

Identificación paramétrica en lazo cerrado de sistema de accionamiento neumático para cilindro de doble efecto

Closed-Loop Parametric Identification of Pneumatic Action System for Double Effect Cylinder

Fecha de recepción: 15 de septiembre de 2012
Fecha de aprobación: 7 de noviembre de 2012

Oscar Caldas Flautero*, Sebastián Jiménez Gómez*,
Edilberto Mejía Ruda*, Juan Hernández Mejía,
Oscar Avilés Sánchez**

Resumen

Los modelos matemáticos que permiten comprender un sistema y predecir o simular su comportamiento suelen presentar inconvenientes cuando se cuenta con poca información a priori o se desconocen los parámetros físicos. Por esa razón, en este trabajo se presenta la identificación de sistemas como estrategia para abordar la construcción de modelos dinámicos complejos, proponiendo soluciones para tratar el comportamiento no-lineal de un sistema neumático, representado por un actuador de doble efecto y un par de válvulas proporcionales para el control de la presión de alimentación y el caudal. Se presenta una aproximación al modelo matemático para determinar el orden del sistema, la identificación en lazo abierto y lazo cerrado y la comparación entre modelos de procesos ARX y ARMAX, con diferente orden, para concluir con simulaciones comparativas entre la respuesta del sistema real y la del identificado.

Abstract

The mathematical models that aid on the comprehension of a system and the prediction or simulation of its dynamic behavior often have problems when there is a lack of prior information or the physical parameters are considered difficult to measure. Hence here it is reported an identification system's use, as a strategy to tackle the complex dynamic models construction's problem, by proposing a set of solutions to deal with the non-linear pneumatic system's behavior, represented by a double function actuator and a couple of proportional valves for controlling the supply and discharge pressure. An approach to the mathematical model is presented, to determine the system order, as well as the identification in open and closed loop and the comparison between ARX and ARMAX process models, in different orders. Finally it is

* Ingeniero en Mecatrónica, Estudiante de Maestría. Investigador del Grupo de Investigación Davinci, Universidad Militar Nueva Granada. davinci@unimilitar.edu.co

** Doctor en Ingeniería Mecánica. Docente Investigador del Grupo de Investigación Davinci, Universidad Militar Nueva Granada. oscar.aviles@unimilitar.edu.co

Palabras clave: Identificación paramétrica, Lazo abierto, Lazo cerrado, Linealización, Modelo dinámico, SBPA.

shown a simulated comparison between the real and the identified systems response.

Key words: Parametric identification, Open loop, Closed loop, Linearization, Dynamic model, PRBS.

I. INTRODUCCIÓN

Los sistemas neumáticos se utilizan frecuentemente en la automatización de maquinaria y procesos industriales, particularmente por su ventajosa relación fuerza/peso y su bajo costo, y además por su facilidad de mantenimiento y por ser una fuente de energía no contaminante y libre de propiedades explosivas [1]. La flexibilidad y variedad de aplicaciones en las que se pueden aplicar estos sistemas contrasta con su naturaleza compleja, caracterizada por la presencia de parámetros físicos con una alta no-linealidad, relacionados con la compresibilidad del fluido y las fuerzas de fricción [2]. Bajo esas condiciones, los sistemas neumáticos tienden a comportarse irregularmente, dificultando la precisión y la exactitud en aplicaciones de posicionamiento o aplicación de fuerza fija; por lo tanto, se determina que, como parte del diseño del sistema, se requiere de un análisis de su dinámica para definir una apropiada estrategia de control.

Para el análisis de la dinámica de un sistema se recurre al uso de modelos matemáticos, útiles para comprender el sistema y predecir o simular su comportamiento. Las tareas de diseño y análisis de procesos, al igual que las técnicas avanzadas para el diseño de controladores, detección de fallas, optimización, supervisión y diagnóstico de componentes, están basadas en modelos de procesos [3].

