



Compensación de fricción para control de velocidad utilizando funciones estáticas no-lineales

R. Castañeda Díaz, M. E. González Elías y J. I. de la Rosa Vargas.

Resumen: En este trabajo se presenta un nuevo algoritmo para compensar la fricción en control de velocidad de mecanismos, utilizando funciones estáticas no lineales, CCASNOL (Compensador Continuo, Ajustable, Suave y No-Lineal). Este compensador se caracteriza principalmente porque es capaz de variar el par generado dependiendo del error de velocidad y la velocidad deseada, lo cual le permite compensar de una forma más suave desde bajas hasta altas velocidades. Para bajas velocidades el efecto de la fricción es considerablemente nocivo y entonces es necesaria una fuerte compensación. Conforme aumenta la velocidad deseada, este efecto se ve disminuido ya que el par producido por el mecanismo es mayor que el de la fricción y por lo tanto se requiere menor compensación.

Abstract: This work presents a novel algorithm to compensate the friction in speed of control of mechanism, using static non linear functions, CCASNOL (Non Linear Soft Adjust Continuo Compensator). This compensator is characterized principally because is able to increment or decrement the torque generated depending of the error of speed and desired speed, that let it to compensate in a smoother way for a wide range of speeds. For speeds low the effect of the Friction is very nocive and then is necessary a strong compensation. While the desired speed is increased, this effect is decremented because the torque produced by the mechanism is bigger that the friction and then require a small compensation.

Introducción

La fricción es un fenómeno físico inevitable, el cual se manifiesta como una fuerza que se opone a aquella que

trata de generar movimiento. Uno de los efectos nocivos producidos por la fricción es el deterioro de sistemas de control [1]. Para ilustrar de una mejor manera lo anterior, se presenta el esquema del control PI para regulación de velocidad del servomotor BE161CJ Parker Compumotor. La sintonía del controlador se realizó para obtener una respuesta sobreamortiguada con un tiempo de asentamiento de $t_s = 4$ s, resultando las ganancias: $k_p = 3.1224 \times 10^{-6}$ y $k_i = 6.12 \times 10^{-6}$.

En la Figura 1 se observa que aún cuando el control PI es capaz de llevar la respuesta de velocidad al valor deseado $\dot{q}_d = 1000$ grados/s, ésta sufre un retardo debido a los efectos del fenómeno de la fricción a bajas velocidades. Para observar mejor el efecto, compare la respuesta real de la planta (Ctrl. PI) con la respuesta ideal (RI) esperada.

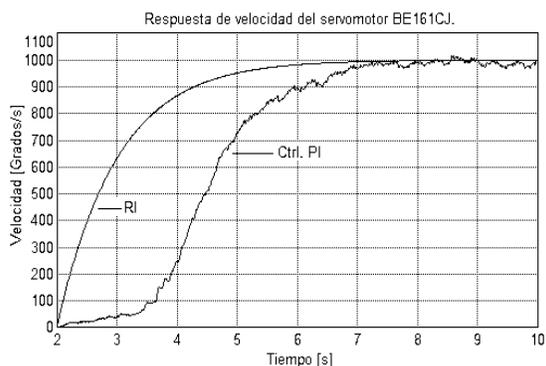


Fig. 1 Respuesta de velocidad del servomotor BE161CJ, con un control PI y $\dot{q}_d = 1000$ grados/s.

Ahora observe la Figura 2 en la cual se muestra la respuesta de velocidad del mismo servomotor con el mismo esquema de control PI, pero ahora para una velocidad deseada $\dot{q}_d = 10000$ grados/s.

Raúl Castañeda Díaz, Universidad Autónoma de Zacatecas, Zacatecas Zac., México, raul_castanedadiaz@yahoo.com.mx.
Miguel Eduardo González Elías, Universidad Autónoma de Zacatecas, Guadalupe Zac., México, migonzal492@yahoo.com.mx.
José Ismael de la Rosa Vargas, Universidad Autónoma de Zacatecas, Zacatecas Zac., México, ismaelrv@yahoo.com.mx

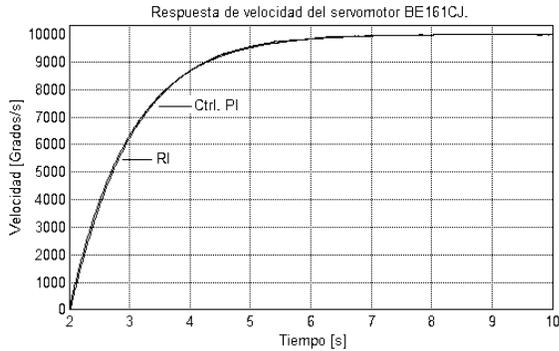


Fig. 2 Respuesta de velocidad del servomotor BE161CJ, con un control PI y $\dot{q}_d = 10000$ grados/s.

