

Ajuste óptimo y automático de un sistema de control en cascada. Aplicación al seguimiento de trayectorias en servosistemas con fricción y zona muerta.

Rodolfo Haber ^{a*}, Javier Arenas ^b, Fernando Matia ^a, Alberto Villalonga ^a y Javier González Fontanet ^c

^a Centro de Automática y Robótica (UPM-CSIC). Ctra. De Campo Real km. 0.200. La Poveda. 28500. Madrid. España.

^b Fagor Automation S Coop. Mondragón. España.

^c Universidad de Oriente. Cuba

Resumen

En la actualidad, el control en cascada continúa siendo una de las estrategias más utilizada en la industria de procesos y manufacturera. Los nuevos requisitos de precisión y robustez en los sistemas de control de posición y trayectoria para la fabricación de componentes en la micro escala, obligan a rediseñar los métodos de ajuste para hacer frente a no linealidades duras como la fricción y la zona muerta. Este trabajo presenta el diseño y aplicación de un método de ajuste automático basado en simulación y optimización para el ajuste de los parámetros de sistema de control cascada del lazo de control de posición y de velocidad de un servomecanismo en presencia de fricción, elasticidad y holgura. La optimización basada en el método de Nelder-Mead utiliza como función de coste u objetivo, la minimización del máximo error de posición durante la inversión en presencia de no linealidades. El estudio realizado en simulación, los experimentos en tiempo real en el control de trayectoria y los estudios de viabilidad demuestran la validez de la estrategia propuesta con una mejora de más de 10% en la reducción del máximo error de posición, y sienta las bases a la implementación a nivel industrial de método propuesto.

Palabras Clave:

control en cascada, cifras de mérito, optimización, Nelder-Mead, microfabricación, fricción, holgura.

1. Introducción

El control en cascada es una de las estructuras de control que ha tenido un mayor impacto a nivel industrial debido a un mejor rendimiento que los controladores de un bucle único, en particular cuando las perturbaciones están asociados a la variable manipulada. Esto ha llevado a la utilización intensiva del control en cascada no solo en la industria química sino también en la industria de fabricación, y específicamente en los controles numéricos por computador (CNC). Estudios recientes demuestran la aplicabilidad de los sistemas de control en cascada dotados de componentes anticipativas para el control de robots antropomórficos y exoesqueletos robóticos. Los resultados demuestran que los esquemas PI-P en cascada con componente anticipativa basada en la cinemática son una solución adecuada con respecto a otros esquemas, en términos de menores tiempos de subida y de establecimiento y en el rechazo a perturbaciones [1].

El ajuste o sintonía automática de controladores en cascada ha sido ampliamente explorado en la literatura científica con

soluciones disponibles en la industria desde mediados de los años 90. Una prueba de realimentación de relé simple para identificar simultáneamente los parámetros del modelo de los bucles interno y externo se propone en [2]. Sin embargo la influencia de no linealidades duras como la fricción y la zona muerta en las reglas de sintonización del controlador proporcional-integral-derivada no fueron analizadas. En otros trabajos más contemporáneos, se sugieren algoritmos para el diseño directo de controladores en cascada conducido por datos entrada-salida con un enfoque basado en Virtual Feedback Tuning (VRFT). De este modo los datos experimentales sirven para ajustar los bucles interno y externo [3]. Sin embargo, el diseño de controladores en cascada en presencia de restricciones en el actuador puede producir oscilaciones a lazo cerrado en el sistema. Algunos trabajos se centran en técnicas tradicionales, como las funciones descriptivas para el diseño de sistemas de control Anti-Reset Windup en cascada. La optimización en el dominio de la frecuencia con restricciones en la sensibilidad máxima, límite de incertidumbre multiplicativa y sensibilidad al ruido de medición se presenta en [4]. Sin embargo, ambos trabajos son

aplicados a sistemas con dinámicas lentas y con requisitos de precisión y de calidad en la respuesta dinámica no muy exigentes.

En otros trabajos seminales, se proponen métodos de ajuste automático en línea para sintonizar simultáneamente dos controladores PID para sistemas de control en cascada con la ayuda de una única prueba de paso en bucle cerrado. La respuesta a un escalón con expansiones de series B-spline, sirve para obtener expresiones analíticas de las funciones de transferencia (o respuestas en frecuencia y el control por modelo interno (IMC) se puede utilizar para diseñar los controladores secundario y primario [5]. No obstante, el ajuste de los sistemas de control en cascada en presencia de no linealidades y el diseño de reglas de sintonía para estos esquemas aplicables a la industria siguen ocupando la atención de la comunidad científica y tecnológica. Recientemente, Sangeethaa et al. 2018 han propuesto un método de ajuste de controladores en cascada PID-PI basado en enjambre de partículas [6]. Sin embargo la función de coste o cifra de mérito utilizada en la optimización no está clara y los requisitos de la respuesta dinámica (máximo sobreimpulso) y de precisión en el caso de estudio son muy poco exigentes si lo comparamos con el control de procesos en la micro escala.