La identificación de sistemas cubre el problema de construir modelos dinámicos en los casos en que existe insignificante información a priori, y las pocas

propiedades que se conocen del sistema son unos cuantos parámetros físicos [4]. Ese es el caso del sistema neumático considerado en el presente documento. Se trata de un cilindro de doble efecto precedido por dos válvulas proporcionales para regular la presión de alimentación y el caudal, que junto a los demás componentes de la Fig. 1 conforman un sistema de actuación al que se le desea establecer, en trabajos posteriores, estrategias de control de posición y fuerza (mediante la diferencia de las presiones de las recámaras del actuador).

El documento se encuentra organizado así: inicialmente, se hace una descripción de los componentes del sistema neumático y de los principios matemáticos que permiten definir la dinámica no-lineal mediante una representación en el espacio de estados; posteriormente, se demuestran los problemas del proceso de identificación en lazo abierto y se justifica la identificación paramétrica en lazo cerrado; finalmente, se muestran los resultados comparativos del sistema identificado con respecto a la dinámica no-lineal del sistema real, para cerrar con las conclusiones.

II. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

El sistema neumático consiste en un conjunto de elementos conectados en serie para accionar un actuador de movimiento lineal; básicamente, se trata de un subconjunto de alimentación, conformado por un compresor de aire, un tanque de almacenamiento y una unidad de mantenimiento, que preceden a unas válvulas reguladoras de presión y de caudal y un cilindro de doble efecto.

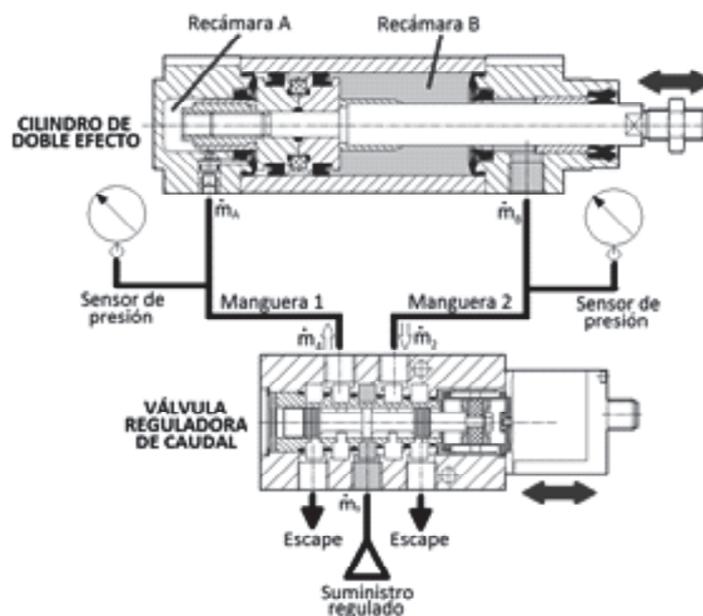


Fig. 1 Componentes del sistema neumático

Inicialmente, se hizo una revisión del estado del arte para determinar el modelo matemático que describa la dinámica del sistema. Dado que el aire es compresible y que los flujos de masa dependen de la conductancia sónica y las presiones críticas, el sistema se aborda como no lineal, lo que hace que las diferentes técnicas de modelado solo difieran en la manera como asumen ciertas linealidades para facilitar su implementación [5].

Los fundamentos matemáticos que hacen posible obtener un modelo del sistema en particular se basan en la ley de continuidad de los fluidos, la primera ley de la termodinámica, las presiones críticas, la conductancia sónica y las ecuaciones de estado para un gas ideal, entre otras [6].

A. Válvula proporcional de caudal

Se utiliza una válvula proporcional de caudal MPYE de Festo®, de 5 vías y 3 posiciones, que se regula de 0 a 5 v para flujo negativo, y de 5 a 10 v para positivo, según la posición de una corredera interna. La curva característica para el porcentaje de caudal permitido según el voltaje de entrada es una campana de Gauss

invertida que permite inferir que el flujo es nulo en la posición intermedia de la corredera, y máximo en los extremos (1400 L/min).

