



**HAL**  
open science

# Intérêts de la planification de trajectoires pour la commande en position d'actionneurs électropneumatiques

Xavier Brun, Daniel Thomasset

► **To cite this version:**

Xavier Brun, Daniel Thomasset. Intérêts de la planification de trajectoires pour la commande en position d'actionneurs électropneumatiques. Journées Doctorales d'Automatique, Sep 1999, Nancy, France. hal-02069272

**HAL Id: hal-02069272**

**<https://hal.science/hal-02069272v1>**

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.

# Intérêts de la planification de trajectoires pour la commande en position d'actionneurs électropneumatiques.

**Xavier BRUN** et **Daniel THOMASSET**

Laboratoire d'Automatique Industrielle - INSA de Lyon  
<http://www.insa-lyon.fr/Laboratoires/LAI/>  
Bât 303, 20 Avenue Albert Einstein, 69621 Villeurbanne Cedex, France  
Tel: (33) 4 72 43 81 98 Fax: (33) 4 72 43 85 35  
Email: [xavier.brun@lai.insa-lyon.fr](mailto:xavier.brun@lai.insa-lyon.fr)

**RESUME :** Cet article montre l'intérêt de l'utilisation de deux servo-distributeurs trois voies à la place d'un servo-distributeur cinq voies, pour la commande en position d'axe électropneumatique. Deux lois de commande non linéaires sont développées et comparées. Le but est de mettre en évidence les avantages apportés par l'utilisation des propriétés de platitude du système en terme de planification de trajectoire, de stabilité et de gain énergétique.

**Mots clés :** Système plat et planification de trajectoires, Commande des systèmes à fluide sous pression.

## Notations

a	accélération du piston [ $m/s^2$ ]
b	coefficient de viscosité (N/m/s)
c	coefficient de convection (W/K/m <sup>2</sup> )
F	force (N)
j	jerk ( $m/s^3$ )
k	constante polytropique
M	masse en déplacement (kg)
p	pression (Pa)
q <sub>m</sub>	débit massique (kg/s)
r	constante des gaz parfaits (J/kg/K)
S	section du cylindre du piston (m <sup>2</sup> )
t	temps (s)
T	température (K)
u	tension d'entrée du servo-distributeur (V)
v	vitesse du piston (m/s)
V	volume de la chambre (m <sup>3</sup> )
y	position du piston (m)
γ	coefficient adiabatique

## Indices et Exposants

cyl	cylindre
E	échappement
ext	externe
f	frottements secs
N	chambre N
P	chambre P
S	source d'alimentation
d	désiré
in	entrée: correspond à la valeur positive
out	sortie: correspond à la valeur négative

## Abréviations

CNL1	Commande non linéaire avec une entrée
CNL2	Commande non linéaire avec deux entrées

## 1 Introduction

La conception de vérins de grande longueur et de vérins simple effet sont les principales raisons de l'apparition des modulateurs électropneumatiques à trois voies. Deux de ces composants alimentés par la même source de pression et commandés par deux tensions en opposition de signe sont équivalents à un servo-distributeur cinq voies. Une commande est suffisante pour suivre les objectifs définis par les utilisateurs qui désirent asservir l'axe en position. Cependant il semble intéressant d'utiliser les deux commandes indépendamment. Sans dégrader les performances de suivi de trajectoire, cela peut permettre de respecter une autre consigne et donc un autre objectif. Le choix de cette nouvelle sortie a été motivé par l'aspect financier des asservissements des systèmes à fluide sous pression. Il a été choisi de réduire la consommation d'énergie délivrée par la source de pression. Cette solution déjà envisagée dans les actionneurs électriques (moteur asynchrone) [1], se trouve être une nouvelle méthode dans le domaine du « Fluid Power ». En effet actuellement Bachmann et Surgenor [2] proposent de modifier la structure du système par l'ajout d'un réservoir de stockage. Dans cet article les gains énergétiques sont obtenus sans toucher au procédé et donc sans coût matériel. L'utilisation du degré de liberté du système permet de satisfaire conjointement le suivi de trajectoire de position et de diminuer la consommation d'énergie à la source. Cette nouvelle loi de commande est développée selon la théorie des systèmes plats [3], ses avantages sont comparés avec la théorie de la commande non linéaire linéarisante mono-entrée [4].

