



# Expérimentation d'une commande multivariables par modes glissants d'ordre supérieur sur un système électropneumatique

Mohamed Smaoui, Xavier Brun, Daniel Thomasset, Rosario de Giorgi

## ► To cite this version:

Mohamed Smaoui, Xavier Brun, Daniel Thomasset, Rosario de Giorgi. Expérimentation d'une commande multivariables par modes glissants d'ordre supérieur sur un système électropneumatique. Conférence internationale francophone d'Automatique, Nov 2004, Douz, Tunisie. hal-02066867

HAL Id: hal-02066867

<https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-02066867>

Submitted on 22 Mar 2019

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Expérimentation d'une commande multivariables par modes glissants d'ordre supérieur sur un système électropneumatique

MOHAMED SMAOUI, XAVIER BRUN, DANIEL THOMASSET, ROSARIO DE GIORGI

Laboratoire d'Automatique Industrielle, INSA de Lyon, Bât Antoine de SAINT-EXUPERY,  
25, AVENUE JEAN CAPELLE, 69621VILLEURBANNE CEDEX, FRANCE

mohamed.smaoui@insa-lyon.fr  
<http://www-lai.insa-lyon.fr/>

**Résumé** — Cet article est consacré à la synthèse d'une commande multivariables par modes glissants pour une système électropneumatique. La loi de commande proposée est fondée sur deux points principaux : une commande par mode glissant d'ordre deux permettant d'assurer le suivi en position, et une commande par mode glissants d'ordre un permettant le suivi d'une pression dans une chambre. Cette stratégie assure la stabilité asymptotique globale du point d'équilibre et la diminution de consommation énergétique et la robustesse par rapport à certaines classes d'incertitudes. Des tests expérimentaux effectués sur un banc d'essai illustrent les performances dynamiques et la robustesse de cette méthodologie.

**Mots clés**— modes glissants d'ordre supérieur, commande non linéaire multivariables, système électropneumatique

## NOMENCLATURE

$b$	coefficient de viscosité (N/m/s)
$k$	constante polytropique
$M$	masse en déplacement (kg)
$p$	pression (Pa)
$r$	constante des gaz parfaits (J/kg/K)
$S$	section du cylindre du piston (m <sup>2</sup> )
$s$	surface de glissement
$sign(x)$	La fonction signe : 1 si $x$ est positif, -1 si $x$ est négatif.
$T$	température (K)
$V$	volume (m <sup>3</sup> )
$y, v, a$	position (m), vitesse(m/s) accélération (m/s <sup>2</sup> )
$\varphi(.)$	fonction polynomiale d'ordre 5 (kg/s)
$\psi(.)$	fonction polynomiale d'ordre 5 dépend du signe de la commande, admission ( $u \geq 0$ ), échappement ( $u < 0$ ). (kg/s/V)
$l$	course du vérin (m)
Indices	
$ext$	extérieur
$D$	volume mort
$N$	chambre N
$P$	chambre P
$d$	désirée

## I. INTRODUCTION

Les actionneurs pneumatiques sont de plus en plus présents dans un très grand nombre de procédés industriels touchant la

fabrication mais également la manutention, la médecine, la robotique, l'armement, etc.... . Cependant, la commande des systèmes pneumatiques reste toujours une tâche difficile puisque ces systèmes présentent en plus des perturbations extérieures, des nonlinéarités et des erreurs paramétriques. Le recours à des algorithmes de commande non linéaire robuste est donc souhaitable aussi bien pour assurer la stabilité globale de ces systèmes que pour avoir de bonnes performances.

La commande à structure variable (CSV) [1,2, 3], qui est par nature une commande non linéaire, possède ces propriétés de robustesse [4]. Elle est basée sur la commutation de fonctions d'états, utilisées pour forcer la dynamique du système à correspondre avec celle définie par l'équation d'une surface appelée surface de glissement. Quand l'état est maintenu sur cette surface, le système se trouve en régime glissant. Sa dynamique est alors insensible aux perturbations extérieures et paramétriques tant que les conditions du régime glissant sont assurées.

Dans la pratique, l'utilisation de cette technique de commande a été longtemps limitée par les oscillations liées aux commutations de la commande et qui peuvent se manifester sur les grandeurs asservies [5]. Depuis, de nombreuses solutions ont été proposées permettant de réduire ces oscillations tels que la commande continue dans une bande autour de la variété de glissement qui assure une commutation progressive.

Bien que cette solution élimine ces oscillations ou encore le phénomène de réticence, elle ne conserve pas la robustesse de cette technique par rapport à certaines classes d'incertitudes.

En restant dans le cadre de la commande à structure variable, la technique des modes glissants d'ordre supérieur est sensée donner des performances acceptables tout en évitant ce phénomène de réticence [6, 7, 8].