Los husillos a bolas y los controles en cascada P-PI con un controlador proporcional de posición en el bucle externo y un controlador proporcional integral de velocidad en el bucle interno continúan siendo los más utilizados en la industria de la máquina herramienta y la fabricación tanto en la macro escala como en la micro escala [7]. Tres argumentos sostienen que los grandes fabricantes de sistemas de control para la industria manufacturera (Siemens, Heidenhain, Fagor) sigan incluyendo esta solución: robustez, bajo coste y ajuste sencillo. Una gran variedad de técnicas de control como el control predictivo, el control deslizante han sido reportadas en la literatura [8, 9]. Asimismo técnicas de control borroso y neuroborroso han sido también reportadas con éxito [10-12]. Sin embargo, la complejidad y la falta de robustez de algunas de estas soluciones de control unido a la necesidad de hardware adicional han limitado la sustitución e implantación industrial de estas soluciones más contemporáneas. La cuestión clave continúa siendo como aumentar el ancho de banda del lazo de posición en el esquema P-PI, limitado por la primera frecuencia natural de los elementos mecánicos de transmisión. Dos posibles soluciones se esbozan a continuación. La primera es la inclusión de componentes anticipativas basadas en la aceleración y la velocidad, y para la compensación de no linealidades como la fricción y la zona muerta [13]. La segunda, por ejemplo, consiste en añadir un observador para compensar el error de seguimiento causado por la fricción y la holgura [14].

Sin embargo, el ajuste o la sintonía de todos los parámetros (un mayor número), debido a la correlación durante el ajuste experimental y la influencia cruzada de los parámetros de control y las componentes anticipativas, se convierte en una labor engorrosa cuando las no linealidades duras (fricción, holgura, stiction) están presentes. En este trabajo se propone un método de ajuste automático basado en simulación y optimización para ajustar los parámetros de control y compensación en base a la información aproximada de la dinámica de la parte mecánica incluidas las no linealidades. El principal objetivo es minimizar el error máximo de posición manteniendo la precisión y sin aumentar significativamente el esfuerzo de control. Este trabajo presenta un método para el

ajuste automático de los parámetros de un control en cascada P-PI incluyendo las componentes anticipativas para compensar la fricción y la holgura. La estrategia basada en el método de Nelder-Mead se aplica con éxito en la simulación y posteriormente en los ensayos realizados.

2. Modelado del sistema electromecánico

En esta sección se presenta un modelo para el eje X de un sistema electromecánico de varios ejes. Se asume que el modelo es válido para los tres ejes X-Y-Z, suponiendo accionamientos y partes mecánicas similares. El modelo consta de varias partes, a saber: modelo puramente mecánico, modelo eléctrico del motor, modelo de las no lineales (fricción y holgura) y representación de las dinámicas no modeladas (ruido sobre la posición de la carga).

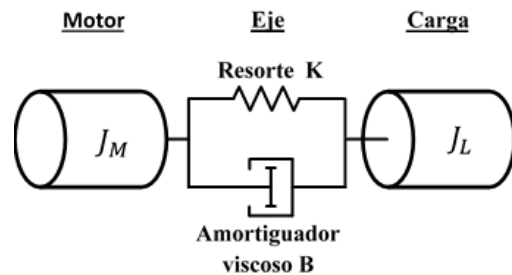


Figura 1. Esquema del modelo de dos masas con resorte y amortiguador viscoso.

