

# Modélisation en vue de la commande et identification paramétrique d'un vérin électropneumatique

Minh Tu PHAM, Omar MOUHIB, Mohamed SMAOUI, Xavier BRUN, Sylvie SESMAT

Laboratoire d'Automatique Industrielle  
 Institut National des Sciences Appliquées de Lyon  
 20 avenue Albert Einstein  
 69621 Villeurbanne Cedex FRANCE

minh-tu.pham@insa-lyon.fr  
 http://www-lai.insa-lyon.fr

**Résumé**— Cet article traite de la modélisation en vue de la commande et de l'identification des paramètres d'un vérin électropneumatique. Le système étudié se compose de deux servodistributeurs proportionnels et d'un vérin linéaire. La stratégie d'estimation proposée procède en deux temps. Dans une première étape, la caractéristique non linéaire du débit massique d'un servodistributeur est estimée à l'aide d'une approximation polynomiale multivariable. Puis une paramétrisation linéarisante du modèle dynamique par rapport à un jeu minimal de paramètres est établie. Ces paramètres sont ensuite estimés en utilisant la solution au sens de moindres carrés pondérés d'un système surdéterminé obtenu par l'échantillonnage du modèle dynamique le long d'une trajectoire excitante en boucle fermée. Une étude expérimentale montre les performances de la méthode sur un banc d'essais.

**Mots-clés**— système électropneumatique, modèle inverse, moindres carrés pondérés, identification en boucle fermée

## NOMENCLATURE

$f_v$  : coefficient de frottement visqueux (N/m/s)  
 $k$  : coefficient polytropique  
 $M$  : masse de la charge en mouvement (kg)  
 $p$  : pression à l'intérieur d'une chambre (Pa)  
 $q_m$  : débit massique d'utilisation d'un servodistributeur (kg/s)  
 $r$  : constante des gaz parfait (J/kg/K)  
 $S$  : section du piston (m<sup>2</sup>)  
 $T$  : température (K)  
 $V$  : volume (m<sup>3</sup>)  
 $x, \dot{x}, \ddot{x}$  : position (m), vitesse (m/s) et accélération (m/s<sup>2</sup>) de la charge  
 $u$  : tension de commande des servodistributeurs (V)  
 $\omega$  : pulsation (rad/s)  
 $l$  : longueur de la tige du piston (m)

## Indices

$c$  Coulomb,  $D$  volume mort,  $ext$  extérieur,  $f$  frottements,  $N$  chambre N,  $P$  chambre P

En raison des exigences de performances croissantes des systèmes de positionnement électropneumatiques, des modèles de plus en plus précis sont nécessaires pour vérifier leurs performances (précision et rapidité) en simulation et pour améliorer leur conception et leur commande [9][10]. En matière de modélisation de vérins électropneumatiques quelques investigations ont été effectuées en s'appuyant sur une approche linéaire [19]. Les auteurs de [11] ont travaillé sur un modèle linéarisé tangent autour d'un point de fonctionnement donné pour mettre en œuvre un contrôleur optimal. D'une manière

générale, les modèles obtenus ne sont réellement exploitables que si une synthèse de loi de commande robuste est effectuée pour passer outre les difficultés liées à la modélisation. Lorsqu'on s'intéresse à la modélisation d'actionneurs électropneumatiques les difficultés principales sont liées à leurs comportements fortement non-linéaires [12][21][3]. Ces dernières sont associées aux propriétés dynamiques non-linéaires tels que les caractéristiques d'écoulement des servodistributeurs, aux propriétés thermodynamiques de compressibilité de l'air dans une chambre mais aussi aux frottements résultant du glissement du piston à l'intérieur du cylindre. La majorité des études traitant de l'identification des paramètres physiques des systèmes électropneumatiques de positionnement s'intéressent soit aux paramètres mécaniques tels que le modèle des frottements ou la masse à mouvoir [23][25] soit au modèle du débit massique d'air au niveau de l'étage de sortie du servodistributeur [2][18]. Dans [15], les éléments principaux d'un système de positionnement électropneumatique ont été modélisés et identifiés séparément sans construire un modèle global de simulation afin de confronter son comportement avec la pratique. Une stratégie d'identification des paramètres pneumatiques et mécaniques est proposée dans [26]. Malheureusement cette approche s'appuie sur une bonne compensation des frottements secs et statiques afin d'obtenir un modèle linéarisé.

L'article qui suit propose d'estimer les paramètres physiques d'un système de positionnement électropneumatique [22]. Ce travail concerne non seulement l'identification des paramètres mécaniques mais également des paramètres pneumatiques. Dans un premier temps le débit massique d'un servodistributeur est déterminé indirectement par une approximation utilisant des fonctions polynomiales. Un modèle dynamique linéaire par rapport à un ensemble de paramètres du système est ensuite présenté. Les paramètres dynamiques sont alors estimés en utilisant la solution des moindres carrés pondérés d'un système linéaire surdéterminé obtenu à partir de l'échantillonnage du modèle dynamique le long d'une trajectoire d'excitation en boucle fermée. Cet article est organisé comme suit : La section I traite de la modélisation du système électropneumatique étudié. La section II est consacrée à l'approximation de l'étage de débit des servodistributeurs. La section III présente une méthode d'identification par une technique des moindres carrés pondérés et les aspects pratiques liés à la méthode en termes de fréquence d'acquisition et de filtrage des

données. La section IV est consacrée aux résultats expérimentaux d'une identification en boucle bloquée sur un banc d'essais.

