi il est classique d'énoncer le principe suivant '2/3 de la pression disponible sont utilisés pour vaincre la charge, 1/3 afin d'assurer le débit au droit du distributeur'.

QB1-12 Reprendre sur votre feuille le tableau (cf Tab. 2) et le compléter en effectuant toutes les différentes applications numériques si $\lambda = 0.13$.

Pour le point de fonctionnement défini, on peut déterminer la vitesse nominale, ce qui donne :

$$V_n = \frac{Q_n}{S_1} \sqrt{\frac{P_a - \frac{2}{3S_1} F_z^{\max}}{\Delta P_n (1+\lambda^3)}} = \frac{Q_n}{S_1} \sqrt{\frac{P_a - \frac{2}{3} P_a}{\Delta P_n (1+\lambda^3)}} = \frac{Q_n}{S_1} \sqrt{\frac{P_a}{3\Delta P_n (1+\lambda^3)}} = \frac{V^{\max}}{\sqrt{3}}$$

car $V^{\max} = \frac{Q_n}{S_1} \sqrt{\frac{P_a}{\Delta P_n (1+\lambda^3)}}$

On rappelle que :

$V_{\max} = 1 \text{ m.s}^{-1}$

$S_1 = 707 \text{ cm}^2, S_2 = 92 \text{ cm}^2 \Rightarrow \lambda = \frac{S_2}{S_1} = 0.13$ (cf. Fig. DAB2)

On regroupe les principaux résultats dans le tableau suivant :

P_a (en bar)	180	<i>Pression d'alimentation</i>
ΔP_n (en bar)	5	<i>Perte de charge par voie</i>
F_z^{\max} (en kN)	1438	<i>Effort bloqué</i>
F_z^{nom} (en kN)	959	<i>Effort nominal</i>
Q_n (en L.mn ⁻¹)	800	<i>Débit nominal</i>
V^{\max} (en m.s ⁻¹)	1	<i>Vitesse à vide</i>
V_n (en m.s ⁻¹)	0.577	<i>Vitesse nominale</i>
P_{\max} (en kW)	553.56	<i>Puissance maximale</i>

B2. MODELE DE COMMANDE

QB2-1 En utilisant le principe de conservation de la masse et le principe fondamental de la dynamique (théorème de la résultante dynamique appliqué à la tige-charge de masse m dans le repère galiléen \mathcal{R} et en projection suivant \vec{Z}), établir la fonction de transfert pour le vérin symétrique (cf. Fig. B9) dans le domaine de Laplace s'exprime comme :

$$Z(p) \left[mp^2 + f_p p + \beta S^2 \frac{V_2 + V_1}{V_1 V_2} \right] + F_z(p) = \frac{\beta S}{p} \left[\frac{V_2 Q_1(p) + V_1 Q_2(p)}{V_1 V_2} \right]$$

Equations de continuité pour les deux chambres dans le cas où le fluide est compressible donnent :

$$Q_1 = S \frac{d}{dt} z(t) + \frac{V_1}{\beta} \frac{d}{dt} P_1(t) \text{ et } Q_2 = S \frac{d}{dt} z(t) - \frac{V_2}{\beta} \frac{d}{dt} P_2(t)$$

L'application du théorème de la résultante dynamique TRD à la 'tige du vérin + motte' donne en projection selon \vec{Z} :

$$m \frac{d^2}{dt^2} z(t) = S.P_1(t) - S.P_2(t) - F_z(t) - f_p p$$

On translate ces expressions dans le domaine de Laplace (CI nulles), ce qui donne :

$$Q_1(p) = SpZ(p) + \frac{V_1}{\beta} p P_1(p) \text{ et } Q_2(p) = SpZ(p) - \frac{V_2}{\beta} p P_2(p)$$

$$[mp^2 + f_p p] Z(p) = S.P_1(p) - S.P_2(p) - F_z(p)$$

En exprimant les deux pressions $P_i(p)$, et en remplaçant dans l'expression du théorème de la résultante, il vient :

$$[mp^2 + f_p p] Z(p) = S \cdot \frac{\beta}{V_1 p} [Q_1(p) - SpZ(p)] - S \cdot \frac{\beta}{V_2 p} [-Q_2(p) + SpZ(p)] - F_z(p)$$

On regroupe l'expression sous la forme :

$$Z(p) \left[mp^2 + f_p p + \beta S^2 \frac{V_2 + V_1}{V_1 V_2} \right] + F_{ext}(p) = \frac{\beta S}{p} \left[\frac{V_2 Q_1(p) + V_1 Q_2(p)}{V_1 V_2} \right]$$

QB2-2 Quel phénomène est modélisé par le terme ' $Z(p)f_p p$ ' ? Précisez l'unité de f_p .

Ce terme modélise un terme de dissipation type visqueux entre la tige et chambre et entre la motte et bâti. L'unité de f_p est $N.s.m^{-1}$.

QB2-3 Etablir alors la fonction de transfert classique $Z(p) = H_1(p)Q(p) + H_2(p)F_z(p)$.

En concédant les hypothèses simplificatrices :

- vérin en position médiane donc $V_1 = V_2 = V_0$,
- on considère que le débit moyen instantané est peu différent de celui qui s'établirait en régime établi sur une charge hydraulique symétrique, ce qui conduit à $Q_1 = Q_2 = Q$,

On obtient alors la relation classique :

$$Z(p) \left[mp^2 + f_p p + \frac{2\beta S^2}{V_0} \right] + F_z(p) = \frac{\beta S}{p} \left[\frac{2Q(p)}{V_0} \right]$$

On peut alors déterminer la fonction de transfert $Z(p) = H_1(p)Q(p) + H_2(p)F_z(p)$

$$Z(p) = \frac{2\beta S}{p(2\beta S^2 + V_0 p(mp + f_p))} Q(p) - \frac{V_0 p}{p(2\beta S^2 + V_0 p(mp + f_p))} F_z(p)$$

QB2-4 Etablir la fonction de transfert $Z(p) = f(Q_i(p), S_i, V_i, m, \beta, F_z(p))$.

