

Modelo integral del accionamiento neumático para un robot flexible industrial

Kiyama Miramontes Fernando Francisco¹ y Vargas Soto José Emilio²

(¹) Centro Regional de Optimización y Desarrollo de Equipo
Homero 350, Complejo Industrial Chihuahua, Chihuahua, Chih. 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. C.P. 76130
Tel. 01 (442) 211 98 00, Fax 01 (442) 211 98 37, e-mail emilio@mecatronica.net

Resumen—En este trabajo proponemos un modelo para mejorar la actuación que presenta un manipulador flexible utilizado para realizar labores de limpieza en líneas aéreas de alta tensión. El modelo se aplica en uno de los grados de libertad de un manipulador flexible, el cual es accionado neumáticamente. El trabajo forma parte de un proyecto de investigación sobre la dinámica de los manipuladores flexibles. La modelación neumática se basa en los principios termodinámicos de la conservación de masa y energía y la dinámica del robot en la formulación de Newton-Euler. Presentamos los resultados obtenidos del estudio efectuado en el sistema neumático mediante la implementación numérica del sistema en el espacio de estados.

Palabras clave— Robot flexible, Mecatrónica, Modelación .

I. INTRODUCCIÓN

Efectuar la limpieza de los aisladores eléctricos en las líneas aéreas de alta tensión es una tarea altamente peligrosa para las personas que efectúan este trabajo. El lavado y aplicación en vivo se hace regularmente con pértigas dieléctricas manejadas por un operador diestro. La técnica es relativamente segura si se tienen todos los cuidados y se sigue el procedimiento con formalidad[1].



Fig. 1. Operador limpiando aisladores eléctricos

La desventaja, sin embargo, es que se requiere soportar la pértiga con guantes dieléctricos, dentro de un traje dieléctrico

independientemente del calor o del frío y en posiciones a veces incómodas, lo que resulta muy cansado para el operario, reduciendo la eficiencia y propiciando la posibilidad de cometer un error, la Fig. 1 muestra las condiciones del operador al efectuar una rutina de limpieza de aisladores en una subestación eléctrica. En este sentido, se ha desarrollado un manipulador que facilite la tarea de limpieza en dichas líneas, ver Fig. 2, logrando con ello aumentar la seguridad para el operario, pero con los inconvenientes que presenta la flexibilidad de los eslabones principales y la compresibilidad del aire, lo cual dificulta la ubicación precisa del sistema de limpieza.



Fig. 2 Prototipo de robot flexible

Por otra parte, los sistemas de actuación neumática presentan problemas originados por la no-linealidad producida durante la compresión del aire y la fricción en los actuadores, así como sus efectos sobre los diferentes componentes del conjunto.

En este trabajo consideramos el estudio realizado para la modelación de un brazo manipulador de un eslabón con actuación neumática, esto como parte de un trabajo más extenso que actualmente estamos llevando a cabo, enfocado

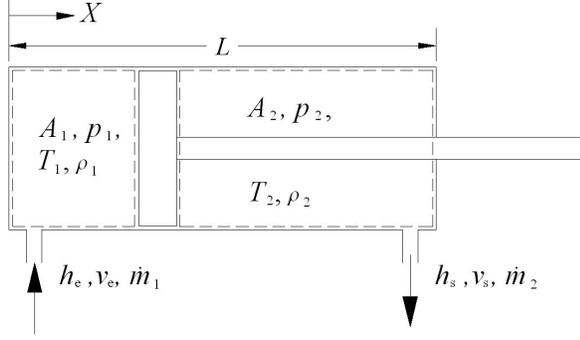


Fig. 3. Balance de energía en las cámaras del actuador neumático.

hacia la dinámica de manipuladores flexibles, los cuales son una alternativa que permite aumentar la relación carga/peso de los robots convencionales de uso industrial. Así mismo, es posible efectuar manipulaciones de objetos a mayor velocidad. Presentamos la descripción de la dinámica del actuador, de las válvulas de control y del mecanismo impulsor del brazo manipulador. Establecemos el modelo en la forma de sistema en el espacio de estados y ejemplificamos el resultado de su implementación numérica aplicada a un caso particular. Una de las características que consideramos básica en el robot, es que su estructura sea de un material no conductor de electricidad, debido a que la aplicación del robot que estamos investigando esta asociada al mantenimiento de líneas eléctricas de alta tensión [1].

