

Modelo Termo-mecánico para un Manipulador Tipo Dieléctrico

Fernando F. Kiyama¹ y José E. Vargas²

¹ Centro Regional de Optimización y Desarrollo de Equipo
Homero 350, Complejo Industrial Chihuahua, Chihuahua, Chih., México C.P. 31109
Tel. 01 (614) 481 05 13, Fax 01 (614) 481 06 41, e-mail fkiyamam@yahoo.com.mx

² Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial
Playa Pie de la Cuesta 702, Col. Desarrollo San Pablo, Querétaro, Qro., México C.P. 76130
Tel. 01 (442) 211 98 00, Fax 01 (442) 211 98 37, e-mail Emilio@mecatronica.net

RESUMEN

En este artículo proponemos el modelo de un brazo manipulador de un grado de libertad operado mediante un cilindro neumático equipado con almohadillas de frenado. La modelación neumática se basa en los principios termodinámicos de la conservación de masa y energía y la mecánica, en la formulación de Newton-Euler. Presentamos los resultados de la simulación numérica del sistema en el espacio de estados y su verificación a través de datos experimentales.

Palabras clave: Actuador, Cilindro Neumático, Manipulador neumático, Modelado, Robótica.

ABSTRACT

In the present paper a single degree of freedom model of a manipulator arm operated by a pneumatic cylinder equipped with break cushions is proposed. Pneumatic modelling is made upon the thermodynamics principles of mass and energy conservation and mechanical modelling is done by the Newton-Euler's formulation. Space state model simulation results are presented and validated through experimental data.

Keywords: Actuator, Pneumatic Cylinder, Pneumatic manipulator, Modelling, Robotics.

INTRODUCCIÓN

La utilización de actuadores neumáticos es ventajosa por su costo, limpieza y una relación potencia-peso elevada, que favorece su potencial aplicación en sistemas robóticos pues conducen a manipuladores compactos, ligeros, sencillos y de bajo costo. El desarrollo de los servomecanismos neumáticos se origina en los 50's (Moore y Sheng, 1996), sin embargo el control de los sistemas con actuación neumática presenta problemas originados en la no linealidad de los actuadores, debida a la compresibilidad del aire, la fricción en las juntas, la no linealidad del flujo en las válvulas y el retardo debido a la velocidad de propagación de la presión del aire. Con el advenimiento del control digital a partir de los 70's se incrementa la investigación de los servosistemas neumáticos (Ning y Bone, 2002) y como alternativa, el control de ancho de pulso modulado (PWM) mediante válvulas de posición binaria (Barth et al., 2002).

El desarrollo de sistemas de servoactuadores neumáticos requiere las herramientas de modelación y simulación para su diseño, así como para la selección y evaluación de componentes (Moore y Sheng, 1996). Anglani et al. (2002) han desarrollado un ambiente de simulación para actuadores controlados bajo el esquema PWM. En este artículo consideramos un modelo y la simulación de un brazo manipulador operado mediante un actuador equipado con almohadillas de frenado. Presentamos la descripción de la dinámica de la válvula de control, del actuador lineal y del mecanismo impulsor del manipulador. A partir del sistema en el espacio de estados, mostramos los resultados de la simulación y, para fines de validación, hacemos su comparación con los datos obtenidos en pruebas experimentales.

Este trabajo es parte del desarrollo de un manipulador dieléctrico de tipo industrial, requerido para la limpieza en los aisladores eléctricos de las líneas aéreas de alta tensión (Vargas et al., 2001) y (Kiyama y Vargas, 2003).

MODELACIÓN

Derivamos la dinámica del actuador neumático con almohadillas de frenado en forma similar a la seguida por Wang et al. (2001) y Tressler et al. (2002) para un

actuador lineal simple a partir de las suposiciones siguientes:

- S1 Gas ideal.
- S2 La densidad del gas es uniforme en las cámaras del actuador.
- S3 Flujo isentrópico en las válvulas de control.
- S4 Los procesos experimentados por el gas en las cámaras del actuador son isotérmicos.