## I. MODÉLISATION

### A. Modèle Dynamique

Le système utilisé dans le cadre de nos travaux est un actionneur électropneumatique (figure 1) piloté par deux servodistributeurs 3 voies. Il se compose essentiellement des quatre éléments suivants :

- d'une source d'énergie et ses dispositifs annexes : régulation, filtrage, traitement de l'énergie, système de sécurité en cas de défaillance, conduites et raccords pneumatiques et enfin un accumulateur ;
- de deux modulateurs de puissance délivrant l'énergie pneumatique nécessaire au système en fonction de la commande qui lui est appliquée (les deux servodistributeurs) ;
- un actionneur qui utilise l'énergie délivrée via les modulateurs dans le but de répondre au cahier des charges imposé par l'utilisateur.
- un système à commander qui est dans la plupart des cas une charge déplacée par l'actionneur.

Ce vérin linéaire, simple tige (32/20 mm) possède une course de 500 mm et est rigidement relié à un chariot se déplaçant sur des rails de guidage. Le modèle du système électropneumatique peut être obtenu en utilisant trois lois de la physique : l'écoulement d'un fluide à travers une restriction, le comportement thermodynamique d'un gaz parfait dans une chambre à volume variable et l'équation fondamentale de la mécanique.

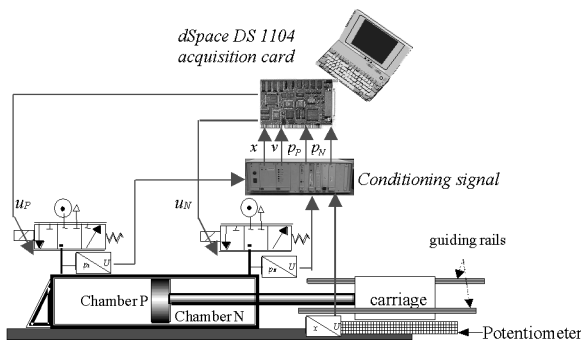


Fig. 1. Système électropneumatique

Les deux servodistributeurs seront supposés par la suite identiques par soucis de simplification. Chaque servodistributeur est de type centre ouvert : c'est-à-dire qu'il y a une mise à l'échappement de la chambre d'utilisation lors d'une coupure de courant. Il est commandé électroniquement (cartes de commande et de puissance intégrées) et délivre un débit fonction de la commande électrique et des rapports de pression amont/aval sur les orifices. Le servodistributeur utilisé comporte un tiroir coulissant dans une chemise, actionné directement par un électroaimant proportionnel en opposition avec un ressort. La commande en puissance de l'électroaimant est réalisée à partir d'une commande par modulation de largeur d'impulsions. Ce tiroir est asservi en position localement par une commande par retour d'état.

Le modèle dynamique du servodistributeur permet d'obtenir l'évolution temporelle du débit d'utilisation en fonction de l'évolution de la grandeur électrique d'entrée. Sous l'hypothèse classiquement admise que les transitoires de débit sont négligeables (c'est-à-dire, qu'à chaque instant, le débit d'utilisation, pour une position du tiroir et des conditions de pressions données, est identique à celui du régime stationnaire sous les mêmes conditions), le modèle du servodistributeur, peut être décomposé en :

- Une partie permettant de reproduire la dynamique de position du tiroir.
- Un modèle de l'étage pneumatique donnant le débit de sortie pouvant être établi en régime stationnaire selon l'hypothèse.

Dans notre application, les bandes passantes du servodistributeur Servotronic de la société Joucomatic et du vérin électropneumatique étant respectivement d'environ 200 hertz et de 1.5 hertz, la dynamique des servodistributeurs peut ainsi être négligée dans un premier temps et leurs modèles peuvent être réduits aux deux relations  $q_{mP}(u_P, p_P)$  et  $q_{mN}(u_N, p_N)$  exprimant le débit massique d'air  $q_{mP}$  et  $q_{mN}$  en fonction des tensions de commande  $u_P$  et  $u_N$ , et des pressions d'utilisation  $p_P$  et  $p_N$ . Comme évoquées précédemment, les lois d'évolution de la pression et de la température dans une chambre à volume variable sont obtenues en supposant les hypothèses suivantes [21] : l'air est un gaz parfait et son énergie cinétique est négligeable, la pression et la température sont homogènes dans chaque chambre. Les transformations thermodynamiques de l'air à l'intérieur des chambres sont de type polytropiques et caractérisées par un coefficient  $k_{(P \text{ ou } N)}$ . Ces équations complétées avec la relation fondamentale de la dynamique conduit au modèle suivant :

$$\begin{cases} \dot{p}_P = \frac{k_P r T_P}{V_P(x)} \left( q_{mP}(u_P, p_P) - \frac{S_P}{r T_P} p_P \dot{x} \right) \\ \dot{p}_N = \frac{k_N r T_N}{V_N(x)} \left( q_{mN}(u_N, p_N) + \frac{S_N}{r T_N} p_N \dot{x} \right) \\ M \ddot{x} = S_P p_P - S_N p_N - F_{ext} - F_f(\dot{x}) \end{cases} \quad (1)$$

