

IDENTIFICACIÓN Y CONTROL DE UN CILINDRO NEUMÁTICO CON VÁLVULAS PROPORCIONALES

Oscar Reinoso, Ernesto Rubio(*), Rafael Puerto, Roque Saltafén(**), José M^a Azorin
Universidad Miguel Hernández
Dpto. Ingeniería
03202 Elche-Alicante
E-mail: o.reinoso@umh.es

(*) Universidad Central Las Villas (CUBA)

(**) Universidad Politécnica de Cartagena

Resumen

En este artículo se presenta el proceso de identificación llevado a cabo para modelar el comportamiento de un sistema servoneumático. El modelado y control de este tipo de actuadores es difítiloso debido fundamentalmente a las propiedades no lineales del aire así como a las características no lineales al comprimirse el aire dentro de la cámara del cilindro. En primer lugar se introduce el modelo teórico no lineal de partida compuesto por los elementos que integran la plataforma experimental utilizada. A partir de este modelo matemático se realiza un proceso de identificación del sistema completo alcanzando diferentes modelos en función del punto de funcionamiento. Una vez obtenidos los diferentes modelos del sistema se proponen diferentes estrategias de control que posibilitan una mayor robustez en el control de posición de esta plataforma experimental.

Palabras Clave: Sistema neumático, Control neumático, Robótica, Identificación.

1 INTRODUCCIÓN

Los actuadores neumáticos han sido utilizados habitualmente debido a sus conocidas ventajas: bajo coste, facilidad de mantenimiento, alta prestaciones, elevada relación potencia-peso, etc. Sin embargo presentan diferentes características que provocan la necesidad de un estudio bastante detallado para su uso en aplicaciones donde se requiera una elevada precisión como es el caso de la robótica. Alguna de estas características son: funcionamiento no lineal debido a la compresibilidad del aire, presencia de fenómenos de fricción, utilización de válvulas no lineales.

El principal objetivo de este trabajo consiste en realizar un modelado experimental de un sistema compuesto por un cilindro neumático y posteriormente desarrollar diferentes estrategias de control que permita obtener una buena respuesta del sistema ante perturbaciones así como una elevada precisión en el posicionamiento del mismo. El estudio del comportamiento de este cilindro neumático sirve como base para el desarrollo del sistema de control del robot Trepador que se está desarrollando en la Universidad Miguel Hernández [8].

La determinación experimental del modelo del sistema válvula-cilindro neumático resulta fundamental para el buen diseño de la estrategia de control y el regulador en sí que se pueda implementar a bajo nivel para el control de posición del sistema. Los resultados obtenidos en el sistema experimental utilizado están en consonancia con el alcanzado en otros trabajos [9] [5] [4]. El trabajo presentado en este artículo centra su atención en los modelos obtenidos para el sistema así como en el diseño de una estrategia de control que permite alcanzar unos resultados bondadosos tanto en precisión como en robustez.

El artículo se estructura según el siguiente esquema. En la próxima sección se presenta el modelo experimental desarrollado y utilizado para la identificación del cilindro. En la tercera sección se presenta el modelo matemático teórico que modeliza el sistema. A continuación se presentan los resultados alcanzados en la etapa de identificación del modelo. Posteriormente se introducen diferentes estrategias de control que permiten alcanzar un mayor grado de robustez. Por último se presentan las conclusiones.

2 SISTEMA EXPERIMENTAL NEUMÁTICO

El sistema sobre el que se ha desarrollado los trabajos que se presentan en este artículo está compuesto por un cilindro neumático de doble efecto. Este cilindro neumático es accionado por una válvula proporcional de 3 vías, la cual es alimentada a una presión de 6 bares. Como sensor de posición se utiliza un encoder incremental. En la figura 1, se presenta una imagen del sistema de desarrollo. Como se puede observar, el sistema está compuesto de un cilindro neumático, un sensor de posición (encoder), y un sistema de apoyo en su parte superior que permite modificar la carga soportada por el cilindro. Un esquema que permite detallar el funcionamiento del mismo se presenta en la figura 2.