Descripción de la dinámica de la válvula de control

El flujo a través de la válvula, depende del área de flujo y del estado del gas. Obtenemos la expresión del flujo másico a partir de la ecuación de continuidad:

$$\dot{m} = \rho_t A_t v_t \quad (1)$$

donde ρ_t y v_t son respectivamente la densidad y velocidad del gas en la garganta de la válvula y A_t es el área abierta para el flujo.

Para expresar $\dot{m}$ en función de las presiones del gas, desarrollamos primero una definición de v_t a partir de la entalpía de estagnación:

$$h_o = c_p T_o = \left(c_p T_t + \frac{v_t^2}{2} \right) \quad (2)$$

donde c_p es el calor específico del aire a presión constante, h_o y T_o son la entalpía y temperatura del aire en el depósito y T_t es la temperatura del aire en la garganta de la válvula. Aplicando a (2) las relaciones S1:

$$\frac{T_o}{T_t} = 1 + \frac{k-1}{2} \frac{v_t^2}{k R T_t} = 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \quad (3)$$

donde k y R son la relación entre calores específicos y la constante del aire respectivamente, M es el número de Mach en la garganta. A partir de (3) y de la definición del número de Mach se obtiene:

$$v_t = M \sqrt{k R T_o} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{-\frac{1}{2}} \quad (4)$$

Consideramos una ecuación análoga a (4) para la densidad del aire en la garganta, de acuerdo con S3 y sus relaciones:

$$\frac{\rho_t}{\rho_o} = \left(\frac{T_t}{T_o} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{k}{1-k}} \quad (5)$$

$$\frac{\rho_t}{\rho_o} = \left(\frac{p_t}{p_o} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{1-k}} \quad (6)$$

Sustituyendo (4) y (6) en (1) obtenemos para el flujo másico a través de la válvula:

$$\dot{m} = \rho_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1+k}{2(1-k)}} A_t M \sqrt{k R T_0} \quad (7)$$

Para obtener el flujo másico (7) como función de las presiones en el depósito y la garganta, aplicamos la ecuación de estado de los gases ideales sustituyendo la densidad del aire en el depósito ρ_0 por la presión p_0 . Evitamos en (7) la dependencia del número de Mach sustituyendo éste desde (5), obtenemos:

$$\dot{m} = C_d \gamma \sqrt{\frac{k}{R T_0}} p_0 A_t \quad (8)$$

$$\gamma = \sqrt{\frac{2}{k-1}} \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{1+k}{2k}} \left[\left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

donde C_d es el coeficiente de descarga que considera la fricción del flujo. Obsérvese que la presión p_0 del depósito, según la situación de flujo es la presión del suministro de aire comprimido, pero para el caso de la descarga, será la presión en la cámara del actuador.

El patrón de flujo en la válvula varía dependiendo de la relación entre la presión p_0 y la presión p_s de salida. El patrón cambia bruscamente al alcanzar v_t el valor de la velocidad sónica en la garganta ($M = 1$). Para el aire, de (5) obtenemos tal situación cuando $\frac{p_t}{p_0} = 0,528$. Por ello se dan los casos:

1. *Condición de flujo nulo.*

$\left(\frac{p_s}{p_0} = 1 \right)$ Donde $\gamma = 0$, el pistón del actuador está bloqueado.

2- *Régimen de flujo subcrítico.*

$\left(0,528 < \frac{p_s}{p_0} < 1 \right)$ Los valores de γ son los dados por (9). El flujo es subsónico en la garganta, y la presión en ésta es la misma que en la salida de la válvula.

3. *Régimen de flujo crítico.*

$\left(\frac{p_s}{p_0} < 0,528 \right)$ Debido a la diferencia de presiones, la velocidad del flujo alcanza la velocidad sónica en la garganta, lo cual se denomina régimen crítico.

4. *Régimen de flujo supercrítico.* $\left(\frac{p_s}{p_0} < 0,528 \right)$

Al sobrepasar el régimen crítico, el aumento de la diferencia de presiones, no afecta el estado de flujo en la garganta. La presión en la garganta se

mantiene en $p_t = 0,528 p_0$ lo cual resulta en $\gamma = 0,5787$, que se da si la carga en el actuador es muy baja.

