

## SYNTHESE D'UNE COMMANDE PAR MODE DE GLISSEMENT APPLIQUEE A UN SYSTEME ELECTRO HYDRAULIQUE

Ahmed Hafaifa <sup>1</sup>, Mouloud Guemana <sup>2</sup> and Djamel Halimi <sup>3</sup>

<sup>1</sup> Science and Technology Department, University of Djelfa, Algeria.

<sup>2</sup> Laboratory of Engineering Physics and Hydrocarbons (LGPH), University of Boumerdes, Algeria.

<sup>3</sup> Laboratory Reliability of Hydrocarbons Equipment and Materials (LFEPM), University of Boumerdes, Algeria.

Reçu le 08 Avril 2012 – Accepté le 18 Novembre 2013

### Résumé

Dans ce travail, nous appliquons l'approche de commande par mode de glissement pour le contrôle d'un système électro hydraulique. Nous présenterons les résultats d'application de cette commande non linéaire après une analyse de stabilité de l'approche proposée, dans le but de valider cette stratégie de commande. Les résultats obtenus, par l'utilisation des données réelles, sont très satisfaisants et permettant ainsi des performances meilleures lors de son exploitation pour la synthèse de la commande d'un système électro hydraulique.

**Mots clés :** Commande par mode de glissement, Système électro hydraulique, Commande non linéaire, Analyse de stabilité, Synthèse de la commande.

### Abstract

In this work, we apply the sliding mode control approach to the electro hydraulic system. We will present the results of this nonlinear control application after the stability analysis of the proposed approach, in the goal to validate this control strategy. The obtained results, by the use of the real data, are very satisfactory and thus allowing better performances in the synthesis of the electro hydraulic system controller.

**Key words :** Sliding mode control, Electro-hydraulic system, Nonlinear control, Stability analysis, Control synthesis.

### ملخص

في هذا العمل ، نطبق نهج التحكم في وضع الانزلاق للتحكم في النظام الكهروهيدروليكي. سوف نقدم نتائج تطبيق هذا الأمر غير الخطي بعد تحليل الاستقرار للنهج المقترح ، من أجل التحقق من صحة استراتيجية التحكم هذه. النتائج التي تم الحصول عليها عن طريق استخدام البيانات الحقيقية مرضية للغاية ، وبالتالي تسمح بأداء أفضل أثناء تشغيلها لتوليف السيطرة على النظام الكهروهيدروليكي.

**كلمات مفتاحية :** التحكم في وضع الانزلاق، النظام الهيدروليكي الكهربائي، التحكم غير الخطي، تحليل الثبات، التحكم في التركيب.

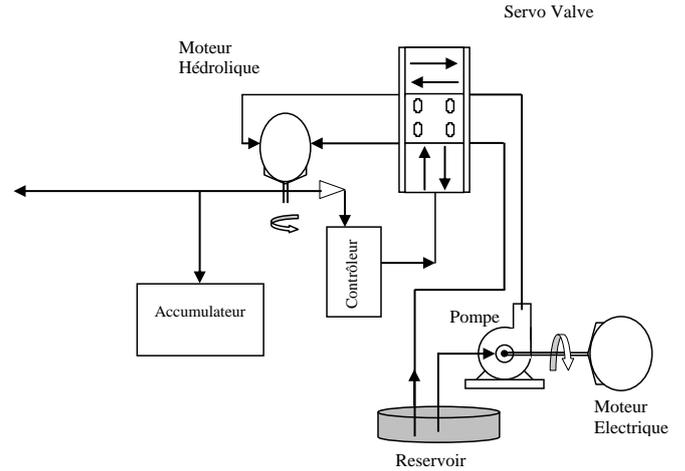
**I. Introduction**

De nos jours, les systèmes électro hydrauliques sont très utilisés dans la plus part des processus industriels tel que l'industrie de robotique, l'industrie automobile et encore dans l'industrie pétrolière [1, 5, 8 and 16]. Cette large utilisation des systèmes électro hydrauliques est du principalement au rapport élevé de puissance fourni par ces systèmes. Par contre, il est difficile à commander ses systèmes a cause de leur comportement non linéaire et leurs variations paramétriques et aussi à cause de la forte singularité présentée dans leur modèle mathématique. En effet, notre objectif dans ce travail, est d'améliorer la commande des systèmes électro hydrauliques, en proposant une loi de commande non linéaire robuste, basée sur une approche de commande par mode de glissement, cette commande doit assurer la stabilité du système, en tenant compte de la discontinuité du modèle mathématique, de tous les non linéarités et de variations paramétriques.