En effet, les modes glissants d'ordre supérieur constituent une généralisation du concept des modes glissants d'ordre un, c'est à dire les modes glissants classiques. Le principe de cette nouvelle technique est caractérisé par l'application d'une commande agissant sur les dérivées d'ordre supérieur de la surface de glissement [9, 10].

Notre propos est de proposer une loi de commande multivariables pour un système électropneumatique basée sur une combinaison de la technique des modes glissants d'ordre un et de la technique des modes glissants d'ordre supérieur. En effet, le système étudié est composé d'un vérin pneumatique, piloté par deux servodistributeurs trois voies. Généralement,

ces deux servodistributeurs sont commandés par deux tensions en opposition de signe. Dans ce cas une commande est suffisante pour asservir l'axe en position. Cette solution conduit à une dynamique résiduelle non linéaire dont l'étude de la stabilité du point d'équilibre est très complexe et non résolu actuellement.

Pour cela, il semble intéressant d'utiliser les deux commandes indépendamment, en se fixant une seconde consigne déduite d'un second objectif tel que le suivi d'une pression dans une chambre, et ceci sans dégrader les performances de suivi de trajectoire en position. Cette méthodologie permet aussi de diminuer la consommation d'énergie à la source [11].

Le fait d'utiliser deux commandes différentes synthétisées en boucle ouverte via la théorie des systèmes plats [12], permet de découpler le système initial en deux sous systèmes. Le premier sous système est associé à la position, il est stabilisable en appliquant une commande par mode glissant d'ordre deux. Le second sous système est associé à la pression dans une chambre et stabilisable en appliquant une commande par mode glissant d'ordre un.

Cet article est organisé de la manière suivante : la section suivante présente la théorie des modes glissants d'ordre supérieur. La section III est consacrée à la présentation du système électropneumatique et son modèle. Dans la section IV, une loi de commande par modes glissants est élaborée. Enfin les résultats expérimentaux obtenus sont présentés à la section V.

## II. MODES GLISSANTS D'ORDRE SUPERIEUR.

La commande par modes glissants d'ordre deux est réputée très robuste pour le contrôle des systèmes non linéaires tout en supprimant le phénomène de réticence ou chattering.

Dans cette partie, nous présentons d'une façon générale la théorie des modes glissants d'ordre supérieur.

Considérons un système non linéaire dont la dynamique est décrite par le système différentiel :

$$\dot{x} = a(t, x) + b(t, x)u \quad (1)$$

$$s = s(t, x) \quad (2)$$

où  $x$  représente l'état du système et  $u \in \mathfrak{R}$  la commande.  $s$  étant la surface de glissement.

Si les trajectoires du système (1) restent confinées, au bout d'un temps fini, dans l'ensemble défini par

$$s^r = \{s = \dot{s} = \dots = s^{(r-1)} = 0\} \quad (3)$$

on dit que ce système évolue suivant un mode glissant idéal d'ordre  $r$  par rapport à la variable  $s$ .

La technique la plus souvent développée dans la littérature concerne les modes glissants d'ordre deux [7, 9]. Il s'agit de générer un régime glissant d'ordre deux sur une surface choisie  $s = 0$ , et plus précisément d'obtenir en temps fini la relation suivante :

$$s = \dot{s} = 0 \quad (4)$$

En dérivant deux fois la variable de contrainte  $s$ , nous obtenons une expression de la forme :

$$\ddot{s} = \alpha(t, x) + \beta(t, x, u)v \quad (5)$$

où  $v$  représente soit l'entrée du système, c'est à dire  $v = u$ , soit sa dérivée par rapport au temps, c'est à dire  $v = \dot{u}$  (suivant le degré relatif de  $s$  par rapport à la commande  $u$ ).

Il est supposé qu'il existe les réels  $C_0$ ,  $k_m$  et  $k_M$  tels que [9]:

$$|\alpha(t, x)| < C_0 \quad (6)$$

$$0 < k_m \leq \beta(t, x, u) \leq k_M \quad (7)$$

Les paramètres d'un algorithme du second ordre doivent être réglés en fonction des constantes  $C_0$ ,  $k_m$ ,  $k_M$ .

L'algorithme du second ordre le plus connu est l'algorithme de twisting [9,12]. La convergence en temps fini vers l'origine du plan de phase  $(s, \dot{s})$  est obtenue grâce à la commutation de l'amplitude de la commande entre deux valeurs, de telle façon que l'abscisse et l'ordonnée (c'est à dire  $s$  et  $\dot{s}$ ) soient croisées de plus en plus près de l'origine (cf. figure 1).