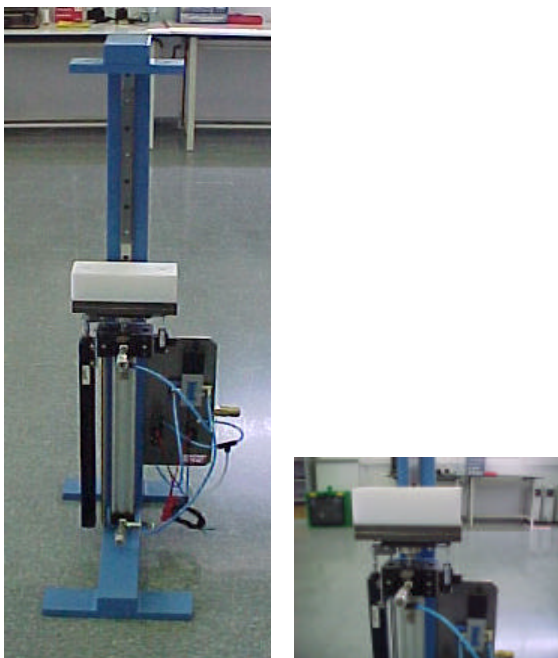


Figura 1: Sistema experimental desarrollado.

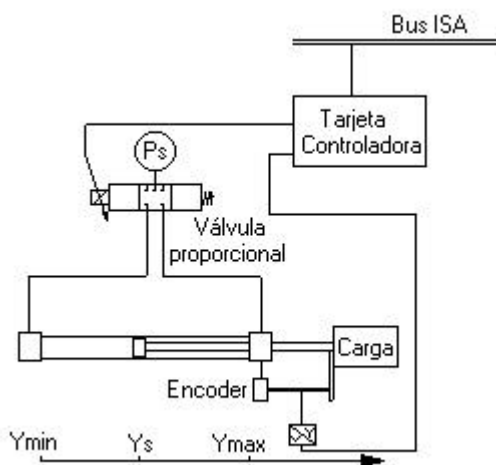


Figura 2: Esquema del sistema neumático utilizado.

Los componentes utilizados y que integran el sistema aparecen en la siguiente tabla 1.

Componente	Descripción	Fabricante
Cilindro neumático de doble efecto	32 mm \varnothing cámara 12 mm \varnothing vástago 800 mm carrera 10 bar Presión Máx.	BOSCH 015
Válvula proporcional de tres vías	24 v. Alimentación 0-10v. Actuación 10 bar Presión Máx.	FESTO MPYE-5-1/8- HF
Encoder incremental	5v. Alimentación 9.75 pulsos/mm	Unimeasure LX-EP-40

Tabla 1: Componentes del sistema neumático.

2 MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA

El modelado dinámico de un cilindro neumático resulta una tarea complicada debido fundamentalmente a la enorme cantidad de factores que están involucrados y que afectan y alteran sensiblemente el modelo. Diferentes modelos físico-matemáticos se han venido utilizando para este tipo de sistemas. Uno de los primeros realizados parten de la primera ley de la termodinámica y del balance dinámico del sistema [2]. Entre los factores que alteran el modelo se pueden citar entre otros la temperatura del émbolo, la fricción estática del mismo, la compresibilidad del aire, etc. Numerosos han sido los modelos utilizados y que incluyen en alguna medida alguno o varios de estos factores que alteran el comportamiento lineal del sistema [6] [1].

En el estudio realizado se ha utilizado el modelo lineal presentado por Burrows debido principalmente a su sencillez así como a la posibilidad de recoger algunas de las características fundamentales de su comportamiento. Las hipótesis en las que se basa la formulación de este modelo son las siguientes:

- El gas es ideal y los cambios de estado son adiabáticos.
- Se desprecian las variaciones de temperatura en las cámaras del cilindro.
- No se considera ni se modela el efecto de la fricción.
- Se considera como punto de operación el centro del cilindro. De esta forma el volumen de ambas cámaras es despreciable.

Con estas hipótesis, la función de transferencia que modela el comportamiento del sistema es la siguiente:

$$\frac{Y}{X} = \frac{\frac{2C_1RTA}{VM}}{s \left(s^2 + \left(\frac{b}{M} + \frac{RTC_2}{A} \right) \cdot s + \frac{(2A^2P_i + RTbC_2)}{VM} \right)} \quad (1)$$

donde:

R : Constante de los gases.

T : Temperatura del gas en las cámaras.

A : Área del pistón del cilindro.

V : Volumen de las cámaras.

M : Masa de la carga y el pistón.

b : Constante de fricción viscosa.

P_i : Presión inicial en las cámaras.

C_1 y C_2 : Ctes de la función de transferencia de masa en la válvula

Como se aprecia en la ecuación (1) el modelo del sistema es de tercer orden con un polo en el origen.