A diferencia de la Figura 1, la respuesta ahora si cumple con los requerimientos de diseño e incluso parece que el efecto de la fricción es despreciable o nulo. De las dos respuestas se puede concluir que es necesario considerar algún algoritmo que pueda contrarrestar de manera directa los efectos de la fricción a bajas velocidades y conforme la velocidad deseada tienda hacia velocidades medias y altas, el compensador reduzca el par producido para evitar sobrecompensación. Para tratar de reducir al máximo posible éste efecto, se han desarrollado diversas técnicas de compensación, que van desde funciones estáticas simples hasta compensadores basados en modelos dinámicos complejos [1-5].

Con la idea de encontrar un compensador de estructura simple, matemáticamente no muy complejo y por lo tanto fácil de implementar, en este trabajo se propone un compensador basado en funciones estáticas no lineales, que permite ajustar la compensación de fricción tanto en bajas como altas velocidades, realizando tal transición de una manera continua y suave. Esto gracias a que en su algoritmo además de considerar el error de velocidad, también contempla la velocidad deseada.

Compensadores estáticos no lineales

Dada su sencillez, los compensadores basados en funciones estáticas no lineales son muy utilizados, ya que basta sólo el conocimiento parcial del comportamiento de la fricción para implementarlos [1]. En las referencias [2-3] se proponen dos de los algoritmos que sirvieron de base para este trabajo. Estos algoritmos fueron planteados originalmente para

control de posición, aquí se presentan con las modificaciones necesarias para control de velocidad.

DNPF (Discontinuous Nonlinear Proportional Feedforward). Este compensador propuesto en [2], consiste básicamente en modificar la ganancia proporcional del control PD (para posición), PI (para velocidad) de una forma no lineal a partir del error, en este caso de velocidad \dot{q}_d . En (1) se muestra la ley de control y en (2) se presenta la función que representa al compensador DNPF:

$$\tau = k_p \dot{q} + k_i \int_0^t \dot{q} dt + DNPF \quad (1)$$

$$DNPF = \begin{cases} 0 & , \text{si } |\dot{q}| > \theta_b \\ k_p (\theta_b \text{sign}(\dot{q}) - \dot{q}) & , \text{si } |\dot{q}| \leq \theta_b \end{cases} \quad (2)$$

donde

$$\theta_b = \frac{f_s}{k_p} + \varepsilon$$

siendo τ el par aplicado al motor en N·m, \dot{q} es el error de velocidad en grados/s, k_p es la ganancia del control proporcional, k_i es la ganancia del control integral, f_s es el coeficiente de fricción estática máxima en N·m, \dot{q} es la velocidad angular en grados/s y ε es un parámetro de ajuste en grados del compensador DNPF. En la Figura 3 se muestra el par generado por ésta función.

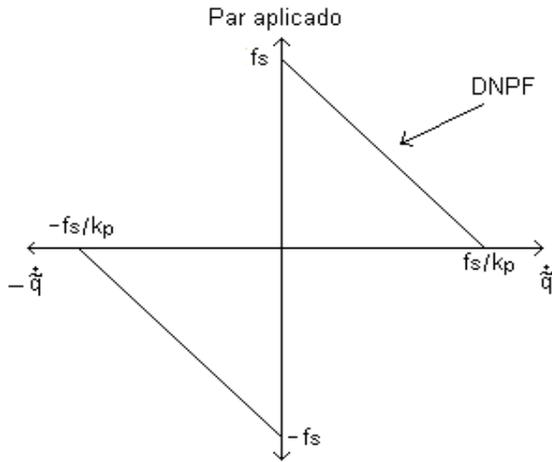


Fig. 3 Par generado por la función DNPF en función de \dot{q} .