La loi de commande est donnée par l'expression suivante :

$$v = \begin{cases} -\lambda_m \operatorname{sgn}(s) & \text{si } s\dot{s} \leq 0 \\ -\lambda_M \operatorname{sgn}(s) & \text{si } s\dot{s} > 0 \end{cases} \quad (8)$$

où  $\lambda_m$  et  $\lambda_M$  vérifient les conditions :

$$\lambda_m > \frac{C_0}{k_m} \quad (9)$$

$$k_m \lambda_M - C_0 > k_M \lambda_m + C_0 \quad (10)$$

Grâce à cette loi de commande, les trajectoires du système convergent, au bout d'un temps fini vers l'ensemble de glissement défini ci-dessus.

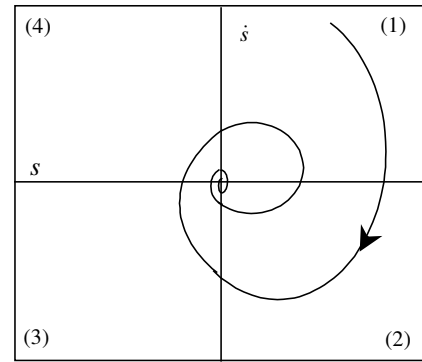


Figure 1 : Trajectoire dans le plan de phase de l'algorithme du twisting

En effet, lorsque  $s\dot{s} < 0$  (quadrants 2 et 4), la trajectoire converge vers  $s = 0$ . Il suffit de prendre une fonction de

Lyapunov  $V(s) = \frac{1}{2}s^2$  et donc sa dérivée est négative.

Lorsque la trajectoire est dans le premier ou le troisième quadrant, nous avons  $s\dot{s} > 0$ .

Dans ce cas nous devons assurer la convergence de la trajectoire vers  $\dot{s} = 0$ . Pour cela, considérons la fonction de Lyapunov suivante :

$$V(\dot{s}) = \frac{1}{2}\dot{s}^2 \quad (11)$$

La dérivée de cette fonction est donnée par :

$$\dot{V}(\dot{s}) = \ddot{s}\dot{s} = \dot{s} \times (\alpha(t, x) + \beta(t, x, u)v) \quad (12)$$

En choisissant  $\lambda_m > \frac{C_0}{k_m}$ , nous assurons que la dérivée de (11) est négative ce qui implique que la trajectoire converge vers  $\dot{s} = 0$ .

Sous la condition  $k_m \lambda_M - C_0 > k_M \lambda_m + C_0$ , l'intersection de  $\dot{s}_i$  avec l'axe  $s = 0$  satisfait :

$$\frac{\dot{s}_{i+1}}{\dot{s}_i} < 1 \quad (13)$$

ce qui implique que  $\dot{s}_i \rightarrow 0$  quand  $i \rightarrow \infty$ .

### III SYNTHÈSE D'UNE COMMANDE PAR MODES GLISSANTS D'ORDRE DEUX POUR UN SYSTÈME ÉLECTROPNEUMATIQUE

#### A. Présentation du modèle de commande

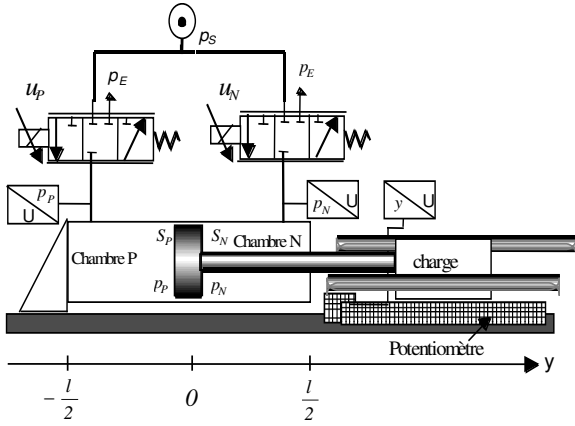


Figure 2 : Système électropneumatique

Le système utilisé dans le cadre de nos travaux est un actionneur électropneumatique (cf. figure 2) 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 le modulateur 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.

En respectant les hypothèses classiques de modélisation des systèmes électropneumatiques [14, 15] et à partir des travaux effectués dans [16, 17, 18], le modèle de commande du système étudié peut être mis sous la forme du système (14) :

$$\begin{cases} \frac{dy}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{M} [S_P p_P - S_N p_N - bv - F_{ext}] \\ \frac{dp_P}{dt} = \frac{krT}{V_P(y)} \left[ \phi(p_P) - \frac{S_P}{rT} p_P v \right] + \frac{krT}{V_P(y)} \psi(p_P, \text{sign}(u_P)) u_P \\ \frac{dp_N}{dt} = \frac{krT}{V_N(y)} \left[ \phi(p_N) + \frac{S_N}{rT} p_N v \right] + \frac{krT}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sign}(u_N)) u_N \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} V_P(y) = V_P(0) + S_P y \\ V_N(y) = V_N(0) - S_N y \end{cases}$$

et

$$\begin{cases} V_P(0) = V_{DP} + S_P \frac{l}{2} \\ V_N(0) = V_{DN} + S_N \frac{l}{2} \end{cases}$$

Les volumes des chambres tiennent compte des volumes morts (cf. équation ci-dessus). Ceci signifie que  $V_P(y)$  et  $V_N(y)$  ne peuvent donc pas s'annuler.