Où :

$$F_{ext} = (S_P - S_N) p_{ext} \quad (2)$$

Et :

$$\begin{cases} V_P(x) = V_P(0) + S_P x \\ V_N(x) = V_N(0) - S_N x \end{cases} \text{ avec } \begin{cases} V_P(0) = V_{DP} + S_P \frac{l}{2} \\ V_N(0) = V_{DN} + S_N \frac{l}{2} \end{cases} \quad (3)$$

$V_{P \text{ ou } N}(0)$  étant les volumes des chambres pour la position nulle et  $V_{D(P \text{ ou } N)}$  les volumes morts présents à chaque extrémités du vérin. Le terme  $F_f(\dot{x})$  dans (1) représente les forces de frottements s'exerçant sur la partie mobile. D'un point de vue pratique, les frottements observés au cours d'une étude préliminaire montrent que les frottements Coulomb dépendent de la direction du mouvement. Ainsi on supposera que la loi de comportement des frottements  $F_f(\dot{x})$  est dissymétrique et définie par la relation :

$$F_f(\dot{x}) = \begin{cases} f_v \dot{x} + F_c^+ & \text{si } \dot{x} > 0 \\ f_v \dot{x} - F_c^- & \text{si } \dot{x} < 0 \\ 0 & \text{si } \dot{x} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

### B. Modèle d'identification

L'identification du modèle dynamique (1) conduit par la méthode à erreur de sortie à un problème d'optimisation non

linéaire, souvent difficile à résoudre [17]. Il nécessite en outre de nombreuses intégrations du modèle sur un horizon de temps assez long et est par conséquent exigeant en temps de calcul. Une autre stratégie consiste à ré-écrire le modèle dynamique (1) de manière à le rendre linéaire par rapport à un jeu de paramètres dynamiques [8] on aboutit alors classiquement au modèle dynamique inverse. Un des intérêts de cette formulation est que les paramètres du modèle sont alors obtenus par des techniques de régression linéaire multi-variable qui disposent d'outils performants et éprouvés issus de l'algèbre linéaire. L'écriture du modèle inverse du vérin autour de la position nulle conduit à une forme algébrique par rapport à l'état et ses dérivées :

$$y = D_s X \quad (5)$$

Avec :

$$y = \begin{bmatrix} q_{mP}(u_P, p_P) \\ q_{mN}(u_N, p_N) \\ S_P p_P - S_N p_N - (S_P - S_N) p_{ext} \end{bmatrix} \quad (6)$$

Et :

$$D_s = \begin{bmatrix} \dot{p}_P & x\dot{p}_P & \dot{x}p_P & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dot{p}_N & -x\dot{p}_N & -\dot{x}p_N & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \ddot{x} & \dot{x} & f(\dot{x}) & -g(\dot{x}) \end{bmatrix} \quad (7)$$

Les fonctions  $f$  et  $g$  dans (7) sont définies par :

$$\begin{cases} f(\dot{x}) = \frac{1 + \text{sign}(\dot{x})}{2} \\ g(\dot{x}) = \frac{1 - \text{sign}(\dot{x})}{2} \end{cases} \quad (8)$$

Le vecteur des paramètres inconnus  $X$  est :

$$X^T = ( X_P^T \quad X_N^T \quad M \quad f_v \quad F_c^+ \quad F_c^- ) \quad (9)$$

Où  $X_P$  et  $X_N$  sont respectivement les paramètres décrivant la loi d'évolution des pressions dans les chambres P et N :

$$X_P^T = \left( \frac{V_P(0)}{k_{Pr}T_P} \quad \frac{S_P}{k_{Pr}rT_P} \quad \frac{S_P}{rT_P} \right) = ( X(1) \quad X(2) \quad X(3) ) \quad (10)$$

$$X_N^T = \left( \frac{V_N(0)}{k_{Nr}T_N} \quad \frac{S_N}{k_{Nr}rT_N} \quad \frac{S_N}{rT_N} \right) = ( X(4) \quad X(5) \quad X(6) ) \quad (11)$$

## II. APPROXIMATION DE LA CARACTÉRISTIQUE DE L'ÉTAGE DE DÉBIT DU SERVODISTRIBUTEUR

Une des difficultés pour renseigner le modèle d'identification (5) est la mesure des débits massiques  $q_{mP}(u_P, p_P)$  et  $q_{mN}(u_N, p_N)$ . Afin d'établir un modèle mathématique de l'étage de débit du servodistributeur, des travaux s'appuyant sur des lois d'écoulement des fluides dans une restriction ont été proposés [1][14][13](norme ISO 6358). Malheureusement les modèles obtenus ne sont pas exploitables pour la synthèse de commande non linéaire. [18] propose un modèle de débit massique d'utilisation reconstruit à partir des caractérisations expérimentales de chaque restriction d'admission d'échappement. Malheureusement ce type d'approximation est source d'erreurs importantes si le débit de fuite n'est pas négligeable ce qui est le cas du servodistributeur utilisé dans ces travaux où les fuites maximales sont de l'ordre de 40 Nl/min (normaux litres par minute). Dans notre étude il est donc préférable d'utiliser une caractérisation globale où le servodistributeur est vue comme un demi-pont de Wheastone pneumatique