Por otra parte en el ámbito de los robots considerados rígidos, las demandas de alta productividad requieren que los manipuladores terminen sus tareas en lapsos más cortos. La exactitud de manipulación de los robots operando a altas velocidades o interactuando con fuerzas de contacto elevadas es afectada en forma significativa por su elasticidad. Por tal motivo al llevar a cabo tareas de alto desempeño, debe considerarse la flexibilidad del manipulador en el diseño de los algoritmos de control. El prerrequisito para esto es contar con un modelo efectivo de la dinámica del manipulador.

Actualmente estamos trabajando en la construcción de un banco de prueba del manipulador con el fin de hacer los ajustes requeridos a los parámetros del modelo y la validación de los resultados que este aporta.

II. MODELACIÓN

Establecimos la dinámica no lineal del sistema neumático a partir de las suposiciones siguientes:

S1 Gas ideal.

S2 La densidad del gas es uniforme en las cámaras del actuador y en la tubería.

S3 Los procesos experimentados por el gas en las cámaras del actuador y en la tubería son isotérmicos.

S4 El flujo a través de las válvulas de control es isentrópico.

A. Descripción de la Dinámica del Actuador

Aplicamos la primera ley de la termodinámica sobre un volumen de control considerado para la cámara 1 (lado del pistón) del actuador, como se muestra en la Fig. 3:

$$\dot{Q} + \dot{m}_1 \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} \right) = \frac{\partial E}{\partial t} + \dot{W} \quad (1)$$

donde \dot{Q} , \dot{m}_1 , h_e , v_e son respectivamente, el flujo de calor el cual consideramos despreciable, el flujo de gas a través del puerto de la cámara 1 y, la entalpía y velocidad del gas asociadas con dicho flujo. $\partial E/\partial t$ y \dot{W} son la variación temporal de la energía total en la cámara del cilindro y el intercambio de trabajo a través de la frontera del volumen de control. Adicionalmente definimos:

$$\left(h_e + \frac{v_e^2}{2} \right) = h_0 = c_p T_0 \quad (2)$$

En (2) relacionamos el flujo de gas en la cámara 1 con su estado en el depósito del compresor, donde lo consideramos en reposo, por ello h_0 es la entalpía de estagnación, T_0 es la temperatura del gas en el depósito y c_p es el calor específico a presión constante del gas.

$$\frac{\partial E}{\partial t} = \frac{\partial U_1}{\partial t} = \frac{c_v}{R} \left(\dot{p}_1 V_1 + p_1 \dot{V}_1 \right) \quad (3)$$

En (3) consideramos que los cambios en energía cinética y potencial no son importantes en comparación con el cambio en energía interna y expresamos ésta, aplicando las relaciones del gas ideal en función de c_v , R , p_1 y V_1 siendo éstos respectivamente el calor específico a volumen constante, la constante del gas, y la presión y volumen en la cámara 1.

$$\dot{W} = p_1 \dot{V}_1 \quad (4)$$

Sustituyendo (2), (3), y (4) en (1):

$$\dot{m}_1 = \frac{1}{kRT_0} \dot{p}_1 V_1 + \frac{1}{RT_0} p_1 \dot{V}_1 \quad (5)$$

donde $k = c_p/c_v$ es la relación entre calores específicos.

Procediendo en forma análoga sobre la cámara 2 (lado del vástag) del actuador se obtiene:

$$\dot{m}_2 = \frac{1}{kRT_2} \dot{p}_2 V_2 + \frac{1}{RT_2} p_2 \dot{V}_2 \quad (6)$$

donde T_2 es la temperatura en la cámara 2 del actuador, consideramos muy pequeña la velocidad del gas en la cámara

2 en comparación con la velocidad de flujo en el puerto respectivo. Tomamos como origen ($X=0$) la posición del vástago retraído y L la carrera del pistón para expresar los volúmenes de las cámaras del actuador como:

$$V_1 = A_1(X + \Delta) ; \quad V_2 = A_2(L - X + \Delta) \quad (7)$$

donde A_1 y A_2 son respectivamente las áreas del pistón del actuador en el lado correspondiente y Δ es la longitud extra equivalente del cilindro, correspondiente al volumen residual de la línea de conexión y componentes.

Aplicando (7) y sus derivadas en (5) y (6) obtenemos las expresiones del movimiento del pistón dependiente de la modulación de los flujos de gas en los puertos del actuador:

$$\dot{m}_1 = \frac{A_1}{kRT_0} \dot{p}_1(X + \Delta) + \frac{A_1}{RT_0} p_1 \dot{X} \quad (8a)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{A_2}{kRT_2} \dot{p}_2(L - X + \Delta) - \frac{A_2}{RT_2} p_2 \dot{X} \quad (8b)$$

B. Descripción de la Dinámica de las Válvulas de Control

Para modelar la válvula que alimenta la cámara 1 del actuador consideramos, como se muestra en la Fig. 4, una tobera convergente alimentada desde el depósito del compresor, a una presión p_0 y descargando a una presión p_1 . Partiendo de la ecuación de continuidad:

$$\dot{m}_1 = \rho_t A_t v_t \quad (9)$$

donde ρ_t , v_t son respectivamente la densidad y velocidad del gas en la garganta y A_t el área de la sección transversal de ésta.