Il est important de noter que la fonction  $\psi(p, \text{sign}(u))$  est strictement positive (cf. figure 3)

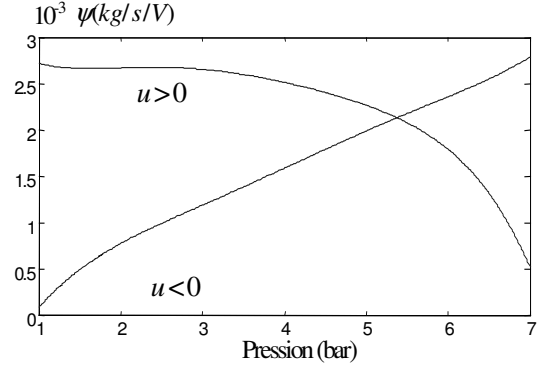


Figure 3 : La fonction  $\psi(p, \text{sign}(u))$

Le modèle multi-entrée affine en la commande peut s'écrire comme suit

$$\dot{\underline{x}} = f(\underline{x}) + g(\underline{x}) \times \underline{U} \quad (15)$$

avec

$$\underline{x}^T = (y, v, p_P, p_N) \quad (16)$$

et

$$\underline{U} = \begin{pmatrix} u_P \\ u_N \end{pmatrix} \quad (17)$$

Les champs de vecteurs  $f(\underline{x})$  et  $g(\underline{x})$  sont définis par les relations suivantes :

$$f(\underline{x}) = \begin{pmatrix} v \\ \frac{1}{M} [S_P p_P - S_N p_N - bv - F_{ext}] \\ \frac{krT}{V_P(y)} \left[ \phi(p_P) - \frac{S_P}{rT} p_P v \right] \\ \frac{krT}{V_N(y)} \left[ \phi(p_N) + \frac{S_N}{rT} p_N v \right] \end{pmatrix} \quad (18)$$

$$g(\underline{x}) = (g_1(\underline{x}), g_2(\underline{x})) = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{krT}{V_P(y)} \psi(p_P, \text{sign}(u_P)) & 0 \\ 0 & \frac{krT}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sign}(u_N)) \end{pmatrix} \quad (19)$$

L'utilisation de deux commandes nous permet de mettre en profit les deux degrés de liberté du système afin de contrôler la position et la pression dans une chambre.

Définissons le vecteur des sorties suivants :

$$h(\underline{x}) = \begin{pmatrix} h_1(\underline{x}) \\ h_2(\underline{x}) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} y \\ p_P \end{pmatrix} \quad (20)$$

La position du vérin possède un indice caractéristique  $r_1 = 3$ . La pression dans la chambre  $P$  possède un indice caractéristique  $r_2 = 1$ . La somme des indices caractéristiques est donc égale à la dimension du système. Nous pouvons donc considérer le difféomorphisme  $\underline{z} = \phi(\underline{x})$  constitué de trois variables obtenues par dérivations successives de la première

sortie, c'est à dire la position, la vitesse et l'accélération et la deuxième sortie, c'est à dire la pression dans la chambre  $P$ .

$$\underline{z} = \phi(\underline{x}) = \begin{bmatrix} h_1(\underline{x}) = y \\ L_f h_1(\underline{x}) = v \\ L_f^2 h_1(\underline{x}) = a \\ h_2(\underline{x}) = p_P \end{bmatrix} \quad (21)$$

La dynamique associée à ces nouvelles variables d'état est donnée par l'équation ci dessous :

$$\begin{cases} \frac{dy}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = a \\ \frac{da}{dt} = L_f^3 h_1(\phi^{-1}(\underline{z})) + L_{g_1} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(\underline{z}))u_P + L_{g_2} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(\underline{z}))u_N \\ \frac{dp_P}{dt} = L_f h_2(\phi^{-1}(\underline{z})) + L_{g_1} h_2(\phi^{-1}(\underline{z}))u_P + L_{g_2} h_2(\phi^{-1}(\underline{z}))u_N \end{cases} \quad (22)$$

avec :