Según [2], [7] y [8], a partir de las presiones críticas y la conductancia sónica, el flujo másico en el interior de la válvula es el indicado en (1).

$$\dot{m} = \begin{cases} A_r P_u C \rho_n \sqrt{\frac{T_n}{T_u}} \text{ si } \frac{P_d}{P_u} \leq b \\ A_r P_u C \rho_n \sqrt{\frac{T_n}{T_u}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_d - b}{1 - b}\right)^2} \text{ si } b < \frac{P_d}{P_u} \leq 1 \end{cases} \quad (1)$$

en donde A_r es el área relativa del orificio, P_u y T_u son la presión y la temperatura absolutas en la sección de alta presión, C es la conductancia sónica, ρ_n y T_n son la densidad y la temperatura del aire según la norma técnica presentada en [8] y b es la relación de presión crítica.

B. Manguera de conducción del fluido

Según [2], en las mangueras se desprecia el cambio de volumen, por lo que al aplicar la ley de la conservación de masa se obtiene (2), que describe la dinámica del flujo durante el avance del vástago.

$$\dot{m}_4 - \dot{m}_A = \frac{V_m}{nRT_A} \frac{dP_A}{dt} \quad (2)$$

en donde \dot{m}_A es el flujo de masa que entra al actuador, \dot{m}_4 es el flujo másico que sale de la cuarta vía de la válvula de caudal, V_m es el volumen de la manguera, n es la constante isotrópica, R es la constante de los gases y T_A y P_A son temperatura y presión del fluido en el interior de la recámara del actuador. El planteamiento aplica para el retroceso del vástago ($\dot{m}_A - \dot{m}_4$) y para la otra manguera (diferencia entre \dot{m}_B y \dot{m}_2).

C. Actuador neumático

El actuador neumático que se utiliza es el DNC100100 de Festo®; es un cilindro de doble efecto y amortiguamiento en los extremos, con recorrido del vástago de 10 cm y presión máxima en las recámaras de 12 bar, que cuenta con un sensor de desplazamiento lineal.

El primer análisis matemático describe el flujo másico en cada recámara. En (3) se describe la dinámica de la recámara A (Fig. 1), según ecuaciones de continuidad de fluidos [2].

$$\dot{m}_a = \frac{dP_a V_a}{dt} = A_e \left[\frac{P_a}{RT_a} \frac{dx}{dt} + \frac{x + \frac{V_{ar}}{A_e}}{nRT_a} \frac{dP_a}{dt} \right] \quad (3)$$

en donde A_e es el área efectiva de aplicación de presión (diferencias de áreas de la cámaras), V_{ar} es el volumen muerto o remanente en la recámara A y x es el desplazamiento del vástago.

Igualmente, en la recámara B se aplica el principio de conservación de masa [6], en donde el flujo másico es (4).

$$\dot{m}_b = \frac{dP_b V_b}{dt} = -A_e \left[-\frac{P_b}{RT_b} \frac{dx}{dt} + \frac{L-x + \frac{V_{br}}{A_e}}{nRT_b} \frac{dP_b}{dt} \right] \quad (4)$$

en donde L es la carrera del vástago y V_{br} es el volumen muerto o remanente en la recámara B.

El segundo análisis se basa en las fuerzas que interactuarán en el vástago, partiendo de un diagrama de cuerpo libre y aplicando la segunda ley de Newton [6], para obtener (5).

$$m_e \ddot{x} = \begin{cases} F_e - F_f - F_i - F_l & \text{si } x < 0 \text{ o } x > L \\ F_e - F_f - F_l & \text{si } 0 \leq x \leq L \end{cases} \quad (5)$$

en donde F_e es la fuerza efectiva, definida como el producto de la diferencia de presiones P_a y P_b por el área A_e ; F_f es la fuerza de fricción; F_i es la fuerza de impacto en los extremos, y F_l es la fuerza de la carga externa.