A partir de (2) se obtiene para el proceso de expansión en la tobera desde el depósito, donde la energía cinética es despreciable:

$$T_0 = T_t + \frac{v_t^2}{2c_p} \quad (10)$$

Aplicando las relaciones del gas ideal:

$$\frac{T_0}{T_t} = 1 + \frac{k-1}{2} \frac{v_t^2}{kRT_t} = 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \quad (11)$$

donde $M = v_t/a$ es el número de Mach en la garganta, siendo a la velocidad acústica en la garganta. La velocidad de flujo en la garganta se obtiene a partir de (11) y de la definición del número de Mach:

$$v_t = M_t \sqrt{kRT_t} = M_t \sqrt{kRT_0} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{-\frac{1}{2}} \quad (12)$$

Se obtiene una expresión análoga para la densidad del gas en la garganta de la tobera, considerando que el flujo es isentrópico y aplicando por ello las relaciones conocidas para tal proceso:

$$\frac{p_t}{p_0} = \left(\frac{T_t}{T_0} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{k}{1-k}} \quad (13)$$

$$\frac{\rho_t}{\rho_0} = \frac{V_0}{V_t} = \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{1-k}} \quad (14)$$

Sustituyendo (12) y (14) en (9) se obtiene, para el flujo másico en la válvula que alimenta a la cámara 1 del actuador:

$$\dot{m} = \rho_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1+k}{2(1-k)}} A_t M \sqrt{kRT_0} \quad (15)$$

Utilizando la ecuación de estado de los gases ideales se sustituye la densidad en el depósito, ρ_0 , por una expresión más conveniente en función de la presión en el mismo. También se evita en (15) la dependencia del número de Mach, sustituyendo éste desde (13) para obtener el flujo másico como función única de las presiones en el depósito y en la garganta:

$$\dot{m} = \sqrt{\frac{2}{k-1}} \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{1+k}{2k}} \left[\left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{k}{RT_0}} p_0 A_t \quad (16)$$

Si el flujo es opuesto, o sea de salida de la cámara del actuador, la deducción anterior sigue siendo válida si se considera el gas alojado dentro de la cámara como "el depósito". Así mismo, el análisis y expresión resultantes son análogos para la cámara 2 del actuador.

El patrón de flujo a través de la válvula varía dependiendo de las presiones p_0 en el depósito del compresor y p_1 en la cámara del cilindro. Se produce un cambio brusco en dicho patrón al alcanzar v_t el valor de la velocidad sónica o sea cuando se tiene en la garganta de la válvula $M=1$, de (13) tomando para el aire $k=1.4$ se obtiene que tal situación se da cuando $p_t/p_0=0.528$. Por ello podemos considerar los casos siguientes:

1) Condición de flujo nulo, $p_1/p_0=1$

Si las presiones son iguales, no habrá flujo, es el caso en el que el pistón del actuador está bloqueado.

2) Régimen de flujo subcrítico, $0.528 < p_1/p_0 < 1$

Se tiene a través de la válvula, un flujo cuya presión decrece constantemente. Dado que el flujo es subsónico en la garganta,

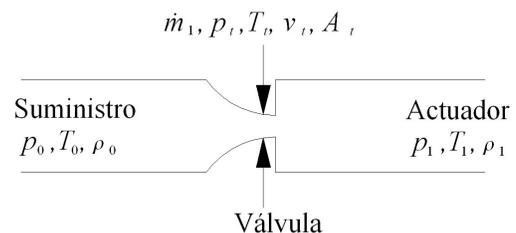


Fig. 4. Flujo de aire a través de la válvula que controla al actuador.

la presión en ésta es la misma que la de la cámara del cilindro.

3) Régimen de flujo crítico, $p_1/p_0=0.528$

Al aumentar la diferencia de presiones entre el suministro neumático y la cámara del actuador, la velocidad de la

corriente en la válvula aumenta hasta alcanzar la velocidad sónica en la garganta, lo cual se denomina “régimen crítico”.