SRNF (Smooth Robust Nonlinear Feedback). Este compensador está basado en una función no lineal continua [3]. Enseguida se presenta la ley de control en (3) y después el modelo matemático que describe dicho compensador en (4):

$$\tau = k_p \dot{q} + k_i \int_0^t \dot{q} dt + SRNF \quad (3)$$

$$SRNF = (f_s + \varepsilon) \tanh(\alpha \dot{q}) \quad (4)$$

donde α está en 1/rad y ε en N·m, los cuales son parámetros de ajuste de la función SRNF. En la Figura 4 se muestra el par generado por dicha función.

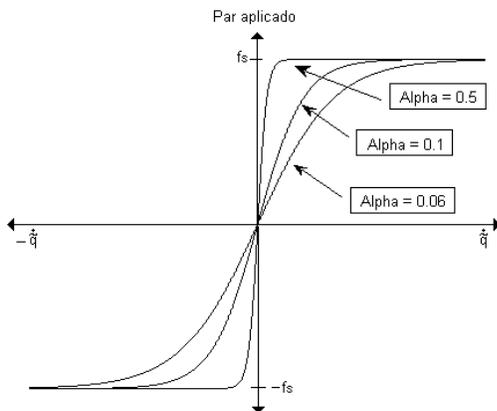


Fig. 4 Par generado por la función SRNF en función de \dot{q} para diferentes valores de α .

Un nuevo compensador

En esta sección se presenta un nuevo compensador, CCASNOL (Compensador Continuo Ajustable, Suave y No Lineal) [6]. Este compensador se basa al igual que los compensadores anteriores en funciones estáticas no lineales del error. El CCASNOL se caracteriza principalmente porque es capaz de ajustarse dependiendo de la velocidad deseada y el error de velocidad, lo que le permite variar el par generado y así compensar de una manera más suave en un intervalo más amplio, desde bajas hasta altas velocidades [6].

En la ecuación (5) se presenta la ley de control y en (6) se muestra la función que describe el comportamiento de este compensador:

$$\tau = k_p \dot{q} + k_i \int_0^t \dot{q} dt + CCASNOL \quad (5)$$

$$CCASNOL = f_c \left[\tanh(\gamma \dot{q}) + \text{sign}(\dot{q}) \text{sech} \left[\gamma - \frac{\gamma^2}{\delta^3} \right] \right] \quad (6)$$

donde f_c es el coeficiente de fricción de Coulomb en N·m, γ y δ son parámetros de ajuste.

Para el cálculo de los parámetros ajustables γ y δ se utilizan (7) y (8), respectivamente:

$$\gamma = \gamma_{\max} \left[\frac{1}{e^{\frac{\dot{q}_u}{T}}} \right] \quad (7)$$

$$\delta = \gamma \left[n \frac{\dot{q}_d}{\dot{q}_u} \right] \quad (8)$$

donde γ_{\max} es el valor máximo otorgado al parámetro autoajustable γ para que pueda compensar a bajas velocidades, \dot{q}_u es la velocidad de umbral, es decir, es la velocidad donde el par producido por el motor domina ampliamente al par de la fricción y pareciera que ya no es necesaria la presencia de un compensador. Para obtener el valor de \dot{q}_u se propone el siguiente método. Se alimenta a la planta con una entrada tipo rampa en lazo abierto, la respuesta de velocidad



obtenida es también una rampa, la cual, no tiene definida su pendiente al inicio, sin embargo, en un punto de la respuesta de velocidad la pendiente se define y precisamente esa es la velocidad de umbral [6], n es un número positivo, el cual permite controlar la aportación del parámetro δ .

El comportamiento de la fricción se puede relacionar aproximadamente con una exponencial decreciente, partiendo de un valor máximo $\pm f_s$ hasta decrecer a un valor mínimo $\pm f_c$, lo cual, se asemeja mucho a la descarga de un capacitor, en donde se considera que en 5 constantes de tiempo el capacitor se descarga en un 98 %. Análogamente se considera que la fricción caerá desde $\pm f_s$ hasta $\pm f_c$ en cinco constantes (T) de velocidad, observe a (9), en la cual, se muestra como determinar a T . En la Figura 5 se muestra el par generado por la función CCASNOL.