[20]. La caractérisation globale (figure 2) correspond à la mesure statique du débit massique  $q_m$  en fonction de la tension de commande d'entrée  $u$  et de la pression de sortie  $p$  pour une pression d'alimentation constante. La figure 2 montre clairement le comportement non-linéaire de l'évolution de débit par rapport à la pression d'utilisation et la tension de commande. Un des avantages de cette caractérisation globale du débit massique  $q_m(u, p)$  est de permettre d'obtenir simplement une série de caractéristiques par projection dans différents plans :

- le réseau de caractéristiques de débit massique (plan  $p - q_m$ ),
- le réseau de caractéristiques de gain en débit (plan  $u - q_m$ ),
- le réseau de caractéristiques de gain en pression (plan  $u - p$ ).

Les constructeurs ne fournissent pas ce type de caractéristiques et dans leur documentation seules certaines caractéristiques aux limites sont proposées.

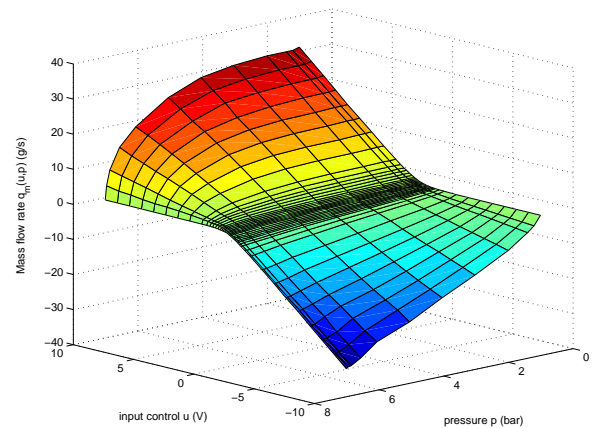


Fig. 2. Caractéristique globale du débit massique

Pour ce type de caractérisation globale les auteurs dans [2] ont développé différents modèles analytiques pour des buts de simulation mais aussi de commande. Deux cas ont été étudiés pour approcher les caractéristiques de l'étage de débit par des fonctions polynomiales :

- une fonction polynomiale multi-variable,
- une approximation polynomiale affine en la commande :

$$q_m(u, p) = \varphi(p) + \psi(p, \text{sign}(u))u \quad (12)$$

Dans ce papier la seconde approximation est utilisée car elle permet d'une part de donner une interprétation physique aux différents polynômes et d'autre part elle est exploitable pour un travail de synthèse de commande non linéaire au sens de celle développée par la théorie d'Isidori.  $\varphi(p)$  dans (12) représente le débit de fuite du servodistributeur et à ce titre elle ne dépend pas de l'entrée de commande  $u$ .  $\psi(p, \text{sign}(u))$  est une fonction polynomiale dont l'évolution est similaire aux modèles décrits par les méthodes s'appuyant sur des lois d'écoulement de fluides dans une restriction en régime turbulent [13]. Cette fonction dépend du signe du signal de commande  $u$  car comme le montre la figure 2 le comportement de la caractéristique de débit massique

est clairement différent pour l'admission ( $u > 0$ ) et pour l'échappement ( $u < 0$ ).

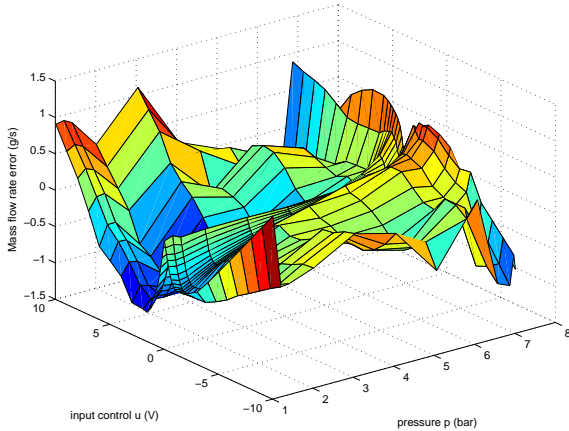


Fig. 3. Erreur de débit engendrée par l'approximation

Pour une discussion et plus de détails sur le choix des fonctions et de leurs degrés le lecteur pourra se référer à la référence [2]. La figure 3 montre l'erreur de l'approximation polynomiale quand les polynômes  $\varphi(p)$ ,  $\psi(p, u > 0)$  et  $\psi(p, u < 0)$  sont respectivement des degrés sept, sept et quatre. Le faible écart entre le modèle et les mesures nous amène à conclure à une bonne approximation de la caractéristique globale de l'étage de débit (figure 3). Par la suite cette approximation est utilisée pour estimer les débits massiques  $q_{mP}(u_P, p_P)$  et  $q_{mN}(u_N, p_N)$  dans (6).

