

Compensador de Fricción Continuo, Ajustable y No Lineal para Control de Velocidad

Raúl Castañeda, Miguel E. González y José I. de la Rosa
Universidad Autónoma de Zacatecas - Unidad Académica de Ingeniería Eléctrica,
Academia de Control, Av. López Velarde No. 801, Col. Centro,
C.P. 98068, Zacatecas, Zacatecas, México,
raul_castanedadiaz@yahoo.com.mx o a_raulcd@yahoo.com.mx.

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.

Palabras clave— Fricción, Compensación, velocidad deseada, ajustable.

I. INTRODUCCIÓN

La fricción es un fenómeno físico inevitable, que se manifiesta como una fuerza que se opone a aquella que trata de generar algún tipo de movimiento (González, 1999). Ésta juega un rol muy importante para que podamos realizar prácticamente todas nuestras actividades cotidianas. Sin embargo, no siempre su presencia es útil. Por ejemplo, en diferentes mecanismos como pistones, cojinetes y motores cuyas partes están en constante rozamiento la fricción provoca algunos efectos nocivos como desgaste y sobrecalentamiento. Por otro lado, los sistemas de control de mecanismos también se ven afectados por la presencia de la fricción ya que deteriora su desempeño provocando errores de posición y movimiento, además de oscilaciones no deseadas. En la Fig. 1 se muestra la respuesta de velocidad del servomotor BE161CJ de la marca Parker Compumotor al cual se le aplicó el control Proporcional Integral (PI) cuyas ganancias calculadas son $k_p = 3.1224 \times 10^{-6}$ y $k_i = 6.12 \times 10^{-6}$.

En la Fig. 1 se muestra el efecto de la fricción sobre el sistema de control manifestándose como un retardo en la señal controlada (Ctrl. PI). Compare la señal anterior con la respuesta ideal (RI) esperada para verificar el efecto nocivo del fenómeno de la fricción. En la literatura se han reportado diversos tipos de compensadores diseñados bajo diferentes tipos de técnicas (Southward, 1991), (Cai y Song, 1993),

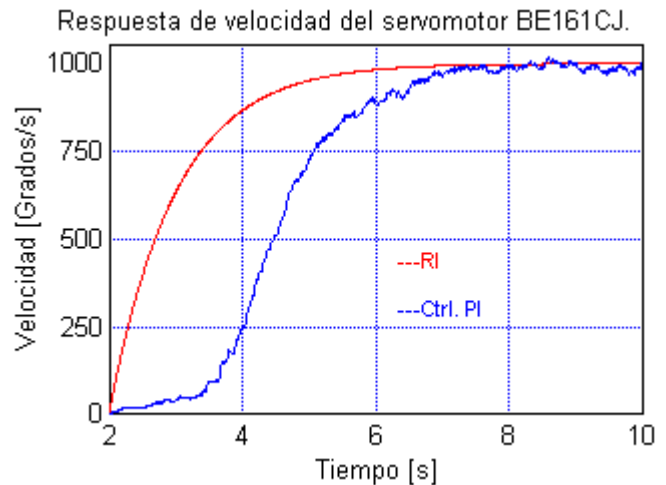


Figura 1. Aplicación del control PI para $\dot{q}_d = 1000$ [grados/s].

(Kelly, 2004) entre otros. Algunas de las técnicas en las cuales se basan estos compensadores son:

- Modelado de la fricción.
- Funciones estáticas no lineales.
- Técnicas de modos deslizantes.
- Control adaptable.

En este trabajo se propone un nuevo compensador de fricción basado en funciones estáticas no lineales con conocimiento parcial de la fricción. Algunos de los compensadores encontrados en la literatura basados en este tipo de técnicas son el DNPF (Discontinuos Nonlinear Proportional Feedback) (Southward, 1991) y SRNF (Smooth Robust Nonlinear Feedback) (Cai y Song, 1993).

II. DESARROLLO DEL TRABAJO

II-A. Antecedentes

Antes de abordar el análisis del nuevo compensador, es necesario conocer y comprender más el complejo comportamiento de la fricción ya que este sirvió de apoyo para generar el nuevo modelo.

Entre las aportaciones más importantes están las que hizo Leonardo Da Vinci donde introduce la idea de una fuerza constante que se opone al movimiento cuyo valor corresponde a la fuerza mínima necesaria para iniciar el movimiento, lo que hoy se conoce como fricción estática máxima f_s (González, 1999). En el siglo XVIII Charles Augusto Coulomb descubrió que la fuerza de fricción es menor cuando el cuerpo está en movimiento a cuando está en reposo, además esta fuerza es constante. Hoy en día se le conoce como fricción cinética o de Coulomb f_c (González, 1999). Tiempo después se descubre que los lubricantes utilizados para tratar de reducir el desgaste en las piezas por rozamiento producen una componente de fricción, llamada fricción viscosa f_v (González, 1999).

Hasta este momento se hablaba de fricción estática máxima, fricción de Coulomb y fricción viscosa, sin embargo, nadie había explicado como era el comportamiento transitorio entre la fricción estática máxima f_s y la fricción de Coulomb f_c . Fue hasta 1902 cuando R. Stribeck propone un modelo matemático que describe este comportamiento transitorio de la fricción a muy bajas velocidades (González, 1999). En la Fig. 2, se muestra la curva que describe aproximadamente el comportamiento de la fricción en función de la velocidad según las diferentes aportaciones de diferentes investigadores reportadas en la literatura.