4) Régimen de flujo supercrítico, $p_t/p_0 < 0.528$

Al sobrepasar el régimen crítico, un aumento adicional de la diferencia de presiones entre el suministro neumático y la cámara del actuador no afecta el estado de flujo en la garganta. En este régimen la presión en la garganta p_t es mayor que la presión p_1 en la cámara del actuador. La descompresión repentina del chorro provoca una expansión explosiva. La presión en la garganta se mantiene constante en $p_t = 0.528p_0$. Esta situación ocurre si la carga en el actuador es muy baja.

El manejo de los patrones de flujo bajo las cuatro condiciones anteriores es más conveniente si se representa (16) en la forma siguiente:

$$\dot{m}_1 = C_d \gamma_1 \sqrt{\frac{k}{RT_0}} p_0 A_t \quad (17)$$

donde C_d es el coeficiente de descarga, en el que se consideran las pérdidas debidas a la fricción del flujo. El valor de γ_1 depende del régimen de flujo particular. Para flujo nulo, (16) nos da $\gamma_1=0$ y para flujo subcrítico:

$$\gamma_1 = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{1+k}{2k}} \left[\left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (18)$$

Dado que tanto en el flujo crítico como en el supercrítico la relación de presiones se mantiene constante e igual a $p_t/p_0=0.528$, esto resulta en un valor $\gamma_1 = 0.5787$.

C. Efecto de la Fuerza de Fricción.

La fuerza de fricción se manifiesta en los actuadores neumáticos, tanto en la forma de fricción viscosa como de fricción seca. La fuerza total sobre el pistón, considerando los efectos combinados de la presión en las cámaras del actuador y de la fuerza de fricción, puede expresarse como:

$$F_p = p_1 A_1 - p_2 A_2 - K_v \dot{X} - K_{sd} \quad (19)$$

donde K_v es el coeficiente de fricción viscosa y K_{sd} es la componente combinada de fuerzas de fricción estática y dinámica de acuerdo al criterio siguiente:

$$K_{sd} = \begin{cases} p_1 A_1 - p_2 A_2 & \text{Si } \dot{X} = 0 \text{ y } |p_1 A_1 - p_2 A_2| \leq K_s \\ K_d \operatorname{sgn}(\dot{X}) & \text{Si } \dot{X} \neq 0 \end{cases} \quad (20)$$

D. Descripción de la Dinámica del Mecanismo Impulsor

El mecanismo impulsor está conformado por una combinación en serie de la segunda inversión del mecanismo de corredera manivela y del mecanismo de cuatro barras según se muestra en la Fig. 5.

La descripción de la dinámica de este mecanismo se hace aplicando la formulación de Newton-Euler en forma individual a cada uno de los eslabones:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \mathbf{p}_i &= \mathbf{F}_i \\ \frac{d}{dt} \mathbf{H}_{Gi} &= \mathbf{M}_{Gi} \quad i = 2, 3, \dots, 6 \end{aligned} \quad (21)$$

donde \mathbf{p}_i , y \mathbf{H}_i son el momentum lineal y el momentum angular del eslabón i , \mathbf{F}_i y \mathbf{M}_{Gi} son las sumas de fuerzas y de momentos respectivamente, que actúan sobre ese eslabón.

La aplicación de (21) requiere previamente de los análisis de posición y velocidad del mecanismo impulsor, para lo cual aplicamos el enfoque vectorial del profesor F.H. Raven, según se describe en [5].

En la solución de (21) se tiene como variable de entrada a (19) y las variables de salida son las fuerzas de contacto entre eslabones y las aceleraciones respectivas. Dado que dichas aceleraciones están relacionadas podemos expresarlas como función de una sola, elegimos la aceleración del pistón.

Expresando a (21) en la forma matricial queda como:

$$[\mathbf{R}]\{\mathbf{F}\} = \{\mathbf{I}\} \quad (22)$$

donde la matriz $[\mathbf{R}]$ contiene toda la información geométrica del mecanismo, el vector $\{\mathbf{I}\}$ toda la información dinámica y $\{\mathbf{F}\}$ es el vector de variables a determinar.

El vector $\{\mathbf{F}\}$ está formado por los elementos siguientes:

$$\{\mathbf{F}\} = [\mathbf{F}_{12} \ \mathbf{F}_{14} \ \mathbf{F}_{34} \ \mathbf{F}_{v23} \ \mathbf{F}_{p23} \ \mathbf{F}_{45} \ \mathbf{F}_{56} \ \mathbf{F}_{16} \ \mathbf{DDX}]^T \quad (23)$$

donde haciendo referencia a la numeración indicada en la Fig. 5 cada fuerza de contacto corresponde a los eslabones adyacentes según los subíndices respectivos y \mathbf{DDX} es la aceleración del pistón.

E. Integración del Modelo

El actuador neumático utilizado en nuestro caso es del tipo equipado con almohadillas de frenado, el cual representamos en forma esquemática en la figura 5.

