
Nuevo Modelo Polinomial del Comportamiento de un Cilindro Neumático

Juan M. Ramos (1), José E. Vargas (2), Efrén Gorrostieta (3) y Jesús C. Pedraza (2)

(1) Universidad Tecnológica de San Juan del Río, Av. La Palma No. 125, Col. Vista Hermosa, 76800 San Juan del Río, Querétaro-México (e-mail: jramos@mecamex.net)

(2) Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial, Playa Pie de la Cuesta No. 702, Col. Desarrollo San Pablo, 76130 Qro., Querétaro-México (e-mail: emilio@mecatronica.net; jpedraza@cidesi.mx)

(3) Instituto Tecnológico de Querétaro, Av. Tecnológico, Querétaro, Querétaro-México

Resumen

En este artículo se muestra un nuevo modelo matemático asociado al comportamiento de un cilindro neumático con amortiguamiento en ambos lados, el cual es desarrollado mediante ecuaciones polinómicas en sustitución de las ecuaciones termomecánicas originales. Se utiliza el criterio del coeficiente de correlación para validar el grado de la aproximación del nuevo modelo desarrollado. En este nuevo modelo se comprueba que el tiempo de simulación es menor que en el caso del modelo original, agilizando de esta forma la predicción del comportamiento de este tipo de actuador.

Palabras claves: ecuaciones termo-mecánicas, modelo polinomial, cilindro neumático, tiempo de simulación

New Polynomial Model of the Behavior of a Pneumatic Cylinder

Abstract

This paper presents a new mathematical model describing the behavior of a pneumatic cylinder with shock absorption on both sides, which is developed using polynomial equations substituted for its original thermo-mechanical equations. We use the criterion of correlation coefficient to validate the degree of the replication in the new model developed. With the new model we achieved a lower computation time compared with the simulation of the original model, allowing faster prediction of the behavior of this type of actuator.

Keywords: thermo-mechanical equations, polynomial model, pneumatic cylinder, simulation time

INTRODUCCIÓN

Este trabajo es parte de un proyecto orientado al desarrollo de un robot flexible, dieléctrico y con accionamiento neumático, capaz de realizar la limpieza en los aisladores de porcelana de las líneas aéreas de alta tensión. Esto es importante, ya que este tipo de aisladores se considera como uno de los bienes de las reservas de las empresas Petróleos Mexicanos (PEMEX), y Comisión Federal de Electricidad (CFE), con prioridad No. 1 de acuerdo a los tratados de libre comercio que tiene suscritos el Gobierno de los Estados Unidos Mexicanos.

Los actuadores neumáticos son muy utilizados por su limpieza, economía y ligereza, sin embargo, presentan un comportamiento altamente no lineal debido a la compresibilidad del aire y a la fricción (Moore y Pu, 1993). Debido a esto, los actuadores neumáticos presentan ciertas complicaciones en el diseño de los controladores. Es por esto, que se trabaja en la modelación de los cilindros neumáticos (Ming-Chang y Huang, 1992). Estos modelos permiten predecir el comportamiento del pistón de tal forma que se pueden utilizar en ciertos tipos de sistemas de control, como el caso del Modelo de Referencia MRAC utilizado en un control adaptivo (Suárez y Luis, 2005), sin embargo, en este trabajo se considera un actuador con comportamiento lineal en la válvula, sin sistemas de amortiguamiento en los extremos, el gas ideal, cambios de estado adiabáticos, fricción viscosa constante y volúmenes iguales en ambos lados de la cámara. Por lo que, todo esto, nos lleva a la construcción de un modelo lineal, el cual está limitado por las consideraciones citadas.

Algunos trabajos se han enfocado a técnicas de identificación de parámetros de fricción del actuador neumático (J. Wang y J. D. Wang, 2004), modelado y simulación dinámica (József y Jean, 2003), así como investigaciones analíticas y experimentales (Paul y John, 1998), en el desarrollo de una mano robótica con actuadores neumáticos.