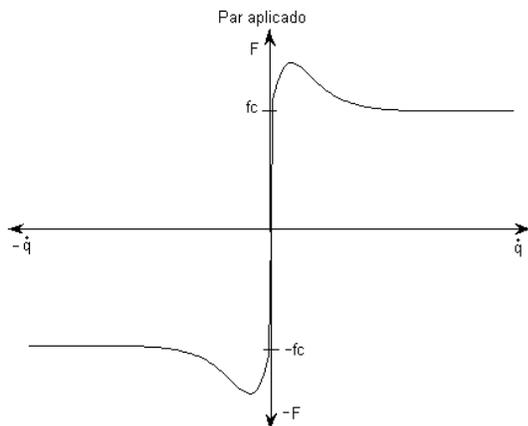


Fig. 5 Par generado por la función CCASNOL en función de \dot{q} y los parámetros ajustables γ y δ .

Validación experimental

En esta sección se presentan los resultados experimentales obtenidos en la validación del compensador propuesto. Los resultados generados en la validación de los compensadores DNPF y SRNF se presentan en [6], aunque cabe mencionar que para la regulación de velocidad no fueron muy satisfactorios. Para lograr realizar los experimentos fue necesario implementar una plataforma experimental, la cual consistió entre otras cosas, del servomotor de cc, BE161CJ. Este motor tiene un codificador óptico que entrega 8000 pulsos por revolución, además posee el

módulo ViX500AE que además de desempeñar algunas tareas de control, también funciona como una etapa de potencia ya que éste otorga la corriente necesaria al sistema. Para la manipulación de los datos se utilizó el procesador digital de señales TMS320F2812 de la marca Texas Instruments, entre otros implementos.

Cabe mencionar que la fricción viscosa fue considerada como un parámetro del modelo matemático del mecanismo, y en los experimentos realizados, ésta no fue considerada explícitamente en la ley de control. Sin embargo, los efectos de variación de temperatura en los mecanismos con lubricantes provocan variación en el coeficiente de viscosidad, lo que produciría una variación paramétrica del modelo, para corregir este problema se recomienda utilizar el compensador adaptable propuesto en [4].

La experimentación se llevó a cabo en dos regiones de velocidad. La primera fue en la región de velocidades bajas, considerando a la velocidad $\dot{q}_d = 1000$ grados/s como la velocidad representativa de esta región. La segunda región considerada fue la región de velocidades medias-altas, siendo $\dot{q}_d = 10000$ grados/s la velocidad seleccionada. Además de considerar las dos regiones de velocidad, también se consideró que la planta experimentara dos comportamientos muy comunes en los sistemas de control: comportamientos sobreamortiguado y subamortiguado.

En la Figura 6 se presenta el comportamiento sobreamortiguado de las respuestas de la planta para una velocidad deseada baja de $\dot{q}_d = 1000$ grados/s. Los valores de las ganancias del control ya fueron presentados. Para el caso de los parámetros ajustables del compensador CCASNOL, los valores asignados son los siguientes: $\gamma_{\max} = 0.0001$, $T = 980$, $n = 10$, $f_c = 0.01$ [6].

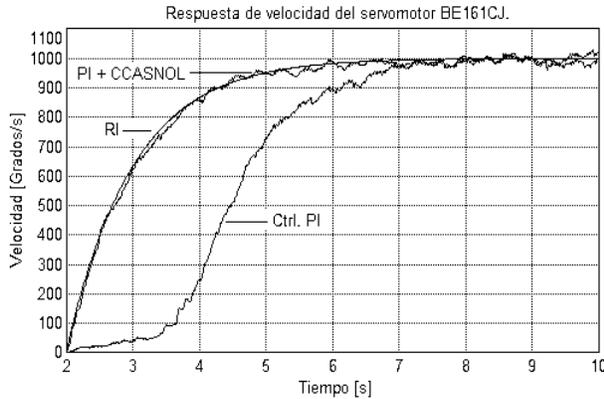


Fig. 6 Comparación entre las respuestas de la planta aplicando los controles PI y PI + CCASNOL para una velocidad $\dot{q}_d = 1000$ grados/s.