La fonction principale d'un tel système est de déplacer une charge a une position donnée ou suivant une trajectoire désirée a une vitesse et accélération bien déterminés [7]. L'élément principal de ces systèmes est la servovalve [16]. L'objectifs de ce travail peuvent être récapitulés tous d'abord de donner un modèle mathématique qui décrit la dynamique d'un système électro hydraulique et qui couvre ses aspects non linéaires, afin d'avoir une représentation exploitable en commande de notre système. Par la suite, de développer une loi de commande non linéaire robuste le plus performante possible. Et la fin, valider le modèle et la loi de commande proposés, par les données de l'implantation en temps réel et interprété les résultats obtenus.

**II. Modélisation mathématique d'un système électro hydraulique**

Les principaux domaines d'utilisation des systèmes électro hydrauliques sont très populaires dans la majorité des processus industriels, par exemple dans le secteur aéronautique, secteurs maritimes et militaires, secteur des machines agricoles, secteur des engins lourds et aussi dans le secteur pétrole et gaz [1, 5, 8 and 16]. Afin de synthétiser la commande de ce système, une phase de modélisation est nécessaire pour permettre l'étude de ça commande. La modélisation consiste à décrire les relations entre les différentes grandeurs du système, l'ensemble de ces relations qui représente le plus possible le système réel. Dans ce travail, les équations générales d'un système électro-hydraulique seront données ainsi que la représentation en espace d'état de systèmes, avec des hypothèses de simplifications seront prises en compte afin de réduire la complexité des équations. Le schéma de principe du circuit électro hydraulique utilisé dans le cadre de cet article est donné par la figure 1.



**Figure 1 : Schéma de principe du circuit électro hydraulique**

**II.1 Modélisation de la servovalve :**

Une servovalve électro hydraulique est un organe de contrôle proportionnel d'un débit et/ou d'une pression hydraulique par un signal électrique de commande [6]. Lorsque les bobines de la servovalve sont soumises au courant électrique de commande, le champ magnétique déplace le tiroir, ce déplacement provoque alors le débit d'huile dans les orifices de la servovalve.

Soit:

$$Q(s) = \frac{KI(s)}{1 + \tau s} \tag{1}$$

Alors le déplacement du tiroir est proportionnel au courant d'entrée. De même si la bobine de la servovalve est commandée par une tension l'équation (1) devient alors :

$$\frac{Q}{U} = K_s \frac{1}{1 + \tau s} \tag{2}$$

Puis en croisant de part et d'autres les termes de l'équation nous obtenons  $Q + Q\tau s = K_s U$ . Soit  $w$  en  $m$ , représentant le gradient d'ouverture du tiroir de la servovalve, on a :

$$w = \frac{A_0}{x_v} \quad (3)$$

On remarque que le débit à la sortie est proportionnel à l'aire de l'ouverture de passage  $A_0$ , de cette façon nous tirons les équations suivantes:

$$A_0 = \pi \times d \times x_v \Rightarrow \frac{A_0}{x_v} = \pi \times d = Cste = w \quad (4)$$

Et nous remarquons que le débit dans la charge est proportionnel à l'ouverture du tiroir ceci se traduit par  $\frac{Q_L}{x_v} = \frac{A_0}{x_v}$ . Nous pouvons donc déduire de (2) l'équation suivante:

$$\frac{Q}{U} = K_s \frac{1}{1 + \tau s} \Rightarrow A_0 + A_0 \tau s = K_s U \Rightarrow$$

$$A_0 + A_0' \tau s = K_s U \quad (5)$$

Avec :

- $Q$  représente le débit à la sortie  $l/s$ .
- $I$  représente le courant à l'entrée, en ampère.
- $U$  représente la tension à l'entrée, en volt.
- $K_s$  représente le gain de la servovalve, en *litre/sec/Amp* ou *cm<sup>3</sup>/sec/volt*.
- $\tau$  représente la constance de temps de la servovalve, en *Sec*.

Étant donné que nous nous intéressons aux caractéristiques statiques, la compressibilité du liquide est négligeable. Les équations de continuité dans les deux chambres de la servovalve sont :

$$Q_L = Q_1 - Q_4 \quad (6)$$

$$Q_L = Q_3 - Q_2 \quad (7)$$

Où  $Q_L$  représente le débit du fluide à la charge.

À partir du principe de fonctionnement d'un système électro hydraulique, nous pouvons tirer les équations suivantes:

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (8)$$

Et

$$P_s = P_1 - P_2 \quad (9)$$

En combinant les équations (8) et (9), nous obtenons les équations suivantes :

$$P_1 = \frac{P_s + P_L}{2} \quad (10)$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_L}{2} \quad (11)$$

$P_L$  Représente la chute de pression à travers la charge.