En el desarrollo de manipuladores flexibles se consideran accionamientos eléctricos (Feliu y García, 2001), donde consideran la velocidad del motor, así como la posición y velocidad, para la implementación de las leyes de control,

donde se combinan los efectos de los motores con la estructura del sistema. Sin embargo, en el robot manipulador flexible de nuestra aplicación, el tipo de accionamiento utilizado es neumático, con sistema de amortiguamiento en los extremos, por lo que es indispensable considerar la parte neumática y mecánica en el modelado del sistema a controlar, lo que nos lleva a la aplicación del modelo termomecánico integral.

La modelación termomecánica integral de actuadores de tipo neumático, nos permite predecir su comportamiento, considerando los efectos de la compresibilidad del aire, las fuerzas de fricción internas, el efecto del amortiguamiento en los extremos del cilindro, la conservación de flujo másico y de energía; también permite conocer las presiones instantáneas, que dependen de la posición del vástago (Kiyama y Vargas, 2004). El trabajo aquí presentado es una continuación en esta línea de investigación, que se orienta al desarrollo de mecanismos flexibles con accionamiento neumático, teniendo como primera aplicación la limpieza de los aislantes de porcelana en líneas aéreas de alta tensión, por lo que debe ser ligero y de características dieléctricas.

Desde el punto de vista de la ingeniería de control, este modelo nos permite predecir el comportamiento de las distintas variables que intervienen en el proceso de control, con un grado bajo de incertidumbre, lo que nos lleva a poder utilizar este modelo como marco de referencia o con predictor, utilizados en las distintas estrategias de control. Sin embargo, el modelo obtenido presenta un gran número de operaciones, lo que hace que su valoración sea pesada numéricamente y computacionalmente.

Una parte importante del desarrollo es la simulación del sistema, para predecir el comportamiento del prototipo, y de esta manera se obtienen mejores resultados tanto en el sistema de control como en su comportamiento global. En este caso, la valoración del modelo se implementará en un Procesador Digital de Señales. Debido a que la Unidad Aritmética Lógica posee un conjunto básico de instrucciones, sumas y multiplicaciones principalmente, el modelo debe ser adaptado a este tipo de condiciones. Este trabajo genera una línea alterna de modelación, orientada a simplificar el modelo

termomecánico integral, aproximando las operaciones de división y expresiones con exponentes fraccionarios, a una forma polinomial.

EL MODELO TERMOMECAÁNICO

La figura 1 muestra las diversas variables involucradas en el modelo Termomecánico, donde X , \dot{X} , \ddot{X} es la posición del actuador del pistón, la velocidad y la aceleración del vástago respecto al cilindro, respectivamente; también tenemos las presiones internas P_{a1} , P_{c1} , P_{c2} y P_{a2} , que se presentan en la almohadilla del pistón, en la cámara del pistón, en la cámara del vástago y en la almohadilla del vástago, respectivamente; así como también la fuerza del actuador F_a .

La dinámica del cilindro neumático es descrita en las ecuaciones (1a) a (1j), y representa el Modelo Termomecánico original (Kiyama y Vargas, 2004). Este modelo calcula los cambios de las presiones al interior del cilindro, P_{a1} , P_{a2} , P_{c1} y P_{c2} , que dependen de la posición del vástago en el cilindro.

Debido a los efectos generados por las almohadillas de amortiguamiento en los extremos del cilindro, es necesario dividir el modelo Termomecánico en tres secciones: almohadilla del pistón ($0 \leq X < L_{alp}$), intermedio ($L_{alp} \leq X < L - L_{alv}$), y almohadilla del vástago ($L - L_{alv} \leq X \leq L$), como se observa en las ecuaciones (1a) a (1j). Los valores de L , L_{alv} y L_{alp} , están definidos en la tabla 1.