Descripción de la dinámica del actuador

Aplicamos la primera ley de la termodinámica a un volumen de control considerado para una cámara del actuador:

$$\dot{Q} + \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} \right) = \frac{\partial E}{\partial t} + \dot{W} \quad (10)$$

donde el flujo de calor $\dot{Q}$ es muy pequeño, $\dot{m}$, h y v son el flujo másico de aire a través del puerto de la cámara, la entalpía y velocidad asociadas con ese flujo. Finalmente $\frac{\partial E}{\partial t}$ es la variación temporal de la energía total en la cámara y $\dot{W}$ es el intercambio de trabajo en la frontera del volumen de control.

De (2) asociamos la energía del flujo másico a través del puerto con la entalpía de estagnación h_0 . Expresamos el cambio en la energía total, considerando que los cambios en las energías cinética y potencial no son importantes respecto al cambio en la energía interna U y utilizando las relaciones del gas ideal:

$$\frac{\partial E}{\partial t} = \frac{\partial U}{\partial t} = \frac{c_v}{R} (\dot{p}V + p\dot{V}) \quad (11)$$

donde c_v es el calor específico del gas a volumen constante, p y V son la presión y volumen de la cámara. El trabajo hecho al desplazar la frontera del sistema, está dado por:

$$\dot{W} = p\dot{V} \quad (12)$$

Sustituyendo (2), (11) y (12) en (10) obtenemos para la cámara del actuador:

$$\dot{m} = \frac{1}{k R T_0} \dot{p}V + \frac{1}{R T_0} p\dot{V} \quad (13)$$

Tomando como origen de coordenadas ($X = 0$) la posición del pistón del actuador retraído y L su carrera, expresamos los volúmenes de las cámaras del actuador como:

$$V_1 = A_p (X + \Delta) \quad (14)$$

$$V_2 = (A_p - A_v)(L - X + \Delta) \quad (15)$$

donde V_1 y V_2 son los volúmenes de las cámaras del lado del pistón y del vástago, A_p y A_v son las áreas del pistón y el vástago y Δ es la longitud extra equivalente del cilindro correspondiente al volumen residual en la línea y componentes de conexión del actuador.

Aplicando (14), (15) y sus derivadas respecto al tiempo en (13), obtenemos las expresiones del movimiento del pistón dependientes de la modulación de los flujos de aire en los puertos del actuador:

$$\dot{m} = \frac{A_p}{kRT_0} \dot{p}_1 (X + \Delta) + \frac{A_v}{RT_0} p_1 \dot{X} \quad (16)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{A_p - A_v}{kRT_0} \dot{p}_2 (L - X + \Delta) - \frac{A_p - A_v}{RT_0} p_2 \dot{X} \quad (17)$$

Efecto de la fuerza de fricción

La importancia del efecto de la fricción ha originado varios trabajos en la búsqueda de una modelación más precisa, destacando los modelos dinámicos como los propuestos por Canudas de Wit et al. (1995), y Hayward y Armstrong (2000). Otras propuestas buscan su linealización mediante la eliminación del efecto Stribeck (Owen et al.). Aquí proponemos una variante de la aproximación continua de la curva de fricción de Van de Vrande et al. (1997). Este modelo considera el efecto combinado de la fricción estática, efecto Stribeck, fricción de Coulomb y fricción viscosa dados por:

$$F_{sv} = K_v \dot{X} + K_c \operatorname{sgn}(\dot{X}) + \frac{\alpha \operatorname{sgn}(\dot{X}) + K_e \left(\frac{\tau}{T}\right) \arctan(\beta \dot{X})}{1 + \delta |\dot{X}|} \quad (18)$$

En la figura 1 se ve como varía F_{sv} con la

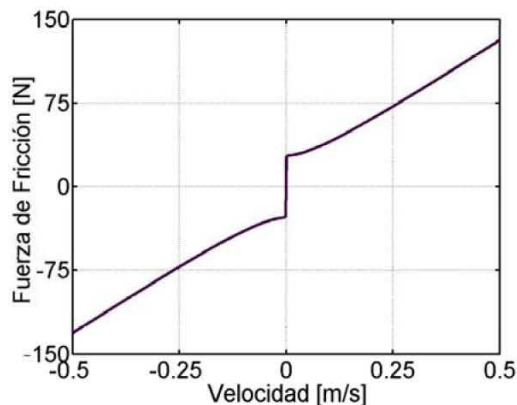


Fig 1: Variación con la velocidad de la fuerza de fricción en el actuador.