D. Cerdas de las empaquetaduras

La dinámica de las cerdas cambia con la velocidad, resultando en retardos e histéresis entre la fuerza y la velocidad. En [2] y [7] modelan la dinámica con el modelo de *Lugre*, el cual define el comportamiento promedio de las cerdas cuando se deforman, describiendo una fuerza de fricción. La velocidad de deflexión de las cerdas se expresa en (10).

E. Modelo del sistema neumático

Teniendo en cuenta la matemática planteada, se definen cinco variables de estado mediante (6), (7), (8), (9) y (10): las presiones de las dos recámaras, el desplazamiento y la velocidad del vástago (con formulación de Newton-Euler) y la deformación de las cerdas.

$$\dot{x}_1 = \frac{n}{x_3 + \frac{V_{ar}}{A_e} + \frac{v_{m1}}{A_e}} \left[\frac{RT_a}{n-1} x_1^{\frac{n-1}{n}} \dot{m}_4 - x_1 x_4 \right] \quad (6)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{n}{L-x_3 + \frac{V_{br} + v_{m2}}{A_e}} \left[-\frac{RT_b}{A_e P_b^n} x_2^{n-1} \dot{m}_2 + x_1 x_4 \right] \quad (7)$$

$$\dot{x}_3 = x_4 \quad (8)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{A_e(x_1-x_2) - F_f(x_4, x_5) - F_l}{m_e} \quad (9)$$

$$\dot{x}_5 = x_4 - \frac{\sigma_0 |x_4|}{g(x_4)} x_5 \quad (10)$$

en donde $x_1 = P_a$, $x_2 = P_b$, $x_3 = x$, $x_4 = v$, $x_5 = z$ siendo z la deformación de la cerda, y σ_0 la rigidez; $g(x_4)$ es una función que depende de la velocidad.

III. IDENTIFICACIÓN LAZO ABIERTO

Cuando se aplica una entrada escalón al sistema, se regula la velocidad de avance del vástago, pero no se puede establecer una posición intermedia, es decir, de acuerdo con la magnitud del escalón se varía la rapidez para llegar a la posición final (límite mecánico a 10 cm), siempre con una diferencia de presiones entre recámaras igual a la presión del tanque de 600 kPa, como se puede observar en la Fig. 2.

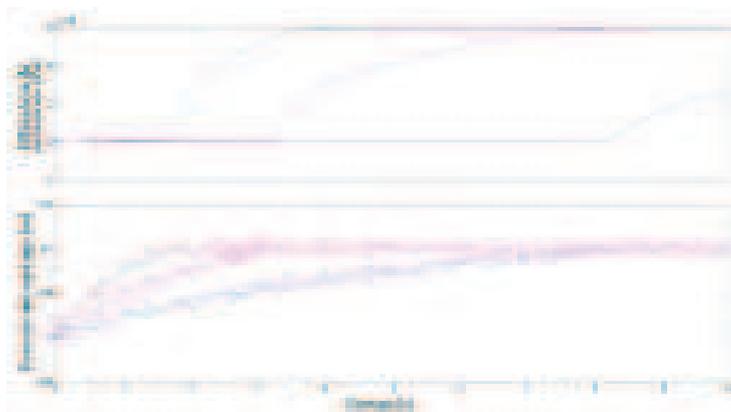


Fig. 2. Respuestas en presión (a) y posición (b) a diferentes entradas de voltaje para la válvula proporcional de caudal.

Por este motivo, no es posible realizar un proceso de identificación en lazo abierto del sistema [9], ya que la dinámica únicamente se estabiliza por límites mecánicos.