### III. MÉTHODE D'IDENTIFICATION

#### A. Moindres carrés pondérés

L'estimation du vecteur  $X$  est obtenue à partir de la solution au sens des moindres carrés d'un système surdéterminé obtenu à partir de l'échantillonnage à différents instants  $t_i$ ,  $i = 1, \dots, n_e$  du système (5)[5] :

$$Y = WX + \rho \quad (13)$$

Où :  $W$  ( $3n_e \times n_p$ ) est la matrice d'observation obtenue par échantillonnage du régresseur  $D_s$  (7),  $Y$  est un vecteur ( $3n_e \times 1$ ) obtenue par échantillonnage de vecteur des entrées (6),  $\rho$  est le vecteur ( $3n_e \times 1$ ) des erreurs induites par la modélisation et les bruits de mesures,  $3n_e$  est le nombre d'équations et  $n_p$  est le nombre de paramètres à identifier.

L'écart-type  $\sigma_{\hat{X}_i}$  sur chaque paramètre estimé est calculé en supposant  $\rho$  comme étant un bruit blanc d'écart-type  $\sigma_\rho$  et de matrice de variance  $C_{\rho\rho}$  :

$$C_{\rho\rho} = \sigma_\rho^2 I_{3n_e \times 3n_e} \quad (14)$$

Où  $I_{3n_e \times 3n_e}$  est la matrice identité ( $3n_e \times 3n_e$ ). La matrice de variance-covariance de l'erreur d'estimation est donnée par :

$$C_{\hat{X}} = \sigma_\rho^2 [W^T W]^{-1} \quad (15)$$

$\sigma_{\hat{X}_i}^2 = C_{\hat{X}ii}$ , est le  $i^{\text{ème}}$  coefficient de la diagonale de  $C_{\hat{X}}$ .

L'écart-type relatif %  $\sigma_{\hat{X}_i}$  est défini par la relation :

$$\% \sigma_{\hat{X}_i} = 100 \frac{\sigma_{\hat{X}_i}}{\hat{X}_i} \quad (16)$$

La matrice d'observation  $W$  et le vecteur de mesure  $Y$  sont obtenus par concaténation de trois sous-systèmes provenant de l'échantillonnage des trois équations du modèle dynamique inverse (5) :

$$Y = \begin{bmatrix} Y^1 \\ Y^2 \\ Y^3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W^1 \\ W^2 \\ W^3 \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} \rho^1 \\ \rho^2 \\ \rho^3 \end{bmatrix} \quad (17)$$

Il n'est donc pas judicieux d'accorder la même confiance aux différentes mesures. Ainsi, afin d'améliorer l'estimation des paramètres et de leurs écarts types, il est préférable d'utiliser une résolution par moindres carrés pondérés, où l'ensemble des équations et des réalisations est pondéré par l'inverse de la norme moyenne de l'erreur calculée sur la base d'une régression linéaire. Les trois systèmes linéaires ont des écarts types  $\sigma_\rho^j$  qui peuvent être estimés en calculant la norme 2 de l'erreur sur chaque système,  $j=1, \dots, 3$  :

$$\hat{\sigma}_\rho^j = \frac{\|Y^j - W^j \hat{X}^j\|}{\sqrt{n_e - n_p}} \quad (18)$$

Où :  $X^j$  est le ( $n_p^j \times 1$ ) vecteur des paramètres minimaux de chaque équation  $j$  et  $n_p^j$  est le nombre de paramètres minimaux de chaque équation  $j$ . La nouvelle matrice de variance de l'erreur est définie par :

$$C_{\rho\rho} = G^T G^{-1} \quad G = \text{diag}(S) \quad (19)$$

$$S = [S^1 \quad S^2 \quad S^3] \quad S^j = \left[ \frac{1}{\hat{\sigma}_\rho^j} \quad \dots \quad \frac{1}{\hat{\sigma}_\rho^j} \right] \quad (20)$$

$S^j$  est une ( $1 \times n_e$ ) matrice ligne.

$G$  est une ( $3n_e \times 3n_e$ ) matrice diagonale avec les éléments de  $S$  sur sa diagonale.

La solution au sens des moindres carrés pondérés  $\hat{X}$  minimise le carré de la norme 2 du vecteur des erreurs  $\rho$  pondéré :

$$\hat{X} = \text{Arg} \min_{\hat{X}} [\rho^T G^T G \rho] \quad (21)$$

$\hat{X}$  et les écarts types correspondants  $\sigma_{\hat{X}_i}$  sont calculés comme la solution au sens des moindres carrés du système (13) pondéré par  $G$  :

$$Y_w = W_w X + \rho_w \quad (22)$$

Avec :

$$Y_w = GY, \quad W_w = GW, \quad \rho_w = G\rho \quad (23)$$

La solution au sens des moindres carrés minimise la norme 2  $\|\rho\|$  du vecteur des erreurs  $\rho$ . L'unicité de la solution dépend du rang de la matrice d'observation. La perte de rang de  $W_w$  peut avoir deux origines :

- Une perte de rang structurelle de  $W_w$  peut apparaître quels que soit les échantillons ( $\hat{x}, \hat{x}, p_P, p_N, \dot{p}_P, \dot{p}_N$ ) de (7). Cette perte de rang survient lorsque le modèle d'identification a été paramétré de façon surabondante. Ce problème d'identifiabilité est résolu en utilisant les paramètres

de base qui fournissent une représentation minimale du modèle [6].