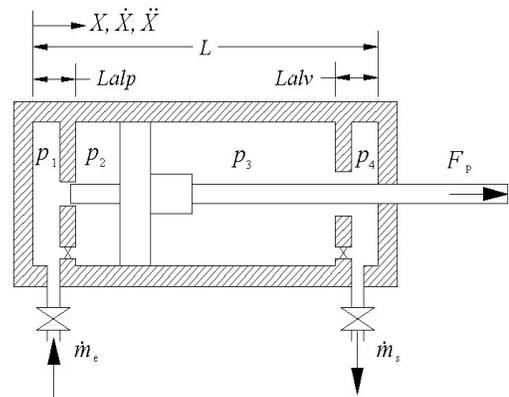


Fig. 5. Actuador neumático con almohadillas de frenado.

Las almohadillas de frenado son antecámaras que se forman en los extremos del actuador cuando el pistón se sitúa cerca de los extremos de su carrera. El empaque de las almohadillas de frenado está diseñado en forma tal que impide la salida del gas del interior de las cámaras del actuador pero ofrece una resistencia mínima a su ingreso.

Para la integración del modelo del sistema en el espacio de estados definimos las variables siguientes: $x_1 = X$, $x_2 = p_1$,

$x_3 = p_2$, $x_4 = p_3$, $x_5 = p_4$, $x_6 = \dot{X}$. La variación en el tiempo de las presiones será diferente dependiendo de la posición del pistón:

para $0 \leq X \leq L$

$$\dot{x}_1 = x_6 \quad (22a)$$

para $0 \leq X \leq Lalp$

$$\dot{x}_2 = \frac{kRT_0}{A_{ap} \left(x_1 + \frac{\Delta A_p}{A_{ap}} \right)} \left[\dot{m}_{a1} - \dot{m}_{c1} - \frac{A_{ap}}{RT_0} x_2 x_6 \right] \quad (22b)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{kRT_0}{(A_p - A_{ap}) x_1} \left[\dot{m}_{c1} - \frac{(A_p - A_{ap})}{RT_0} x_3 x_6 \right] \quad (22c)$$

para $Lalp < X \leq L$

$$\dot{x}_2 = \frac{kRT_0}{A_p (x_1 + \Delta)} \left[\dot{m}_{a1} - \frac{A_p}{RT_0} x_2 x_6 \right] \quad (22d)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{kRT_0}{A_p (x_1 + \Delta)} \left[\dot{m}_{c1} - \frac{A_p}{RT_0} x_3 x_6 \right] \quad (22e)$$

para $0 \leq X < (L - Lalv)$

$$\dot{x}_4 = \frac{kRT_0}{(A_p - A_v)(L - x_1 + \Delta)} \left[\dot{m}_{c2} + \frac{(A_p - A_v)}{RT_0} x_4 x_6 \right] \quad (22f)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{kRT_0}{(A_p - A_v)(L - x_1 + \Delta)} \left[\dot{m}_{a2} + \frac{(A_p - A_v)}{RT_0} x_5 x_6 \right] \quad (22g)$$

para $(L - Lalv) \leq X \leq L$

$$\dot{x}_4 = \frac{kRT_0}{(A_p - A_{av})(L - x_1)} \left[\dot{m}_{c2} + \frac{(A_p - A_{av})}{RT_0} x_4 x_6 \right] \quad (22h)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{kRT_0}{\left(L - x_1 + \frac{\Delta A_p}{A_{av} - A_v} \right)} \left[\left(\frac{\dot{m}_{a2} - \dot{m}_{c2}}{A_{av} - A_v} \right) + \frac{x_5 x_6}{RT_0} \right] \quad (22i)$$

para $0 \leq X \leq L$

$$\dot{x}_6 = DDX \quad (22j)$$

donde m_{a1} , m_{a2} , m_{c1} y m_{c2} son los flujos máscicos entre las válvulas de control y las almohadillas y entre éstas y sus cámaras respectivas denominando 1 al lado del pistón y 2 al lado del vástago. Estos flujos máscicos están definidos por (17). A_p , A_v , A_{ap} y A_{av} son las áreas de las cámaras del pistón, del vástago y de las almohadillas respectivas. L , $Lalp$ y $Lalv$ son las longitudes de la carrera del pistón y de las zonas de las almohadillas del pistón y del vástago. DDX se obtiene a partir de la solución del sistema de ecuaciones que resultan de (21) según se expresa en (22) y (23).