3 IDENTIFICACIÓN DEL SISTEMA NEUMÁTICO

A partir del modelo físico del sistema presentado en la ecuación (1), se ha realizado una batería de pruebas experimentales con el objetivo de identificar la función de transferencia que mejor representa el comportamiento dinámico del sistema.

El modelo descrito por la ecuación previa conduce a un sistema entrada salida que responde a la siguiente ecuación:

$$y(k) + a_1y(k-1) + \dots + a_ny(k-n) = b_0u(k) + b_1u(k-1) + \dots + b_mu(k-m) \quad (2)$$

Los primeros estudios experimentales mostraron claramente la presencia de las no linealidades previamente apuntadas. De esta forma se observó la necesidad de no modelar el comportamiento de todo el cilindro a través de una única función de transferencia. Por este motivo se ha realizado una identificación experimental del modelo en siete tramos distintos realizando una identificación alrededor de cada uno de estos puntos [7].

Para la identificación experimental del modelo se ha utilizado Matlab junto con el System Identification Toolbox, que permite la obtención directa del modelo paramétrico en el espacio de estado. Como consecuencia de otras fuentes de variación del comportamiento del sistema, se ha realizado un estudio amplio empleando cinco señales de excitación distintas para el sistema:

- Ruido uniforme limitado, posición aleatoria entre ± 500 pe (pulsos de encoder), con un periodo de muestreo de 10 ms.

- Señal tipo prbs (pseudo random binary sequence) con 500 pe de amplitud variable en cada periodo de muestreo.
- Señal tipo prbs (pseudo random binary sequence) con 1000 pe de amplitud variable en cada periodo de muestreo.
- Señal tipo prbs (pseudo random binary sequence) con 500 pe de amplitud variable cada cinco periodos de muestreo.
- Señal tipo prbs (pseudo random binary sequence) con 1000 pe de amplitud variable cada cinco periodo de muestreo.

El empleo de este abanico de señales de excitación permite asegurar el funcionamiento del sistema en diferentes condiciones de funcionamiento lo que garantizará una mejor identificación del mismo.

Asimismo se ha optado por identificar el sistema en bucle cerrado lo que permite controlar la posición alrededor del punto de operación, para posteriormente obtener el modelo requerido en bucle abierto a partir del identificado en bucle cerrado.

Como se comentó anteriormente, se han realizado varias identificaciones en torno a diferentes posiciones de equilibrio en función de la posición del cilindro. En concreto se han realizado siete identificaciones. Para cada una de estas posiciones se han realizado diferentes estimaciones al introducir al sistema diferentes señales de excitación.

Como ejemplo se obtienen las siguientes funciones de transferencia estimadas para dos posiciones concretas de la posición del cilindro posición primera y posición intermedia de la carrera del cilindro (posición 1 y posición 4):

$$G_1(s) = \frac{-0.0058s^3 + 4.809s^2 - 1225s + 9.948e04}{s^3 + 83.84s^2 + 3997s - 1.717e04} \quad (3)$$

$$G_4(s) = \frac{-0.006s^3 + 3.583s^2 - 730.4s + 5.07e04}{s^3 + 98.04s^2 + 1873s - 1587} \quad (4)$$

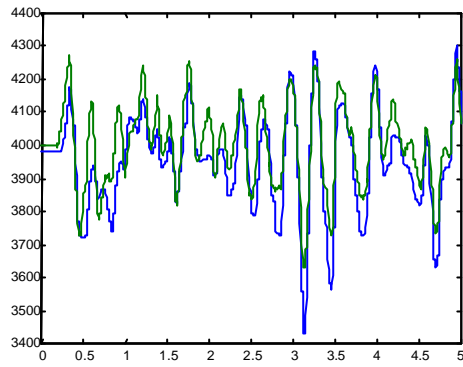
Por ejemplo, tal y como se observa el sistema identificado en la posición intermedia (posición 4) tiene tres ceros en las posiciones:

$$198.98 \pm 52.23j \text{ y } 200.00$$

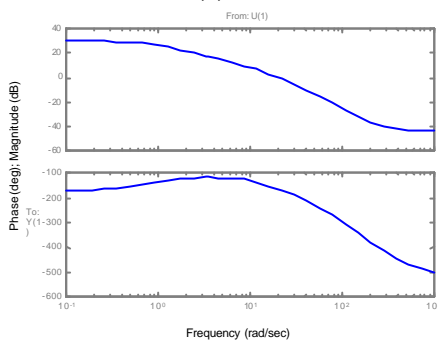
y tres polos en:

$$-71.54; -27.30 \text{ y } 0.81$$

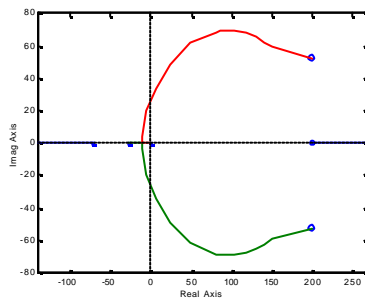
En la figura 3 se presenta el diagrama de bode del sistema identificado así como la convergencia entre la señal de salida obtenida con la señal de excitación y la simulación del sistema identificado.



(a)



(b)



(c)

Figura 3: Convergencia entre la salida real y la salida tras la identificación (a); diagrama de bode del sistema simulado (b); lugar de las raíces del sistema simulado en la posición intermedia (posición 4) (c).

4 SIMULACIÓN DE UN ESQUEMA DE REGULACIÓN MEDIANTE MATLAB

Estimadas las funciones de transferencia del sistema que modelan el comportamiento del cilindro neumático en cada una de las zonas en que se ha dividido el recorrido de su carrera, la siguiente etapa consiste en realizar un algoritmo de control que permita alcanzar un posicionamiento del cilindro lo más exacto posible, así como una adecuada estabilidad ante determinadas perturbaciones. En esta

sección se realiza una simulación en las diferentes posiciones en las que se ha estimado el modelo del cilindro neumático. Para cada una de estas posiciones se proporciona un regulador discreto que permite alcanzar una adecuada respuesta del sistema ante entrada escalón y ante perturbación.

En la figura 4 se presenta el esquema de simulación completo realizado en Simulink. Como se puede observar se ha realizado una simulación teniendo como entrada un escalón de amplitud 1000 en el instante de tiempo $t=1s.$, y una perturbación de amplitud 100 en el instante de tiempo $t=3s.$ Estas mismas señales de referencia se han pasado a cada uno de los modelos del sistema neumático previamente identificados. Para cada uno de estos modelos previamente identificados se ha utilizado un regulador algebraico distinto. Por ejemplo los reguladores algebraicos utilizados para la primera y la cuarta posición (intermedia) son respectivamente:

$$R_1(z^{-1}) = \frac{23.93 - 69.56z^{-1} + 67.44z^{-2} - 21.81z^{-3}}{1 - 2.386z^{-1} + 1.867z^{-2} - 0.4804z^{-3}} \quad (5)$$

$$R_4(z^{-1}) = \frac{41.74 - 120.7z^{-1} + 116.2z^{-2} - 37.31z^{-3}}{1 - 2.386z^{-1} + 1.867z^{-2} - 0.4804z^{-3}} \quad (6)$$

Dado que los modelos estimados y presentados en la sección previa (ecuaciones (3) y (4)), contienen el mismo número de ceros que de polos, para realizar la simulación del sistema completo controlado con los reguladores propuestos, se ha optado por eliminar el término de mayor coeficiente en estos modelos. Como se puede comprobar en las expresiones de estos modelos, este término puede resultar despreciable frente a los demás. Se ha realizado una simulación entre el modelo original y el modelo en el que se ha eliminado este término, para observar el comportamiento de estos sistemas ante diferentes señales típicas de entrada, y se ha observado que el comportamiento en estos sistemas es muy similar.

Se ha optado por utilizar un regulador que permita eliminar el error en régimen permanente y en parte atenúe el efecto de los dos ceros del sistema del semiplano complejo de parte real positiva. Además tal y como se observa en la figura 4, se introduce un filtro de segundo orden con frecuencia de corte de 2 Hz con objeto de reducir el sobreimpulso en la respuesta que se produce en estos sistemas ante entrada en escalón.

En la figura 5 se observa el esquema de regulación empleado para cada una de las posiciones del regulador. Como se puede observar se ha utilizado un regulador discreto (distinto para cada modelo identificado en función de la posición), un

bloqueador y el sistema continuo identificado en esa posición.