- Une perte de rang numérique liée à un mauvais choix des échantillons  $(\hat{x}, \hat{\ddot{x}}, \hat{p}_P, \hat{p}_N, \hat{\dot{p}}_P, \hat{\dot{p}}_N)$  sur une trajectoire d'excitation pauvre en informations. Ce problème peut être résolu en réalisant une identification en boucle fermée de position avec suivi de mouvements excitants pour les paramètres [7][24].

Les matrices  $W_w$  et  $Y_w$  de (13) sont perturbées par les mesures bruitées ou les estimations de  $(\hat{x}, \hat{\ddot{x}}, \hat{p}_P, \hat{p}_N)$ . Il est donc important de filtrer les données avant de calculer la solution au sens des moindres carrés.

### B. Filtrage

D'un point de vue pratique, les estimations des dérivées successives de (13) sont obtenues par filtrage hors ligne de la position du vérin et des pressions à travers un filtre dérivateur à bande passante limitée constituant un filtre passe-bande. Ce filtre est obtenu par le produit d'un filtre dérivateur et d'un filtre passe-bas non causal de type Butterworth aller-retour de fréquence de coupure  $\omega_{but}$ . Le filtre est implanté sous forme discrète, avec une fréquence d'échantillonnage  $\omega_s$ , et sans distorsion de phase grâce à une dérivation numérique par différence centrée et à un filtrage aller-retour hors ligne non causal. Le problème est de bien choisir  $\omega_s$  et  $\omega_{but}$  pour que  $W(\hat{x}, \hat{\ddot{x}}, \hat{p}_P, \hat{p}_N, \hat{\dot{p}}_P, \hat{\dot{p}}_N)$  tende vers  $W(\dot{x}, \ddot{x}, p_P, p_N, \dot{p}_P, \dot{p}_N)$  dans la bande de fréquence du modèle dynamique à identifier. Une distorsion à ce niveau du filtrage introduirait un biais dans l'estimation du vecteur des inconnues  $X$ . Des éléments de réglage des fréquences de coupure des filtres en bornant la distorsion d'amplitude introduite par les filtres à une fréquence fixée par rapport à la dynamique du système sont donnés dans [16].

Un deuxième filtrage est mis en œuvre pour éliminer les bruits hautes fréquences présents dans le vecteur des entrées. Le vecteur  $Y$  et chaque colonne de  $W$  sont filtrés (filtrage parallèle) par un filtre passe-bas de fréquence de coupure  $\omega_{fp}$ , puis sous échantillonnés pour éliminer les données inutiles en dehors de la bande passante du filtre et réduire la taille du système linéaire. La solution des moindres carrés du système linéaire filtré est insensible à la distorsion introduite par ce filtrage car cette distorsion est la même dans chaque membre du système linéaire. Il s'agit simplement à ce stade de respecter la dynamique du système en imposant à une fréquence de coupure du filtre parallèle supérieure à la dynamique de processus.

## IV. IDENTIFICATION EXPÉRIMENTALE

Une identification expérimentale est effectuée sur le banc d'essais présenté à la section I-A. La fréquence d'échantillonnage pour l'acquisition des données est égale à  $5kHz$ . Une identification de boucle fermée, utilisant une simple commande proportionnelle, a été effectuée avec un suivi de trajectoires excitantes constituées : d'un sinus modulé balayant une plage de fréquence de 0 hertz à 2 hertz afin d'exciter le système autour de sa fréquence naturelle, estimée *a priori* à 1.5 hertz et de plusieurs créneaux de position avec différentes amplitudes afin d'exciter les paramètres de frottements. Les résultats de l'identification expérimentale sont rapportés dans

le table I. Les paramètres estimés sont donnés avec leur intervalle de confiance à 95% et leur écart type relatif. Un paramètre avec un écart type tel que  $\% \sigma_{\hat{x}_r} \geq 10\%$  peut être enlevé du modèle d'identification parce qu'il n'est pas identifiable sur la trajectoire donnée et il augmente la norme de l'erreur relative de l'identification. A la vue du tableau I, nous