El modelo mecánico consiste en un sistema de dos masas de tres elementos claramente diferenciados: el motor, el eje y la carga (ver figura 1). Los parámetros de este modelo son: la rigidez del eje K , el amortiguamiento B , la inercia del motor J_M , la inercia de la carga J_L , el momento electromecánico aplicado por el motor M_M , el momento de la carga M_L , y el momento de torsión del eje M_S . En nuestro modelo se usarán como variables de estado las velocidades angulares de las masas del motor ω_M y carga ω_M y el momento de torsión del eje M_S [15]. Después de una serie de transformaciones, la función de transferencia entre M_M y ω_M queda:

$$H_{\omega_M/M_M}(s) = \frac{\omega_M(s)}{M_M(s)} = \frac{1}{J_M s \left(s^2 + \frac{B}{J_L} s + \frac{K}{J_L} \right) \left(s^2 + \frac{B}{J_L} \left(1 + \frac{J_L}{J_M} \right) s + \frac{K}{J_L} \left(1 + \frac{J_L}{J_M} \right) \right)} \quad (1)$$

Si se define la frecuencia de resonancia ω_{o1} y de antiresonancia ω_{o2} como:

$$\omega_{o1} = \sqrt{\frac{K}{J_L}} \quad \omega_{o2} = \omega_{o1} \sqrt{1 + \frac{J_L}{J_M}} \quad (2)$$

Y el coeficiente de amortiguamiento D_2 y D_1 como:

$$D_2 = \frac{B \omega_{o2}}{2K} \quad D_1 = \frac{B}{2\omega_{o1} J_L} \quad (3)$$

Queda:

$$H_{\omega_M/M_M}(s) = \frac{1}{J_M s} \frac{s^2 + 2D_1 \omega_{o1} s + \omega_{o1}^2}{s^2 + 2D_2 \omega_{o2} s + \omega_{o2}^2} \quad (4)$$

Se puede también definir otra función de transferencia entre ω_M y ω_L .

$$H_{\omega_L/\omega_M}(s) = \frac{\omega_L(s)}{\omega_M(s)} = \frac{\frac{B}{J_L} s + \frac{K}{J_L}}{s^2 + \frac{B}{J_L} s + \frac{K}{J_L}} \quad (5)$$

Usando las mismas definiciones para ω_{o2} , ω_{o1} , D_2 y D_1 queda:

$$H_{\omega_L/\omega_M}(s) = \frac{2D_1 \omega_{o1} s + \omega_{o1}^2}{s^2 + 2D_1 \omega_{o1} s + \omega_{o1}^2} \quad (6)$$

Además del modelo mecánico del conjunto motor-carga, se tiene que obtener un modelo eléctrico que relacione una señal de control (tensión o corriente eléctrica) con el par que desarrolla el motor. En la práctica, la dinámica de la parte eléctrica (mucho más rápida) permite que se pueda asumir que sea despreciable frente a la parte mecánica del motor. Esto supone reducir el modelo eléctrico del motor a una constante y a la inercia.

Por otra parte, es necesario representar, mediante modelos computacionalmente eficientes, la fricción, la holgura y el ruido.

La fricción es un fenómeno inherente a todo sistema electromecánico y deteriora el funcionamiento de los mismos [16]. El modelo de fricción más básico y más utilizado en la industria es el modelo de Coulomb, donde la fuerza de fricción F es constante con un valor F_C y dependiente del sentido de la velocidad. Añadiendo una pequeña componente de fricción viscosa F_V , que depende de la velocidad relativa entre las superficies v , el modelo clásico puede expresarse como se muestra en (17).

$$F = F_C \text{sgn}(v) + F_V v \quad (7)$$

También se puede introducir la acción de una fuerza de desprendimiento, que impide que el objeto se empiece a mover por debajo de cierto umbral. Aunque existen numerosos modelos dinámicos descritos en la literatura que representan dinámicas complejas de la fricción, como el modelo de Dahl, o el modelo de LuGre y más recientemente el modelo dinámico "Generalizad Maxwell Slip", "Bristle model" o la representación mediante redes

neuronales artificiales, en este trabajo se ha optado por el modelo clásico de fricción de Coulomb más fricción viscosa en combinación con un bloque de histéresis para solventar el problema de la discontinuidad en el paso por cero. Esta histéresis aproxima en gran medida cómo el modelo de Karnoop evita la discontinuidad. Este es un modelo muy eficaz a nivel computacional a la par que sencillo y con resultados experimentales muy próximos a la fricción real. Existen algunas investigaciones que intentan construir modelos que sean combinación de estos [17].

El conocimiento del comportamiento de las holguras es mucho más importante que el de la fricción. Por un lado, se diferencia entre una parte de histéresis mecánica y, por otro lado, la parte asociada a la dinámica del impacto entre dos superficies duras que entran en contacto. El modelo clásico solo tiene en consideración la histéresis mecánica mediante una zona de banda muerta centrada en el punto de equilibrio desplazado.