## 2 Modèle de simulation d'un axe électropneumatique

Le système étudié (figure 1) est un vérin électropneumatique linéaire double effet, simple tige (32/20 mm) d'une course de 500 mm, rigidement relié à un chariot se déplaçant sur des rails de guidage.

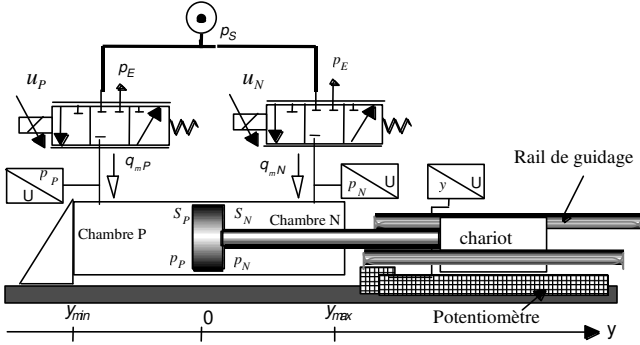


Figure 1: Système électropneumatique.

Les deux servo-distributeurs sont supposés identiques (hypothèse classique), sans fuites et leur dynamique est négligée devant la dynamique du système en boucle ouverte (respectivement de 170 Hz et 3 Hz). De plus les fuites inter-chambres au niveau du vérin sont supposées nulles. L'air est modélisé comme un gaz parfait et son énergie cinétique est négligée dans chaque chambre. Le modèle statique du débit massique  $q_m(u,p)$  a été obtenu expérimentalement [5]. Le premier principe de la thermodynamique et la relation fondamentale de la mécanique permettent d'obtenir le modèle d'état (1).

$$\begin{cases}
 \frac{dp_p}{dt} = \frac{1}{V_p(y)} \left[ -\mathcal{W}_p \frac{dV_p}{dt} + \gamma \left( T_S q_m^{in}(u_p, p_p) - T_p q_m^{out}(u_p, p_p) \right) + (\gamma - 1) c_S \left( T_{cyl P} - T_p \right) \right] \\
 \frac{dT_p}{dt} = \frac{1}{V_p(y)} \left[ -(\gamma - 1) T_p \frac{dV_p}{dt} + \frac{r T_p}{p_p} (\gamma T_S - T_p) q_m^{in}(u_p, p_p) - \frac{r T_p^2}{p_p} (\gamma - 1) q_m^{out}(u_p, p_p) + (\gamma - 1) \frac{T_p}{p_p} c_S \left( T_{cyl P} - T_p \right) \right] \\
 \frac{dp_N}{dt} = \frac{1}{V_N(y)} \left[ -\mathcal{W}_N \frac{dV_N}{dt} + \gamma \left( T_S q_m^{in}(u_N, p_N) - T_N q_m^{out}(u_N, p_N) \right) + (\gamma - 1) c_S \left( T_{cyl N} - T_N \right) \right] \\
 \frac{dT_N}{dt} = \frac{1}{V_N(y)} \left[ -(\gamma - 1) T_N \frac{dV_N}{dt} + \frac{r T_N}{p_N} (\gamma T_S - T_N) q_m^{in}(u_N, p_N) - \frac{r T_N^2}{p_N} (\gamma - 1) q_m^{out}(u_N, p_N) + (\gamma - 1) \frac{T_N}{p_N} c_S \left( T_{cyl N} - T_N \right) \right] \\
 \frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{1}{M} \left[ S_p p_p - S_N p_N - b \frac{dy}{dt} - F_f - F_{ext} \right]
 \end{cases} \quad (1)$$