Para realizar un proceso de identificación que reproduzca adecuadamente la dinámica del sistema, se realiza un proceso de preestabilización [10], donde se hace una identificación en lazo cerrado utilizando un controlador PID autosintonizado.

IV. IDENTIFICACIÓN LAZO CERRADO

Se propone el controlador PID de estructura fija de (11) con constantes autosintonizadas para estabilizar el sistema y así alcanzar un valor intermedio de presión, despreciando de momento parámetros de diseño como tiempo de establecimiento, error en estado estable y tipo de respuesta.

$$C(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + \frac{T_d s}{N} \right) \quad (11)$$

Se cierra el lazo de control realimentando la diferencia de las presiones en las recámaras del actuador, para evaluar el error de acuerdo con la referencia de presión deseada. En la Fig. 3 se observa el sistema en lazo cerrado, en donde la entrada y la salida son la diferencia de presiones deseada y medida, respectivamente.

Las mediciones que se requieren para la identificación son la entrada y la salida del sistema. En la Fig. 4 se muestra la salida del sistema cuando se aplica una entrada igual a la mitad de la presión de alimentación (300 kPa), en donde se observa cómo el sistema se estabiliza en ese valor intermedio.

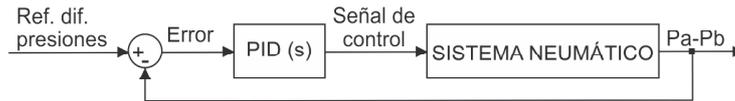


Fig. 3. Esquema sistema real (identificación en lazo cerrado)

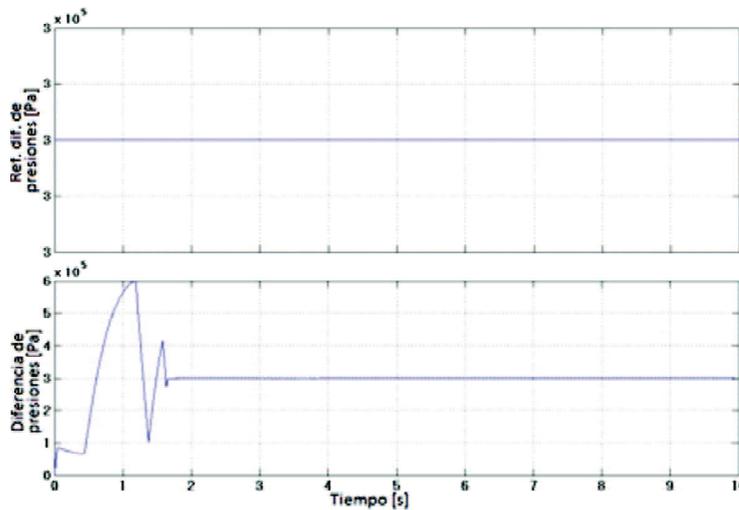


Fig. 4. Entrada (a) y salida (b) del sistema estabilizado con PID autosintonizado

Con este sistema preestabilizado es posible identificar un sistema con el uso de la herramienta *Ident* de Matlab®, con la cual se puede obtener un modelo paramétrico a partir de los datos experimentales de entrada y salida del sistema (*off-line*). En función del modelo paramétrico obtenido, bien se puede realizar toda una estrategia de control para manipular el comportamiento tanto del sistema identificado como del real, de tal manera que se pueda hacer uso de la señal de control para ambas plantas, que tendrán una dinámica «semejante».

Para la selección del modelo de identificación más apropiado se evaluaron diversos modelos

paramétricos de 4° y 5° orden (según el modelo teórico de la sección II), que contemplan tanto ruidos de medición como perturbaciones de carga, comparando la respuesta transitoria, la relación con la salida y el modelo de los residuos. Con este tipo de perturbaciones, y considerando que su estructura no es tan compleja como el sistema, se usan modelos de procesos ARX y ARMAX, que son autorregresivos, con entrada exógena y se basan en el método de optimización de mínimos cuadrados [11].