Finalmente, la influencia de las dinámicas no modeladas se ha representado mediante una perturbación en forma de ruido en la señal de la posición de la carga antes de ser utilizada en el sistema de control. En este trabajo, se hace un desarrollo en series de Fourier de una señal real adquirida, identificando los armónicos principales de las señales reales adquiridas en una máquina herramienta.

3. Control en cascada P-PI. Plataforma de ensayos.

El esquema básico considerado en este trabajo se muestra en la figura 2. Los detalles de las componentes anticipativas de velocidad y aceleración, así como las compensaciones de fricción y holgura se omiten por simplicidad. El enfoque de control en cascada estándar consiste en anidar bucles de control. El controlador del bucle interno se denomina controlador secundario (o esclavo), mientras que el controlador del bucle externo es el controlador primario (o maestro). El fundamento de esta configuración es que la dinámica rápida del bucle interno permitirá una atenuación más rápida de la perturbación y minimizará el posible efecto de las perturbaciones antes de que afecten a la salida primaria, que es la variable controlada de interés, en el caso del CNC y la máquina-herramienta, la señal de posición asociada la trayectoria generada que debe seguirse durante el corte.

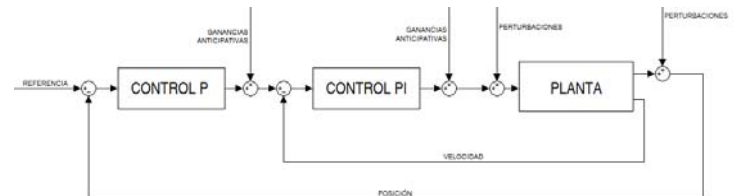


Figura 2. Esquema de control en cascada con componentes anticipativas de velocidad y aceleración.

Como se ha mencionado anteriormente, el control en cascada es una estructura de control muy consolidada a nivel industrial por sus muy buenos resultados y sencillez en el ajuste [18].

3.1. Plataforma de ensayos.

La plataforma de ensayos se compone de un sistema husillo-tuerca que desplaza un carro longitudinalmente. El sistema husillo-tuerca y el carro van montados sobre una plataforma que puede ser girada respecto a la base del demostrador. La bancada se apoya directamente sobre el suelo e incorpora en su interior el armario eléctrico de la máquina. Para poder evaluar el efecto de la fuerza de gravedad en configuraciones de máquina con distintas orientaciones de los ejes, el demostrador tiene la posibilidad de girar, permitiendo posicionar el carro horizontalmente, verticalmente o en una posición intermedia con un ángulo de 45°. El demostrador dispone de sistemas de fijación rígidos para cada una de las posiciones, además de un amortiguador que evita el impacto del conjunto pivotante contra la bancada en el caso de que este caiga libremente. La plataforma se muestra en la figura 3.



Figura 3. Plataforma experimental.

Para realizar los ensayos se ha dispuesto la bancada en su configuración horizontal. Todo el sistema se controla mediante un CNC 8070 de Fagor. Los lazos de posición y velocidad se cierran con tiempos de muestreo de 250 μ s y 62.5 μ s, respectivamente. La señal de consigna se genera cada 4 milisegundos realizándose una interpolación cúbica entre muestras para lazo de posición. Los valores de las variables más importantes para representar los modelos (4)-(6) y (7) se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1: Parámetros del modelo

Inercia del motor	$J_M = 11 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2$
Inercia de la carga	$J_L = 9 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2$
Frecuencia de resonancia	$f_1 = 70 \text{ Hz} \rightarrow \omega_{o1} = 2 \pi f_1 \text{ rad / s}$
Coefficiente de amortiguamiento	$D_f = 0.15$
Constante par motor	$K_t = 0.74 \text{ Nm / A}$
Histéresis	$f_H = 0.1288 \text{ rad / s}$

Fricción Coulomb	0.625 Nm
Fricción viscosa	0 Nm s
Holgura	$12.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}$
Constante del husillo	$K_H = 0.010 / \frac{1}{2\pi} \text{ m / rad}$

3.2. Control en cascada P-PI.

Una vez definida la estructura de control P-PI en cascada dotada de componentes anticipativas (velocidad y aceleración), se ha modelado y representado el conjunto "planta + no linealidades". Como modelo de la planta se ha decidido utilizar (4) y (6). Con respecto a las no-linealidades, se decide modelar la fricción en base al modelo (7) con histéresis, tal y como se mencionó anteriormente. Con respecto a la holgura, se decide emplear el modelo clásico de zona muerta centrado alrededor de un punto de equilibrio.

