



**HAL**  
open science

## Commande monovariante par modes glissants d'ordre deux appliquée à un système électropneumatique

Mohamed Smaoui, Xavier Brun, Daniel Thomasset, Franck Plestan

### ► To cite this version:

Mohamed Smaoui, Xavier Brun, Daniel Thomasset, Franck Plestan. Commande monovariante par modes glissants d'ordre deux appliquée à un système électropneumatique. Conférence internationale francophone d'Automatique, Nov 2004, Douz, Tunisie. hal-02066864

**HAL Id: hal-02066864**

**<https://hal.science/hal-02066864>**

Submitted on 20 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.

# Commande monovariable par modes glissant d'ordre deux appliquée à un système électropneumatique

MOHAMED SMAOUI<sup>1</sup>, XAVIER BRUN<sup>1</sup>, DANIEL THOMASSET<sup>1</sup>, FRANCK PLESTAN<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire d'Automatique Industrielle, INSA de Lyon, Bât Antoine de SAINT-EXUPERY, 25, avenue Jean Capelle, 69621 Villeurbanne Cedex, France

<sup>2</sup>IRCCyN, Ecole Centrale de Nantes / CNRS BP 92101, 1 Rue de la Noe, 44321 Nantes Cedex 03, France

smaoui@lai.insa-lyon.fr

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

**Résumé** — Dans la plupart des problèmes de commande, l'objectif central est d'atteindre et de maintenir certaines performances malgré les incertitudes souvent pénalisantes du système à commander. La technique des modes glissants possède des avantages incontestables, en particulier de robustesse vis-à-vis des incertitudes. Dans la pratique, l'utilisation de cette technique de commande a été longtemps limitée par la forte sollicitation des organes de commandes. La technique des modes glissants supérieur à pour objectifs de donner des performances acceptables tout en évitant ce phénomène de réticence. Cet article est dédié à l'application de deux algorithmes glissants d'ordre deux à un système électropneumatique : l'algorithme du twisting et l'algorithme du super twisting. Pour cela, le modèle du système électropneumatique est présenté. Les deux lois de commandes sont élaborées et les résultats expérimentaux sont présentés et commentés.

**Mots clés**— système électropneumatique, modes glissants d'ordre supérieur, commande non linéaire, algorithme du twisting, algorithme du super twisting

## 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> )
$sgn(x)$	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 dépendant du signe de la commande, admission ( $u > 0$ ), échappement ( $u < 0$ ). (kg/s/V)
$l$	course du vérin (m)

## Indices et Exposants

$ext$	extérieur
$D$	volume mort
$N$	chambre N
$P$	chambre P
$d$	désirée

## I. INTRODUCTION

Grâce à leur faible coût, faible poids, facilité d'installation et de maintenance, facilité de transfert de puissance, les systèmes électropneumatiques remplissent un nombre important de fonctions dans l'industrie. Cependant, la modélisation et la commande des systèmes électropneumatiques restent une tâche complexe à cause des nombreuses non-linéarités.

Lors des vingt dernières années, le développement des systèmes à fluide sous pression et de la théorie de la commande a donné lieu à l'implantation de lois de commande modernes sur des actionneurs électropneumatiques[1]. Les résultats existants en commande par mode glissant classique pour les systèmes électropneumatiques sont nombreux[2, 3]. Ces travaux ont apporté une amélioration certaines des performances aussi bien dans les phases dynamiques que statiques de fonctionnement des systèmes étudiés. Par contre, cette méthode présente un désavantage non négligeable : le phénomène de réticence[4, 5, 6]. Celui-ci se caractérise par de fortes oscillations autour de la surface de glissement. Ce phénomène est susceptible d'exciter des modes à haute fréquence qui n'ont pas été pris en compte dans le modèle du système. Dans un contexte de commande des systèmes électropneumatiques, ce phénomène implique d'importantes sollicitations mécaniques au niveau des servodistributeurs, pouvant provoquer leur usure rapide, ainsi que des rendements énergétiques déplorables.

Depuis, de nombreuses solutions ont été proposées permettant de réduire ce phénomène tels que la commande continue dans une bande autour de la variété de glissement qui assure une commutation progressive [4]. Bien que cette solution élimine ce phénomène de réticence, elle ne conserve pas la robustesse de cette technique par rapport à certaines classes d'incertitudes.