$$L_f^3 h_1(\underline{x}) = \frac{krT}{M} \left[ \frac{S_P}{V_P(y)} \varphi(p_P) - \frac{S_N}{V_N(y)} \varphi(p_N) - \frac{v}{rT} \left( \frac{S_P^2 p_P}{V_P(y)} + \frac{S_N^2 p_N}{V_N(y)} \right) \right] - \frac{b}{M^2} (S_P p_P - S_N p_N - bv - F_{ext}) \quad (23)$$

$$L_{g_1} L_f^2 h_1(\underline{x}) = \frac{krTS_P}{MV_P(y)} \psi(p_P, \text{sign}(u_P)) > 0 \quad (24)$$

$$L_{g_2} L_f^2 h_1(\underline{x}) = -\frac{krTS_N}{MV_N(y)} \psi(p_N, \text{sign}(u_N)) < 0 \quad (25)$$

$$L_f h_2(\underline{x}) = \frac{krT}{V_P(y)} \left[ \varphi(p_P) - \frac{S_P}{rT_s} p_P v \right] \quad (26)$$

$$L_{g_1} h_2(\underline{x}) = \frac{krT}{V_P(y)} \psi(p_P, \text{sign}(u_P)) > 0 \quad (27)$$

$$L_{g_2} h_2(\phi^{-1}(\underline{z})) = 0 \quad (28)$$

Nos objectifs ici étant d'améliorer la robustesse du process au regard des variations du système. Ces dernières étant dues d'une part à l'usure des composants entraînant une augmentation des frottements visqueux (usure des joints associée aux variations de l'environnement), et d'autre part à la difficulté d'estimer le débit de fuite du servodistributeur.

La variation du coefficient de viscosité  $b$  autour de la valeur nominale a été évaluée expérimentalement à 30%.  $\varphi(p)$  représente le débit de fuite dans le servodistributeur. Les erreurs sur ce débit engendrée par les approximations effectuées dans [22] sont de l'ordre de 20 % de la valeur nominale.

En utilisant le modèle (22), une loi de commande par modes glissants est élaborée.

### B. Synthèse de la loi de commande

Les sorties choisies étant la position et la pression dans une chambre, la fonction contrainte est définie comme suit :

$$\underline{s} = \begin{pmatrix} s_1 = \lambda(y - y_d) + (v - v_d) \\ s_2 = (p_P - p_{Pd}) \end{pmatrix} \quad (29)$$

$y_d, v_d$  et  $p_{Pd}$  correspondant aux trajectoires de références.

En dérivant deux fois  $s_1$  et une fois  $s_2$ , on obtient :

$$\ddot{s}_1 = \lambda(a - a_d) - \dot{j}_d - \frac{kv}{M} \left( \frac{S_P^2 p_P}{V_P(y)} + \frac{S_N^2 p_N}{V_N(y)} \right) + \alpha(y, v, p_P, p_N) \quad (30)$$

$$+ L_{g_1} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(\underline{z}))u_P + L_{g_2} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(\underline{z}))u_N$$

$$\dot{s}_2 = -\frac{kS_P}{V_P(y)} p_P v + \phi(y, p_P) + L_{g_1} h_2(\phi^{-1}(\underline{z}))u_P - \dot{p}_{Pd} \quad (31)$$

avec

$$\alpha(y, v, p_P, p_N) = \frac{krT}{M} \left( \frac{S_P}{V_P(y)} \varphi(p_P) - \frac{S_N}{V_N(y)} \varphi(p_N) \right) - \frac{b}{M^2} (S_P p_P - S_N p_N - bv - F_{ext}) \quad (32)$$

$$\phi(y, p_P) = \frac{krT}{V_P(y)} \varphi(p_P) \quad (33)$$

$\alpha(y, v, p_P, p_N)$  et  $\phi(y, p_P)$  sont deux expressions qui contiennent des termes mal connus, c'est à dire le coefficient de viscosité  $b$  et les deux fonctions  $\varphi(p_P)$  et  $\varphi(p_N)$

En définissant le retour statique suivant :

$$\begin{bmatrix} u_P \\ u_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{g_1} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(\underline{z})) & L_{g_2} L_f^2 h_1(\phi^{-1}(\underline{z})) \\ L_{g_1} h_2(\phi^{-1}(\underline{z})) & 0 \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} -\lambda(a - a_d) + \dot{j}_d + \frac{kv}{M} \left( \frac{S_P^2 p_P}{V_P(y)} + \frac{S_N^2 p_N}{V_N(y)} \right) + v_1 \\ + \frac{kS_P}{V_P(y)} p_P v + \dot{p}_{Pd} + v_2 \end{bmatrix} \quad (34)$$

où  $v = [v_1 \quad v_2]^T$  est la nouvelle loi de commande, on obtient :

$$\ddot{s}_1 = \alpha(y, v, p_P, p_N) + v_1 \quad (35)$$

$$\dot{s}_2 = \phi(y, p_P) + v_2 \quad (36)$$

La pression est toujours comprise entre la pression atmosphérique et la pression source. La fonction  $\varphi(p)$ , qui est une fonction polynomiale d'ordre 5, est donc bornée sur le domaine physique. De plus, la vitesse est bornée et la vitesse maximum est de 2,7 m/s.