En el esquema se incluye la compensación de holgura y de la fricción. La compensación de la holgura se lleva a cabo mediante una componente anticipativa directa sobre la señal de mando cuando se invierte el sentido de desplazamiento del eje. La componente anticipativa crea un pulso discreto positivo o negativo según sea el cambio de desplazamiento en un sentido o en otro. Por tanto, la compensación de contragolpe del máximo de inversión (R_p) se lleva a cabo mediante dos parámetros, aumentando la velocidad del motor (PP_2 , rad/s) durante un período de tiempo (PP_3 , s) por lo que su producto coincide aproximadamente con la magnitud del retroceso del husillo de la mesa, a partir de la función exponencial:

$$R_p = PP_2 \cdot e^{-1/PP_3} \quad (8)$$

Este impulso adicional de consigna se utiliza para recuperar la posible holgura del husillo en las inversiones de movimiento. Cada vez que se invierte el movimiento, el CNC aplicará a dicho eje la consigna correspondiente al movimiento más la consigna adicional indicada en este parámetro.

El otro parámetro de ajuste, tanto para la holgura como para la fricción es la amplitud de la histéresis, f_H con dos funciones de ajuste. La primera, es para solventar el problema de la discontinuidad en el paso por cero en el modelo de fricción de Coulomb más fricción viscosa. De este modo se logra una aproximación al modelo de Karnopp para evita la discontinuidad. La segunda función de este parámetro es controlar cuándo iniciar la compensación exponencial (8) debido al pico de inversión de movimiento después de detectar una inversión de la dirección de movimiento y de este modo, no iniciarla cada vez que se recibe un comando de inversión.

A partir de este esquema se ha considerado como punto de partida el ajuste de sistema de control en base a un método propuesto en la literatura y aplicado en la industria [13, 19]. A partir de este método se obtuvieron los siguientes parámetros:

$$K = [K_p^{pos} \ K_p^{vel} \ K_i^{vel} \ PP_2 \ PP_3 \ f_H]$$

$$K_{FINETUNE} = [66.6667 \ 0.2865 \ 0.0080 \ 0.7184 \ 0.0080 \ 0.1288] \quad (9)$$

3.3. Ajuste óptimo del control en cascada P-PI.

El método de Nelder-Mead, es un método muy conocido y reportado en la literatura [20]. Este método ha sido ya utilizado con resultados muy positivos en el ajuste de controladores borrosos y neuroborrosos aunque los resultados obtenidos con algoritmos genéticos, temple simulado y entropía cruzada fueron superiores [21-24]. Sin embargo, a pesar de que las condiciones iniciales influyen en la convergencia, es bastante efectivo y rápido para encontrar un óptimo local. Este algoritmo solo utiliza valores de la función objetivo propuesta y no de su derivada de forma similar a otros métodos que no dependen del gradiente. Para hallar nuevos puntos se basa en consideraciones geométricas. Inicialmente, se construye un poliedro formado por $N+1$ vértices en un espacio de N dimensiones. Siendo N la cantidad de parámetros a optimizar. Los vértices de este poliedro se deforman mediante operaciones geométricas como la reflexión, expansión, contracción y encogimiento hasta que se satisfagan los criterios de convergencia (tolerancia, límite máximo de iteraciones, entre otros).

Existen varias cifras de mérito o funciones de coste, de un amplio uso en la industria en general, las cuales son empleadas tanto en la etapa de diseño como de evaluación de sistemas de control. En específico se ha seleccionado el error máximo de seguimiento de trayectoria durante la inversión de los ejes, E_{pk} . Se trata de un pico en el error que se produce cuando cambia el sentido de la trayectoria, y es donde las no linealidades deterioran la respuesta transitoria y la precisión lo que repercute al final en una mala calidad del componente. En este trabajo se utiliza un procedimiento de re-inicio basado en una función de probabilidad [25].

Elegida la función de coste, se trata por tanto de minimizar el máximo error de posición:

$$K = [K_p^{pos} K_p^{vel} K_i^{vel} PP_2 PP_3 f_H]_{OPT} = \arg \min(\max(E_{pk})) \quad (10)$$

Para llevar a cabo la optimización se ha utilizado MatLab/Simulink y se ha considerado como función de coste u objetivo (10). De este modo se obtiene:

$$K = [K_p^{pos} K_p^{vel} K_i^{vel} PP_2 PP_3 f_H] \quad (11)$$

$$K_{NM} = [62.7250 \ 0.5353 \ 0.0057 \ 0.3741 \ 0.0110 \ 0.0478]$$

3.4. Resultados obtenidos

La primera fase del estudio realizada fue la simulación del sistema de control y el ensayo en las condiciones experimentales ya descritas con los parámetros mostrados en la ecuación (9) que se corresponden con el procedimiento automático de ajuste experimental descrito en [13, 19]. Con el objetivo de poder comparar y validar la estrategia de optimización con el ajuste previo se ha considerado un movimiento de vaivén con las condiciones dinámicas más exigentes que permite la plataforma con una velocidad de 40000 mm/min, una aceleración de 20000 mm/s² y un jerk de 100000 mm/s³. La trayectoria de referencia se muestra en la figura 4.