Según [11], para identificar correctamente un sistema se debe tener una excitación persistente que abarque

todo el ancho de banda y toda la dinámica del sistema. En teoría, una entrada escalón es persistentemente excitadora solo para sistemas de primer orden, en contraste a un ruido blanco ideal, que lo es para todo orden. Sin embargo, en la práctica no es fácil obtener una señal que se comporte como un ruido blanco ideal, dada la dificultad de generar una aleatoriedad pura, por lo que se recurre a una Secuencia Binaria Pseudo-Aleatoria (también llamada PRBS, por sus siglas en inglés).

El dimensionamiento de la señal SBPA debe garantizar que el tiempo de subida de la planta sea

menor al periodo del pulso más ancho, y obtener múltiplos de esta frecuencia para identificar la respuesta dinámica del sistema [12]. De estas consideraciones resulta la condición de (12).

$$T_s < T_m * N \quad (12)$$

donde T_s es el tiempo de subida, T_m es el periodo de muestreo y N es el número de bits que se van a usar para generar la señal. La longitud (L) o tiempo mínimo del experimento es (13).

$$2^{N-1} * T_m < L \quad (13)$$

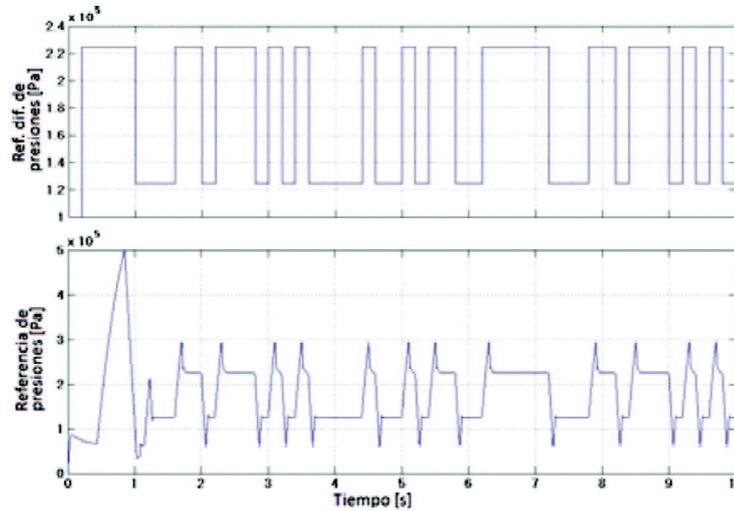


Fig. 5. Representación de Entrada y Salida del sistema con señal SBPA

El modelo que más se aproxima es un tipo ARMAX, que contempla una función de transferencia del

sistema y otra de las perturbaciones, con la estructura de la Fig. 6, las cuales poseen el mismo denominador.

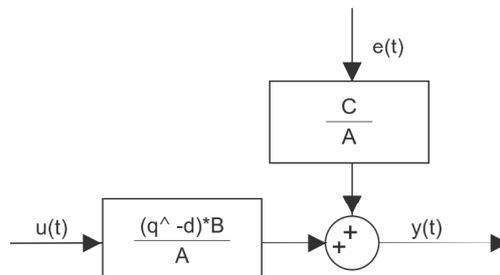


Fig. 6. Estructura de un modelo paramétrico tipo ARMAX

La representación de estados del modelo linealizado e identificado está dada por (14) y (15), en donde las variables de estado son resultado de la identificación paramétrica y, por tanto, no corresponden a las empleadas en el modelo matemático de la sección II.

$$\dot{\hat{x}} = \begin{bmatrix} -188.0 & -5.5e3 & -4.9e4 & -3.4e5 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x}_1 \\ \hat{x}_2 \\ \hat{x}_3 \\ \hat{x}_4 \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$+ \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u$$

$$\hat{y} = [-133.0 \quad 4.6e3 \quad 1.4e4 \quad 2.9e5] \begin{bmatrix} \hat{x}_1 \\ \hat{x}_2 \\ \hat{x}_3 \\ \hat{x}_4 \end{bmatrix} \quad (15)$$

De las cuales se obtienen los estados del sistema identificado, que no necesariamente tienen una relación directa con los estados del sistema real, pero permiten que la salida describa la misma dinámica.