Par définition, les volumes étant non nuls (voir (14)). Il existe donc deux constantes  $C_0$  et  $C_1$ , tel que :

$$|\alpha(y, v, p_P, p_N)| < C_0 \quad (37)$$

$$|\phi(y, p_P)| < C_1 \quad (38)$$

Dans ces conditions, le système initial est composé de deux sous système. Le premier sous système est associé à la position, il est stabilisable en appliquant une commande par mode glissant d'ordre deux :

$$v_1 = \begin{cases} -\lambda_m \text{sign}(s_1) & \text{si } s_1 \dot{s}_1 \leq 0 \\ -\lambda_M \text{sign}(s_1) & \text{si } s_1 \dot{s}_1 > 0 \end{cases} \quad (39)$$

où  $\lambda_m$  et  $\lambda_M$  vérifient les conditions :

$$\lambda_m > C_0 \quad (40)$$

$$\lambda_M > \lambda_m + 2C_0 \quad (41)$$

Pour le deuxième sous-système, qui est associé à la pression, on peut appliquer la commande par mode glissant d'ordre un donnée par :

$$v_2 = -(C_1 + k_1) \text{sign}(s_2) \quad (42)$$

avec  $k_I$  est une constante positive. Un régime glissant prend alors place sur  $s_1$  et  $s_2$ , et la position et la pression dans la chambre  $P$  rejoignent les trajectoires de références.

#### IV. RESULTATS EXPERIMENTAUX

Dans cette section, nous présentons des résultats expérimentaux obtenus avec la loi de commande par modes glissants développée dans la section précédente.

En effet, cette loi de commande a été implantée sur une carte dSpace DS1104. La fréquence d'échantillonnage a été fixée à 1kHz. Le signal analogique de position délivré par le potentiomètre est dérivé et filtré analogiquement, pour obtenir dans un premier temps la vitesse. Puis, ce signal est dérivé numériquement pour obtenir l'accélération.

Le suivi en position est représenté sur la figure 4. L'erreur obtenue (cf. figure 5) n'excède pas 0.15 mm en régime statique. L'erreur de suivi maximum est de 3.15 mm, qui est plus faible que pour la commande plate présentée par Brun et al. [11].

Le suivi en pression est représenté sur la figure 6. L'erreur de suivi en pression n'excède pas 50 mbar (cf. figure 7). On peut conclure que cet algorithme de commande a permis d'obtenir des bons résultats en suivi de position et pression.

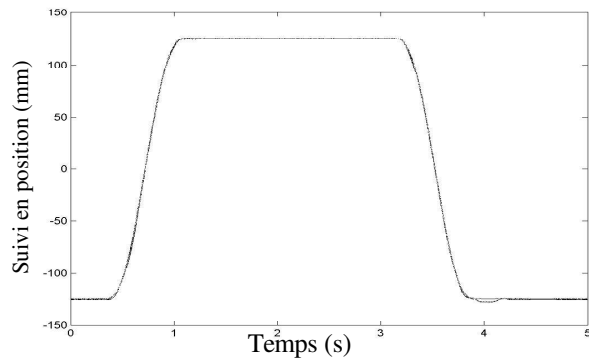


Figure 4 : Suivi en position (mm)

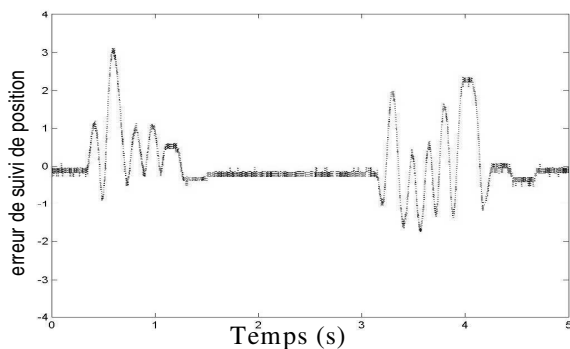


Figure 5 : erreur de suivi de position (mm)

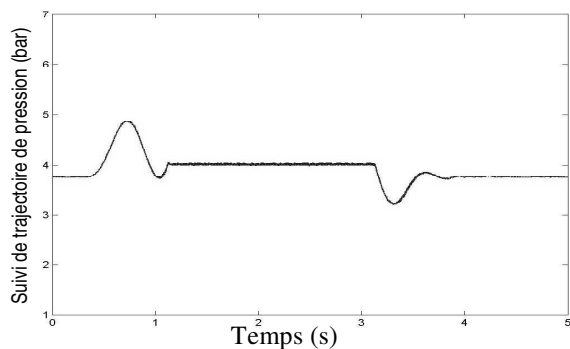


Figure 6 : Suivi de trajectoire de pression (bar)