Equations de continuité pour les deux chambres dans le cas où le fluide est compressible donnent :

$$Q_1 = S_1 \frac{d}{dt} z(t) + \frac{V_1}{\beta} \frac{d}{dt} P_1(t) \text{ et } Q_2 = S_2 \frac{d}{dt} z(t) - \frac{V_2}{\beta} \frac{d}{dt} P_2(t)$$

L'application du théorème de la résultante dynamique à la tige du vérin donne en projection selon \vec{Z} :

$$m \frac{d^2}{dt^2} z(t) = S.P_1(t) - S.P_2(t) - F_z(t) - f_p p$$

On translate ces expressions dans le domaine de Laplace, ce qui donne :

$$Q_1(p) = S_1 p Z(p) + \frac{V_1}{\beta} p P_1(p) \text{ et } Q_2(p) = S_2 p Z(p) - \frac{V_2}{\beta} p P_2(p)$$

$$[mp^2 + f_p p] Z(p) = S_1 \cdot P_1(p) - S_2 \cdot P_2(p) - F_z(p)$$

En exprimant les deux pressions $P_i(p)$, et en remplaçant dans l'expression du théorème de la résultante, il vient :

$$[mp^2 + f_p p] Z(p) = S_1 \cdot \frac{\beta}{V_1 p} [Q_1(p) - S_1 p Z(p)] - S_2 \cdot \frac{\beta}{V_2 p} [-Q_2(p) + S_2 p Z(p)] - F_z(p)$$

On regroupe l'expression sous la forme :

$$Z(p) \left[mp^2 + f_p p + \beta \frac{S_1^2 V_2 + S_2^2 V_1}{V_1 V_2} \right] + F_z(p) = \frac{\beta}{p} \left[\frac{S_1 V_2 Q_1(p) + S_2 V_1 Q_2(p)}{V_1 V_2} \right]$$

QB2-5 En analysant et identifiant les relations déterminées aux questions précédentes (QB1-13 et

QB1-15), démontrer que l'expression de la section équivalente est. $S_{eq} = \frac{S_1^2 V_2 + S_2^2 V_1}{S_1 V_2 + S_2 V_1}$.

On cherche à établir la relation d'une section équivalente permettant d'étudier le comportement dynamique du vérin dissymétrique d'une manière analogue au vérin symétrique.

On utilise les 2 relations établies précédemment et on procède par identification, ce qui donne :

$$\begin{cases} \frac{2S^2}{V_0} = \frac{S_1^2 V_2 + S_2^2 V_1}{V_1 V_2} \Rightarrow V_0 = \frac{2S^2 V_1 V_2}{S_1^2 V_2 + S_2^2 V_1} \\ \frac{2SQ}{V_0} = \frac{S_1 Q_1 V_2 + S_2 Q_2 V_1}{V_1 V_2} \end{cases}$$

Dans le cas symétrique et d'une manière équivalente $Q_1 = Q_2 = Q$, ce que donne :

$$\frac{2S}{V_0} = \frac{S_1 V_2 + S_2 V_1}{V_1 V_2} \Rightarrow S = \frac{V_0}{2} \frac{S_1 V_2 + S_2 V_1}{V_1 V_2} = \frac{S^2 V_1 V_2}{S_1^2 V_2 + S_2^2 V_1} \frac{S_1 V_2 + S_2 V_1}{V_1 V_2}$$

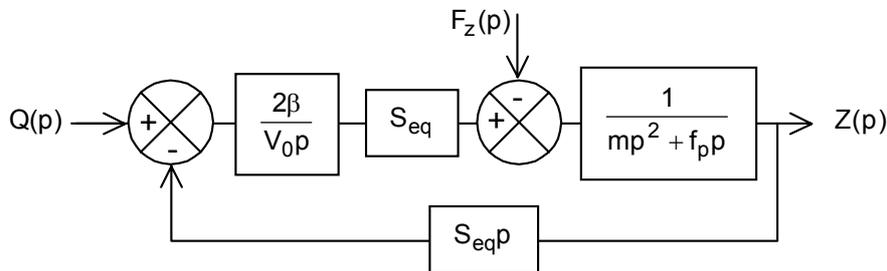
Ce qui donne finalement :

$$S = S_{eq} = \frac{S_1^2 V_2 + S_2^2 V_1}{S_1 V_2 + S_2 V_1}$$

Remarque : pour compléments, on consultera 'Actionneurs hydrauliques' J.-C. Maré, Techniques de l'Ingénieur **S7531**)

QB2-6 A partir des relations établies précédemment, déterminer l'expression de la fonction de transfert $G(p)$ en fonction de m et f_p .

Dans le domaine de Laplace (CI nulles), le schéma-bloc donne :



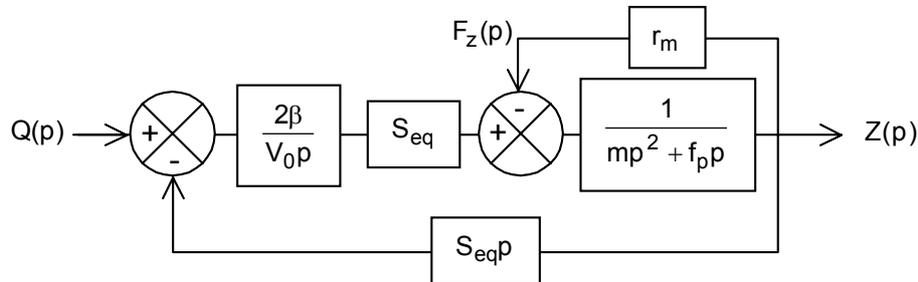
Modèle équivalent (pseudo symétrique)

Le calcul de la fonction de transfert donne en utilisant le principe de superposition :

$$Z(p) = \frac{2\beta S_{eq} Q(p) - V_0 p F_z(p)}{p(2\beta S_{eq}^2 + V_0 p(m p + f_p))}$$

QB2-7 Après avoir proposé un modèle pour $F_z(t)$ en fonction de la raideur r_m , reprendre et compléter sur votre feuille le schéma bloc de la figure B10, déterminer alors la fonction de transfert $FT(p) = \frac{Z(p)}{Q(p)}$.