Les débits à travers les orifices de la servovalve sont décrits par les équations suivantes :

$$Q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \times (P_s - P_1)} \quad (12)$$

$$Q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \times (P_s - P_2)} \quad (13)$$

$$Q_3 = C_d A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \times P_2} \quad (14)$$

$$Q_4 = C_d A_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} \times P_1} \quad (15)$$

La pression à la ligne de retour  $P_0$  est négligeable parce qu'elle est très souvent plus petite que les autres pressions du système [9]. En remplaçant (10) et (12) dans (6) nous obtenons :

$$Q_L = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \times \left(\frac{P_s - P_L}{2}\right)} \quad \text{pour } x_v > 0 \quad (16)$$

L'équation (17) sera traitée de façon similaire. Pour un déplacement négatif de la servovalve  $x_v < 0$ ,  $Q_L = -Q_4$  Et en remplaçant (11) et (113) dans (7) nous obtenons:

$$-Q_L = C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \times \left( \frac{P_s - P_L}{2} \right)} \text{ pour } x_v < 0 \quad (17)$$

Les équations (16) et (17) peuvent être combinées en une seule équation pour les deux déplacements du tiroir. Ce qui donne :

$$Q_L = C_d |A_1| \frac{x_v}{|x_v|} \sqrt{\frac{1}{\rho} \times \left( P_s \frac{x_v}{|x_v|} P_L \right)} \quad (18)$$

Nous avons la forme générale de l'équation du débit de pression d'une servovalve idéale à tiroir à recouvrement critique avec des orifices qui coïncident et symétriques.

A l'équation (3) nous avons trouvé  $w$  représente le gradient d'ouverture du tiroir de la servovalve. En le remplaçant dans (18) nous aurons :

$$Q_L = C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \times \left( P_s - \frac{x_v}{|x_v|} P_L \right)} \quad (19)$$

Étant donné que :

$$\text{sign}(x_v) = \frac{x_v}{|x_v|} \quad (20)$$

Alors l'équation peut être réécrite :

$$Q_L = C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \times \left( P_s - \text{sign}(x_v) P_L \right)} \quad (21)$$

## II.2 Modélisation du moteur hydraulique et du couple de sortie de l'arbre :

L'énergie cinétique développée dans le moteur hydraulique d'un système électro hydraulique à la vitesse  $w_m$  est :

$$\omega_{cin} = \frac{1}{2} j \omega_m^2 \quad (22)$$

Où  $J$  représente le moment d'inertie en  $kg.m^2$  et l'équation du couple d'accélération est donnée par:

$$T_{accel} = \frac{1}{w_m} \times \frac{d}{dt} W_{cin} = j \frac{dw_m}{dt} \text{ En N.m} \quad (23)$$

Le couple hydraulique développé dans le moteur est :

$$T_m = D_m (P_1 - P_2) \quad (24)$$

En négligeant le couple de friction du moteur hydraulique, le couple d'accélération du moteur hydraulique est donné par l'équation de la deuxième loi de Newton :

$$\sum T_{ext} = J \frac{dw}{wt} \quad (25)$$

D'où

$$J \frac{dw}{wt} = D_m (P_1 - P_2) - B_w - T_L \quad (26)$$

En divisant les deux membres de l'équation par J, nous avons :

$$\frac{dw}{wt} = \frac{D_m}{J} (P_L) - \frac{B_w}{J} - \frac{T_L}{J} \quad (27)$$

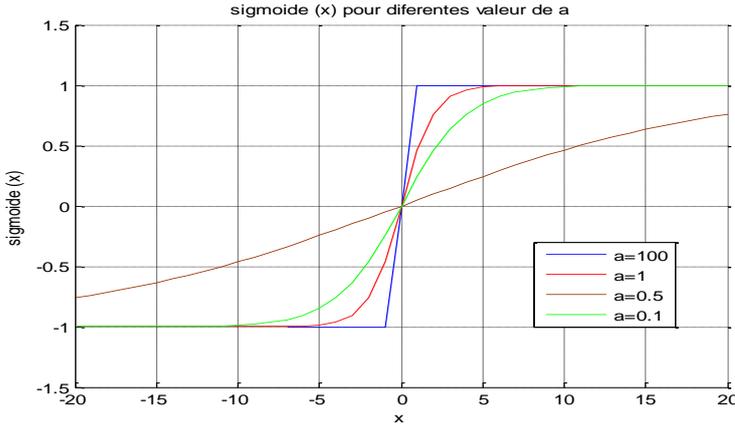
L'une des méthodes les plus connues pour modéliser la discontinuité engendrée par le changement de signe de la servovalve est de remplacer la fonction  $\text{sign}(x)$  par la fonction  $\text{sigmoid}(x)$ . Avec cette fonction nous résolvons aussi le problème de non différentiation de la fonction  $\text{sign}(x)$  La fonction sigmoïde est définie par :

$$\text{Sig}m(x) = \frac{1 - e^{-ax}}{1 + e^{-ax}} \quad (28)$$

Sa dérivée est donnée par :

$$\frac{\text{Sig}m(x)}{dx} = \frac{2ae^{-ax}}{(1 + e^{-ax})^2} \quad (29)$$

La figure 2 représente la fonction  $\text{sigmoid}(x)$  pour les valeurs de  $x$  variant de  $[-20 \text{ à } 20]$  avec les différentes valeurs de  $a$ .