Analizando la Fig. [6], se puede apreciar como la respuesta controlada además de compensada (PI + CCASNOL) tiene buena aproximación con la respuesta ideal (RI) esperada, ya que no sufre retardos significativos, no hay golpeteo en el par generado y cumple con la forma de la señal, además del tiempo de asentamiento.

Para el caso del comportamiento subamortiguado la respuesta se muestra en la Figura 7. En esta figura se aprecia nuevamente como el control PI junto con el compensador CCASNOL llevan la respuesta real de planta (PI + CCASNOL) a valores muy cercanos a la respuesta ideal (RI) esperada.

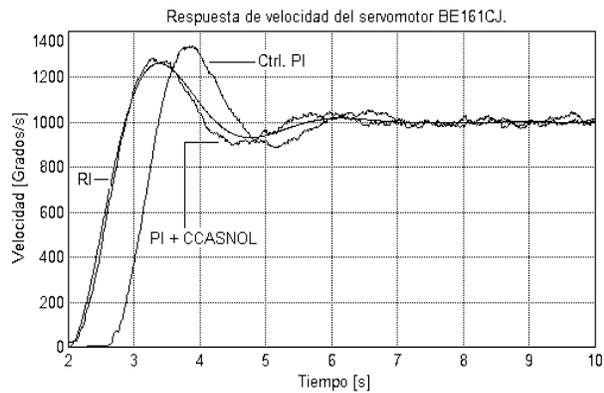


Fig. 7 Comparación entre las respuestas de la planta aplicando los controles PI y PI + CCASNOL para una velocidad $\dot{q}_d = 1000$ grados/s y $M_p = 25\%$.

Finalmente se experimenta en la región de velocidades medias-altas con la finalidad de saber si la aportación del compensador ha disminuido significativamente, lo cual debe de ser una característica para evitar la sobrecompensación. De los resultados obtenidos en la Figura 8 se puede observar como las señales marcadas con “Ctrl. PI” y “PI + CCASNOL” son muy semejantes, lo que demuestra que el par producido por este compensador ha disminuido lo necesario para que sea el control PI quien lleve la respuesta al valor deseado, al mismo tiempo, estos resultados comprueban que el compensador propuesto cumple con una de las características de diseño.

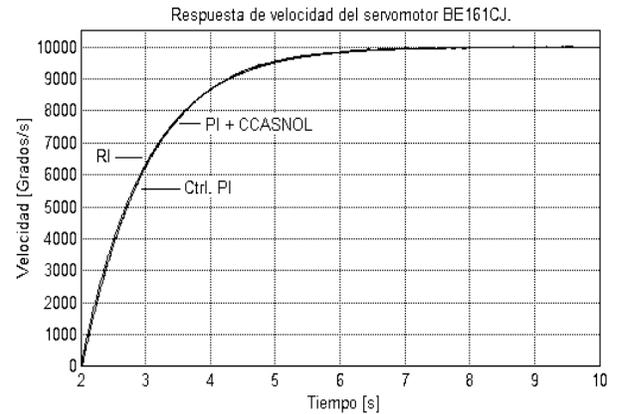


Fig. 8 Comparación entre las respuestas de la planta aplicando los controles PI y PI + CCASNOL para una velocidad $\dot{q}_d = 10000$ grados/s.

Ahora, observe la Figura 9 en la cual se muestra el comportamiento subamortiguado de la planta. Al igual que en el caso anterior, se observa como el control PI tiene control absoluto sobre la respuesta de velocidad, ya que la señal controlada y compensada son muy cercanas.

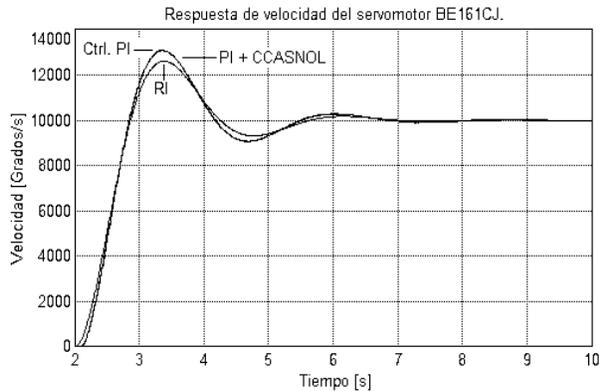


Fig. 9 Comparación entre las respuestas de la planta aplicando los controles PI y PI + CCASNOL para una velocidad $\dot{q}_d = 10000$ grados/s y $M_p = 25\%$.