velocidad $\dot{X}$ del pistón del actuador, para un coeficiente viscoso $K_v = 250 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, un coeficiente de fricción de Coulomb $K_c = 2 \text{ N}$ y un coeficiente de fricción estática $K_e = 25 \text{ N}$. Los valores de los coeficientes de forma utilizados son $\alpha = 1$, $\beta = 10^4$ y $\delta = 10$.

La fuerza entregada por el actuador será función de la diferencia de presión en las cámaras y de la fuerza de fricción definida por

$$F_a = p_1 A_p - p_2 (A_p - A_v) - F_{sv} \quad (19)$$

Descripción de la dinámica del mecanismo impulsor

De acuerdo a la figura 2, el mecanismo se integra por una combinación en serie de un mecanismo de corredera manivela y un mecanismo de cuatro barras. Hacemos la descripción de su dinámica aplicando la formulación de Newton-Euler en forma individual a cada uno de los eslabones:

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\tau} p_i &= F_i \\ \frac{d}{d\tau} H_{Gi} &= M_{Gi} \quad i = 2, 3, \dots, 6 \end{aligned} \quad (20)$$

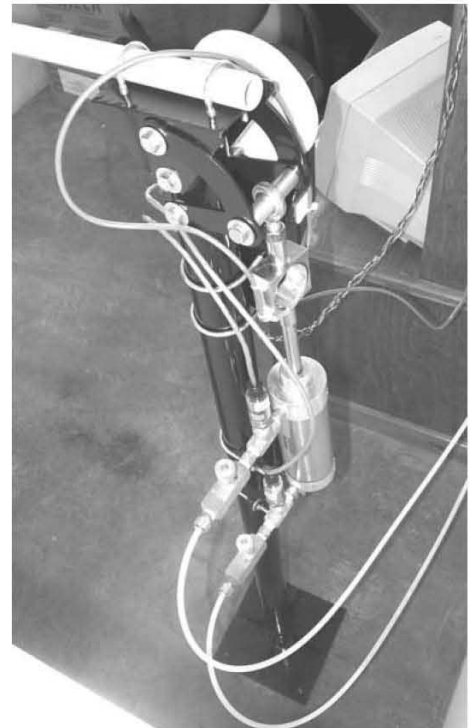


Fig 2: Montaje experimental del brazo manipulador.

donde, p_i y H_{Gi} son el momentum lineal y el momentum angular del eslabón i , F_i y M_{Gi} son las sumas de fuerzas y de momentos que actúan sobre ese eslabón. La aplicación de (20) requiere de los análisis previos de posición y velocidad del mecanismo impulsor, para lo cual aplicamos el enfoque vectorial del profesor F. H. Raven, según se describe en Norton (1999). En la solución de (20) se tiene como variable de entrada a (19) y las variables de salida son las fuerzas de contacto entre eslabones y sus aceleraciones que expresamos como función de la aceleración del pistón $\ddot{X}$. La forma matricial de (20) es:

$$[R] \{f\} = \{d\} \quad (21)$$

la matriz $[R]$ contiene la información geométrica del mecanismo, $\{d\}$ la información dinámica y $\{f\}$ es el vector de variables a determinar, formado por las ocho fuerzas de contacto entre eslabones y la aceleración del pistón.

Integración del modelo

El actuador con almohadillas de frenado, está representado en la figura 3. Las almohadillas son antecámaras que se forman en los extremos del actuador cuando el pistón se sitúa cerca ellos. El empaque de las almohadillas está diseñado para impedir la salida del gas del interior de las cámaras, pero ofrece una resistencia mínima a su ingreso.