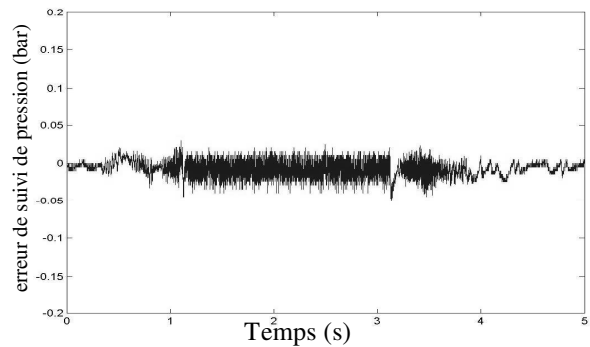


Figure 7 : erreur de suivi de pression (bar)

Les figures 8 et 9 montrent les deux commandes  $u_P$  et  $u_N$ . On peut remarquer que les deux commandes ne saturent pas, c'est à dire elles n'atteignent pas  $\pm 10$  V. Le niveau du chattering est moins élevé que celui obtenu par la commande par modes glissants d'ordre un [19, 20].

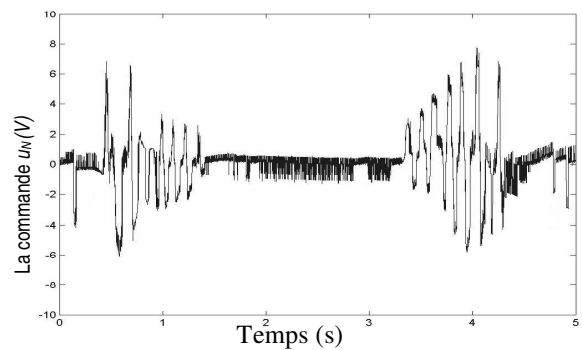


Figure 8 : la commande  $u_N$  (V)

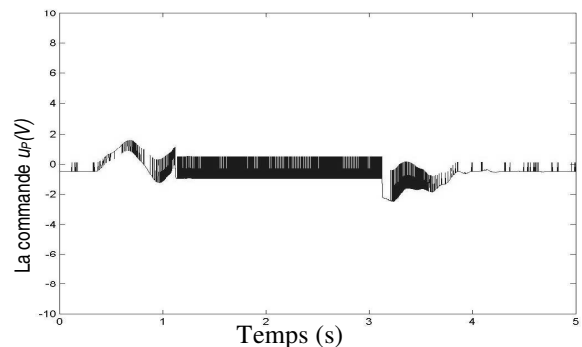


Figure 9 : la commande  $u_P$  (V)

Pour observer la convergence des trajectoires du systèmes vers l'ensemble de glissement, nous avons appliqué l'algorithme de commande au système électropneumatique, lorsque la position mesurée est égale à 125 mm et la consigne de position est égale à -125 mm (cf. figure 10).

Sur la figure 11, nous avons illustré les trajectoires du systèmes dans le plan de phase  $(s_1, \dot{s}_1)$ .

Cette courbe montre que loi de commande est caractérisée par un mouvement en spirale autour de l'origine. Les trajectoires exécutent des tours et convergent vers l'origine. L'amplitude de ces mouvement est décroissant.

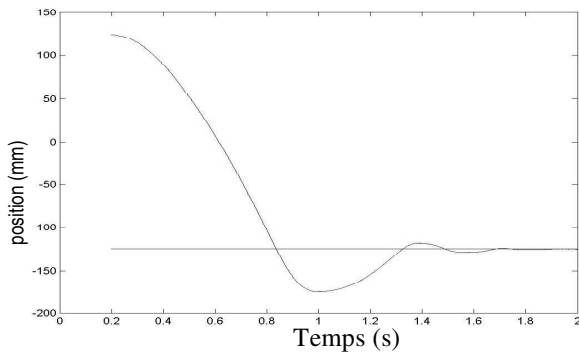


Figure 10 : position (mm)