On modélise le comportement de la motte comme celui d'un ressort donc $F_z(t) = r_m z(t)$ avec r_m raideur de la motte fonction de la compressibilité du sable (taux d'humidité). Dans ces conditions, le schéma-bloc devient :



Modèle équivalent (pseudo symétrique)

Dans ces conditions, la fonction de transfert devient :

$$FT(p) = \frac{Z(p)}{Q(p)} = \frac{2\beta S_{eq}}{p(2\beta S_{eq}^2 + V_0(m p^2 + f_p p + r_m))}$$

QB2-8 En exprimant les variations de volume et de pression dans les deux chambres, montrer que la raideur hydraulique peut s'exprimer comme :

$$r_h = \beta \cdot \left[\frac{S_1^2}{V_1} + \frac{S_2^2}{V_2} \right]$$

Dans le cas où l'on exerce un effort axial sur la tige du vérin (orifices obstrués), celle-ci se déplace d'une quantité dz du fait de la compressibilité du fluide notée β . On observe donc des variations de pression dans les deux chambres (1) et (2) du vérin.

On peut donc écrire (PCM) :

$$dV_1 = -S_1 \cdot dz \quad \text{et} \quad dV_2 = S_2 \cdot dz \quad (\text{l'effort axial } F_z \text{ provoque la rentrée de la tige, donc la diminution du volume } V_1 \text{ et l'augmentation du volume } V_2)$$

Les variations de pression dans les deux chambres s'expriment donc :

$$dP_1(t) = \frac{\beta \cdot S_1}{V_1} \cdot dz(t) \quad \text{et} \quad dP_2(t) = -\frac{\beta \cdot S_2}{V_2} \cdot dz(t)$$

On définit classiquement la raideur hydraulique comme $r_h = \frac{dF_z}{dz} = \frac{S_1 \cdot dP_1 - S_2 \cdot dP_2}{dz}$

Ce qui donne en utilisant les relations précédentes $r_h = \beta \cdot \left[\frac{S_1^2}{V_1} + \frac{S_2^2}{V_2} \right]$

QB2-9 En exprimant les volumes V_i en fonction de μ et c , montrer que finalement la raideur hydraulique r_h est une fonction de μ et qu'elle s'exprime comme :

$$r_h = \frac{\beta \cdot S_1}{c} \left[\frac{1}{\mu} + \frac{\lambda}{1-\mu} \right]$$

On norme la position de la tige du vérin par sa course notée c , ce donne $\mu = \frac{z}{c}$. On exprime les deux volumes soit $V_1 = S_1 \cdot z$ et $V_2 = S_2 \cdot (c - z)$ si on néglige les volumes résiduels dans chaque chambre pour les positions extrêmes.

On obtient donc pour l'expression de la raideur hydraulique, l'expression :

$$r_h = \beta \cdot \left[\frac{S_1^2}{S_1 z} + \frac{S_2^2}{S_2(c-z)} \right] = \beta \cdot \left[\frac{S_1}{z} + \frac{S_2}{(c-z)} \right] = \frac{\beta \cdot S_1}{c} \left[\frac{1}{\mu} + \frac{\lambda}{1-\mu} \right] \text{ si } \lambda = \frac{S_2}{S_1}$$

QB2-10 Commenter en quelques lignes cette évolution. Déterminer l'expression analytique de μ qui permet d'atteindre la valeur minimale de la raideur hydraulique.

La valeur de μ qui donne la valeur minimale de la raideur en fonction du rapport des sections est :

$$\frac{dr_h}{d\mu} = 0 \rightarrow \mu_{\min} = \frac{1}{1 + \sqrt{\lambda}}$$

QB2-11 Montrer alors que la raideur minimale s'exprime comme $r_{h\min} = K \cdot \frac{\beta \cdot S_1}{c}$ avec $K = f(\lambda)$.

La valeur de la raideur correspondante est donc $r_{h\min} = \frac{\beta \cdot S_1}{c} \cdot (1 + \sqrt{\lambda})^2 = K \cdot \frac{\beta \cdot S_1}{c}$

QB2-12 Reprendre sur votre feuille le tableau Tab. 3 et déterminer les deux valeurs numériques de la raideur hydraulique (pour l'huile utilisée $\beta = 15 \cdot 10^8 \text{ N.m}^{-2}$).

μ	r_h (en 10^6 N/m)
0.735	65.5
0.3	124.4

QB2-13 En utilisant la relation démontrée à la question QB1-21, montrer que dans le cas d'un vérin pseudo symétrique, l'expression de la raideur hydraulique devient $r_h = \frac{2\beta S_{\text{eq}}^2}{V_0}$. Préciser les hypothèses simplificatrices.

Si on suppose que $S_1 = S_2 = S_{\text{eq}}$ donc $\lambda = 1$ et le vérin en position médiane donc $V_1 = V_2 = V_0$ et $2\mu = c$,

l'expression de la raideur hydraulique (avec $K=4$) devient $r_h = \frac{2\beta S_{\text{eq}}^2}{V_0}$

QB2-14 Exprimer la fonction de transfert de l'ensemble 'vérin – motte' sous la forme canonique :

$$FT(p) = \frac{Z(p)}{Q(p)} = \frac{K_{vh}}{p} \cdot \frac{1}{1 + a_1 p + a_2 p^2}. \text{ Déterminer les expressions de } K_{vh} \text{ et des } a_i.$$

La fonction de transfert devient après calculs et simplifications :

$$\frac{Z(p)}{Q(p)} = \frac{2\beta S_{\text{eq}}}{p(V_0(r_m + mp^2 + f_p p) + 2\beta S_{\text{eq}}^2)} = \frac{1/S_{\text{eq}}}{p \left[1 + \frac{1}{r_h}(r_m + mp^2 + f_p p) \right]} = \frac{1}{\beta S_{\text{eq}}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{r_m}{r_h} + \frac{f_p}{r_h} p + \frac{m}{r_h} p^2}$$

Ce qui s'exprime encore sous la forme :

$$\frac{Z(p)}{Q(p)} = \frac{1}{p} \left[\frac{r_h}{S_{\text{eq}}(r_m + r_h)} \right] \frac{1}{1 + \frac{f_p}{r_m + r_h} p + \frac{m}{r_m + r_h} p^2}$$

donc par identification : $K_{vh} = \frac{r_h}{S_{\text{eq}}(r_m + r_h)}$, $a_1 = \frac{f_p}{r_m + r_h}$, $a_2 = \frac{m}{r_m + r_h}$.

La fonction de transfert est d'ordre 3, de classe 1.

QB2-15 Déterminer l'expression de la pulsation propre du système non amorti ω_{0vh} . Pour cette pulsation, déterminer la phase de la fonction de transfert isochrone ainsi que son module.