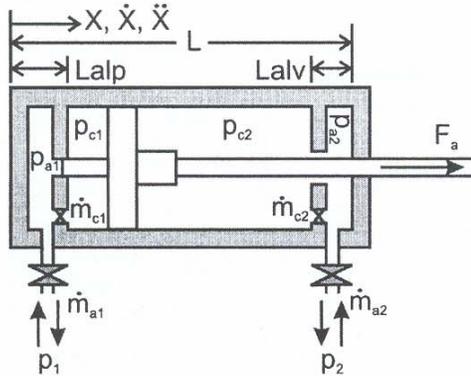


Fig. 1: Diagrama de un pistón neumático con amortiguamiento.

Para $0 \leq X \leq L$:

$$\dot{X} = \frac{d}{dt} X \quad (1a)$$

$$D\dot{X} = \frac{d^2}{dt^2} X \quad (1b)$$

Para $0 \leq X \leq L_{alp}$:

$$\dot{P}_{a1} = \frac{kRT_0}{A_{ap} \left(X + \frac{\Delta A_p}{A_{ap}} \right)} \left[\dot{m}_{1a} - \dot{m}_{1c} - \frac{A_{ap}}{RT_0} P_{a1} DX \right] \quad (1c)$$

$$\dot{P}_{c1} = \frac{kRT_0}{(A_p - A_{ap})X} \left[\dot{m}_{1c} - \frac{(A_p - A_{ap})}{RT_0} P_{c1} DX \right] \quad (1d)$$

Para $L_{alp} < X \leq L$:

$$\dot{P}_{a1} = \frac{kRT_0}{A_p (X + \Delta)} \left[\dot{m}_{1a} - \frac{A_p}{RT_0} P_{a1} DX \right] \quad (1e)$$

$$\dot{P}_{c1} = \frac{kRT_0}{A_p (X + \Delta)} \left[\dot{m}_{1c} - \frac{A_p}{RT_0} P_{c1} DX \right] \quad (1f)$$

Para $0 \leq X < (L - L_{alv})$:

$$\dot{P}_{c2} = \frac{kRT_0}{(A_p - A_v)(L - X + \Delta)} \left[\dot{m}_{2c} + \frac{(A_p - A_v)}{RT_0} P_{c2} DX \right] \quad (1g)$$

$$\dot{P}_{a2} = \frac{kRT_0}{(A_p - A_v)(L - X + \Delta)} \left[\dot{m}_{2a} + \frac{(A_p - A_v)}{RT_0} P_{a2} DX \right] \quad (1h)$$

Para $(L - L_{alv}) \leq X \leq L$:

$$\dot{P}_{c2} = \frac{kRT_0}{(A_p - A_v)(L - X)} \left[\dot{m}_{2c} + \frac{(A_p - A_v)}{RT_0} P_{c2} DX \right] \quad (1i)$$

$$\dot{P}_{a2} = \frac{kRT_0}{L - X + \frac{\Delta A_p}{A_{av} - A_v}} \left[\frac{\dot{m}_{2a} - \dot{m}_{2c}}{A_{av} - A_v} + \frac{P_{a2} DX}{RT_0} \right] \quad (1j)$$

El flujo máscico está definido en la ecuación (2), donde A_t es el área de flujo del aire, que puede ser de la válvula (A_{tv}) ó del orificio de amortiguamiento (A_{ts}); los valores aplicados al modelo para un actuador específico se muestran en la tabla 1, por lo que las ecuaciones del modelo resultante se muestran en las ecuaciones (3).

$$\dot{m} = \sqrt{\frac{2}{k-1}} \left(\frac{P_t}{P_0} \right)^{\frac{1+k}{2k}} \left[\left(\frac{P_t}{P_0} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{k}{RT_0}} P_0 A_t \quad (2)$$

Al evaluar el sistema de ecuaciones (3), se requiere de mucho tiempo de cómputo, lo que

provoca un retraso en el análisis del comportamiento del actuador neumático, por lo que de aquí nace la necesidad de reducir el modelo para reducir el tiempo de análisis.

Tabla 1: Valores aplicados al modelo neumático.