**Figure 2 : Fonction  $sign(x)$  pour différentes valeurs de  $a$ .**

À partir de l'équation ci-dessus, nous constatons que la fonction sigmoïde est une fonction continue et différentiable et ayant les propriétés suivantes :

$$Sigm(x) = \begin{cases} 1 & \text{si } ax \rightarrow \infty \\ 0 & \text{si } x = 0 \\ -1 & \text{si } ax \rightarrow -\infty \end{cases} \quad \text{Avec } a > 0 \quad (30)$$

Nous avons choisi  $a$  égale à 100 comme pente dans le but d'approximer la fonction  $sign(x)$  et de nous rapprocher à la réalité industrielle.

### II.3 Représentation dans l'espace d'état :

Les techniques de commande moderne telles que le réglage d'état, la commande optimale, la commande adaptative, etc. reposent généralement sur la représentation dans l'espace d'état. Une représentation d'état permet de modéliser un système dynamique sous forme matricielle en utilisant des variables d'état. Il s'agit d'un outil mathématique qui permet la représentation des systèmes multi variables aussi bien que les systèmes mono-variable. Le modèle d'état consiste en un ensemble d'équations différentielles du premier ordre (équation d'état). Ces séries d'équations peuvent être mises sous une forme matricielle. Cette représentation matricielle est appelée représentation dans l'espace d'état. Étant donné les techniques de commande utilisées qui sont notamment la commande adaptative et le PID, nous avons choisi le modèle d'état comme le modèle mathématique adéquat pour la représentation du système.

La représentation d'état la plus générale pour les systèmes linéaires est la suivante en continue:

$$\dot{X}(t) = AX(t) + Bu(t) \quad (31)$$

$$Y(t) = CX(t) + d(t) \quad (32)$$

Les différentes variables d'états que nous allons mesurer dans notre système sont les suivantes :

- La position angulaire de l'arbre du moteur
- La vitesse angulaire de l'arbre du moteur
- la différence de pression dans le système
- L'aire d'ouverture du tiroir de la servovalve

En reprenant l'équation (5) et en isolant  $A_0'$  nous avons

$$A_0' = \frac{K_s}{\tau_v} U - \frac{A_0}{\tau_v}. \quad \text{Étant donné que } x_4 = A_0 \text{ nous}$$

pouvons déduire que  $\dot{x}_4 = \frac{K_s}{\tau_v} U - \frac{A_0}{\tau_v}$ , Ce qui nous

donne aussi :

$$\dot{x}_4 = r_b \times U - r_a \times x_4 \quad (33)$$

Avec :

$$r_b = \frac{K_s}{\tau_v} \quad \text{et} \quad r_a = \frac{A_0}{\tau_v}$$

En reprenant l'équation (25) et en isolant le volume et la pression nous avons:

$$Q_L = D_m \dot{\theta}_m + C_m \times P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \times \dot{P}_L \quad \text{et}$$

$$Q_L - D_m \dot{\theta}_m - C_m \times P_L = \frac{V_t}{4\beta_e} \times \dot{P}_L$$

Par ailleurs nous avons aussi :

$$V_t = 2V \quad \text{et} \quad Q_L = c_d A_v \times \sqrt{\frac{P_s - \text{sign}(A_v) \times P_L}{\rho}} - D_m \dot{\theta}' - C_L P_L \quad (34)$$

Avec :

$$P_L' = \frac{2\beta_e c_d A_v}{V} \times \sqrt{\frac{P_s - \text{sign}(A_v) \times P_L}{\rho}} - \frac{2\beta_e D_m \theta'}{V} - \frac{2\beta_e C_L P_L}{V}$$

En remplaçant  $V_r$ ,  $Q_L$  et la fonction  $\text{sign}(x)$  par

$\text{sigmoid}(x)$  dans l'équation ci-dessus nous obtenons :

$$\dot{x}_3 = P_a x_4 \sqrt{P_s - x_3 \text{sigm}(x_4)} - P_b x_3 - P_c x_2 \quad (35)$$

Avec:

$$P_a = \frac{2\beta_e c_d}{V\sqrt{\rho}}, \quad P_b = \frac{2\beta_e c_L}{V}, \quad P_c = \frac{2\beta_e D_m}{V}$$

En reprenant l'équation (27), nous avons :

$$\frac{dw}{dt} = \frac{D_m}{j} (P_L) - \frac{B}{j} \theta' - \frac{T_L}{j}$$

Ce qui implique que :

$$\dot{x}_2 = w_a x_3 - w_b x_2 - w_c \quad (36)$$

Avec :

$$w_a = \frac{D_m}{j}, \quad w_b = \frac{B}{j}, \quad w_c = \frac{T_L}{j}$$

Et finalement nous pouvons utiliser la relation liant la position angulaire à la vitesse angulaire qui nous donne  $\dot{x}_1 = x_2$ .