V. RESULTADOS

Debido a que no existe un único modelo de identificación, se realiza una comparación entre dos tipos de modelos de procesos con diferente orden, mediante la interfaz de identificación *Ident* de

Matlab®, que permite evaluar y seleccionar el modelo que más se aproxima al sistema.

Previamente se realizó un preprocesamiento, removiendo las medias y las tendencias, además de tener en cuenta que la transición del sistema real desde condiciones iniciales iguales a cero al punto de trabajo tiene un sobreimpulso, que se decide despreciar, ya que no es posible reproducir dicha dinámica.

Como se observa en la Fig. 7, el modelo que mejor se aproximó fue uno tipo ARMAX 4421, es decir, de cuarto orden en los denominadores y segundo y cuarto orden para los numeradores del ruido y de la planta, respectivamente, además de un retardo en discreto $d=1$ (ver Fig. 6). El orden de los denominadores se seleccionó teniendo como punto de partida el modelo teórico de la sección II.

En la figura Fig. 8 se puede ver una comparación entre el sistema real y el sistema identificado para una entrada escalón de 300 kPa. Se observa que el sistema identificado interpreta el sobreimpulso inicial como el retardo propio del sistema por la compresión del aire y la transición al punto de trabajo sobre el que se hizo la linealización, después del cual se acopla a la dinámica del sistema real.

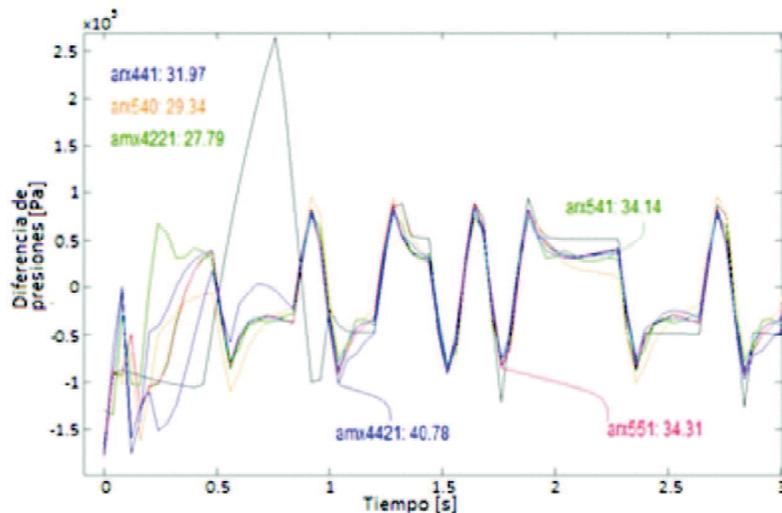


Fig. 7. Comparación de salidas de modelos de estimación ARMAX y ARX, de 4to y 5to orden