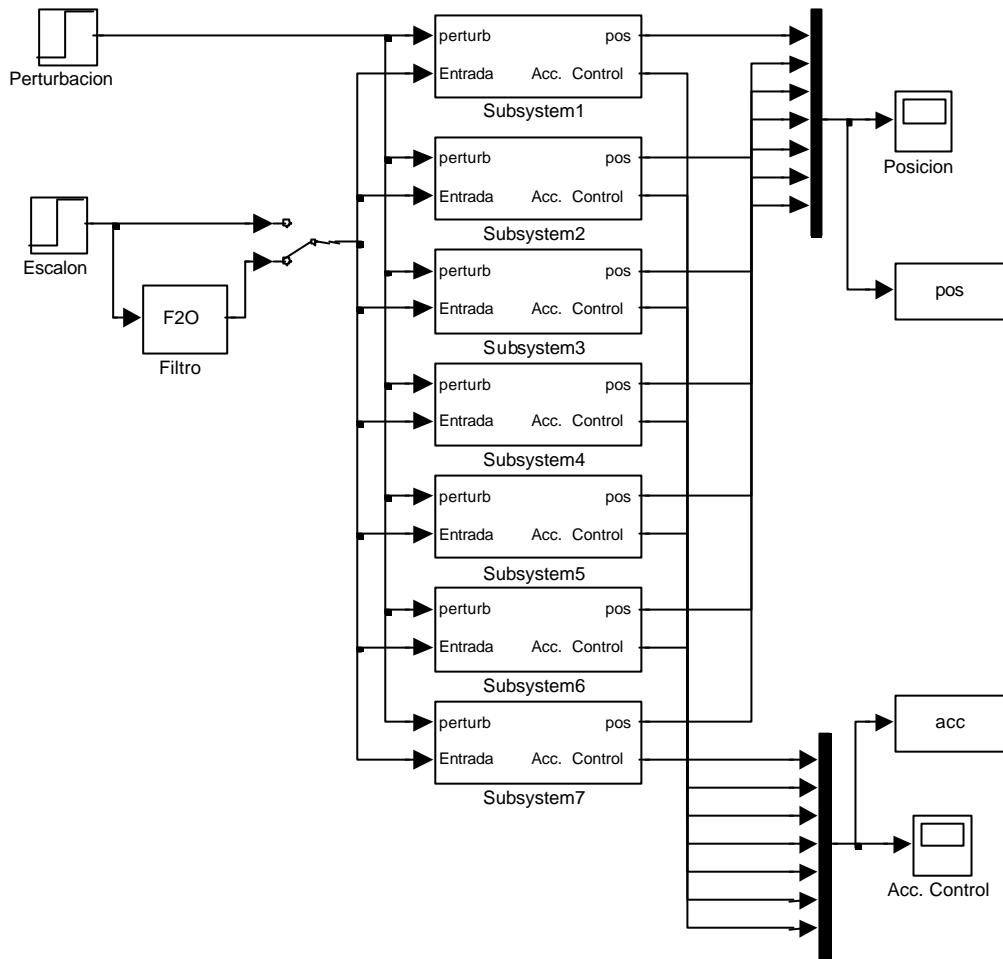


Figura 4: Esquema de simulación propuesto

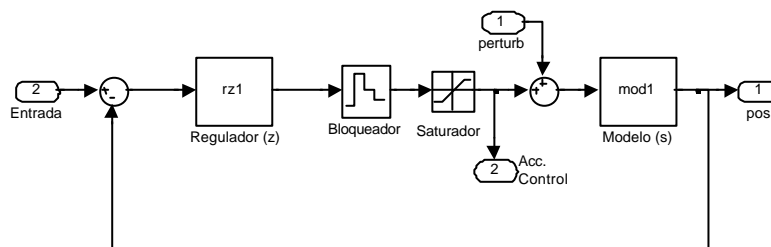
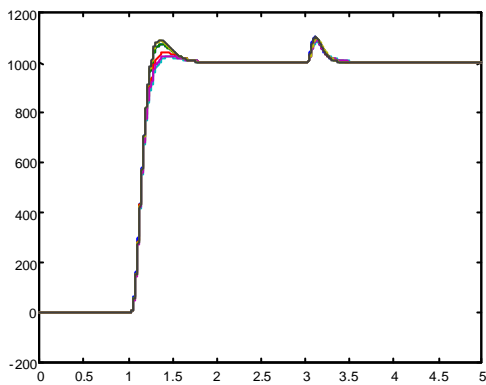