On en déduit que $\omega_{0vh} = \sqrt{\frac{r_m + r_h}{m}}$, pulsation propre de l'ensemble constitué par le vérin hydraulique plein d'huile et fermé et la charge (motte).

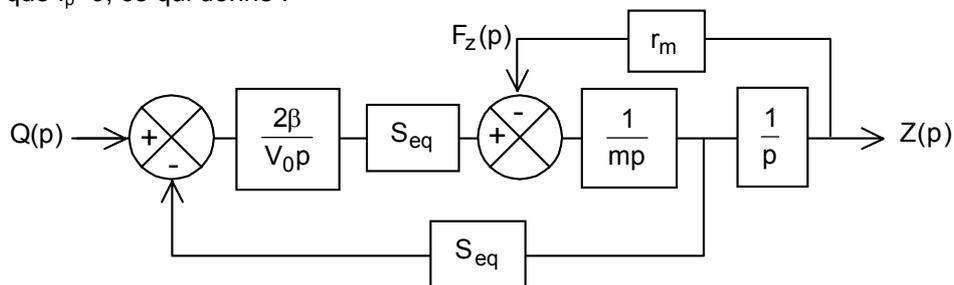
Pour $\omega = \omega_{0vh}$, la phase de la fonction de transfert est exactement de -180° . Dans ces conditions, le module de la fonction de transfert vaut :

$$\|FT\|_{\omega=\omega_{0vh}} = \frac{r_h}{S_{eq} f_p \omega_{0vh}^2} = K_{sv} \frac{m}{f_p}$$

Ce module tend vers l'infini quand le coefficient de frottement visqueux tige-chambre tend vers zéro.

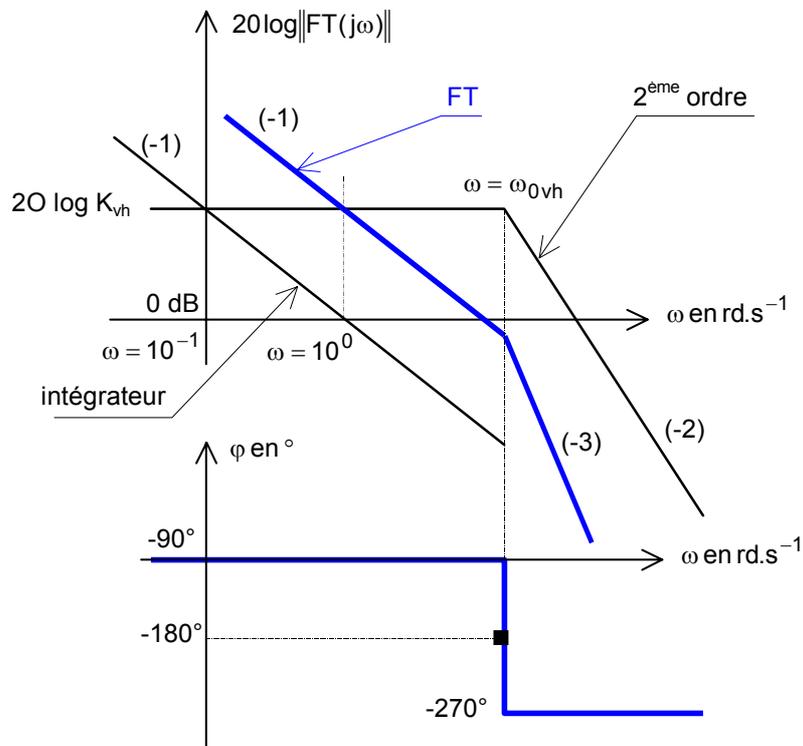
QB2-16 Conclure quant au caractère stabilisateur du phénomène de frottement 'visqueux' présent au sein du vérin hydraulique et à l'interface 'motte - bâti'.

On peut utiliser directement le résultat précédent mais également modifier le schéma-bloc en supposant que $f_p=0$, ce qui donne :



Ce schéma-bloc fait clairement apparaître 2 intégrateurs en BO, ce qui conduit à une instabilité en BF. Ceci confirme le caractère stabilisateur du frottement de type visqueux 'tige-chambre'.

QB2-17 Tracer l'allure des diagrammes de Bode (module en dB et phase en $^\circ$ en fonction de la pulsation ω en $rd.s^{-1}$) de $FT(j\omega)$. Préciser les points remarquables et indiquer les différentes pentes.

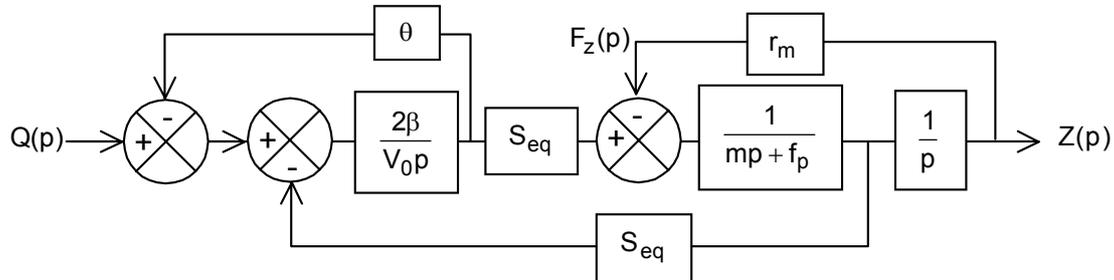


Allure dans le plan de Bode

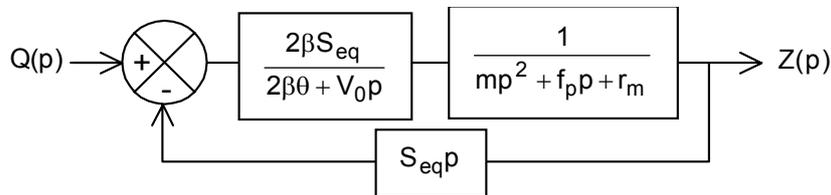
QB2-18 Compléter sur votre feuille le schéma-bloc (cf. Fig. B10) afin de faire apparaître le nouveau débit entrant $Q_{ru}(p)$.

On crée une fuite réglable entre les deux chambres du vérin. Le débit réel utile entrant dans le vérin vaut $Q(t) - \theta(p_1(t) - p_2(t))$, $\theta \in \mathbb{R}^+$.