Une autre solution, basée sur la théorie de commande à structure variable (CSV) qui permet de passer outre ce phénomène, est la commande par modes glissant d'ordre deux [7, 8, 9, 10]

Cette nouvelle technique a été candidate pour élaborer une loi de commande pour la machine asynchrone [11,12], des systèmes mécaniques [13], moteur de véhicule [14], etc....

D'autre part, l'équipe Fluidetronique du Laboratoire d'Automatique Industrielle de l'INSA de Lyon s'intéresse depuis vingt ans à la commande des systèmes électropneumatiques. Plusieurs lois de commande ont été synthétisées et testées sur un benchmark. Richard [15] a synthétisé et testé des lois de commandes linéaires et non linéaires pour asservir en position un axe électropneumatique rotatif. Det [16] a étudié la faisabilité d'une pince à souder

électropneumatique et a abordé des problèmes de commande en position et en effort. Lin [17] a présenté une première approche du problème posé par la commande des vérins de grande longueur. Bouri [18] a testé la commande par modes glissants d'ordre un pour un axe électropneumatique rotatif. Brun [19] a testé des lois de commandes linéaires (retour d'état à gains fixes ou variables) et non linéaire (commande non linéaire linéarisante) ainsi que la commande non linéaire multivariable et la théorie de la platitude.

Suite à ces travaux, on a trouvé intéressant de synthétiser une nouvelle loi de commande non linéaire robuste. En effet, Les résultats obtenus par les commandes non linéaires sont plus intéressants que ceux obtenus par des lois de commande linéaire. La commande par modes glissants d'ordre un, qui est une commande non linéaire robuste, a donnée une amélioration des performances par rapport à la commande non linéaire classique telle que la commande linéarisante. Mais le phénomène de chattering observé est l'inconvénient de cette technique. Pour cela, notre objectif est d'élaborer une nouvelle loi de commande non linéaire robuste, tout en essayant d'éviter ce fameux problème de chattering.

Les résultats obtenus par modes glissants d'ordre deux dans d'autres domaines nous a motivé à choisir cette technique pour synthétiser une loi de commande pour le système électropneumatique.

La littérature présente plusieurs algorithmes de modes glissants d'ordre deux. Cet article étudie deux algorithmes : l'algorithme du twisting et l'algorithme du super twisting. Le premier algorithme nécessite une information en temps réel sur la surface de glissement notée  $s$  et sa dérivée. Dans ce cas, et pour optimiser le nombre de capteurs, on a considéré que le système est de degré relatif deux par rapport à la variable de sortie  $s$ .

Le deuxième algorithme ne requiert aucune information sur la dérivée de  $s$ . Dans ce cas, on a choisi une surface de glissement  $s$ , de telle sorte que le système soit de degré relatif un par rapport à cette variable de sortie  $s$ .

Cette article est organisée de la manière suivante : la section suivante présente le système électropneumatique et son modèle de commande, la section 3 est consacrée à la présentation des deux algorithmes choisis pour synthétiser les lois de commande. Dans la section 4, les lois de commande sont élaborées. Enfin les résultats expérimentaux obtenus sont présentés et commentés à la section 5.

## II. PRESENTATION DU MODELE DE COMMANDE DU SYSTEME ELECTROPNEUMATIQUE

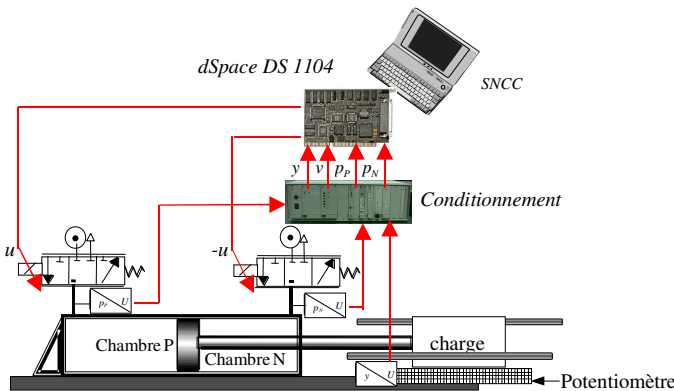


Figure 1 : Système électropneumatique

Le système électropneumatique utilisé dans le cadre de nos travaux est un vérin pneumatique piloté par deux servodistributeurs 3 voies. En supposant que les deux servodistributeurs soient pilotés avec une source de pression commune et une commande de signe opposé, en respectant les hypothèses classiques de modélisation des systèmes électropneumatiques [20], et à partir des travaux effectués dans

[21, 23, 23] le modèle de commande du système étudié peut être mis sous la forme du système (1).