El modelo del sistema en el espacio de estados está definido por las variables $x_1 = X$, $x_2 = \dot{X}$, $x_3 = p_1$, $x_4 = p_2$, $x_5 = p_{2a}$, $x_6 = \ddot{X}$. La variación en el tiempo de las presiones es diferente dependiendo de la posición del pistón:

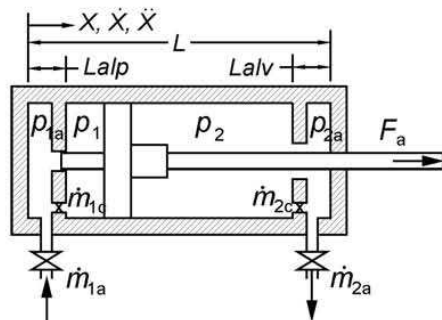


Fig. 3: Esquema del actuador neumático con almohadillas de frenado.

$$\text{para } 0 \leq X \leq L \\ \dot{x}_1 = x_6 \quad (22)$$

$$\text{para } 0 \leq X \leq L al p \\ \dot{x}_2 = \frac{kRT_0}{A_{ap} \left(x_1 + \frac{\Delta A_p}{A_{ap}} \right)} \left[\dot{m}_{1a} - \dot{m}_{1c} - \frac{A_{ap}}{RT_0} x_2 x_6 \right] \quad (23)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{kRT_0}{(A_p - A_{ap}) x_1} \left[\dot{m}_{1c} - \frac{(A_p - A_{ap})}{RT_0} x_3 x_6 \right] \quad (24)$$

$$\text{para } L al p < X \leq L \\ \dot{x}_2 = \frac{kRT_0}{A_p (x_1 + \Delta)} \left[\dot{m}_{1a} - \frac{A_p}{RT_0} x_2 x_6 \right] \quad (25)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{kRT_0}{A_p (x_1 + \Delta)} \left[\dot{m}_{1c} - \frac{A_p}{RT_0} x_3 x_6 \right] \quad (26)$$

$$\text{para } 0 \leq X < (L - L al v) \\ \dot{x}_4 = \frac{kRT_0}{(A_p - A_v)(L - x_1 + \Delta)} \left[\dot{m}_{2c} + \frac{(A_p - A_v)}{RT_0} x_4 x_6 \right] \quad (27)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{kRT_0}{(A_p - A_v)(L - x_1 + \Delta)} \left[\dot{m}_{2a} + \frac{(A_p - A_v)}{RT_0} x_5 x_6 \right] \quad (28)$$

$$\text{para } (L - L al v) \leq X \leq L \\ \dot{x}_4 = \frac{kRT_0}{(A_p - A_v)(L - x_1)} \left[\dot{m}_{2c} + \frac{(A_p - A_v)}{RT_0} x_4 x_6 \right] \quad (29)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{kRT_0}{\left(L - x_1 + \frac{\Delta A_p}{A_{av} - A_v} \right)} \left[\frac{(\dot{m}_{2a} - \dot{m}_{2c})}{A_{av} - A_v} + \frac{x_5 x_6}{RT_0} \right] \quad (30)$$

$$\text{para } 0 \leq X \leq L \\ \dot{x}_6 = \ddot{X} \quad (31)$$

donde $\dot{m}_{1a}$, $\dot{m}_{2a}$, $\dot{m}_{1c}$, y $\dot{m}_{2c}$ son los flujos másicos entre las válvulas de control y las almohadillas y entre éstas y sus cámaras respectivas denotando 1 al lado del pistón y 2 al lado del vástago. Los flujos másicos están definidos por (8). A_p , A_v , A_{ap} y A_{av} son las áreas del pistón, del vástago y de sus almohadillas. L , $L al p$ y $L al v$ son las longitudes de la carrera del pistón y de las zonas de las almohadillas del pistón y del vástago, como se indica en la figura 3. La aceleración del pistón $\ddot{X}$ se obtiene de (21).

SIMULACIÓN

Implementamos la solución de las ecuaciones diferenciales en MatLAB, tomando como parámetros del modelo los correspondientes al prototipo experimental.

El actuador neumático de doble acción tiene un diámetro de 64 mm y una carrera de 102 mm , la velocidad del pistón se ajusta con válvulas de aguja de retorno libre. Las propiedades de amortiguamiento consideradas para el actuador son las indicadas en la figura 1.