### 3 Modèle de commande

Pour la synthèse de commande linéarisante et afin d'obtenir une loi explicite, le modèle (1) doit être mis sous une forme affine en la commande. Ainsi les caractéristiques statiques du servo-distributeur sont exprimées sous la forme suivante [6]:

$$q_m(u, p) = \varphi(p) + \psi(p, \text{sgn}(\Gamma(u))) \times \Gamma(u) \quad (2)$$

$\varphi$ ,  $\psi$  et  $\Gamma$  sont des fonctions polynomiales respectivement d'ordre 5, 5 et 3.

- $\Gamma(u)$  [m<sup>2</sup>] est une fonction bijective représentant l'évolution de la section de restriction équivalente que le fluide traverse en fonction de la position du tiroir.
- $\varphi(p)$  [kg/s] représente le débit de fuite.
- $\psi(p, \text{sgn}(\Gamma(u)))$  [kg/s/m<sup>2</sup>] est une fonction dépendant du signe de la commande, car l'admission ( $\Gamma(u) > 0$ ) est différente de l'échappement ( $\Gamma(u) < 0$ ).

-Le procédé suit une évolution polytropique caractérisé par le coefficient k.

-La variation de température dans chaque chambre est négligeable, ainsi les températures  $T_p$  et  $T_N$  sont supposées égales à la température de la source:  $T_p = T_N = T_S$ , ce qui permet de supprimer deux variables d'état.

-Les frottements secs comme dans tous les procédés mécaniques posent un véritable problème de modélisation. Lors d'asservissement de systèmes électropneumatiques, ils sont causes de nombreux problèmes [7] et leur identification ne présente pas une répétitivité acceptable. Ils dépendent entre autres des conditions de fonctionnement (température, consigne, lubrification) et de l'état du système (qualité des joints, durée de vie des composants, position du piston). Ainsi la volonté de les réduire existe dès la conception. Ils sont supposés nuls dans notre modèle.

Sous ces hypothèses le modèle affine en la commande obtenu est donné par (3) :

$$\begin{cases}
 \frac{dp_p}{dt} = \frac{kr T_S}{V_p(y)} \left[ \varphi(p_p) - \frac{S_p}{r T_S} p_p v \right] + \frac{kr T_S}{V_p(y)} \psi(p_p, \text{sgn}(\Gamma(u_p))) \times \Gamma(u_p) \\
 \frac{dp_N}{dt} = \frac{kr T_S}{V_N(y)} \left[ \varphi(p_N) + \frac{S_N}{r T_S} p_N v \right] - \frac{kr T_S}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sgn}(-\Gamma(u_N))) \times \Gamma(u_N) \\
 \frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{1}{M} \left[ S_p p_p - S_N p_N - b \frac{dy}{dt} - F_{ext} \right]
 \end{cases} \quad (3)$$

### 4 Commande non linéaire linéarisante mono-entrée

Dans ce paragraphe, l'unique objectif est de minimiser l'erreur de suivi de trajectoire de position, vitesse et accélération. Pour ce faire, une seule commande est calculée, l'autre étant de signe opposé :  $u_p = -u_N = u$ . Ainsi le modèle de commande (3) se met sous la forme :

$$\dot{\underline{x}} = f(\underline{x}) + g(\underline{x})U \quad \text{avec } U = \Gamma(u) \quad \text{et } \underline{x} = [p_p \ p_N \ v \ y]^T$$