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

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

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.

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

$$\dot{\underline{x}} = f(\underline{x}) + g(\underline{x}) \times \underline{u} \quad (2)$$

avec

$$\underline{x} = (y, v, P_P, P_N) \quad (3)$$

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

$$f(\underline{x}) = \begin{pmatrix} v \\ \frac{1}{M} [S_P p_P - S_N p_N - bv - F_{ext}] \\ \frac{krT}{V_P(y)} \left[ \varphi(p_P) - \frac{S_P}{rT} p_P v \right] \\ \frac{krT}{V_N(y)} \left[ \varphi(p_N) + \frac{S_N}{rT} p_N v \right] \end{pmatrix} \quad (4)$$

$$g(\underline{x}) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{krT}{V_P(y)} \psi(p_P, \text{sgn}(u)) \\ -\frac{krT}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sgn}(u)) \end{pmatrix} \quad (5)$$

A partir de ce modèle, deux lois de commande basées sur la technique des modes glissants ont été synthétisées.

## III. PRESENTATION DES ALGORITHMES DE MODES GLISSANTS D'ORDRE DEUX.

### A. L'algorithme du twisting

Le principe de la commande par modes glissants d'ordre  $r$  est de conserver après bouclage la condition suivante :

$$s(x) = \dot{s}(x) = \dots = s^{(r-1)}(x) = 0 \quad (6)$$

Nous n'aborderons pas la théorie sur les modes glissants d'ordre quelconque, mais nous nous intéressons ici qu'aux modes glissants d'ordre deux.

Le but de la commande par modes glissants d'ordre deux est d'obtenir après bouclage  $s = 0$  et  $\dot{s} = 0$  en un temps fini.

L'algorithme de modes glissants le plus connu est l'algorithme du twisting [7].

Supposons que la dérivée seconde de la surface de glissement  $s$  a pour expression :

$$\ddot{s} = \alpha(t, x) + \beta(t, x, u)v \quad (7)$$

où  $v$  représente l'entrée du système ( $v = u$ ) ou sa dérivée par rapport au temps ( $v = \dot{u}$ )

Il est supposé que :

$$|\alpha(t, x)| < C_0 \quad (8)$$

$$0 < k_m \leq \beta(t, x, u) \leq k_M \quad (9)$$

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

$$u = \begin{cases} -\lambda_m \text{sgn}(s) & \text{si } s\dot{s} \leq 0 \\ -\lambda_M \text{sgn}(s) & \text{si } s\dot{s} > 0 \end{cases} \quad (10)$$

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

$$\lambda_m > \frac{C_0}{k_m} \quad (11)$$

$$k_m \lambda_M - C_0 > k_M \lambda_m + C_0 \quad (12)$$

Sous l'effet de cette loi de commande, les trajectoires du système convergent, au bout d'un temps fini  $t_0$  vers l'ensemble de glissement défini par :

$$s = \dot{s} = 0 \quad (13)$$

#### B. L'algorithme du super twisting

Le super twisting est un algorithme très particulier qui a été développé par Levant [7]. En effet, contrairement aux autres algorithmes, il ne requiert aucune information sur la dérivée de  $s$ .

La loi de commande est donnée par la somme de deux termes :

$$v = v_1 + v_2 \quad (14)$$

avec:

$$v_1 = -\alpha \text{sign}(s) \quad (15)$$

$$\dot{v}_2 = -\lambda |s|^\rho \text{sign}(s) \quad (16)$$

où  $\alpha$ ,  $\lambda$  et  $\rho$  vérifient les conditions suivantes:

$$\alpha > \frac{C_0}{k_m} > 0 \quad (17)$$

$$\rho(\lambda k_m)^\rho > (k_M \alpha + C_0)(2k_M)^\rho \quad (18)$$

$$0 < \rho \leq 0.5 \quad (19)$$

cet algorithme a été développé par Levant [7] pour un système ayant un degré relatif égal à un par rapport à la variable de glissement  $s$ .