Como condición inicial, el sistema parte del reposo desde una posición en la zona intermedia de la carrera del actuador con las presiones iniciales de acuerdo a los valores registrados como iniciales en la experimentación.

Observamos en la figura 4 la respuesta del sistema en la forma de una serie de movimientos alternos separados por períodos de pausa.

La figura 5 muestra la variación de las presiones en los puertos del actuador. El período de pausa inicial termina a los 5s seguido por la apertura de válvulas durante 0.1s durante los cuales la cámara del lado del vástago se comunica a la atmósfera y el lado del pistón se comunica a un suministro de presión de 0.31 MPa abs . Luego siguen dos períodos de pausa de 5s entre los cuales está intercalada una apertura de válvulas durante 0.33s con inversión de las comunicaciones al suministro de presión y a la atmósfera. Se termina con una apertura de válvulas durante 0.1s con nueva inversión de la comunicación

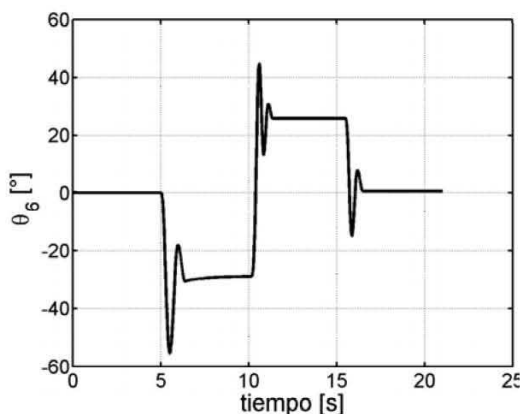


Fig. 4: Cálculo de la posición del brazo manipulador.

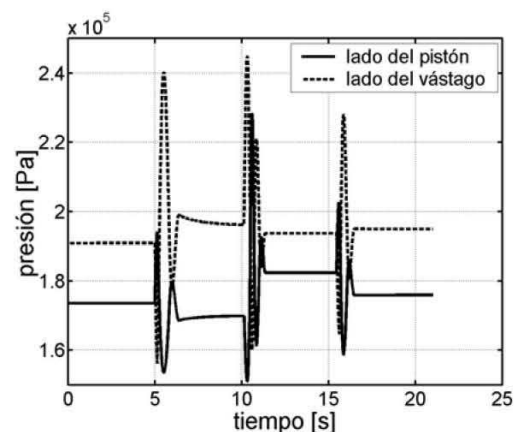


Fig. 5: Cálculo de las presiones en las cámaras del actuador.

de presiones en los puertos, seguida de un período de pausa hasta el fin de la simulación en 21s.

Además de las presiones y flujos del gas, el modelo calcula posiciones, velocidades y aceleraciones de todos los eslabones del sistema, así como las fuerzas ejercidas en las conexiones. Los resultados de la simulación que mostramos corresponden a las señales monitoreadas en el banco de prueba. La figura 6 muestra la fuerza axial en el vástago del actuador.

RESULTADOS EXPERIMENTALES

El banco de pruebas consiste en el brazo manipulador y el sistema de control y adquisición de datos. El conjunto se muestra en forma esquemática en la figura 7, el brazo manipulador está instrumentado tal como se observa en la figura 2 con un sensor de posición del brazo, sensores de presión en los puertos del actuador y un sensor de la fuerza

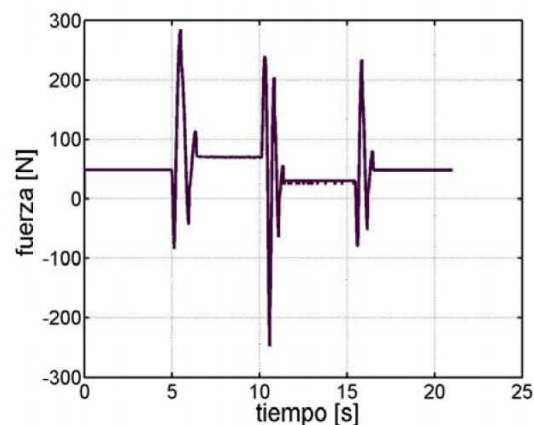


Fig. 6: Cálculo de la fuerza en el vástago de actuador neumático.