Variable	Denominación	Valor
R	Constante del gas	287.08 J/Kg°K
K	Relación de calores específicos.	1.4
To	Temperatura en el depósito.	298.15 °K
D	Diámetro del pistón	0.0635 m
d	Diámetro del vástago	0.0159 m
Dv	Diámetro de la almohadilla del vástago	0.0195 m
Dp	Diámetro de la almohadilla del pistón	0.01 m
L	Carrera del pistón	0.102 m
Lalv	Longitud de la almohadilla del vástago	0.0222 m
Lalp	Longitud de la almohadilla del pistón	0.0191 m
Delta	Longitud extra equivalente del cilindro	0.0375 m
Kv	Coefficiente de amortiguamiento viscoso	166 N s/m
Ks	Fuerza de fricción estática	24.5 N
Kc	Fuerza de fricción dinámica	5.15 N
Cde	Coefficiente de descarga, flujo restringido	0.35
Ate	Área efectiva, válvula totalmente abierta	8.39e-6 m ²
Cds	Coefficiente de descarga, flujo libre	1.00
Ats	Área efectiva, flujo libre	2.45e-5 m ²

Para $0 \leq X \leq L$:

$$\dot{X} = \frac{d}{dt} X \quad (3a)$$

$$D\dot{X} = \frac{d^2}{dt^2} X \quad (3b)$$

Para $0 \leq X \leq Lalp$:

$$\dot{P}_{a1} = \frac{1.526 \times 10^9}{X + 1.89} \left(\dot{m}_{a1} - \dot{m}_{c1} + \left(-9.176 \times 10^{-10} P_{a1} DX \right) \right) \quad (3c)$$

$$\dot{P}_{c1} = \frac{38.8 \times 10^6}{X} \left(\dot{m}_{c1} - 3.608 \times 10^{-8} P_{c1} \cdot DX \right) \quad (3d)$$

Para $Lalp < X \leq L$

$$\dot{P}_{a1} = \frac{37.838 \times 10^6}{X + 0.0613} \left(\dot{m}_{a1} - 3.7 \times 10^{-8} P_{a1} \cdot DX \right) \quad (3e)$$

$$\dot{P}_{c1} = \frac{37.838 \times 10^6}{X + 0.0613} \left(\dot{m}_{c1} - 3.7 \times 10^{-8} P_{c1} \cdot DX \right) \quad (3f)$$

Para $0 \leq X < L-Lalv$

$$\dot{P}_{c2} = \frac{40.355 \times 10^6}{0.1629 - X} \left(\dot{m}_{c2} + 3.469 \times 10^{-8} P_{c2} \cdot DX \right) \quad (3g)$$

$$\dot{P}_{a2} = \frac{40.355 \times 10^6}{0.1629 - X} \left(\dot{m}_{a2} + 3.469 \times 10^{-8} P_{a2} \cdot DX \right) \quad (3h)$$

Para $L-Lalv \leq X \leq L$

$$\dot{P}_{c2} = \frac{4.176 \times 10^7}{0.1016 - X} \left(\dot{m}_{c2} + 3.352 \times 10^{-8} P_{c2} \cdot DX \right) \quad (3i)$$

$$\dot{P}_{a2} = \frac{119.83 \times 10^3}{1.2872 - X} \left[9.983 \times 10^3 (\dot{m}_{a2} - \dot{m}_{c2}) + \left[+1.168 \times 10^{-5} P_{a2} DX \right] \right] \quad (3j)$$

Reducción de la Ecuación del Flujo Másico

La ecuación del flujo másico es función de las presiones en los diferentes intervalos de X, como se muestra en la ecuación 4.

$$\dot{m}_{ij} = K_{ij} M_{ij} P A \quad (4)$$

donde:

ij = a1, a2, c1, c2.

K = Constante del flujo. Ver tabla 2.

M = Operaciones con exponentes.

P = Presión.

A = Área de apertura de la válvula de paso.