III. IMPLEMENTACIÓN NUMÉRICA

Implementamos la solución de las ecuaciones diferenciales resultantes mediante la versión Cash-Karp del método de Runge-Kutta Fehlberg, con la intención de lograr un uso eficiente del paso de integración. El actuador neumático de doble acción tiene la velocidad limitada mediante válvulas de aguja de retorno libre. Las características de estos componentes se listan en la tabla I.

Así mismo en la tabla I se incluyen los valores de las propiedades de amortiguamiento del actuador de acuerdo a las mediciones que le hemos hecho. La componente de amortiguamiento viscoso resulta especialmente importante, también se observa que la componente de fricción dinámica es el 20% de la fricción estática, valor que esperábamos fuera más alto. Estuvimos atentos a la posibilidad de que la fricción estática o la dinámica pudieran variar con la posición relativa pistón-cilindro, pero encontramos que, para este actuador, ambas se mantienen en los valores indicados en la tabla I.

Las características cinéticas del sistema mecánico se relacionan en la tabla II. El brazo manipulador en cuestión es un tubo de PVC de 1.5m de longitud. Las longitudes indicadas en la tabla son las distancias entre pivotes de los mecanismos que definen la cinemática de los mismos. Por ello la masa y momento de inercia indicadas para el seguidor, incluyen al brazo manipulador y su base.

Como condiciones iniciales consideramos que el sistema parte del reposo desde una posición que sitúa a la corredera en la zona intermedia de su carrera y fijamos las presiones de las cámaras en forma arbitraria, siendo la atmosférica para la cámara del pistón y de 0.2 MPa para la cámara del vástago.

TABLA I
CARACTERÍSTICAS DEL ACTUADOR Y LAS VÁLVULAS DE CONTROL DE FLUJO

Símbolo	Denominación	Valor
D	Diámetro del pistón	0.0635 m
d	Diámetro del vástago	0.01586 m
dv	Diámetro de la almohadilla del vástago	0.01947 m
dp	Diámetro de la almohadilla del pistón	0.01 m
L	Carrera del pistón	0.1016 m
Lalv	Longitud de la almohadilla del vástago	0.0225 m
Lalp	Longitud de la almohadilla del pistón	0.01905 m
Δ	Longitud extra equivalente del cilindro	0.0613 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

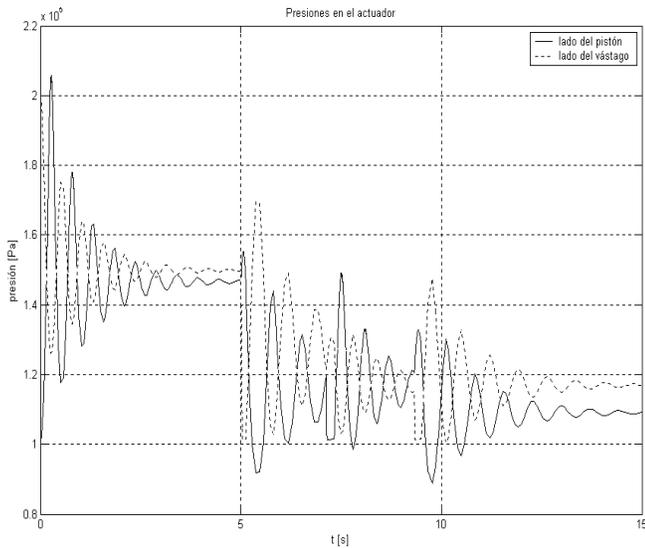


Fig. 6. Variación de las presiones en los puertos del actuador.

Iniciamos la simulación con un periodo de 5 s en el cual se mantiene cerrada la válvula de control para permitir que las fuerzas que intervienen en el sistema se equilibren y a continuación observamos la respuesta del sistema a una serie de movimientos alternos separados por periodos de pausa que establecimos con el objeto de observar la estabilidad del modelo. La figura 6 muestra la variación de las presiones en los puertos del actuador a partir de los valores definidos como iniciales. El periodo de pausa termina a los 5 s seguido por la apertura de válvulas durante 0.25 s durante los cuales el lado del vástago se comunica a la atmósfera y el lado del pistón se comunica a un suministro de presión de 0.3 Mpa.