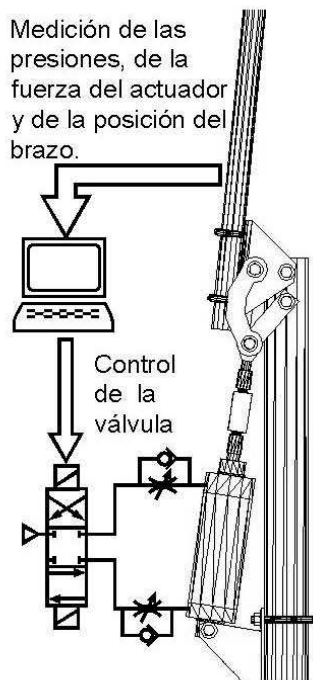


Fig. 7: Esquema del arreglo experimental del brazo manipulador.

entregada al mecanismo impulsor. Las señales de los sensores se registran mediante una tarjeta de adquisición de datos, la cual también se utiliza para enviar los comandos programados a la válvula de control.

El resultado experimental de la evolución en el tiempo de las posiciones del brazo manipulador se muestra en la figura 8. Las diferencias respecto a la simulación de la respuesta oscilatoria, las atribuimos a las variaciones de la fricción a lo largo de la carrera.

La figura 9 muestra los valores

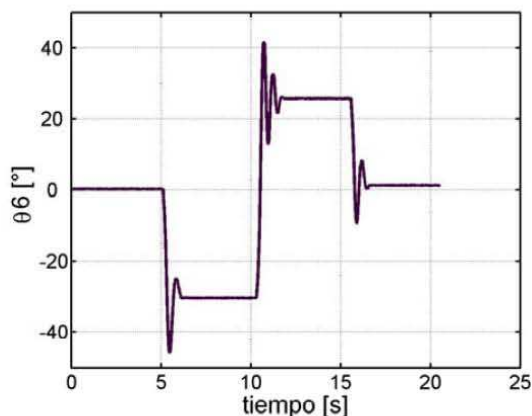


Fig. 8: Datos experimentales de la posición del brazo manipulador.

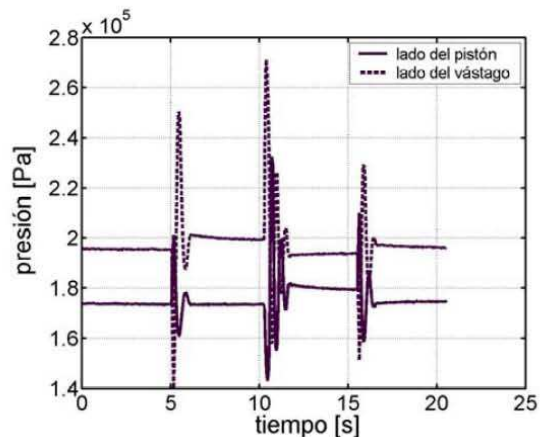


Fig. 9: Datos experimentales de la presión en las cámaras del actuador.

experimentales de la presión en las entradas del actuador los cuales se comparan favorablemente con los resultados de la simulación. Como era de esperarse la variación de la presión en ambas cámaras es opuesta y para los períodos de reposo se observa que la diferencia de presión entre ambas cámaras varía con la posición del brazo, debido al efecto de la fuerza de gravedad. También se observa que en estos períodos el reposo no es tal pues se produce un deslizamiento del émbolo el cual es evidente por la variación lenta de la presión en las cámaras.