Tabla 2. Valores de la constante de flujo con los valores de la tabla 1.

ij	K _{ij}	Condición	Intervalo
a1	3.165 × 10 ⁻³	P ₁ > P _{a1}	0 ≤ X ≤ L
	-3.165 × 10 ⁻³	P ₁ ≤ P _{a1}	
c1	-1.837 × 10 ⁻⁷	P _{c1} > P _{a1}	X < Lalp
	9.687 × 10 ⁻⁷	P _{c1} ≤ P _{a1}	
a2	3.165 × 10 ⁻³	P ₂ > P _{a2}	0 ≤ X ≤ L
	-3.165 × 10 ⁻³	P ₂ ≤ P _{a2}	
c2	-1.837 × 10 ⁻⁷	P _{c2} > P _{a2}	X ≥ L-Lalv
	8.153 × 10 ⁻⁷	P _{c2} ≤ P _{a2}	

La ecuación 5 muestra una forma general de M, y se realiza una sustitución de variables, como se muestra en la figura (6), donde siempre se debe cumplir que P_a ≤ P_b, y donde

R_{ij} es la relación de presiones internas, como se muestra en la tabla 3.

Tabla 3: Valores de R utilizados para evaluar la ecuación 4.

R_{ij}	Valor de la relación de presiones			
R_{a1}	$\left(\frac{P_{a1}}{P_1}\right)$	$P_1 > Pa_1$	$\left(\frac{P_1}{P_{a1}}\right)$	$P_1 \leq Pa_1$
R_{c1}	$\left(\frac{P_{c1}}{P_{e1}}\right)$	$P_{c1} > Pa_1$	$\left(\frac{P_{e1}}{P_{a1}}\right)$	$P_{c1} \leq Pa_1$
R_{a2}	$\left(\frac{P_{a2}}{P_2}\right)$	$P_2 > Pa_2$	$\left(\frac{P_2}{P_{a2}}\right)$	$P_2 \leq Pa_2$
R_{c2}	$\left(\frac{P_{c2}}{P_{e2}}\right)$	$P_{c2} > Pa_2$	$\left(\frac{P_{e2}}{P_{a2}}\right)$	$P_{c2} \leq Pa_2$

$$M = \left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{6}{7}} \sqrt{\left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{2}{7}} - 1} \quad (5)$$

$$M_{ij} = M(R_{ij}) = (R_{ij})^{\frac{6}{7}} \sqrt{(R_{ij})^{\frac{2}{7}} - 1} \quad (6)$$

Para aproximar el modelo termomecánico, se probó cuatro aproximaciones polinómicas, de segundo, tercer, cuarto y sexto orden. En cada caso, se aplicó el método de Diferencias de Newton. La forma polinómica general se muestra en la ecuación (7), donde n es el orden del polinomio, a_k son los coeficientes obtenidos y los valores se muestran en la tabla 4.

$$M_{ij} = \sum_{k=0}^n a_k R_{ij}^k \quad (7)$$

Tabla 4. Valores de los coeficientes de la ecuación (7) para el flujo másico.

	n=2	n=3	n=4	n=6
a_0	0.0352	0.0421	0.0276	0.0000
a_1	0.9312	0.6365	1.2814	0.0000
a_2	-0.9664	-0.1427	-2.9368	-0.0003
a_3		-0.5360	3.5564	0.0125
a_4			-1.9286	-0.1993
a_5				1.4833
a_6				-4.1976

La figura 2 muestra el resultado gráfico de las aproximaciones polinómicas del flujo másico de orden 2, 3, 4 y 6, y se compara con la gráfica de la ecuación original.

Los coeficientes de correlación resultantes entre la curva de aproximación polinomial con distinto orden, ecuación (7), y la curva original, ecuación (5), se muestran en la tabla 5.

Tabla 5. Coeficientes de correlación entre la curva original y aproximaciones polinomiales del flujo másico.

Orden del polinomio	Coefficiente de correlación
Segundo	0.9520
Tercero	0.9833
Cuarto	0.9887
Sexto	0.9901

Se determinó considerar como una buena aproximación un resultado mayor a 0.9500, por lo que las aproximaciones realizadas entregan un resultado aceptable.