Avec ces quatre équations différentielles, nous déduisons le modèle d'état de notre système qui est donc :

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_2 \\ w_a x_3 - w_b x_2 - w_c \\ P_a x_4 \sqrt{P_s - x_3 \text{sigm}(x_4)} - P_b x_3 - P_c x_2 \\ r_b \times u - r_a \times x_4 \end{bmatrix} \quad (37)$$

En le mettant sous forme matricielle, nous trouvons:

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -w_b & w_a & 0 \\ 0 & -P_c & -P_b & P_a \sqrt{P_s - x_3 \text{sigm}(x_4)} \\ 0 & 0 & 0 & -r_a \end{bmatrix} \times \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -1 \\ 0 & 0 \\ r_b & 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} u \\ w_c \end{pmatrix}$$

(38)

Les variables d'état sont  $x_1 = \theta$ ,  $x_2 = \dot{x}_1$ ,  $x_3 = P_L$ ,  $x_4 = A_0$ . Et les variables d'entrées sont  $u_1 = u$ ,  $u_2 = w_c$ . Nous trouvons donc les matrices d'état suivantes :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -w_b & w_a & 0 \\ 0 & -P_c & -P_b & P_a \sqrt{P_s - x_3 \text{sigm}(x_4)} \\ 0 & 0 & 0 & -r_a \end{bmatrix} \quad (39)$$

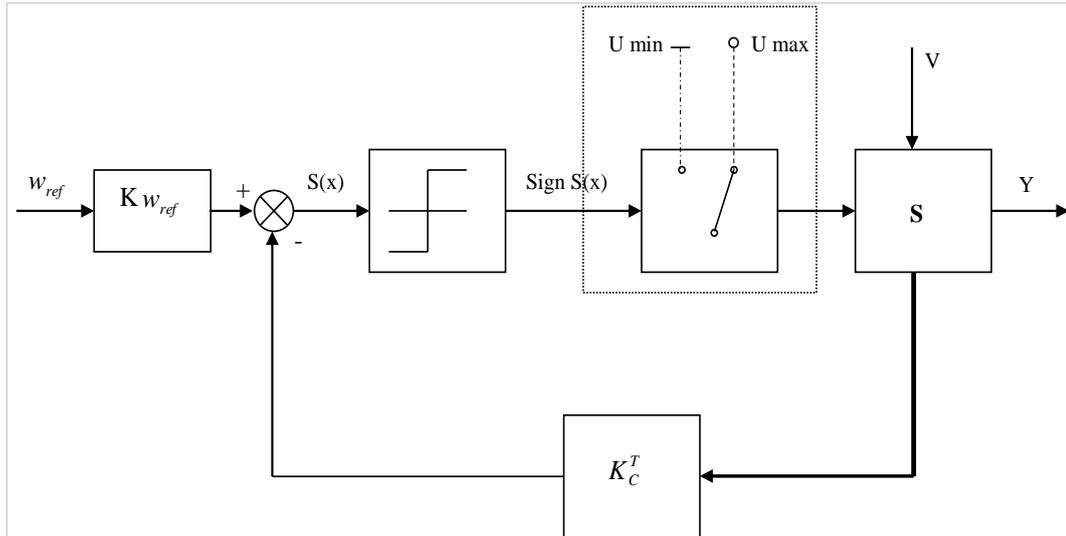
$$B = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -1 \\ 0 & 0 \\ r_b & 0 \end{pmatrix}$$

Nous avons à partir de cette représentation d'état, estimé les variables d'états du système. C'est à dire la structure des variables de système étudié, cette structure sera utiliser, par la suite de cet article, pour la synthèse et le développement de la commande par mode glissant.

### III. Résultats d'application

Dans cet article, nous intéresserons à la commande d'un système électro-hydraulique avec les modes glissants, développer dans plusieurs application industrielles [2, 3, 4, 11, 12, 13, 14 and 15]. Cette commande rentre dans la classe des commandes non linéaires robustes qui tolère des incertitudes de modélisation. Un système de réglage à structure variable par mode de glissement peut être représenté par la figure 3.

Cette partie de notre travail est consacré à l'application de la commande par mode de glissement au système électro hydraulique. Cette commande rentre dans la classe des commandes non linéaires robustes qui tolère des incertitudes de modélisation. Après avoir déterminé le degré relatif du système, le modèle est mis sous la forme normale, à la base de laquelle nous synthétisons la commande. Afin d'éliminer le phénomène de Chattering [10, 11, 13 and 14], tout en gardant les performances de la commande, nous avons introduit la fonction saturation dans le signal de commande. De cette approche, des tests de robustesse sont effectués.