En la figura 10 aparece el registro obtenido del sensor de fuerza en el vástago del actuador, el cual es similar a los resultados de la simulación, salvo en los valores de los picos de fuerza durante la apertura de válvulas en los cuales el modelo se queda corto en aproximadamente un 40% de la fuerza medida. En la figura 10 se observa una oscilación de baja amplitud, debida a la

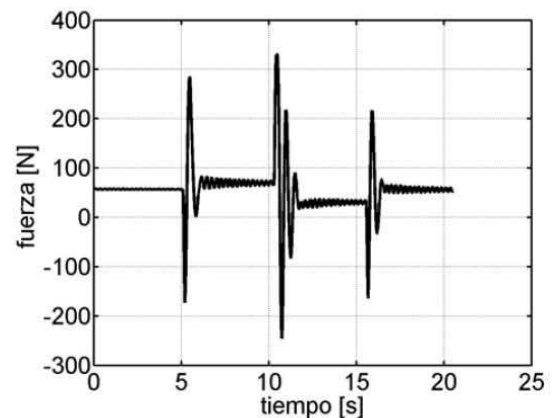


Fig. 10: Datos experimentales de la fuerza en el vástago del actuador.

flexibilidad del brazo manipulador que no se da en el modelo debido a que se consideró rígido.

CONCLUSIONES

De la experiencia obtenida de la simulación observamos la importancia de la elección de los parámetros del modelo y el efecto de sus interacciones. Así mismo consideramos objeto de estudio posterior la aplicación de otros modelos de la fricción, así como el análisis de los algoritmos de solución numérica que permitan la solución más eficiente de las ecuaciones diferenciales.

Los resultados logrados en la simulación nos permiten asegurar que la modelación desarrollada es efectiva. Su utilización será de gran ayuda para integrar dicho modelo con la dinámica del manipulador flexible. De esta forma, se espera desarrollar un modelo integral capaz de predecir la posición final del órgano terminal del manipulador.

REFERENCIAS

- A. Anglani, D. Gnoni, A. Grieco, y M. Pacella. A cad environment for numerical simulation of servo pneumatic actuator systems. *AMC 2002-Maribor, Slovenia*, páginas 593-598, (2002).
- E. J. Barth, J. Zhang, y M. Goldfarb. Sliding mode approach to pmw controlled pneumatic systems. *Proceedings of the American Control Conference*, páginas 2362-2367, Mayo (2002).
- C. Canudas de Wit, H. Olsson, K.J. Åström, y P. Lischinsky. A new model for control of systems with friction. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 40(3):419-425, Marzo (1995).
- V. Hayward y Armstrong. A new computational model of friction applied to haptic rendering. En P. Corke and Springer: New York J. Trevelyan, editors, *En Experimental Robotics VI*, páginas 404-412, (2000).
- F. Kiyama y Vargas. Modelo Integral del accionamiento neumático para un robot flexible industrial. En *2do. Congreso Nacional de Mecatrónica, México, D.F.* Universidad Anahuac del Sur, Asociación Mexicana de Mecatrónica A.C., Noviembre (2003).
- P. Moore y J. Sheng. Pneumatic servo actuator technology. En London WC2R OBL UK. IEE, Savoy Place, editor, *IEE Colloquium: Actuator Technology: Current practice and new developments.*, (1996).
- S. Ning y M. Bone. High steady-state accuracy pneumatic servo positioning system with pva/pv control and friction compensation. *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, páginas 2824-2829, Mayo (2002).
- R.L. Norton. *Design of Machinery*. McGrawHill, 2ª edición, (1999).
- W.S. Owen, E.A. Croft, y J.R. McFarlane. Reducing stick-slip friction in hydraulic actuators. Industrial automation Laboratory, University of British Columbia.
- J.M. Tressler, T. Clement, H. Kazerooni, y M. Lim. Dynamic behavior of pneumatic systems for lower extremity extenders. *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, páginas 3248-3253, Mayo (2002).
- B.L. Van de Vrande, D.H. Van Campen, y A. De Kraker. Some aspects of the analysis of stick-slip vibrations with an application to drillstrings. *Proceedings of ASME Design Engineering Technical Conference*, (1997).
- E. Vargas, G. Reynoso, L. Villarreal, y R. Mier. Diseño de un robot industrial para aplicaciones de limpieza en subestaciones eléctricas. En *3er. Congreso Mexicano de Robótica, Querétaro*. Asociación Mexicana de Robótica, Septiembre (2001).
- J. Wang, D.J. Wang, P.R. Moore, y J. Pu. Modelling study, analysis and robust servocontrol of pneumatic cylinder actuator systems. *IEEE Proc. Control Theory Appl.*, 148(1):35-42, Enero (2001).