Reducción de las Ecuaciones de Estado

Las ecuaciones de estado se redujeron con el mismo método de Diferencias de Newton, y los resultados se muestran en la serie de ecuaciones (8a) a la (8h).

Para \dot{P}_{a1} :

$$g_{21}(X) = (-4.2316X + 8.0741) \times 10^8 \quad (8a)$$

$$g_{22}(X) = \left(\begin{matrix} -2.0952X^3 + 0.6233X^2 + \\ -0.0777X + 0.0060 \end{matrix} \right) \times 10^{11} \quad (8b)$$

Para \dot{P}_{c1} :

$$g_{31}(X) = 38.8 \times 10^6 X^{-1} \quad (8c)$$

$$g_{32}(X) = g_{22}(X) \quad (8d)$$

Para \dot{P}_{c2} :

$$g_{41}(X) = \left(\begin{matrix} 1.1549X^3 + 0.0900X^2 + \\ 0.0152X + 0.0025 \end{matrix} \right) \times 10^{11} \quad (8e)$$

$$g_{42}(X) = \left(\begin{matrix} 1.3895X^2 - 0.2189X + \\ 0.0088 \end{matrix} \right) \times 10^{13} \quad (8f)$$

Para \dot{P}_{a2} :

$$g_{51}(X) = \left(\begin{matrix} 1.1549X^3 + 0.0900X^2 + \\ 0.0152X + 0.0025 \end{matrix} \right) \times 10^{11} \quad (8g)$$

$$g_{52}(X) = (8.3664X + 9.2571) \times 10^4 \quad (8h)$$

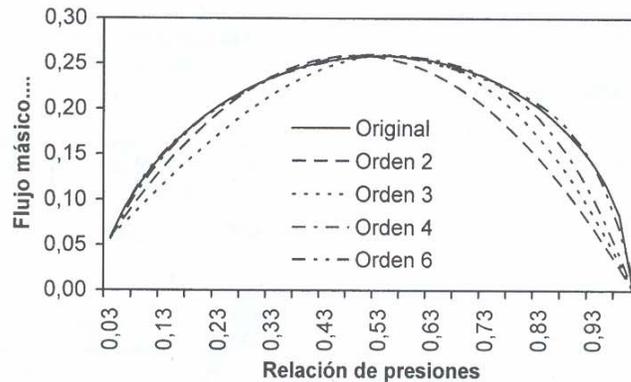


Fig. 2: Aproximación polinomial de orden 2, comparada con la curva original.

De tal forma, que las ecuaciones del modelo Termomecánico que estamos proponiendo, reducidos a polinomios, se muestran en las ecuaciones (9). La ecuación del flujo másico, corresponde a la ecuación (7), y los valores de los coeficientes del polinomio se muestran en la tabla 4. Primero se sustituye la aproximación de la curva de flujo másico, y la tabla 6 muestra los resultados, comparados con el modelo original.

Para $0 \leq X \leq L$:

$$\dot{X} = \frac{d}{dt} X \quad (9a)$$

$$D\dot{X} = \frac{d^2}{dt^2} X \quad (9b)$$

Para $0 \leq X \leq L_{alp}$

$$\dot{P}_{a1} = g_{21}(X)(\dot{m}_{a1} - \dot{m}_{c1} - 9.176 \times 10^{-10} P_{a1} DX) \times 10^8 \quad (9c)$$

$$\dot{P}_{c1} = g_{31}(X)(\dot{m}_{c1} - 3.608 \times 10^{-8} P_{c1} DX) \times 10^5 \quad (9d)$$

Para $L_{alp} < X \leq L$

$$\dot{P}_{a1} = g_{22}(X)(\dot{m}_{a1} - 3.7 \times 10^{-8} P_{a1} DX) \times 10^{11} \quad (9e)$$

$$\dot{P}_{c1} = g_{32}(X)(\dot{m}_{c1} - 3.7 \times 10^{-8} P_{c1} DX) \times 10^{11} \quad (9f)$$