TABLE I  
RÉSULTATS D'IDENTIFICATION

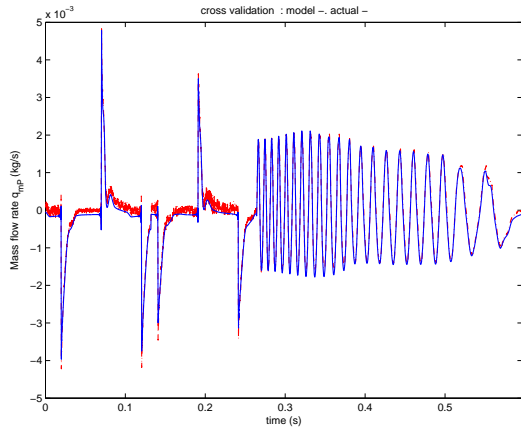
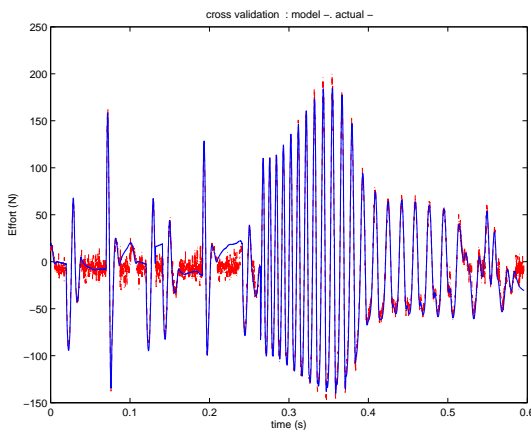
Paramètres (unités SI)	$\hat{X}$	$2\sigma_{\hat{X}}$	$\% \sigma_{\hat{X}_r}$
$X(1)$	3.49e-009	8.62e-012	0.1234
$X(2)$	9.95e-009	6.41e-011	0.3223
$X(3)$	1.04e-008	2.74e-011	0.1278
$X(4)$	1.78e-009	2.74e-011	0.7695
$X(5)$	7.00e-009	2.89e-010	2.0603
$X(6)$	7.17e-009	8.30e-011	0.5784
$M$	1.69e+001	7.40e-002	0.2187
$f_v$	1.10e+001	8.75e-001	3.9679
$F_c^+$	1.03e+001	4.80e-001	2.3245
$F_c^-$	2.38e+001	4.55e-001	0.9565

pouvons noter que les paramètres dynamiques présentent un écart type relatif très petit, ceci traduit la bonne identification de ces paramètres. Par ailleurs la masse mobile  $M$  identifiée est proche de celle mesurée (17 kilogrammes) et les coefficients de frottements sont conformes à des résultats trouvés antérieurement par d'autres essais [4]. Concernant la partie pneumatique, des estimateurs permettent de remonter aux paramètres physiques malheureusement les paramètres étant identifiés avec un certain écart type les estimateurs obtenus ne sont pas nécessairement fiables. Ainsi les coefficients polytropiques  $k_P$  et  $k_N$  de la transformation thermodynamique de l'air dans chaque chambre du vérin que l'on trouve classiquement de la littérature entre 1 (évolution isotherme) et 1.4 (évolution adiabatique) peuvent être obtenus en faisant les rapports  $X(3)/X(2) = 1.04$  et  $X(6)/X(5) = 1.02$ . Connaissant la section géométrique du piston (sections  $S_P$  et  $S_N$ ) les coefficients  $X(3)$  et  $X(6)$  permettent de remonter aux températures moyennes dans les chambres aux cours du processus d'identification. Cependant, les températures moyennes dans les chambres estimées à partir des paramètres identifiés semblent trop basses pour être suffisamment fiables ( $T_P = S_P/(rX(3)) = 243K$  et  $T_N = S_N/(rX(3)) = 238K$  soit  $-30^\circ$  et  $-35^\circ$ ) et la mise en place d'un capteur de température pourrait par exemple soulever cette incertitude.

Une validation croisée est effectuée pour tester le modèle identifié. Elle consiste à comparer l'estimation du débit massique et l'effort  $S_{PPP} - S_{NPN} - F_{ext}$  du modèle dynamique à des signaux expérimentaux qui n'ont pas été utilisés pour l'identification. Les figures 4 et 5 présentent une comparaison entre les débits massiques et les effort simulés et reconstruits. Ces figures montrent que la simulation et les mesures sont très proches, ceci signifie une bonne identification des paramètres pour le banc d'essais.

## V. CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Dans cet article la modélisation et l'identification des paramètres physiques d'un vérin électropneumatique en vue de

Fig. 4. Débit massique  $q_m$ Fig. 5. Effort :  $S_{PPP} - S_{NPN} - F_{ext}$ 

la commande ont été effectuées. Le système étudié se compose de deux servodistributeurs proportionnels et d'un vérin linéaire. La stratégie d'estimation proposée procède en deux temps. Dans une première étape, la caractéristique non linéaire du débit massique d'un servodistributeur est estimée à l'aide d'une approximation polynomiale multivariable. Puis un modèle dynamique d'identification inverse linéaire par rapport à un jeu minimal de paramètres est établi. Ces paramètres sont ensuite estimés en utilisant la solution au sens de moindres carrés pondérés d'un système surdéterminé obtenu par l'échantillonnage du modèle dynamique le long d'une trajectoire excitante en boucle fermée. Cette méthode permet de s'affranchir des problèmes de minima locaux et de temps de calculs posés par l'utilisation d'une méthode de programmation non linéaire. Une première étude expérimentale montre de bons résultats d'identification. Néanmoins, ces résultats encourageants doivent être réservés concernant l'estimation des paramètres physiques de la partie pneumatique. En effet les estimateurs des paramètres obtenus ne sont pas nécessairement fiables et plusieurs raisons peuvent être trouvées à cela : les paramètres identifiés sont calculés avec une incertitude qui introduit une erreur d'estimation au moment de remonter aux paramètres physiques, la caractérisation globale du débit massique du servodistributeur doit être menée en toute rigueur en considérant la tension image de la position du tiroir du servo-

distributeur et non pas la tension de commande du composant. Par ailleurs d'autres investigations doivent être réalisées afin de vérifier notamment la sensibilité des paramètres identifiés par rapport à l'approximation statique du débit massique.