Conclusiones

Se analizaron diversos compensadores de fricción basados en funciones estáticas no lineales con conocimiento parcial de la fricción. Los cuales ofrecieron un desempeño medianamente bueno en la compensación de fricción para control de velocidad, ya que estos compensadores solo compensan en la región de velocidad para la cual sus parámetros fueron ajustados. Esto obedece a que dichos parámetros son constantes y, en caso de intentar compensar en otra región de velocidad, el par generado por dicho compensador es insuficiente o sobrepasa la cantidad de par necesario, ocasionando una sobrecompensación en el último caso, la cual, se manifiesta mediante un golpeteo en el eje del motor.

Se presentó un nuevo compensador de fricción para control de velocidad, basado en funciones estáticas no lineales. El compensador CCASNOL, tiene como característica principal que se ajusta dependiendo de la velocidad deseada, lo cual, le permite disminuir el par generado y así compensar de una manera más suave en un intervalo más amplio de velocidad, desde bajas hasta altas velocidades. Además de considerar el error de velocidad, también considera la velocidad deseada, lo cual, le permite de alguna manera saber el grado de compensación que tiene que manejar en función de la velocidad deseada. Los resultados obtenidos en su validación experimental, arrojan un buen desempeño ya que es capaz de compensar en bajas velocidades e ir atenuando el par aplicado conforme se tiende a

velocidades altas, evitando generar sobrecompensación en el sistema.

Referencias

- [1] E. González, Modelado y Compensación de Fricción con Aplicación en el Control de Mecanismos, Tesis de Maestría, División de Física Aplicada, CICESE, Ensenada México, (1999).
- [2] S. C. Southward, C. J. Radellife, y C. R. Mac Cluer, "Robust Nonlinear Stick-Slip Friction Compensation", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 113, pp. 639-645, (1991).
- [3] L. Cai, y G. Song, "A Smooth Robust Nonlinear Controller for Robot Manipulators with Joint Stick-Slip Friction", Proc. IEEE International Conference on Robotics and Automation, Atlanta, GE, Vol. 3, pp. 449-454, (1993).
- [4] R. Kelly, V. Santibañez y E. González, "Adaptive Friction Compensation in Mechanisms Using the Dahl Model", Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 218 Part I: J. Systems and Control Engineering, (2004).
- [5] H. Olsson, Control Systems with Friction, PhD. Thesis, Lund Institute of Technology, Sweden, (1996).
- [6] R. Castañeda, Compensación de Fricción para el Control de Velocidad Utilizando Funciones Estáticas No Lineales, Tesis de Maestría, Unidad Académica de Ingeniería Eléctrica, Universidad Autónoma de Zacatecas, Zacatecas México, (2008).
- [7] J. Llamas y R. Kelly "Determination of Viscous And Coulomb Friction by Using Velocity Responses to Torque Ramp Input", Proc. Of the International Conference on Robotics and Automation, Detroit, MI, May, pp. 1740-1745, (1999).

Autores

Raúl Castañeda Díaz. Ing. En Comunicaciones y electrónica (UAZ - 2006), M. en I. (UAZ - 2008).

Miguel Eduardo González Elías. Ing. en Comunicaciones y Electrónica (UAZ - 1991), M. en C. (CICESE - 2000), actualmente estudia el doctorado en el área de Control Automático en la Universidad de Córdoba España, profesor-investigador en la UAZ.

José Ismael de la Rosa Vargas. Ing. en Comunicaciones y Electrónica (UAZ - 1995), M. en C. (CITEDI - 1998), Doctorado en Ciencias con especialidad en Procesamiento de Señales y Control (noviembre de 2002) Universidad Paris Sud (XI) y de la Escuela Superior de Electricidad (SUPELEC) al sur de Paris (Gif-sur-Yvette), Francia. Profesor-investigador de tiempo completo en la UAZ, forma parte del SNI "nivel I" y también tiene perfil PROMEP.