Dans ces conditions, le schéma-bloc devient :



On condense le schéma-bloc sous la forme :



QB2-19 Déterminer alors la fonction de transfert $FT(p) = \frac{Z(p)}{Q(p)}$ et montrer qu'elle est du 3^{ème} ordre. Précisez sa classe.

On détermine la fonction de transfert en BF :

$$\begin{aligned} \frac{Z(p)}{Q(p)} &= \frac{2\beta S_{eq}}{2\beta S_{eq}^2 p + (2\beta\theta + V_0 p)(mp^2 + f_p p + r_m)} \\ &= \frac{2\beta S_{eq}}{V_0 m p^3 + (2\beta\theta m + V_0 f_p) p^2 + (2\beta\theta f_p + V_0 r_m + 2\beta S_{eq}^2) p + 2\beta\theta r_m} \end{aligned}$$

La fonction de transfert est d'ordre 3, de classe 0.

QB2-20 Montrer alors que même si on suppose que $f_p = 0$, la stabilité de l'ensemble 'vérin - motte' est toujours assurée. Compléter votre réponse en commentant alors le dilemme 'stabilité - précision'.

Afin de montrer le caractère stabilisateur du débit de fuite, on suppose $f_p = 0$. On applique le critère de Routh-Hurwitz sur la FTBF, ce qui donne :

$$\frac{Z(p)}{Q(p)} = \frac{2\beta S_{eq}}{V_0 m p^3 + 2\beta\theta m p^2 + (V_0 r_m + 2\beta S_{eq}^2) p + 2\beta\theta r_m}$$

On dresse le tableau suivant :

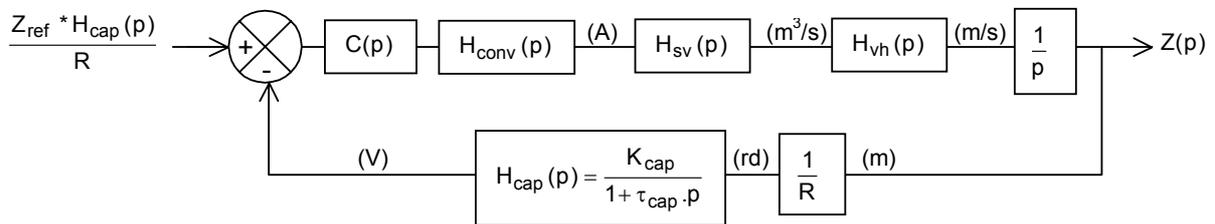
$$\begin{array}{l|ll}
 p^3 & V_0 m & 2\beta S_{eq}^2 + V_0 r_m \\
 p^2 & 2\beta \theta m & 2\beta \theta r_m \\
 p^1 & 2\beta S_{eq}^2 & 0 \\
 p^0 & 1 & 0
 \end{array}$$

pas de changement de signe dans la 1^{ère} colonne, le système est donc stable

La création d'un débit de fuite conduit à un système inconditionnellement stable mais induit une erreur de position (classe 0 en BO).

B3. ANALYSE DES PERFORMANCES

QB3-1 Etablir le schéma-bloc du système de commande. On se contentera de faire apparaître les différents blocs symbolisant les constituants en indiquant leurs noms et en précisant les unités des liens informationnels entre blocs.



QB3-2 Donner une estimation de la borne supérieure de la bande passante à -3 dB de la servovalve D685. Que représente les différents % placés sur la réponse harmonique ?

On utilise la réponse harmonique donnée en document annexe. A cause de la non linéarité de la boucle de régulation de la servovalve, la réponse en fréquence dépend de l'amplitude du signal d'entrée qui doit donc figurer en paramètre (même remarque pour la réponse indicielle). La connaissance du comportement en dynamique d'une valve présente surtout un intérêt dans la plage des signaux faibles donc à 5% du signal d'entrée. Ici, on trouve $BP_{-3dB} = 38$ Hz.

QB3-3 Calculer le gain statique de la servovalve K_{sv} sachant que le courant nominal de commande vaut 800 mA.

$$\text{Gain de la servovalve } K_{sv} = \frac{800 \cdot 10^{-3}}{60 \times 800 \cdot 10^{-3}} = \frac{1}{60} \approx 16.7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{A}^{-1}$$

QB3-4 Déterminer la constante de temps du capteur τ_{cap} . Justifier un modèle d'ordre zéro pour la fonction de transfert modélisant le comportement du capteur.

On souhaite que pour $\omega_{0vh} = 120 \text{ rd} \cdot \text{s}^{-1}$, le déphasage introduit soit limité à 10° . Donc $\tan(10 \cdot \frac{\pi}{180}) = \tau_{cap} \cdot \omega \Rightarrow \tau_{cap} = 1.47 \text{ ms}$. Ce qui donne une pulsation de cassure $\omega_c = \frac{1}{\tau_{cap}} = 680 \text{ rd} \cdot \text{s}^{-1}$. Comparée à $\omega_{0vh} = 120 \text{ rd} \cdot \text{s}^{-1}$, le modèle de type 'gain pur' peut être retenu pour le capteur de position.

QB3-5 Calculer le gain du capteur K_{cap} afin de respecter une phase de gain de 20 dB sans correction.

On calcule la fonction de transfert en boucle ouverte, ce qui donne ;

$$FTBO(p) = \frac{K_{cap} \cdot K_{sv} \cdot K_{con} \cdot K_{vh}}{p(1 + a_1 p + a_2 p^2)R} \quad \text{avec } R=150 \text{ mm (rayon roue dentée, cf partie A2)}$$

Cette fonction de transfert est de classe 1 et on sait que pour $\omega = \omega_{0vh}$, la phase vaut exactement -180° (intégrateur $-90^\circ \forall \omega$ et -90 pour le second ordre pour $\omega = \omega_{0vh}$).

Donc $MG = -20 \log \|FTBO(j\omega_{0vh})\| = 20$, donc tous calculs effectués, on trouve $K_{cap} = 9.15V \cdot rd^{-1}$.

QB3-6 Montrer que l'erreur de position n'est plus nulle et qu'elle vaut $\Delta z = \frac{s}{K_{bo}} \frac{dz}{dt} \Big|_M$ avec K_{bo} gain en boucle ouverte (en s^{-1}).