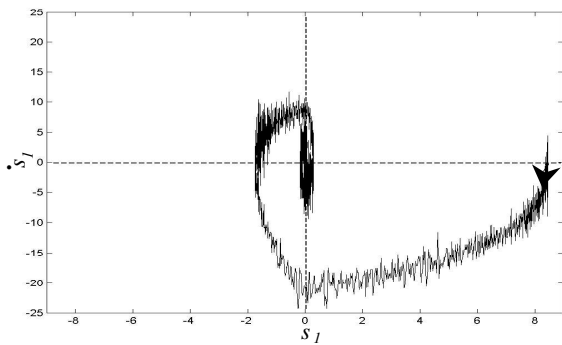


Figure 11 : Allure des trajectoires dans le plan de phase  $(s_1, \dot{s}_1)$

## V. CONCLUSION

Dans cet article nous avons présenté des résultats expérimentaux obtenus sur un procédé électropneumatique industriel. Les résultats ont été obtenus avec un algorithme de commande basé sur l'approche des modes glissants. La méthodologie est fondée sur la combinaison entre modes glissants d'ordre un et modes glissants d'ordre supérieur. Les bons résultats obtenus démontrent que cette technique de commande non linéaire robuste apporte une solution très intéressante pour la commande en position et pression d'un système électropneumatique.

## VI. REFERENCES

[1] J. J. E. Slotine and W. Li, « Applied Nonlinear Control », Prentice-Hall, 461p, 1991.

[2] J.J. E. Slotine, « Sliding mode controller design for nonlinear systems », International Journal of Control, vol.40, no.2, pp.421-434, 1984.

[3] V.I. Utkin, « Variable structure systems with sliding modes », IEEE Trans. Automat. Control, vol.26, no.2, pp. 212-222, 1977.

[4] V.I. Utkin, « Sliding Mode in Control and optimization », Springer-Verlag, Berlin, 1992.

[5] K. Young, V. I. Utkin, U. Ozguer, « A control engineer's guide to sliding mode control », Trans. Automat. Control, vol. 7, no.3, pp.328-342, 1999.

[6] G. Bartolini, A. Ferrara, A. Pisano, and E. Usai, « On the convergence properties of a 2-sliding control algorithm for nonlinear uncertain systems », International Journal of Control, vol. 74, no. 7, pp. 718-731, 2001.

[7] G. Bartolini, A. Pisano, and E. Usai, « Digital Second Order Sliding Mode Control for Uncertain Nonlinear Systems », Automatica vol. 37, no. 9, pp. 1371-1377, 2001.

[8] G. Bartolini, A. Pisano, and E. Usai, « Second Order Sliding Mode Control for Container Cranes », Automatica, vol. 38, pp. 1783-1790, 2002.

[9] A. Levant, « Sliding order and sliding accuracy in sliding mode control », International Journal of Control, vol.58, no.6, pp.1247-1263, 1993.

[10] A. Levant, « Universal SISO sliding-mode controllers with finite-time convergence », IEEE Transaction on Automatic Control, vol.46, no.9, pp. 1447-1451, 2001.

[11] X. Brun, D. Thomasset and E. Bideaux, « Influence of the process design on the control strategy: application in electropneumatic Field », Control Engineering Practice, pp.727-735, 2002.

[12] M., Fliess, J., Levine, P., Martin and P., Rouchon, « Flatness and defect of non-linear systems: Introductory, theory and applications », International Journal of Control, 61, pp. 1327-1361, 1995.

[13] T. Floquet, « Contributions à la commande par modes glissants d'ordre supérieur », Thèse de l'Université des Sciences et Technologies de Lille, 185p., 2000.

[14] J.L. Shearer, « Study of pneumatic processes in the continuous control of motion with compressed air », Parts I and II., Trans. Am. Soc. Mech. Eng., Vol. 78, pp. 233-249, 1956.

[15] D. Mc Cloy and H. Martin, « Control of fluid power: analysis and design », Ellis Horwood, 510 p, 1980.

[16] S. Sesmat and S. Scavarda, « static characteristics of a three way servovalve », In: 12<sup>th</sup> Aachen Conference on Fluid Power Technology, Aachen, Germany, March 12-13, pp. 643-652, 1996.

[17] M. Belgharbi, D. Thomasset, S. Scavarda and S. Sesmat, « Analytical model of the flow stage of a pneumatic Servodistributor for simulation and nonlinear control », In the Sixth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'99, Tampere, Finland, pp. 847-860, 1999.

[18] X. Brun, M. Belgharbi, S. Sesmat, D. Thomasset, and S. Scavarda, « Control of an electropneumatic actuator, comparison between some linear and nonlinear control laws », Journal of Systems and Control Engineering, vol.213, no.15, pp.387-406, 1999.

[19] M. Bouri and D. Thomasset, « Sliding Control of an Electropneumatic Actuator Using an Integral switching Surface », IEEE. Transaction on control systems technology, Vol. 9, no. 2, pp.368-375, 2001.

[20] F.-J Lin, R.-F. Fung and R.-J Wai, « Comparison of sliding-Mode and Fuzzy Neural Network Control for motor-Toggle Servomechanism », IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 3, no. 4, pp 302-318, 1998.