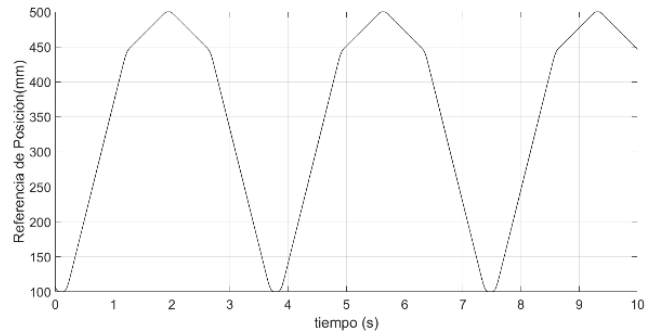


Figura 4. Trayectoria de referencia para el sistema control (prueba de vaivén).

Posteriormente, se muestra la simulación y los resultados experimentales.

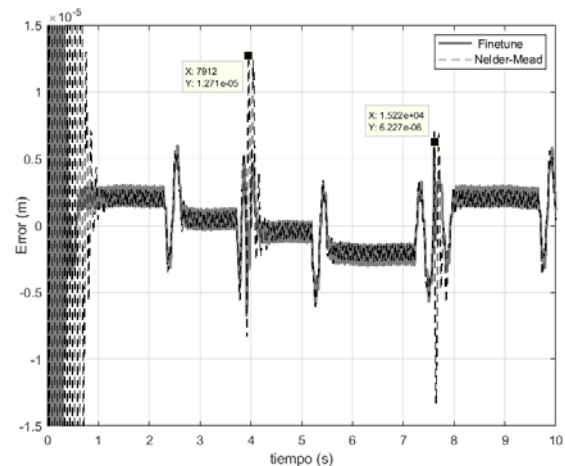


Figura 5. Comportamiento del error de posición para los dos ajustes realizados obtenidos mediante simulación.

La figura 5 muestra el comportamiento del error de posición obtenido con los parámetros (9) y (11) que se corresponden con los dos métodos comparados. Como puede observarse, con el procedimiento propuesto en este trabajo se consigue una mejora significativa en todos los criterios basados en el error incluido el más importante por su influencia en el acabado superficial: una reducción de máximo error de posición. Se produce un incremento del esfuerzo de control, pero es razonable para el motor y la transmisión mecánica. Los índices de comportamiento obtenidos se resumen en la Tabla 2.

Tabla 2: Estudio comparativo de ambos métodos mediante simulación.

Método	ITAE	Max(E) (x 10 ⁻⁶)	IAU	IAE (x10 ⁻⁴)
Finetune [19]	5.22	12.71	64.38	5.66
Nelder-Mead [25]	4.35	7.16	96.38	4.99

Sin embargo, solo mediante experimentos en condiciones reales se puede evaluar tanto la validez del procedimiento como las limitaciones de modelo desarrollado. Por las características de las no linealidades consideradas (fricción y holgura) no es posible reproducir de forma exacta el comportamiento. La figura 6 muestra el comportamiento del error de posición en base a las condiciones experimentales explicadas al comienzo de esta sección.

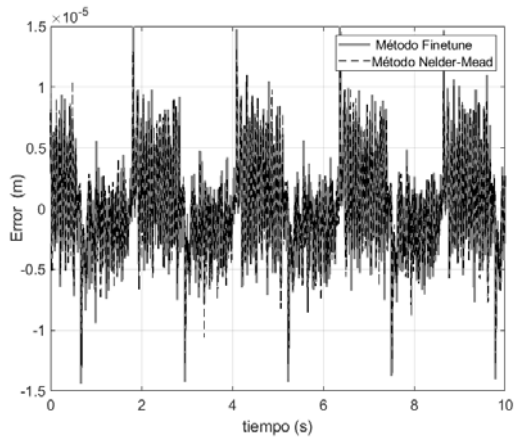


Figura 6. Comportamiento del error de posición para ambos ajustes obtenido experimentalmente.