Khan [24] a proposé une extension de cet algorithme pour un système de degré relatif deux par rapport à  $s$ .

### IV. SYNTHÈSES DES LOIS DE COMMANDES PAR MODES GLISSANTS D'ORDRE DEUX POUR LE SYSTÈME ELECTROPNEUMATIQUE

#### A. Commande issue de l'algorithme du twisting

Considérons une variable de glissement de tel sorte que le degré relatif du système soit égal à deux par rapport à cette surface :

$$s = \lambda(y - y_d) + (\dot{y} - \dot{y}_d) \quad (20)$$

En dérivant deux fois cette surface de glissement, on obtient :

$$\ddot{s} = \phi + \psi \times u \quad (21)$$

avec:

$$\phi = \lambda \left( \frac{1}{M} [S_P P_P - S_N P_N - bv - F_{ext}] - \ddot{y}_d \right) + \frac{krT}{M} \left[ \frac{S_P}{V_P(y)} \phi(p_P) - \frac{S_N}{V_N(y)} \phi(p_N) - \frac{v}{rT} \left( \frac{S_P^2 P_P}{V_P(y)} + \frac{S_N^2 P_N}{V_N(y)} \right) \right] - \frac{b}{M^2} (S_P P_P - S_N P_N - bv - F_{ext}) - \ddot{y}_d = \phi_0 + \delta\phi \quad (22)$$

et

$$\psi = \frac{S_P}{M} \frac{krT}{V_P(y)} \psi(p_P, \text{sgn}(u)) + \frac{S_N}{M} \frac{krT}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sgn}(-u)) \quad (23)$$

$\phi_0$  est une expression nominale totalement connue et  $\delta\phi$  est un terme englobant toutes les incertitudes ( le coefficient de viscosité  $b$  et les deux fonctions  $\phi(p_P)$  et  $\phi(p_N)$  ) :

$$\phi_0 = \lambda \left( \frac{1}{M} [S_P P_P - S_N P_N - F_{ext}] - \ddot{y}_d \right) - \frac{kv}{M} \left[ \left( \frac{S_P^2 P_P}{V_P(y)} + \frac{S_N^2 P_N}{V_N(y)} \right) \right] - \ddot{y}_d \quad (24)$$

$$\delta\phi = -\frac{\lambda b}{M} v + \frac{krT}{M} \left[ \frac{S_P}{V_P(y)} \phi(p_P) - \frac{S_N}{V_N(y)} \phi(p_N) \right] - \frac{b}{M^2} (S_P P_P - S_N P_N - bv - F_{ext}) \quad (25)$$

En définissant le retour statique suivant :

$$u = \psi^{-1} [-\phi_0 + v] \quad (26)$$

où  $v$  est la nouvelle loi de commande, on obtient :

$$\ddot{s} = \delta\phi + v \quad (27)$$

Supposons qu'il existe une constante positive  $C_0$  tel que :

$$0 < |\delta\phi(\cdot)| \leq C_0 \quad (28)$$

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

$$v = \begin{cases} -\lambda_m \text{sgn}(s) & \text{si } s\dot{s} \leq 0 \\ -\lambda_M \text{sgn}(s) & \text{si } s\dot{s} > 0 \end{cases} \quad (29)$$

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

$$\lambda_m > C_0 \quad (30)$$

$$\lambda_M - C_0 > \lambda_m + C_0 \quad (31)$$

#### B. Commande issue de l'algorithme du super twisting

Définissons une surface de glissement  $s$  de la façon suivante :

$$s = \lambda^2(y - y_d) + 2\lambda(\dot{y} - \dot{y}_d) + (\ddot{y} - \ddot{y}_d) \quad (32)$$

$\lambda$  étant une constante positive. La dérivée de  $s$  peut se mettre sous la forme suivante

$$\dot{s} = \sigma + \psi \times u \quad (33)$$

avec:

$$\sigma = \lambda^2(v - \ddot{y}_d) + 2\lambda \left( \frac{1}{M} [S_P P_P - S_N P_N - bv - F_{ext}] - \ddot{y}_d \right) + \frac{krT}{M} \left[ \frac{S_P}{V_P(y)} \phi(p_P) - \frac{S_N}{V_N(y)} \phi(p_N) - \frac{v}{rT} \left( \frac{S_P^2 P_P}{V_P(y)} + \frac{S_N^2 P_N}{V_N(y)} \right) \right] - \frac{b}{M^2} (S_P P_P - S_N P_N - bv - F_{ext}) - \ddot{y}_d = \sigma_0 + \delta\sigma \quad (34)$$

et  $\psi$  est donné par (23)