On définit les deux quantités, ce qui donne :

$$\begin{cases} \Delta i_s = K_{cap} \cdot K_{cor} \cdot \Delta z \\ \frac{dz}{dt} \Big|_M = \frac{K_{sv}}{S} i_M \end{cases}$$

Ce qui implique (en effectuant le produit membre à membre) que $\Delta z \cdot \frac{K_{cap} \cdot K_{cor} \cdot K_{sv}}{S} \cdot i_M = \Delta i_s \frac{dz}{dt} \Big|_M$.

Soit encore $\Delta z = \frac{\Delta i_s}{i_M} \left[\frac{S}{K_{cap} \cdot K_{cor} \cdot K_{sv}} \right] \frac{dz}{dt} \Big|_M = s \left[\frac{S}{K_{cap} \cdot K_{cor} \cdot K_{sv}} \right] \frac{dz}{dt} \Big|_M$.

On pose $K_{bo} = \frac{K_{cap} \cdot K_{cor} \cdot K_{sv}}{S}$, gain en boucle ouverte (en s^{-1}), on obtient la relation suivante :

$$\Delta z = \frac{s}{K_{bo}} \frac{dz}{dt} \Big|_M \quad \text{ou encore en erreur relative } \frac{\Delta z}{z_M} = \frac{s}{K_{bo} \cdot T} \quad \text{avec } T = \frac{z_M}{\frac{dz}{dt} \Big|_M} \quad (\text{en s})$$

L'erreur relative est donc proportionnelle au seuil relatif s de la servovalve considérée. On améliore la précision en accroissant le gain en boucle ouverte (résultat classique) et en diminuant la vitesse maximale (augmentation du temps T , temps nécessaire pour parcourir la demi-course à la vitesse maximale).

QB3-7 Déterminer la valeur du gain du correcteur proportionnel afin de l'erreur de position relative n'excède pas 0.1% si le seuil relatif de la servo valve D685 vaut $s=0.2\%$.

Le gain en boucle ouverte vaut $K_{bo} = \frac{K_{cap} \cdot K_{conv} \cdot K_{sv} \cdot K_{vh}}{R} = 15.98 s^{-1}$ pour $K_{cor} = 1$. Donc en

utilisant le résultat précédent, on trouve $K_{cor} = 4.16$ ($z_M = 3 \text{ m}$, $\frac{dz}{dt} \Big|_M = 1 \text{ m} \cdot s^{-1}$).

QB3-8 Pour $\omega = \omega_{0vh}$, estimer numériquement le module de $H_{cor}(j\omega)$ en dB.

Pour $\omega = \omega_{0vh} = 120 \text{ rd} \cdot s^{-1}$, on calcule l'amplitude en dB, ce qui donne :

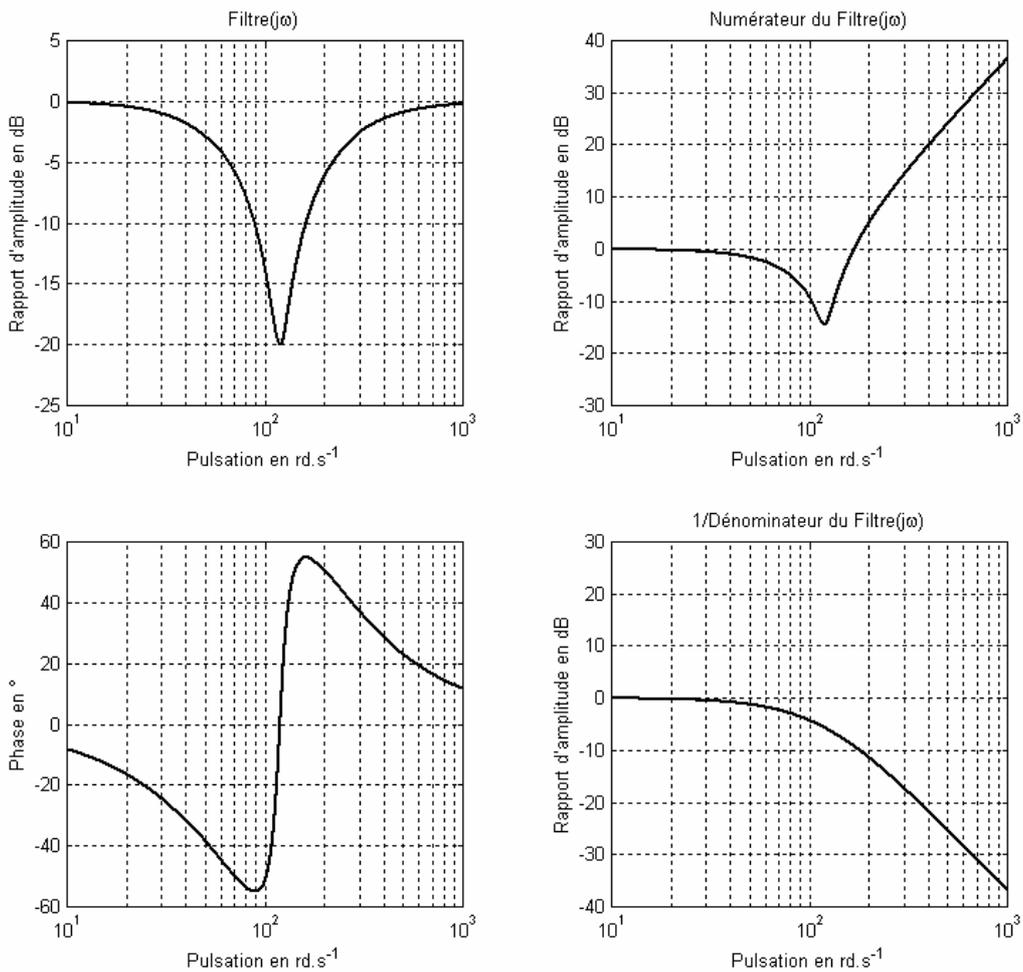
$$20 \log \|H(j\omega)\| = \frac{\sqrt{(1 - 7 \cdot 10^{-5} \omega^2)^2 + (1.6 \cdot 10^{-3} \omega)^2}}{\sqrt{(1 - 7 \cdot 10^{-5} \omega^2)^2 + (1.6 \cdot 10^{-2} \omega)^2}} \approx 20 \log \sqrt{10^{-2}} = -20 \text{ dB}$$

QB3-9 Par un tracé qualitatif du module de $H_{cor}(j\omega)$ dans le plan de Bode, mettre en évidence l'intérêt d'utiliser ce type de filtre et son influence sur les critères de qualités du système asservi en position

On trace dans le plan de Bode, la réponse harmonique d'un tel filtre réjecteur. Les limitations de gain de boucle imposées par la présence d'un mode hydraulique très peu amorti ($\zeta_{vh}=0.1$) peuvent être repoussées en incorporant dans la chaîne directe un filtre réjecteur calé sur la pulsation ω_{0vh} de ce mode.