Posteriormente, se observan dos periodos de pausa de 2 s

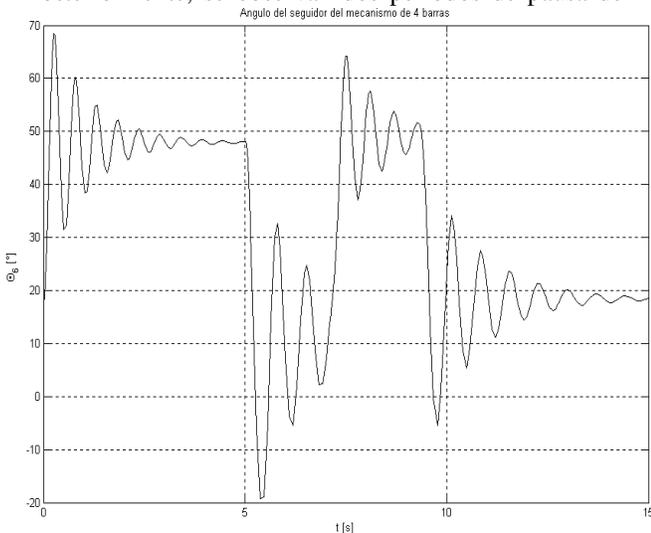


Fig. 7. Posición a través del tiempo del brazo manipulador conforme evoluciona el accionamiento de las válvulas del actuador.

entre los cuales está intercalada una apertura de válvulas durante 0.5 s con inversión de las comunicaciones al suministro de presión y a la atmósfera. Finalmente, el

movimiento termina con una apertura de válvulas durante 0.25 s con nueva inversión de la comunicación de presiones en los puertos, seguida de un período de pausa hasta lograr 15 s.

La posición angular del eslabón obtenida por simulación se muestra en la Fig. 7. La fuerza axial en el vástago del

TABLA II
CARACTERÍSTICAS CINÉTICAS DEL MECANISMO IMPULSOR

Símbolo	Denominación	Valor
$Ld1$	Desnivel entre cilindro y manivela	0.103 m
$La1$	Distancia vertical entre pivotes del cilindro y la manivela	0.446 m
$Lb1$	Distancia entre pivotes de la manivela y el seguidor	0.041 m
$L2$	Distancia del pivote al fondo del cilindro	0.0424 m
$m2$	Masa del cilindro del actuador	1.0 kg
$I2$	Momento de inercia del cilindro del actuador	0.00602 kg·m ²
$L3$	Longitud total de la corredera	0.357 m
$m3$	Masa de la corredera	0.905 kg
$I3$	Momento de inercia de la corredera	0.01345 kg·m ²
$L4$	Longitud de la manivela	0.0745 m
$m4$	Masa de la manivela	0.2 kg
$I4$	Momento de inercia de la manivela	1.6e-4 kg·m ²
$L5$	Longitud del acoplador	0.1 m
$m5$	Masa del acoplador	0.19 kg
$I5$	Momento de inercia del acoplador	2.87e-4 kg·m ²
$L6$	Longitud del seguidor	0.0424 m
$m6$	Masa del seguidor	0.995 kg
$I6$	Momento de inercia del seguidor	0.15193 kg·m ²

actuador, la cual como era de esperarse, sigue el mismo patrón de variación que la presión en las cámaras del cilindro neumático, tal como se aprecia en la Fig. 8.

De la cantidad de variables que el modelo calcula, los valores desplegados en las figuras 6, 7 y 8 fueron elegidos

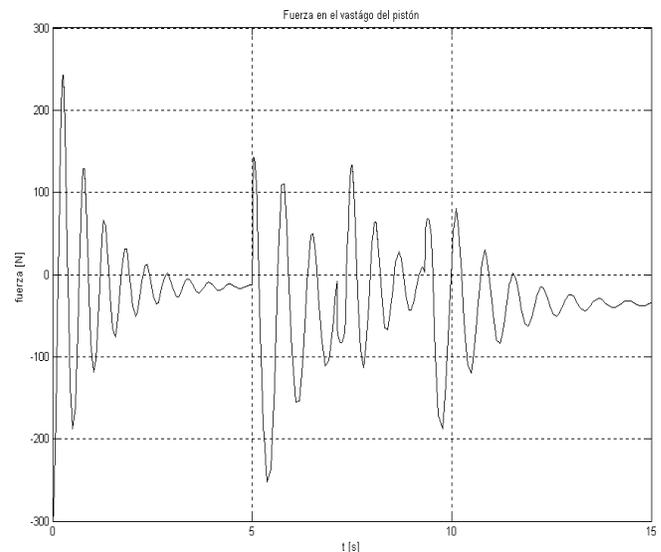


Fig. 8. Fuerza axial ejercida sobre el vástago del actuador.

porque corresponden con las señales que planeamos medir en el banco de prueba que estamos construyendo.