La sortie est la position  $h(\underline{x}) = y$

En utilisant la théorie classique de linéarisation entrée sortie [4] le modèle est transformé en un triple intégrateur, par la

loi de commande :  $U = \frac{1}{L_g L_f^2 h} (-L_f^3 h + w)$  avec :

$$\begin{cases} L_j^2 h = \frac{S_p}{M} \frac{krT_s}{V_p(y)} \left[ \varphi(p_p) - \frac{S_p}{rT_s} p_p v \right] - \frac{S_N}{M} \frac{krT_s}{V_N(y)} \left[ \varphi(p_N) + \frac{S_N}{rT_s} p_N v \right] \\ L_s L_j^2 h = \frac{S_p}{M} \frac{krT_s}{V_p(y)} \psi(p_p, \text{sgn}(U)) + \frac{S_N}{M} \frac{krT_s}{V_N(y)} \psi(p_N, \text{sgn}(-U)) \end{cases} \quad (4)$$

Ce modèle est stabilisable par retour d'erreur:

$$w = j^d - K_y (y^d - y) - K_v (v^d - v) - K_a (a^d - a) \quad (5)$$

En ce qui concerne la dynamique résiduelle d'ordre un (6), seule la stabilité asymptotique locale a été prouvée [8].

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{krT_s}{V_p(y)} \left[ \varphi(p_p) - \frac{S_p}{rT_s} p_p v + \psi(p_p, \text{sgn}(U)) U \right] \quad (6)$$

## 5 Commande non linéaire linéarisante multi-entrées

La pression dans la chambre P et la position y sont des sorties plates. En effet, la somme des indices caractéristiques associés à p<sub>p</sub> et y, respectivement égaux à un et trois, est égale à la dimension du système (3). Cette condition est suffisante pour affirmer que le modèle (3) est différentiellement plat [3]. Alors, les commandes u<sub>p</sub> et u<sub>N</sub> peuvent s'exprimer uniquement en fonction des sorties y (position), p<sub>p</sub> (pression dans la chambre P) et de leurs dérivées successives, elles sont donc obtenues à partir des trajectoires de référence sans intégration :

$$u_p = \Gamma^{-1} \left[ \frac{\frac{S_p}{rT_s} p_p^d v^d - \varphi(p_p^d)}{\psi(p_p^d, \text{sgn}(U_p))} + \frac{V_p(y^d)}{krT_s} w_1 \right] \quad (7)$$

$$u_N = \Gamma^{-1} \left[ -\frac{\frac{S_N}{rT_s} p_N^d v^d + \varphi(p_N^d) + \frac{V_N(y^d)}{krT_s} b a^d}{\frac{V_N(y^d)}{\psi(p_N^d, \text{sgn}(U_N))}} + \frac{krT_s}{\psi(p_N^d, \text{sgn}(U_N))} \left( -\frac{S_p}{S_N} w_1 + \frac{M}{S_N} w_2 \right) \right]$$

$$\text{avec } p_N^d = \frac{1}{S_N} (S_p p_p^d - b v^d - F_{ext} - M a^d) \quad (8)$$

Ainsi le modèle obtenu (10) en appliquant les commandes linéarisantes (8) est composé d'un triple intégrateur associé à la position et d'un intégrateur associé à la pression, tous les deux stabilisables par retour d'erreur (9) (cf. figure 2). Contrairement au cas précédent, il est évident que ce modèle est globalement asymptotiquement stable.

$$\begin{cases} w_1 = \frac{dp_p^d}{dt} - K_{p_p} (p_p - p_p^d) \\ w_2 = j^d - K_a (a - a^d) - K_v (v - v^d) - K_y (y - y^d) \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} \frac{dp_p}{dt} = w_1 \\ \frac{dy}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = a \\ \frac{da}{dt} = w_2 \end{cases} \quad (10)$$