## RÉFÉRENCES

- [1] K. Araki. Effects of valve configuration on a pneumatic servo. *International Fluid Power Symposium*, pages 271–290, 1981.
- [2] M. Belgharbi, S. Sesmat, S. Scavarda, and D. Thomasset. Analytical model of the flow stage of a pneumatic servodistributor for simulation and nonlinear control. *Scandinavian International Conference on Fluid Power*, pages 847–860, 1999.
- [3] J. F. Blackburn, G. Reethof, and J. L. Shearer. *Fluid Power Control*. MIT Press, 1960.
- [4] X. Brun, S. Sesmat, D. Thomasset, and S. Scavarda. Study of sticking and restarting phenomenon in electropneumatics. *Journal of Dynamic Systems Measurements and Control*, 127(1) :173–184, March 2005.
- [5] C. Canudas de Wit, B. Siciliano, and G. Bastin. *Theory of Robot Control*. Springer, 1996.
- [6] M. Gautier. Numerical calculation of the base inertial parameters. *Journal of Robotics Systems*, 8 :485–506, 1991.
- [7] M. Gautier and W. Khalil. Exciting trajectories for the identification of base inertial parameters of robots. *International Journal of Robotic Research*, 1 :362–375, 1992.
- [8] M. Gautier and Ph. Poignet. Identification en boucle fermée par modèle inverse des paramètres physiques de systèmes mécatroniques. *Journal Européen Des Systèmes Automatisés*, 36 :465–480, 2002.
- [9] R. Isermann. Modeling and design methodology for mechatronic systems. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 1 :16–28, 1996.
- [10] K.B. Janiszowski. Adaptation, modelling of dynamic drives and controller design in servomechanism pneumatic systems. *Control Theory and Applications*, 151 :234–245, 2004.
- [11] S. Liu and J. E. Bobrow. An analysis of a pneumatic servo system and its application to a computer controlled robot. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 110 :228–235, 1988.
- [12] D. Mc Cloy. Discharge characteristics of servo valve orifices. *International Conference on Fluid Power*, pages 43–50, 1968.
- [13] D. Mc Cloy and H. R. Martin. *Control of fluid power : Analysis and design*. Ellis Horwood, 1980.
- [14] J. P. T. Mo. Analysis of compressed air flow through a spool. *Proceedings of the Mechanical Engineers*, 203 :121–131, 1989.
- [15] B.M.Y. Nouri, F. Al-Bender, J. Swevers, P. Vanherck, and H. van Brussel. Modelling a pneumatic servo positioning system with friction. *ASME American Control Conference*, 2 :1067–1071, 2000.
- [16] M. T. Pham, M. Gautier, and P. Poignet. Identification of joint stiffness with bandpass filtering. *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 3 :2867–2872, 2001.
- [17] J. Richalet. *Pratique de l'identification*. Hermès, 1991.
- [18] E. Richard and S. Scavarda. Comparison between linear and nonlinear control of an electropneumatic servodrive. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 118 :245–252, 1996.
- [19] H. Schulte and H. Hahn. Identification with blended multi-model approach in the frequency domain : an application to a servo pneumatic actuator. *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, 2 :757–762, 2001.
- [20] S. Sesmat and S. Scavarda. Static characteristics of a three ways servovalve. *Conference on Fluid Power Technology*, pages 643–652, 1996.
- [21] J.L. Shearer. Study of pneumatic processes in the continuous control of motion with compressed air : Part I and II. *Transactions ASME*, 78 :233–249, 1956.
- [22] M. Smaoui, M.T. Pham, X. Brun, and S. Sesmat. Identification of physical parameters of a pneumatic servosystem. *IFAC World Congress*, July 2–8 2005.
- [23] M. Uebing and N.D. Vaughan. Identification of model parameters for pneumatic servosystem. *Scandinavian International Conference on Fluid Power*, pages 447–467, 2001.
- [24] E. Walter and L. Pronzato. *Identification of Parametric Models from Experimental Data*. Springer, 1997.
- [25] J. Wang, J.D. Wang, N. Daw, and Q.H. Wu. Identification of pneumatic cylinder friction parameters using genetic algorithms. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 9 :100–107, 2004.
- [26] A. Zorlu, C. Ozsoy, and A. Kuzucu. Experimental modeling of a pneumatic system. *IEEE Conference Emerging Technologies and Factory Automation*, 1 :453–461, 2003.