Comme dans le cas précédent,  $\sigma_0$  est l'expression nominale et  $\delta\sigma$  est un terme qui contient toutes les incertitudes :

$$\sigma_0 = \lambda^2(v - \dot{y}_d) + 2\lambda \left( \frac{1}{M} [S_P P_P - S_N P_N - F_{ext}] - \ddot{y}_d \right) - \frac{krT}{rTM} \left[ \left( \frac{S_P^2 P_P v}{V_P(y)} + \frac{S_N^2 P_N v}{V_N(y)} \right) \right] - \ddot{y}_d \quad (35)$$

et

$$\delta\sigma = -2\lambda \frac{b}{M} v + \frac{krT}{M} \left[ \frac{S_P}{V_P(y)} \alpha P_P - \frac{S_N}{V_N(y)} \alpha P_N \right] - \frac{b}{M^2} (S_P P_P - S_N P_N - bv - F_{ext}) \quad (36)$$

En définissant le retour statique:

$$u = \psi^{-1}[-\sigma_0 + v] \quad (37)$$

on obtient :

$$\dot{s} = \delta\phi + v \quad (38)$$

où  $v$  est la nouvelle loi de commande. Supposons qu'il existe une constante positive  $C_1$  tel que :

$$0 < |\delta\dot{\sigma}(\cdot)| \leq c_1 \quad (39)$$

La loi de commande est obtenue par la combinaison de deux termes  $v_1$  et  $v_2$ :

$$v = v_1 + v_2 \quad (40)$$

$$v_1 = -\alpha \text{sign}(s) \quad (41)$$

$$\dot{v}_2 = -\lambda |s|^\rho \text{sign}(s) \quad (42)$$

Les paramètres de l'algorithme du super twisting doivent être réglés en fonction de la constante  $C_1$

$$\alpha > C_1 > 0; \quad (43)$$

$$\rho \lambda^\rho > 2^\rho (\alpha + C_1) \quad (44)$$

$$0 < \rho \leq 0.5 \quad (45)$$

## V. RESULTATS EXPERIMENTAUX

Ce paragraphe est consacré à la présentation des résultats expérimentaux obtenus pour la commande monovariable en position par modes glissants d'ordre supérieur.

Les deux lois de commande développées dans la section précédente ont été implantées sur une carte dSpace DS1104. La fréquence d'échantillonnage a été fixée à 1kHz. Le signal analogique de position délivré par le potentiomètre et dérivé et filtré analogiquement, pour obtenir dans un premier temps la vitesse. Puis, une dérivation numérique permet d'obtenir l'accélération.

Le degré relatif de la position est égal à trois, Ce qui signifie que la référence de position doit alors être au moins trois fois dérivable. La figure 2 présente la trajectoire de référence choisie. Elle est définie par un polynôme du 5<sup>ème</sup> degré. Lors de la sortie ou l'entrée de la tige, la durée du mouvement est de 0.8 seconde.

Les figures 3 et 4 présentent respectivement les résultats obtenues avec la commande par modes glissants d'ordre deux avec l'algorithme du twisting et l'algorithme du super twisting.

Les courbes d'évolution de la position et de l'erreur de position montrent de très bonnes performances. En effet, dans les deux cas, l'erreur de suivi de trajectoire pour la position est inférieure à 2 mm dans les phases dynamiques et inférieure à 0.1 mm dans les phases statiques.

Sur les figures 3.b et 4.b nous pouvons voir l'évolution de la commande. Dans les deux cas, le niveau de chattering est moins

élevé que celui obtenu pour la commande par mode glissant d'ordre un (cf. figure 5). En effet, la commande par mode glissant d'ordre un des systèmes électropneumatiques a été limitée par la présence du "chattering". Ce phénomène risque d'entraîner des crépitements des servodistributeurs. Pour cela, nous pouvons conclure que la commande par modes glissants d'ordre deux d'un système électropneumatique est une bonne solution pour résoudre le problème du "chattering".