Para $0 \leq X \leq (L-L_{alp})$

$$\dot{P}_{c2} = g_{41}(X)(\dot{m}_{c2} + 3.469 \times 10^{-8} P_{c2} DX) \times 10^{11} \quad (9g)$$

$$\dot{P}_{a2} = g_{51}(X)(\dot{m}_{a2} + 3.469 \times 10^{-8} P_{a2} DX) \times 10^{11} \quad (9h)$$

Para $(L - L_{alp}) < X \leq L$

$$\dot{P}_{c2} = g_{42}(X)(\dot{m}_{c2} + 3.352 \times 10^{-8} X_4 X_6) \times 10^{13} \quad (9i)$$

$$\dot{P}_{a2} = g_{52}(X) \left[\begin{matrix} 9.983 \times 10^3 (\dot{m}_{a2} - \dot{m}_{c2}) + \\ 1.168 \times 10^{-5} X_5 X_6 \end{matrix} \right] \times 10^4 \quad (9j)$$

PRUEBAS Y RESULTADOS

Para comprobar la validez de los resultados, se compara el resultado del modelo original, con el resultado del nuevo modelo polinomial para la posición del actuador neumático. Las pruebas se realizaron utilizando Matlab, y se consideran los factores del tiempo de ejecución, el coeficiente de correlación, los errores máximo y promedio, como puntos importantes a evaluar. Primero se evaluaron las aproximaciones del flujo másico, ecuación (7), de orden 2, 3, 4 y 6, en el modelo termomecánico, ecuaciones (3). La tabla 6 muestra el tiempo de cómputo para cada aproximación, incluida la forma original, así como los coeficientes de correlación respecto al original. En seguida, se sustituyen las ecuaciones polinomiales (8) y (7) en las ecuaciones (9), y los resultados se muestran en la tabla 7.

La figura 3 muestra los errores de posición del actuador, junto con los resultados mostrados en las tablas 6 y 7, nos permite establecer que la mejor aproximación del flujo másico, es de orden 3. La figura 4 muestra una comparación del modelo simplificado de orden 3, contra el modelo original.

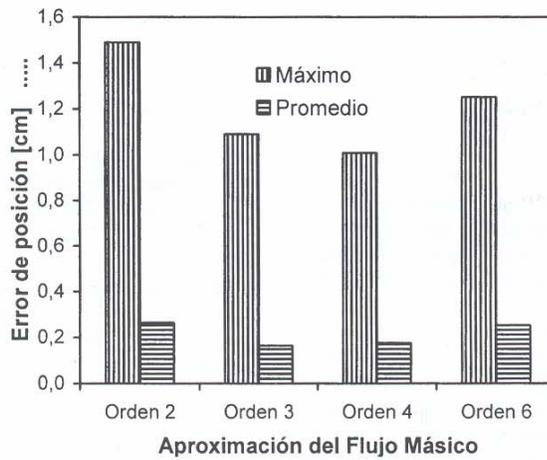


Fig. 3: Errores máximo y promedio del modelo propuesto contra el original.

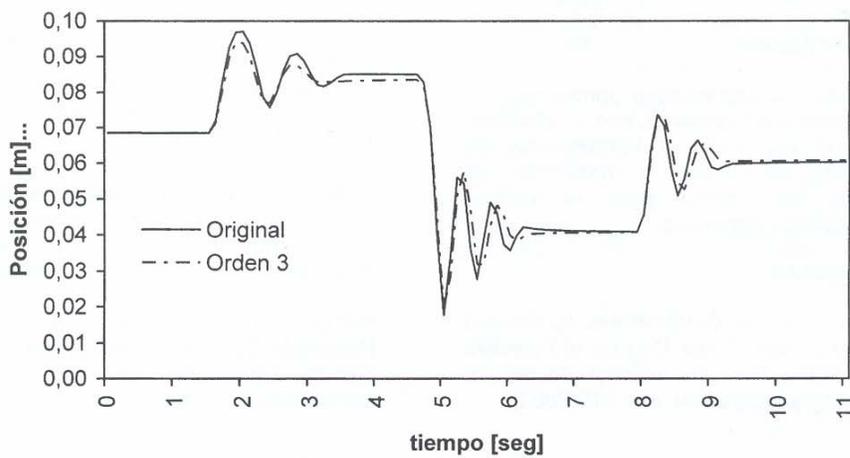


Fig. 4: Gráfica del comportamiento del modelo original, y el modelo propuesto, con el flujo másico de orden 3.