Comme de prouve le calcul du module effectué à la question précédente, le filtre possède un effet bénéfique sur la stabilité de la commande en réponse aux consignes de position en augmentant la marge de gain. Attention cependant à la phase négative (environ -50°) qu'il ajoute localement et qui peut être préjudiciable à la marge de phase.

Remarque : le filtre n'a aucun effet sur la stabilité en regard aux perturbations introduites par l'effort extérieur agissant directement sur la partie hydromécanique.

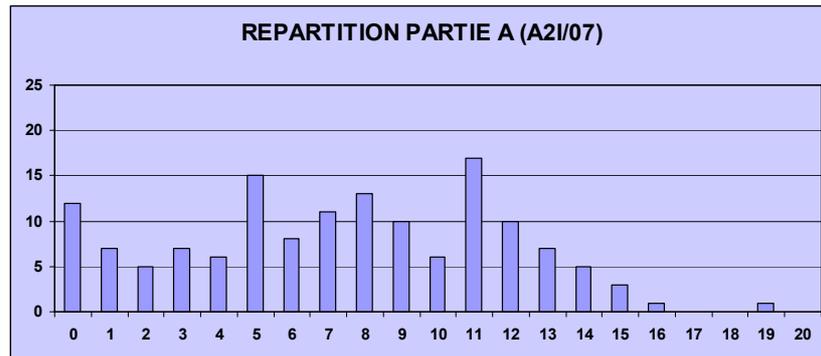


COMMENTAIRES sur l'ÉPREUVE D'AUTOMATIQUE et INFORMATIQUE INDUSTRIELLE

AGREGATION EXTERNE 2007

COMMENTAIRES sur la PARTIE A de l'épreuve d'A2I/07

Cette première partie avait pour objectif l'étude de la commande séquentielle de la ligne de moulage DisaMatic. Elle était composée de deux sous parties indépendantes et a été abordée par environ la quasi-totalité des candidats (92%) avec plus ou moins de succès comme le montre l'histogramme de répartition des notes (après renormalisation sur 20).



Répartition des notes de la partie A

► Partie A1, Commande séquentielle

QA1-1) Si les solutions constructives proposées sont généralement correctes, le choix des capteurs est peu satisfaisant, se limitant souvent à des détecteurs de position totalement inadaptés dans ce cas de figure.

QA1-2) Ce premier grafcet a été bien traité, plus d'un tiers des réponses étant satisfaisantes.

La notation a tenu compte des points suivants :

- Respect du formalisme grafcet ;
- Justesse des séquences de déplacement du robot ;
- Cohérence des échanges d'information avec PC1 et PC3.

Il était possible d'utiliser des ordres mémorisés afin de maintenir certaines sorties comme le serrage des pinces ou les sorties de communication vers les autres PC.

QA1-3) Cette macro étape doit échanger des informations avec le grafcet précédent afin d'assurer le transfert correct du noyau entre le robot et le CSE.

Il y avait une coquille dans l'annexe DAA5, l'entrée « Robot en P_Pose_CSE » n'apparaissant pas dans la classification relative à cette macro, alors qu'elle était bien présente en sortie de la classification du grafcet robot. Ceci n'a pas posé de problèmes, une partie des candidats ayant rajouté d'autorité cette entrée manquante, l'autre partie ayant considéré que cette condition était satisfaite lors du lancement de la macro.

La notation tenait principalement compte de l'échange d'information entre cette macro et le grafcet précédent lors du passage du noyau du robot au CSE.

QA1-4) La coordination des tâches a posé beaucoup de problèmes, seuls 10% des candidats ont pu proposer une solution satisfaisante. Par ailleurs, beaucoup de grafquets étaient entachés d'erreurs de formalismes (manque de transitions, structures incorrectes, etc.).

QA1-5 et QA1-6) Pas de commentaires particuliers.

► Partie A2, Contrôle de la position de la plaque de serrage

QA2-1) Cette question, a caractère technologique, a été globalement mal traitée : de trop nombreux candidats ignorent tout du principe de fonctionnement des codeurs.

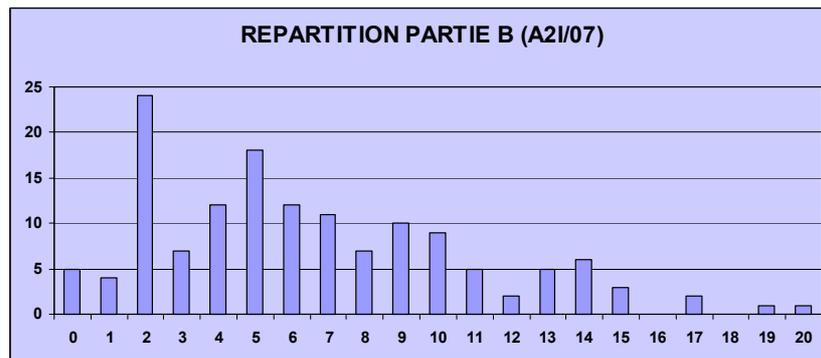
QA2-2) Même remarque pour cette question de cours : en particulier, le code BCD est peu connu.

QA2-3, QA2-4, QA2-5) Ces questions simples ont été globalement bien traitées.

QA2-6, QA2-7) Peu de candidats ont pensé à prendre la résolution juste nécessaire et non la résolution maximale (le codeur est programmable). Dans ce dernier cas les résultats sont incorrects, avec une fréquence des signaux de sortie trop élevée pour l'interface de commande.

COMMENTAIRES sur la PARTIE B de l'épreuve d'A2I/07

Cette partie avait pour objectif d'analyser les performances de la commande asservie en position du vérin principal. Elle était composée de trois sous parties indépendantes et à été abordée par environ la quasi-totalité des candidats avec plus ou moins de succès comme le montre l'histogramme de répartition des notes (après renormalisation sur 20).