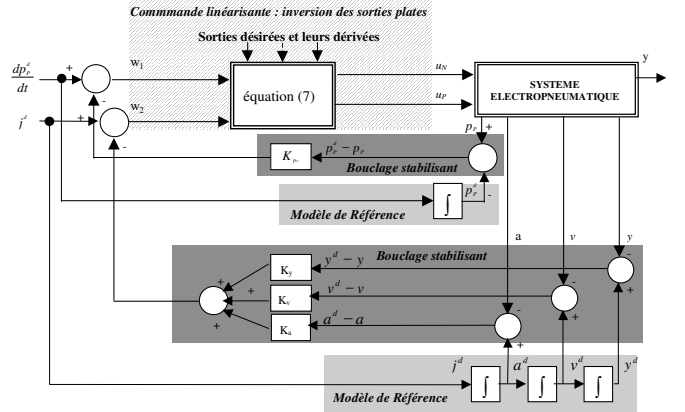


Figure 2: Principe de la linéarisation directe et stabilisation par retour d'erreur.

## 6 Planification de trajectoire

Le passage d'un point d'équilibre à un autre se fait par la connaissance des conditions initiales et finales des trajectoires. Ainsi la trajectoire de position peut être définie par un polynôme du 5<sup>ème</sup> ordre et la trajectoire de pression par un polynôme du 3<sup>ème</sup> ordre. Les tests sont effectués sur un aller retour, les trajectoires sont symétriques, la durée totale du cycle est de 5.6 secondes, lors de la sortie de la tige la durée du mouvement est de 0.8 secondes (figure 3). La pression p<sub>p</sub> et la position sont mesurées. Afin de réduire la consommation énergétique, la pression dans une chambre va être diminuée ce qui revient à réduire l'énergie de compressibilité.

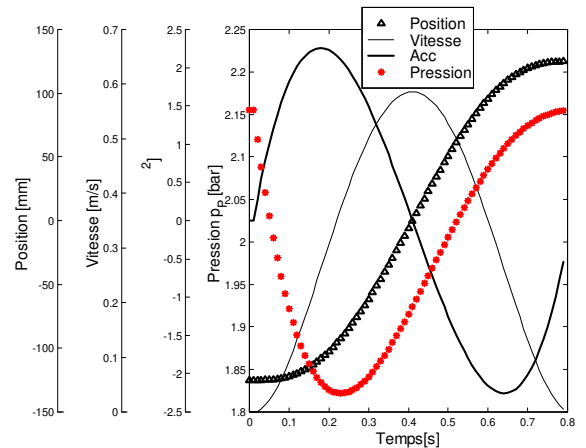


Figure 3: Trajectoires désirées.

## 7 Résultats de simulation

Les deux lois de commandes ont été comparées en simulation avec un logiciel dédié aux systèmes fluidiques et mécaniques : AMESim. (Advanced Modeling Environment for performing Simulations). Les résultats obtenus sont très encourageants, en effet il a été constaté que l'énergie délivrée par la source est diminuée de 52 % grâce à l'utilisation d'une deuxième commande, et ceci sans dégrader les résultats de suivi de trajectoire en position et en vitesse.

Nous constatons une diminution de l'erreur de position (figure 4) de l'ordre de 52 % sur un cycle, ainsi qu'une diminution de l'erreur de suivi de vitesse (strictement inférieure à 15 mm/s) de l'ordre de 48%. Ces résultats sont dus à la qualité des approximations des lois de débits [6] qui sont meilleurs pour les faibles pressions.

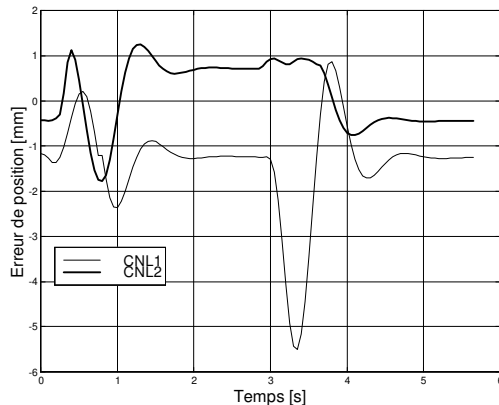


Figure 4: Erreur de position avec CNL1 et CNL2.