Tabla 6: Tiempo de cómputo y coeficientes de correlación entre el modelo original y el modelo con aproximaciones polinómicas del flujo másico.

Modelo	Tiempo (seg)	Coefficiente de correlación.
Original	110.0160	1.0000
Segundo orden	55.2810	0.9866
Tercer orden	14.8750	0.9904
Cuarto orden	165.5060	0.9924
Sexto orden	96.0780	0.9937

Tabla 7: Resultados comparativos entre el modelo original, y un equivalente polinomial, con diversas aproximaciones del flujo másico.

Modelo	Tiempo (seg)	Coefficiente de correlación
Original	110.0160	1.0000
Orden 2	40.4370	0.9865
Orden 3	9.0930	0.9898
Orden 4	159.5000	0.9924
Orden 6	93.40	0.9939

El programa utilizado es el mismo, sólo cambian las ecuaciones del modelo, y el tiempo que se mide, es de los cálculos matemáticos de la simulación.

CONCLUSIONES

Con este trabajo se ha mostrado una alternativa del modelo planteado por Kiyama y Vargas (2004), de tal manera que el tiempo de cómputo se reduce de manera significativa al obtener el comportamiento del flujo másico como una función de tipo polinómica, siendo la mejor opción la aproximación de tercer orden, reduciendo en más del 90% el tiempo de cálculo computacional, con una aproximación muy cercana al modelo original, y con un error promedio del orden de 1 mm.

Esta nueva alternativa es más sencilla de ser implementada en un Procesador Digital de Señales, o bien, en lenguaje VHDL, para la predicción de la posición de este tipo de actuadores neumáticos.

Este trabajo es una primera aproximación y se va a continuar trabajando con el desarrollo de nuevos algoritmos y herramientas de simulación, así como el desarrollo de algoritmos de control para el modelo Termomecánico propuesto.

REFERENCIAS

Feliu V. y A. García; Gauge-Based tip Position Control of a New Three Degree of Freedom Flexible Robot; The International Journal of Robotics Research; 20(8), 660-675(2001).

József K. y J. Claude; Dynamics Modeling and Simulation of Constrained Robotic System; IEEE/ASME Transactions on Mechatronics; 8(2), 165-177(2003).

Kiyama F. y J. E. Vargas; Modelo Termo-Mecánico para un Manipulador tipo Dieléctrico; Información Tecnológica; ISSN 0716-8756; 15(5), 23-31(2004).

Ming-Chang S. y Y. Huang; Pneumatic Servo-Cylinder Position Control Using A Self-Tuning Controller; JSME International Journal, 35, (1992).

Moore P. y J. Pu; Progression of servo pneumatics toward advanced applications; Fluid Power Circuit, Component and System Design; K. Edge and C. Burrows, Eds. Boldock, U. K.: Research Studies Press; 347-365 (1993).

Henri P., J. M. Hollerbach; An Analytical and Experimental Investigation of a Jet Pipe controlled electropneumatic Actuator; IEEE Transactions on Robotics and Automation; 14(4), 601-611(1998).

Suárez L. y S. Luis; Estrategias de Control Adaptable para el posicionamiento continuo de Cilindros Neumáticos; XI Convención Informática 2005; La Habana, Cuba(2005).

Wang J. y J. D. Wang; Identification of Pneumatic Cylinder Friction Parameters using Genetic Algorithms; IEEE Transactions on Mechatronics; 9(1), 100-107 (2004).