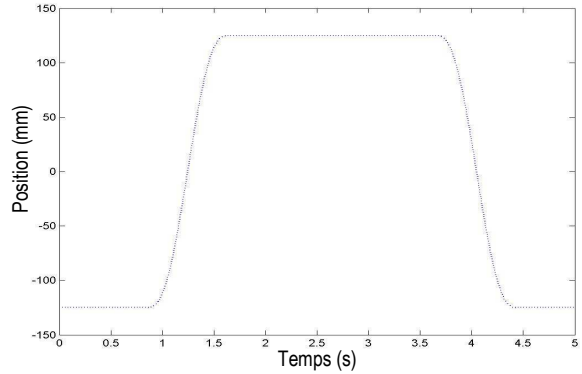


Figure 2 : La référence de position

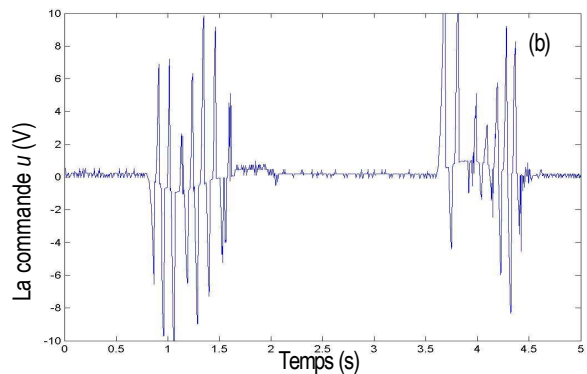
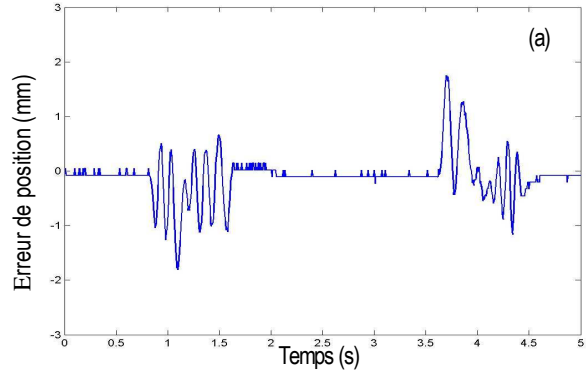
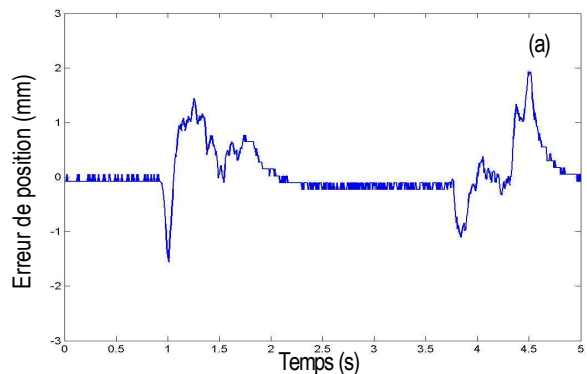


Figure 3: Résultats expérimentaux avec l'algorithme du twisting



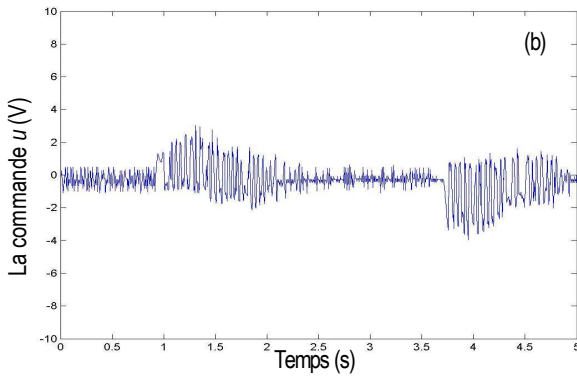


Figure 4: Résultats expérimentaux avec l'algorithme du super twisting

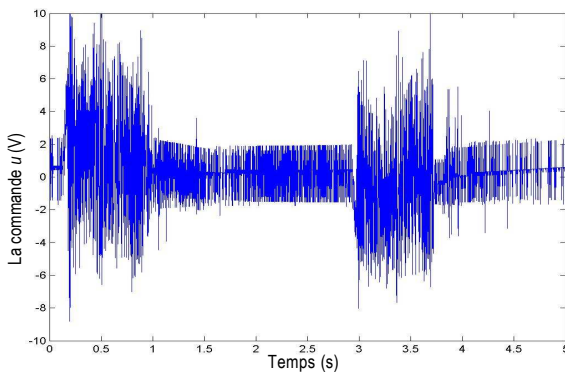


Figure 5: Evolution de la commande (modes glissants d'ordre un)