La figure 5 montre que la trajectoire de pression imposée est admissible dans le sens où elle entraîne une pression dans la chambre N comprise entre la pression atmosphérique et la pression source. De plus il est intéressant de noter que la phase d'équilibre partiel, due à la structure parallèle du système est plus courte avec la CNL2, ce qui peut être une solution pour limiter les problèmes de redécollage [7] très néfaste à la pénétration industrielle des axes de positionnement électropneumatiques.

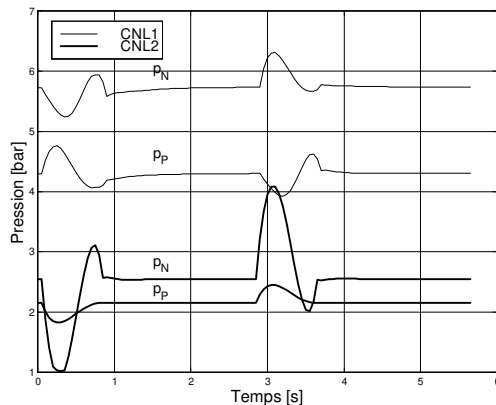


Figure 5: Comparaison des pressions dans les chambres.

## 8 Conclusions et Perspectives

Aujourd'hui les rendements énergétiques des axes électropneumatiques sont très faibles. Cet article montre qu'il est possible de diminuer considérablement les consommations énergétiques au niveau de la source. La planification de trajectoire présente un intérêt évident en terme de stabilité et permet également des gains énergétiques de l'ordre de 50 %. Ceci est réalisé sans dégrader les performances de suivi de position et de vitesse. Ces premiers résultats doivent maintenant encourager l'étude du choix de la trajectoire de pression optimale permettant de minimiser un critère énergétique. De plus il semble nécessaire d'étudier l'effet des frottements et l'influence de la nouvelle consigne sur la raideur du système avant d'implanter cette nouvelle loi de commande expérimentalement.

### Remerciements

Durant les années 1997 et 1998 ce travail a été soutenu financièrement par le PRC-GDR Automatique.

### Bibliographie

- 1 **Canudas de Wit, C., Selemé, S.I.** *Robust Torque Regulation for Induction Motors: The Minimum energy approach.* Automatica, Vol 33, N°1, pp 63-79,1997.
- 2 **Bachmann, J.R., Surgenor, B.W.** *On design and performance of a closed circuit pneumatic positioning system.* The 5<sup>th</sup> Scandinavian. Int. Conf. on Fluid Power, Linköping, Sweden, Vol.1, pp 309-322, 1997.
- 3 **Fliess, M., Levine, J., Martin, P., Rouchon, P.** *Flatness and defect of non-linear systems : introductory, theory and applications,* International Journal of Control, Vol 61, p 1327-1361, 1995.
- 4 **Isidori, A.** *Nonlinear control systems.* New York : Springer Verlag, 2<sup>nd</sup> edition, 479 p, 1989.
- 5 **Sesmat, S., Scavarda, S.** *Static characteristics of a three way servovalve.* In: 12th Aachen Conf. on Fluid Power Tech., Aachen, Allemagne, p. 643-652, 1996.
- 6 **Belgharbi, M., Sesmat, S., Scavarda, S., Thomasset, D.** *Analytical model of flow stage of an pneumatic servo-distributor for simulation and nonlinear control.* 6<sup>th</sup> Scandinavian Int. Conf. on Fluid Power, Tampere, Finland, May 26-28, 1999.
- 7 **Brun, X., Sesmat, S., Scavarda, S., Thomasset, D.** *Simulation and experimental study of the partial equilibrium of an electropneumatic positioning system, cause of the sticking and restarting phenomenon.* To appear in 4<sup>th</sup> JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo, Japan, November 15-17, 1999.
- 8 **Bouri, M., Thomasset, D.** *Robust position tracking of an electropneumatic actuator via a sliding mode approach,* to appear in Journal of Robust Nonlinear Control.