**Figure 3 : Réglage à structure variable par mode de glissement.**

L'utilisation de la commande par mode glissant pour commander directement ces variables n'est pas possible car la matrice  $\frac{\partial s}{\partial x} B(x,t)$  est non inversible quelque soit la surface utilisée. La première étape consiste à définir la surface de glissement. Elle est donnée par l'équation suivante :

$$S(x) = \left(\frac{\partial}{\partial t} + \lambda_x\right)^{r-1} e(x) \quad (40)$$

$x$  : Variable à réguler,

$e(x)$  : Ecart de la variable à réguler  $e(x) = x' - x$

$\lambda_x$  : Constante positive qui interprétera la bande passante du contrôle désiré,

$r-1$  : Degré relatif égal au nombre de dérivation de la sortie pour faire apparaître la commande.

L'expression de la commande est donnée par l'équation suivante :

$$U(t) = U(t)_{eq} - U_n \quad (41)$$

Avec :

$$\begin{cases} U_{eq} = -\left[\frac{\partial s}{\partial x} B(x,t)\right]^{-1} \left[\frac{\partial s}{\partial x} A(x,t)\right] \\ U_n = k \text{sign} \alpha(s(x)) \end{cases} \quad (42)$$

Dans cette partie de résultats, nous utilisons trois consignes : une consignes échelon de valeurs 0.5rad/sec. la deuxième est consigne rampe, Et l'autre une consigne sinus d'amplitude 10 rad/sec et de fréquence 1Hz. L'objectif est que le moteur suive un ensemble de trajectoire selon la consigne injectée à l'entrée du système. La figure 4, représente la réponse de système à un échelon de valeur  $R(t)=0.5$  rad/sec avec perturbation de bruit blanc de force= 0. 1 N. Par contre, la figure 5 représente la réponse de système à une consigne sinusoïdale de fréquence 1Hz, et d'amplitude 10 rad sans perturbation.