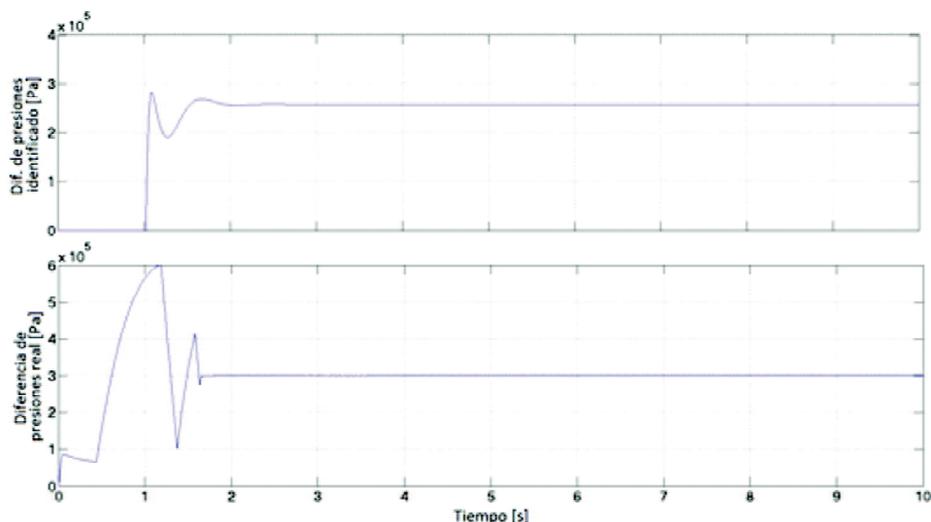


Fig. 8. Sistema real y Sistema Identificado

VI. CONCLUSIONES

Por las características observadas, se puede inferir que se tiene un sistema con un integrador puro, lo que no le permite estabilizarse en un valor intermedio en términos de posición o presión, dependiendo únicamente de los límites mecánicos del actuador.

Teniendo en cuenta que no se puede hacer una identificación de la dinámica del sistema en lazo abierto, se decide hacer una preestabilización con un controlador PID con constantes autosintonizadas, que no garantice necesariamente un error estable nulo ni un tipo de respuesta específico, sino estabilizar al sistema en un punto intermedio que permita identificar su comportamiento dinámico.

Es importante tener un modelado matemático teórico previo que permita apreciar preliminarmente el orden de los sistemas, fundamental para la selección del tipo de modelo de procesos.

Debido a que se simulaban perturbaciones de alta frecuencia, prima el uso del ARMAX sobre el ARX, debido a la presencia de un polinomio C en el numerador de la función de transferencia del ruido; es decir, para frecuencias altas se necesita tomar un

mayor número de muestras pasadas del ruido para poder estimar la dinámica.

REFERENCIAS

- [1] M. A. Fuentes, *Modelado y control robusto de un cilindro neumático*, Universidad Carlos II de Madrid, 2009.
- [2] G. Bacca, *Estudio de la Dinámica No-lineal de un Servomecanismo de Posicionamiento*, Universidad Nacional de Colombia – Sede Manizales, 2011.
- [3] O. Nelles, *Nonlinear Systems Identification*, Berlín: Springer, 2001.
- [4] L. Ljung, *System Identification*, Linkopings Universitet, 2007.
- [5] A. Hildebrandt, R. Neumann y O. Swadny, «Optimal System Design of SISO-Servopneumatic Positioning Drives», *IEEE Transactions on Cont*, vol. 18, pp. 35-44, 2010.
- [6] Y. Cengel y J. Cimbala, *Mecánica de fluidos: Fundamentos y Aplicaciones*, McGraw-Hill, 2006.

- [7] M. Rahmat, S. Najib y S. Salim, «Nonlinear Modeling and Cascade Control of an Industrial Pneumatic Actuator System», *Australian Journal of Basic and Applied Sciences Conference*, vol. 5, pp. 465-477, 2011.
- [8] 6. ISO, *Pneumatic Fluid Power - Components using Compressible Fluids - Determination of flow-rate characteristics*, 2005.
- [9] C. Monje, *Design Methods of fractional Order Controllers for Industrial Applications*, Universidad de Extremadura, 2006.
- [10] A. Martínez-Bueno, *Identificación experimental de sistemas*, Universidad de Alicante, 2011.
- [11] D. Rodríguez y C. Bordóns, *Apuntes de ingeniería de control: Análisis y control de sistemas en espacio de estado - Identificación de sistemas*, 2005.
- [12] I. D. Landau y G. Zito, *Digital control systems: Design, Identification and Implementation*, E. Sontag, Ed., Springer, 2006.