Répartition des notes de la partie B

► Partie B1, Etude structurelle

Cette première partie avait pour objectif d'étudier la structure du double vérin dissymétrique. Dans un premier temps, on cherchait à établir son schéma d'alimentation pour deux phases distinctes. Ces questions sans grande difficulté ont été relativement bien traitées même si on constate quelques erreurs de compréhension sur les principes de l'hydraulique. La qualité générale des tracés est satisfaisante.

Dans un deuxième temps, on cherchait à déterminer les caractéristiques globales du couple (vérin – servovalve) afin d'analyser et d'adapter les performances du système de commande. Après avoir établi la relation caractéristique de la servovalve dans le cas d'un vérin dissymétrique, la détermination des trois points de fonctionnement était menée notamment dans le plan (F_z, V^2) . Un tableau de synthèse des principaux résultats numériques justifiait le choix du pré-actionneur. Cette partie, bien que relativement classique, a été traitée d'une manière très hétérogène et le jury déplore la quasi absence de résultats numériques.

► Partie B2, Modèle de commande

L'analyse du comportement naturel de l'ensemble 'vérin + charge' est une étape préliminaire à l'étude de l'asservissement de position. Le modèle de commande de l'actionneur hydraulique est assujéti à l'obtention d'une relation unique reliant les variables fonctionnelles débit-déplacement. Dans le cas classique d'un vérin symétrique (double tige), il est naturel d'établir une relation unique reliant le débit moyen échangé avec le vérin et le déplacement en translation de ce dernier. L'objet de cette partie est

de montrer que dans le cas d'un vérin dissymétrique (cas de la DisaMatic), il était possible de transposer les relations précédemment établies en utilisant le concept de surface équivalente.

La mise en place de la relation fondamentale dans le cas symétrique n'a pas posé de problème à la majorité des candidats et son extension au cas dissymétrique non plus. Cependant, la justification de l'expression de la section équivalente a été souvent précipitée. En effet, la relation étant fournie, le jury a été très attentif à la qualité et à la cohérence du raisonnement menant au résultat final.

L'étude se poursuivait par une analyse des raideurs de la motte de sable et de celle du vérin toujours dans le cas fortement dissymétrique. Cette partie sans difficulté, a été dans l'ensemble correctement traitée. En revanche, l'analyse du caractère stabilisateur du phénomène de dissipation visqueuse et du débit de fuite n'a quasiment jamais été abordée de manière suffisamment rigoureuse. Les conclusions sont partielles et la plus part du temps non justifiées. Le jury conseille aux futurs candidats de se reporter au corrigé.

Cependant, force est de constater que les objectifs de cette deuxième partie B2 ont été bien appréhendés dans la majorité des candidats.

► Partie B3, Analyse des performances

Cette dernière partie se devait de présenter une synthèse et d'utiliser les principaux résultats mises en évidence dans les deux parties précédentes. En effet, établir la structure globale de la commande et justifier le choix et de dimensionnement de chaque composant demeure l'objectif essentiel de toute problématique industrielle en automatique.

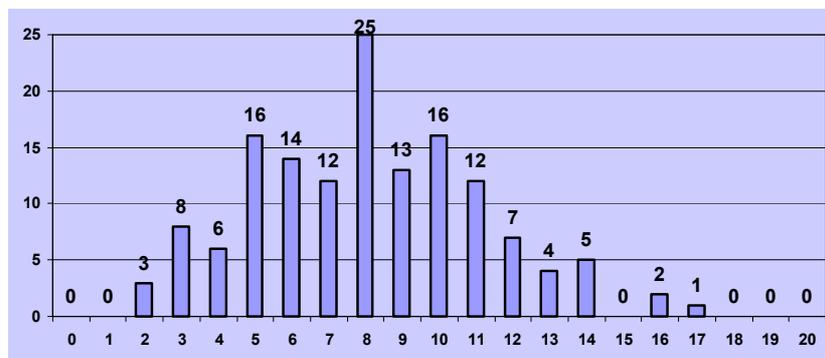
Après avoir posé le schéma-bloc de modèle de commande asservie en position, le sujet proposait de s'intéresser à la détermination des principaux gains du capteur ou du pré actionneur hydraulique. Cette première phase a été très mal traitée par les candidats qui comme chaque année, abordent le sujet d'une manière très linéaire. Faute de temps, les résultats se sont avérés décevants. On ne peut que déplorer que dans la majorité des cas, la notion, pourtant fondamentale, de bande passante de la servovalve soit aussi peu connue, de même que son caractère non linéaire qui justifie que l'amplitude du signal de commande doive figurer sur les réponses harmoniques.

La notion de seuil de la servovalve n'a été abordée par aucun candidat et le jury ne peut que le déplorer. Les limitations fonctionnelles des composants constituant la chaine asservie influencent fortement les performances globales de la commande. Avoir conscience et connaissance de ces caractéristiques demeure un point incontournable dans la conduite d'un projet d'automatique de même que des notions de technologie de réalisation des composants. A cet égard, le traitement décevant des dernières questions de la partie B3 est bien le reflet du manque de culture technologique de certains candidats à l'Agrégation.

► Conclusion sur la partie B

En conclusion, le traitement de la partie B s'est révélé plutôt en progression par rapport aux années précédentes. Le jury constate avec satisfaction une vingtaine copies de bonne facture d'où émergent deux remarquables compositions tant sur la forme que sur le fond.

CONCLUSION GENERALE



Répartition des notes de l'épreuve d'A21

Le jury conseille aux candidats :

- de lire l'ensemble du sujet posé et d'en comprendre le sens général avant de se lancer dans la recherche des réponses,
- de répartir leurs efforts sur les différentes parties du sujet, le barème appliqué tenant toujours compte de la capacité des candidats à aborder l'ensemble des domaines qui lui sont proposés,
- de faire preuve de plus de rigueur dans les réponses:
 - structurer et étayer davantage les réponses en justifiant systématiquement les hypothèses,
 - soigner la rédaction.
- d'être plus attentifs à la cohérence (homogénéité, ordre de grandeur,...) des résultats de calculs, ceux-ci pouvant révéler des erreurs dans la démarche,
- à défaut de répondre aux questions, de ne pas se lancer dans des développements théoriques qui ne rapportent aucun point,
- de mieux maîtriser certains concepts de base de l'Automatique comme :
 - l'interprétation-identification des résultats de simulation numérique,
 - détermination-validation des critères de qualité des systèmes asservis.