Figura 5: Esquema de control para cada modelo del cilindro

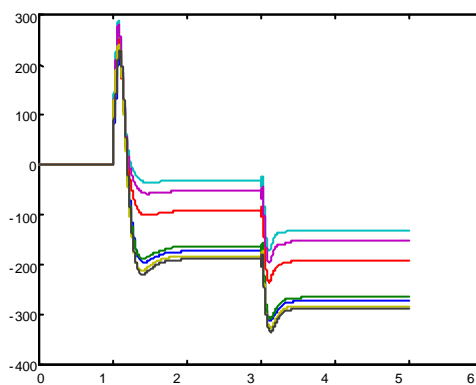
Al introducir un regulador discreto por cada tramo en el que se ha identificado el cilindro neumático, se consigue un funcionamiento más homogéneo del sistema. En la figura 6 se presentan los resultados obtenidos como consecuencia de la simulación de una entrada en escalón de valor 1000 unidades y una

perturbación en el instante 3 segundos de amplitud 100 unidades.

En dicha figura aparece representada la señal de salida que alcanza el sistema, así como la señal de mando o control que se establece por los accionadores.



(a)



(b)

Figura 6: Resultados obtenidos tras la simulación. Posición del cilindro en cada nivel (a), acción de control (b).

5 CONCLUSIONES

Se ha realizado un estudio sobre un cilindro neumático debido a las especiales características de este tipo de sistemas. El comportamiento no lineal de estos sistemas origina un notable esfuerzo para realizar un control de posición preciso y robusto de su posición. Tras presentar un sencillo estudio teórico de este sistema, se presentan los resultados alcanzados que permiten obtener una función de transferencia que modela el comportamiento de este sistema en diferentes puntos de funcionamiento. Hemos tenido que dividir el sistema en diferentes zonas debido a las notables diferencias de comportamiento en uno y otra sección del cilindro.

Una vez que se ha modelado el comportamiento de este cilindro neumático se ha simulado una acción de control mediante la inclusión de unos reguladores algebraicos para cada zona que permite alcanzar unas adecuadas prestaciones de robustez y precisión a lo largo de toda la carrera del cilindro.

En la actualidad nos encontramos probando sobre el sistema real (figura 1), este tipo de reguladores, así como diseñando nuevos reguladores por otros métodos diferentes de forma que podamos realizar un estudio más completo así como una comparativa en cuanto a las prestaciones de estos reguladores.

Agradecimientos

El trabajo presentado en este artículo se ha realizado gracias a la financiación aportada por el Ministerio de Educación y Cultura (Dirección General de Enseñanza Superior e Investigación Científica) para el desarrollo del proyecto de investigación *Robot Trepador para mantenimiento de palmerales y de estructuras cilíndricas alargadas* IFD1997-1338.

Referencias

- [1] Brun X., Belgharbi M., Sesmat S., Thomasset D., Scavarda S., (1999) "Control of an electropneumatic actuator, comparison between some linear and nonlinear control laws", *Journal of Systems and Control Engineering*.
- [2] Burrows C.R., (1972) "Fluid Power Servomechanisms", *Van Nostrand Reinhold Co.*, London, England, pp 132-155.
- [3] de las Heras S., Moreno H., (2000) "Control utilizando lógica difusa", *Automática e Instrumentación*, Julio 2000 nº 309, pp 64-70.
- [4] Lu L.T., Ahuja N., (2000) "Fuzzy logic", *Fuzzy Sets and Systems*, pp. 100-106.
- [5] Ming-Chang Shih & Shy-I Tseng, (1995) "Identification and Position Control of a Servo Pneumatic Cylinder", *Control Engineering Practice Vol. 3, No. 9*, pp 1285-1290.
- [6] Ming-Chang SHIH & Yu-Feng Huang, (1992) "Pneumatic Servo-Cylinder Position Control Using a Self-Tuning Controller", *JSME International Journal*, Series II vol. 35, No. 2.
- [7] Rubio A.E., Reinoso O., Saltarén R., Pérez C., Jiménez L.M., (2001) "Identificación experimental de un cilindro neumático", *Simposio Internacional de Ingeniería Eléctrica SIE'2001 Santa Clara. Cuba*

- [8] Saltarén R., Aracil R., Sabater J.M., Reinoso O., Azorín J.M, (2000) “Research and development of a pneumatic control for a parallel climbing robot”, *International Workshop & Conference on CLIMBING & WALKING ROBOTS (CLAWAR)*.
- [9] Wang J., Pu J. Moore P., (1999) “A practical control strategy for servo-pneumatic actuator systems”, *Control Engineering Practice* 7 pp. 1483-1488.