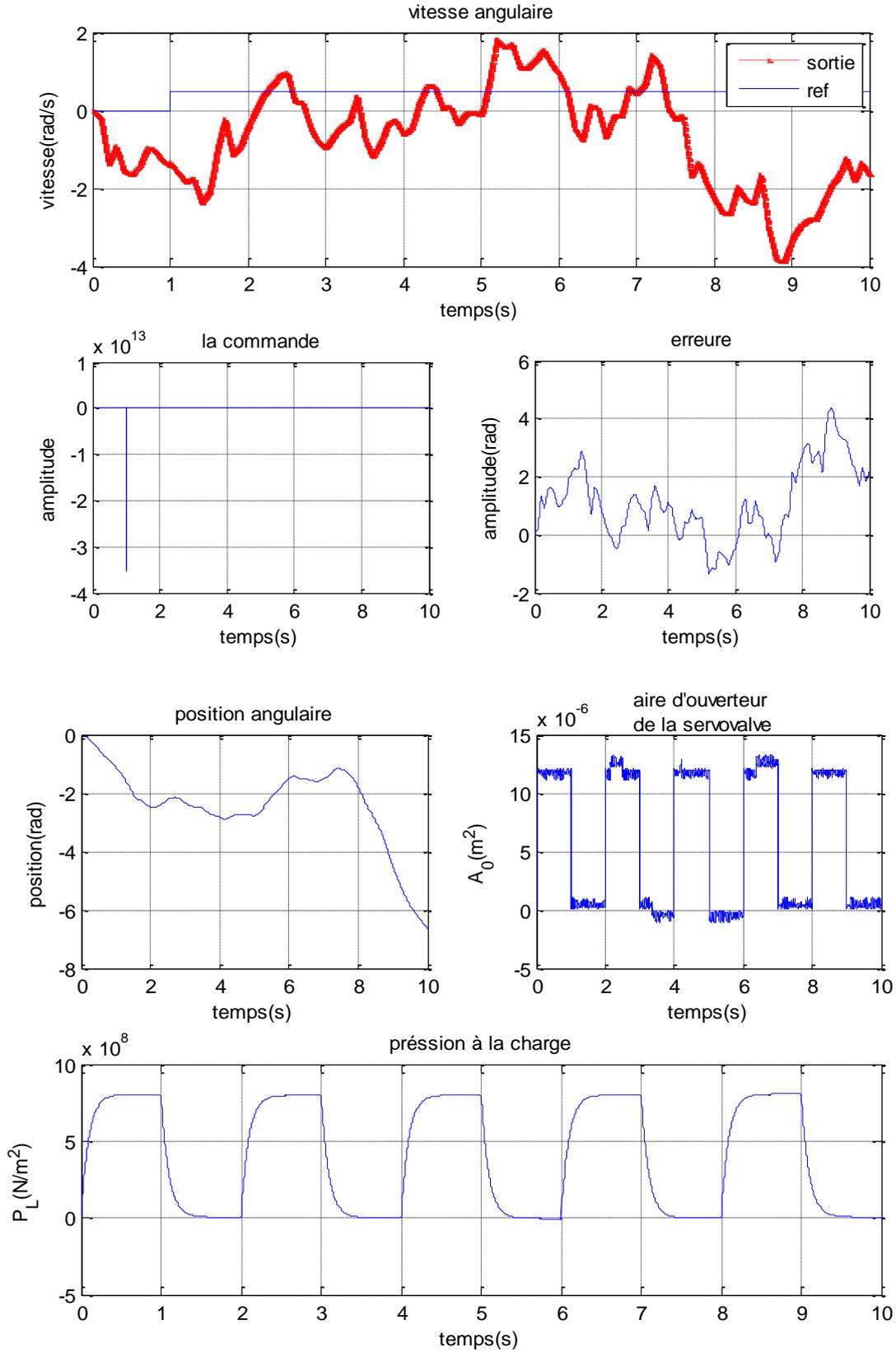


Figure 4 : Réponse de système à un échelon de valeur  $R(t)=0.5 \text{ rad/sec}$  avec perturbation de bruit blanc de force= 0. 1 N

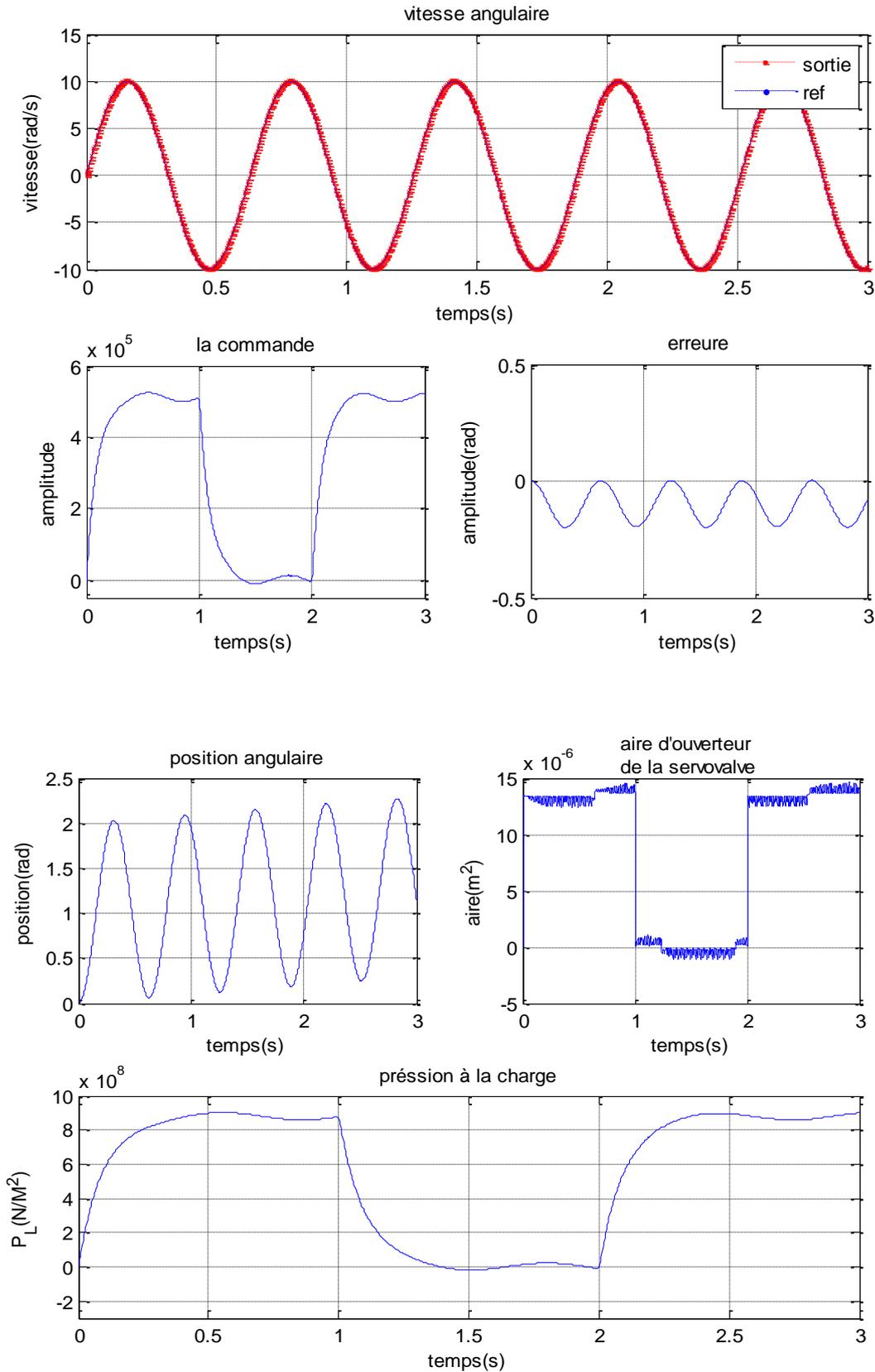


Figure 5 : Réponse de système à une Consigne sinusoïdale de fréquence 1Hz, et d'amplitude 10 rad sans perturbation