IV. Agradecimientos

Los autores desean agradecer especialmente al Centro Regional de Optimización y Desarrollo de Equipo por su incondicional apoyo, las facilidades en la construcción del banco de pruebas y el uso de laboratorios. Del mismo modo, hace extensivo este agradecimiento a la Unidad de Postgrado del Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial por el apoyo y las facilidades brindadas para realizar el trabajo de investigación, y muy especialmente a la empresa Sildriel S.A. de C.V. por el apoyo al proyecto, y la oportunidad de aplicar la investigación para solucionar un problema de campo mediante el diseño de un manipulador.

V. Conclusiones

Se ha presentado en este trabajo la integración de los modelos que describen principalmente el comportamiento de uno de los grados de libertad de un robot neumático. El modelo del actuador neumático aquí presentado constituye una parte importante en la modelación del manipulador flexible pues es precisamente la excitación del brazo flexible en donde consideramos se induce a un mayor error de posicionamiento. Los resultados logrados en simulación nos permitirán valorar el modelo durante el estudio del comportamiento real en un

banco de pruebas. Es importante resaltar que por situación inherente del comportamiento del aire, este modelo nos permite valorar el retraso del aire en el sistema de actuación, lo que permitirá diseñar el sistema de control considerando dicho comportamiento. El mecanismo que impulsa al eslabón flexible bajo estudio consta de un pistón neumático, el cual es accionado por una válvula neumática de tipo 4/3. Dicha válvula es a su vez dirigida por una computadora en donde se encuentra implementado el modelo neumático y el modelo flexible del eslabón bajo estudio. Esto con el propósito de estudiar algunas dificultades que presenta el movimiento del manipulador, como por ejemplo: la estabilidad del sistema, la vibración que se induce hacia la base del manipulador, el retardo de la actuación, entre otras. La Fig. 9 muestra el diseño del banco experimental que se encuentra en construcción, en una primera fase el banco experimental nos permitirá valorar el modelo presentado en este trabajo. Consideramos que la medición de las presiones en las cámaras del actuador, la fuerza del pistón y la orientación del eslabón son suficientes en esta primera fase. Sin embargo, es necesario incluir en una siguiente fase, el modelo asociado a la flexibilidad del eslabón, así como los retardos del sistema neumático, a fin de mejorar la posición final del extremo del eslabón.

REFERENCIAS

- [1] Vargas E., Reynoso G., Villarreal L., Romero O., Ituarte J.C., Zamarripa M., Hernández M., Hernández D. y Arciniega S., "Robot Manipulador para Aplicaciones de Recubrimiento en Líneas de Alta Tensión", XXXI Congreso de Investigación y Extensión del Sistema Tecnológico de Monterrey, Enero 2001, Monterrey.
- [2] J. M. Tressler, T. Clement, H. Kazerooni and M. Lim, "Dynamic behavior of pneumatic systems for lower extremity extenders," *Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics & Automation Washington, DC*, pp. 3248-3253, May. 2002.
- [3] J. Wang, D.J.D.Wang, P.R.Moore and J.Pu, "Modelling study, analysis and robust servocontrol of pneumatic cylinder actuator systems," *IEE Proc.-Control Theory Appl.*, vol. 148, No. 1, pp. 35-42, January 2001.
- [4] V. M. Faires and C. M. Simmang, *Termodinámica*, 6a. edición, UTEHA, 1982.
- [5] R. L. Norton, *Design of Machinery*. 2nd ed., McGraw Hill, 1999.
- [6] S. C. Chapra y R. P. Canale, *Métodos Numéricos para Ingenieros*, 3^a. edición, McGraw Hill, 1999.

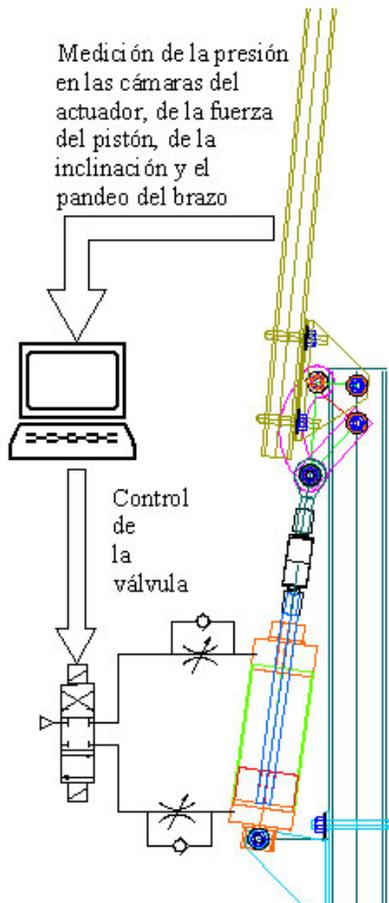


Fig. 9. Banco experimental para valorar el modelo.