## V. CONCLUSION

Dans cet article, nous avons présenté des résultats expérimentaux obtenus pour la commande en position d'un système électropneumatique. Les résultats ont été obtenus avec deux algorithmes de commande basés sur l'approche des modes glissants d'ordre deux. Nous pouvons constater des performances assez satisfaisantes pour les deux lois de commandes.

Ces deux lois de commandes nécessitent des informations sur la position, la vitesse, l'accélération et les deux pressions. Les tests expérimentaux ont été réalisés en utilisant trois capteurs seulement : un capteur de position et deux capteurs de pression. En effet, le signal de position a été dérivé pour obtenir la vitesse et l'accélération.

Sur le plan perspectives, l'élaboration d'un différentiateur robuste [25] semble intéressant pour récupérer les informations sur la vitesse et l'accélération.

## VI. REFERENCES

[1] K.A. Edge "The control of fluid power systems responding to the challenge" Journal of Systems and Control Engineering, vol. 211, N°12, 1997, pp. 91-110.  
 [2] A.K Paul, J.E Mishra and M.G. Radke, M.G "Reduced order sliding mode control for pneumatic actuator" IEEE. Transaction on control systems technology. vol. 2, no. 3, pp.27-276, 1994  
 [3] 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  
 [4] J. J. E. Slotine and W. Li "Applied Nonlinear Control" Prentice-Hall 1991 461p.

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

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

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

[8] A. Levant, "Universal SISO sliding-mode controllers with finite-time convergence" IEEE Transaction on Automatic Control 46(9), 2001, pp. 1447-1451.

[9] 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, 2001, pp. 718-731.

[10] 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.

[11] T. Floquet "Contributions à la commande par modes glissants d'ordre supérieur", Thèse de l'Université des Sciences et Technologies de Lille 2000

[12] S. Laghrouche, F. Plestan, A. Glumineau, and R. Boisliveau, "Robust second order sliding mode control for a permanent magnet synchronous motor", Proc. American Control Conference ACC'03, Denver, Colorado, 4-6 juin, 2003.

[13] G.Bartolini, A. Pisano, E. Punta., and E.Usai "A survey of applications of second-order sliding mode control to mechanical systems" International Journal of Control, vol. 76, no. 9, pp. 875-892, 2003

[14] M. Khan, S. Spurgeon, and P. Puleston "Robust speed control of an automotive engine using second order sliding modes" European Control Conference ECC'01, 2001, pp. 974-978.

[15] E. Richard "De la commande linéaire et non linéaire en position des systèmes électropneumatiques" Thèse de l'INSA de Lyon, 1990, 291 p.

[16] F. DET "Modélisation en bond graphs simulation et commande d'une pince à souder électropneumatiques" . Thèse de l'INSA de Lyon, 1991, 278 p.

[17] X.F. Lin "Contribution à la modélisation et à la commande d'un vérin pneumatique de grande longueur" Thèse de l'INSA de Lyon, 1992, 193 p.

[18] M. Bouri "Contribution à la commande non linéaire par mode de glissement, application aux actionneurs électropneumatiques" Thèse de l'INSA de Lyon, 1997, 194 p.

[19] X. Brun "Commande linéaire et non linéaire en électropneumatique. Méthodologies et Applications" Thèse de l'INSA de Lyon, 1999, 209 p.

[20] 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, 1956, pp. 233-249.

[21] 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, 1996, pp. 643-652.

[22] 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, 1999, pp. 847-860.

[23] 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, (1999), pp.387-406.

- [24] M. Khan, S. Spurgeon, P. Puleston and A. Levant "Simple output-feedback 2-sliding controller for systems of relative degree two" European Control Conference ECC'03, 2003
- [25] A. Levant "Robust exact differentiation via sliding mode technique *Automatica*" 34(3), 1998, pp.379-384