#### IV. Conclusion

Dans ce travail, nous avons présenté les résultats obtenus de la commande par mode glissant d'un système électro hydraulique. Il est à retenir que la commande par mode de glissement donne de meilleures performances et robustesses comparativement à les techniques de commande classique, vu qu'elle a l'avantage d'être robuste vis-à-vis des variations paramétriques et des perturbations, ainsi, elle s'adapte bien pour les systèmes dont la commande est discontinue. Les résultats de ce travail, montrent que les objectifs de commande ont été atteints et les tests de robustesse vis-à-vis des variations paramétriques, montrent que le système est insensible à ces perturbations.

#### References :

- [1]. Ahmed Hafaifa, Attia Daoudi and Kouider Laroussi, Application of fuzzy fault detection and isolation approach to the compression system surge. ACTA Press, Control and Intelligent Systems. July 2011, vol. 39, No. 3, pp. 151-158.
- [2]. Ahmed Hafaifa, Ferhat Laaouad and Kouider Laroussi, A Numerical Structural Approach to Surge Detection and Isolation in Compression Systems using Fuzzy Logic Controller. International Journal of Control, Automation, and Systems, (IJCAS), Springer (February 2011), vol. 09, no. 01, pp. 69-79.
- [3]. Ahmed Hafaifa, Kouider Laroussi and Ferhat Laaouad, Robust fuzzy fault detection and isolation approach applied to the surge in centrifugal compressor modeling and control. Fuzzy Information and Engineering, Springer March 2010, vol.2 no.1, pp.49-73.
- [4]. Ahmed Hafaifa, Ferhat Laaouad and Kouider Laroussi, Fuzzy logic approach applied to the surge detection and isolation in centrifugal compressor. Automatic Control and Computer Sciences, Springer (2010), vol. 44, no. 1, pp. 53-59.
- [5]. Andreea-Elena Balau, Constantin-Florin Caruntu, Corneliu Lazar, Simulation and control of an electro-hydraulic actuated clutch. Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 25, Issue 6, August 2011, Pages 1911-1922.
- [6]. Cheng Guan, Shuangxia Pan, Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters. Control Engineering Practice, Volume 16, Issue 11, November 2008, Pages 1275-1284.
- [7]. HongBo Guo, YongGuang Liu, GuiRong Liu, HongRen Li, Cascade control of a hydraulically driven 6-DOF parallel robot manipulator based on a sliding mode. Control Engineering Practice, Volume 16, Issue 9, September 2008, Pages 1055-1068.
- [8]. Huang xin Bi, Jin yong Yao, Yuan Li, Research to the Wear and Geometric Error Relations of Electro hydraulic Servo Valve. Procedia Engineering, Volume 15, 2011, Pages 891-896
- [9]. İlyas Eker, Sliding mode control with PID sliding surface and experimental application to an electromechanical plant. ISA Transactions, Volume 45, Issue 1, January 2006, Pages 109-118.
- [10]. John M. Daly, David W.L. Wang, Output feedback sliding mode control in the presence of unknown disturbances. Systems & Control Letters, Volume 58, Issue 3, March 2009, Pages 188-193.
- [11]. Katsuhisa Furuta, Sliding mode control of a discrete system. Systems & Control Letters, Volume 14, Issue 2, February 1990, Pages 145-152
- [12]. Mouloud Guemana, Ahmed Hafaifa and Slimane Aissani, New approach of calibration in orifice flow meters applied in industrials gas pipeline systems to savings on maintenance costs, Hydrocarbon Processing Journal. August 2011, vol. 90, no. 8, pp. 63-68.
- [13]. Michael Defoort, Thierry Floquet, Annemarie Kokosy, Wilfrid Perruquetti, A novel higher order sliding mode control scheme. Systems & Control Letters, Volume 58, Issue 2, February 2009, Pages 102-108.
- [14]. F. Nollet, T. Floquet, W. Perruquetti, Observer-based second order sliding mode control laws for stepper motors. Control Engineering Practice, Volume 16, Issue 4, April 2008, Pages 429-443.
- [15]. Xiao-Yun Lu, Sarah K. Spurgeon, Robust sliding mode control of uncertain nonlinear systems. Systems & Control Letters, Volume 32, Issue 2, 3 November 1997, Pages 75-90.
- [16]. Yuan-Jay Wang, Characterization and quenching of friction-induced limit cycles of electro-hydraulic servovalve control systems with transport delay. ISA Transactions, Volume 49, Issue 4, October 2010, Pages 489-500.