Los resultados son muy positivos como se muestra en la figura 6 y en la Tabla 3. Se trata de un mejoramiento en el *ITAE* e *IAE* de un 4.33% y un 4.11%, respectivamente. Por su parte, el máximo error de posición, obtenido durante la inversión de las trayectorias del eje se mejora en un 13.1%.

Tabla 3: Estudio comparativo de ambos métodos mediante simulación.

Método	ITAE	Max(E) ($\times 10^{-6}$)	IAE ($\times 10^{-4}$)
Finetune []	3.80	15.36	2.32
Nelder-Mead	3.63	13.31	2.23

4. Conclusiones

En este trabajo se propone un procedimiento que consiste básicamente un programa de ordenador que utiliza la información disponible sobre el conjunto planta, no linealidades (zona muerta, fricción) y transmisión disponible, usado por los servicios técnicos durante la instalación, puesta a punto y revisión con la misma incertidumbre (no se conocen con precisión el amortiguamiento y la frecuencia natural), para ajustar de forma automática y óptima el sistema de control en cascada P-PI. Los resultados demuestran una mejora muy importante en el ajuste y comportamiento del sistema de control. Si se considera que a nivel industrial una mejora de hasta el 5% es muy significativa, la aplicación del método propuesto permitirá a los usuarios del CNC mejorar considerablemente las prestaciones de los sistemas disponibles más de un 10%. Si se tiene en cuenta que los ensayos se han realizado sobre una plataforma donde los parámetros del controlador y las compensaciones ya están optimizadas y son bien conocidas, la cuantía de la mejora que se puede lograr en los sistemas instalados puede alcanzar el 20%.

Por otra parte, se derivan otras importantes conclusiones de este estudio que ha abarcado diseño, simulación y un protocolo de ensayos: se abre la posibilidad del re-diseño del sistema de control en cascada P-PI en base al modelo disponible.

English Summary

Automatic optimal setting of a cascade control system. Application to trajectory tracking control with friction and backlash.

Abstract

Currently, cascade control continues to be one of the most used strategies in the manufacturing and process industry. The new requirements of precision and robustness in the systems of control of position and trajectory for the manufacture of components in the micro scale, force to redesign the methods of adjustment to deal with hard non-linearities such as friction and dead zone. This paper presents the design and application of an automatic adjustment method based on simulation and optimization for the adjustment of the cascade control system parameters of the position and speed control loop of a servomechanism in the presence of friction, elasticity and clearance. The optimization based on the Nelder-Mead method uses as a function of cost or objective, the minimization of the maximum position error during the investment in the presence of nonlinearities. The simulation study, the real-time experiments in trajectory control and the feasibility studies demonstrate the validity of the proposed strategy with an improvement of more than 10% in the reduction of the maximum error of position, and pave the way for the implementation at industrial level of the proposed method.

Keywords:

Microfabrication, friction, backlash, cascade control, optimization, Nelder-Mead.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido realizado en el marco de los proyectos "Advanced Manufacturing 4th Generation (AM.4G)" financiado en el Programa CIEN y PCIN-2015-123 IoSENSE: Línea Piloto Flexible de Sensores para el Internet de las Cosas".

Referencias

- [1] M. Meller, B. Kogan, M. Bryant, and E. Garcia, "Model-based feedforward and cascade control of hydraulic McKibben muscles," *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 275, pp. 88-98, 2018/06/01/ 2018.
- [2] S. Song, W. Cai, and Y.-G. Wang, "Auto-tuning of cascade control systems," *ISA Transactions*, vol. 42, no. 1, pp. 63-72, 2003/01/01/ 2003.
- [3] S. Formentin, A. Cologni, D. Belloli, F. Previdi, and S. M. Savaresi, "Fast tuning of cascade control systems*," *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 44, no. 1, pp. 10243-10248, 2011/01/01/ 2011.
- [4] A. I. Ribić and M. R. Mataušek, "An analysis, design and tuning of Cascade Control Systems in the presence of constraints in actuator and process outputs," *Journal of Process Control*, vol. 24, no. 12, pp. 7-17, 2014/12/01/ 2014.
- [5] J.-C. Jeng and M.-W. Lee, "Simultaneous automatic tuning of cascade control systems from closed-loop step response data," *Journal of Process Control*, vol. 22, no. 6, pp. 1020-1033, 2012/07/01/ 2012.
- [6] A. L. Sangeetha, N. Bharathi, A. B. Ganesh, and T. K. Radhakrishnan, "Particle swarm optimization tuned cascade control system in an Internet of Things (IoT) environment," *Measurement*, vol. 117, pp. 80-89, 2018/03/01/ 2018.

- [7] Y. Altintas, A. Verl, C. Brecher, L. Uriarte, and G. Pritschow, "Machine tool feed drives," *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 60, no. 2, pp. 779-796, 2011.
- [8] P. J. Serkies and K. Szabat, "Application of the MPC to the position control of the two-mass drive system," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 60, no. 9, pp. 3679-3688, 2013.
- [9] K. Szabat, T. Orłowska-Kowalska, and P. Serkies, "Robust Control of the Two-mass Drive System Using Model Predictive Control," in *Robust Control, Theory and Applications*: InTech, 2011.
- [10] R. E. Haber, J. R. Alique, A. Alique, and R. H. Haber, "Controlling a complex electromechanical process on the basis of a neurofuzzy approach," *Future Generation Computer Systems*, Conference Paper vol. 21, no. 7, pp. 1083-1095, 2005.
- [11] R. E. Haber-Guerra, R. Haber-Haber, D. Martan Andras, and A. A. Palomar, "Networked fuzzy control system for a high-performance drilling process," *Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME*, Article vol. 130, no. 3, pp. 0310091-0310096, 2008.
- [12] A. G. Martín and R. E. H. Guerra, "Internal model control based on a neurofuzzy system for network applications. a case study on the high-performance drilling process," *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, Article vol. 6, no. 2, pp. 367-372, 2009, Art. no. 4745833.
- [13] F. A. S. Coop., "CNC 8065/8060. Users Manual," 2014.
- [14] Z. Sun, G. Pritschow, P. Zahn, and A. Lechler, "A novel cascade control principle for feed drives of machine tools," *CIRP Annals*, 2018/04/19/ 2018.
- [15] H. Gross, G. Wiegartner, and J. Hamann, *Electrical feed drives in automation: basics, computation, dimensioning*. New York, USA, John Wiley & Sons, Inc., 2001.
- [16] J. G. G. Fontanet, A. L. Cervantes, and I. B. Ortiz, "Alternativas de control para un Pendulo de Furuta," *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI*, vol. 13, no. 4, pp. 410-420, 2016.
- [17] G. Ferretti, G. Magnani, and P. Rocco, "Alternatives in precise load motion control of two-mass servomechanisms," in *Advanced Intelligent Mechatronics, 2001. Proceedings. 2001 IEEE/ASME International Conference on*, 2001, vol. 2, pp. 893-898: IEEE.
- [18] K. Ogata and Y. Yang, "Modern control engineering," 1970.
- [19] J. Zurbitu, A. Lazcano, and J. C. Rodríguez Yurre, "Tuning 4.0 y Servicios 4.0 para máquina-herramienta," *Metalindustria*, vol. 10, pp. 66-70, 2016.
- [20] J. Nelder and R. Mead, "A simplex method for function minimization," *Computer Journal*, vol. 7, pp. 308-313, 1965.
- [21] R. E. Haber, R. Haber-Haber, R. M. Del Toro, and J. R. Alique, "Using simulated annealing for optimal tuning of a PID controller for time-delay systems. An application to a high-performance drilling process," in *Lecture Notes in Computer Science (including subseries Lecture Notes in Artificial Intelligence and Lecture Notes in Bioinformatics)* vol. 4507 LNCS, ed, 2007, pp. 1155-1162.
- [22] R. E. Haber, R. Haber-Haber, A. Jiménez, and R. Galán, "An optimal fuzzy control system in a network environment based on simulated annealing. An application to a drilling process," *Applied Soft Computing Journal*, Article vol. 9, no. 3, pp. 889-895, 2009.
- [23] D. Martín, B. Caballero, and R. Haber, "Optimal tuning of a networked linear controller using a multi-objective genetic algorithm. Application to a complex electromechanical process," in *3rd International Conference on Innovative Computing Information and Control, ICICIC'08*, 2008.
- [24] D. Martín, R. Del Toro, R. Haber, and J. Dorronsoro, "Optimal tuning of a networked linear controller using a multi-objective genetic algorithm and its application to one complex electromechanical process," *International Journal of Innovative Computing, Information and Control*, Article vol. 5, no. 10, pp. 3405-3414, 2009.
- [25] H. Ghiasi, D. Pasini, and L. Lessard, "Constrained globalized Nelder-Mead method for simultaneous structural and manufacturing optimization of a composite bracket," *Journal of Composite Materials*, Article vol. 42, no. 7, pp. 717-736, 2008.