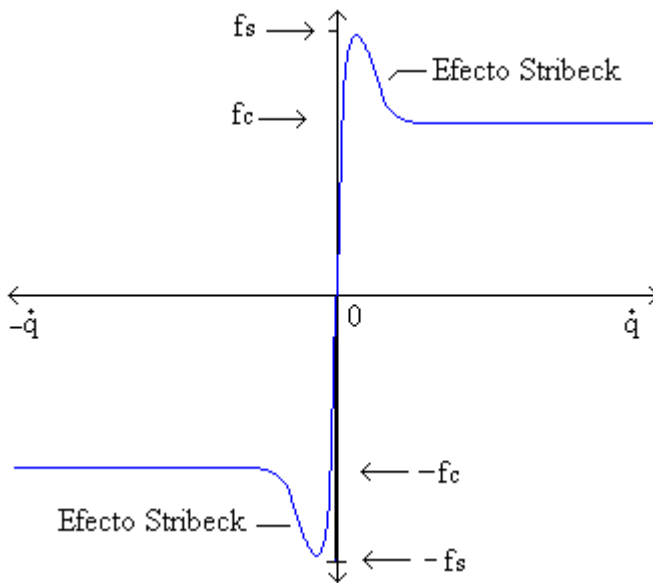


Figura 2. Comportamiento de la fricción en función de la velocidad \dot{q} .

En base a este comportamiento de la fricción, se pretende proponer algún algoritmo que utilice una o la combinación de varias funciones estáticas no lineales que sean capaces de generar una curva semejante a la presentada en la Fig. 2.

II-B. Propuesta del compensador CCASNOL

En esta sección se presenta el compensador CCASNOL (Compensador Continuo Ajustable Suave y No Lineal)

(Castañeda, 2008). Se trata de un nuevo método de compensación de fricción para control de velocidad, el cual está basado en funciones estáticas no lineales y continuas. Las características de diseño corresponden a un compensador que pueda compensar la fricción a bajas velocidades, ya que es aquí donde se presenta con mayor fuerza dicho fenómeno y que conforme la velocidad se incremente a velocidades medias y altas el par producido se vaya reduciendo hasta llegar a valores cercanos a cero, con lo cual se pretende evitar una sobrecompensación en el sistema de control.

Según el análisis hecho en la introducción y atendiendo a la tercera ley de Newton, la fuerza de fricción inicia en cero y se incrementa conforme se da el movimiento microscópico hasta llegar a un valor máximo (f_s) para luego comenzar a disminuir cuando se pasa del movimiento microscópico al movimiento macroscópico hasta llegar a un valor mínimo constante (f_c). Para tratar de generar una curva lo más cercana posible a la mostrada en la Fig. 2 se propuso un nuevo algoritmo al cual se le llamó CCASNOL por sus características, su modelo matemático se presenta en la Ec. (1).

$$\text{CCASNOL} = f_c \left[\tanh(\gamma \dot{q}) + \text{sign}(\dot{q}) \times \text{sech} \left[\left| \left(\gamma - \frac{\gamma^2}{\delta^3} \right) \right| \right] \right], \quad (1)$$

donde \dot{q} es el error de velocidad en [grados/s], γ y δ son parámetros de ajuste del compensador.

Tal y como se muestra en la Ec. 1 el compensador CCASNOL utiliza las funciones \tanh y sech en una sumatoria, la cual está ponderada por el coeficiente de fricción de Coulomb f_c . Por otro lado, se utiliza la función sign , la cual es utilizada para dar el sentido correcto al par generado por la función sech , ya que ésta siempre aporta un par positivo aún cuando la velocidad es negativa (el sentido de giro del motor es contrario), se debe destacar que el argumento de la función sign es la velocidad \dot{q} . Recuérdese que la función sign está indeterminada cuando toma un valor de cero, sin embargo cuando la velocidad $\dot{q} = 0$ [grados/s] implica que el motor está detenido y por tanto, no es necesario compensar la fricción, pero una vez que se da el movimiento microscópico o macroscópico la velocidad \dot{q} adquiere un sentido de giro ($\dot{q} \neq 0$), evitando de esta manera la posible indeterminación de la función sign . En la Fig. 3 se muestra el comportamiento de las funciones hiperbólicas y la función sign . Cabe destacar que las funciones hiperbólicas utilizadas trabajan de manera opuesta, es decir, mientras una toma valores muy cercanos a uno, la otra toma valores cercanos a cero, lo cual asegura que siempre se tenga un valor muy cercano en la compensación de la fricción al coeficiente de fricción de Coulomb f_c . Sin embargo, en la introducción

se dijo que el par de la fricción se incrementa hasta llegar a un valor máximo f_s ($f_s > f_c$), entonces parecería que la compensación no será suficiente, sin embargo, si se observa bien el comportamiento de ambas funciones hiperbólicas en el punto de intersección la sumatoria de ambos sobrepasa la unidad que multiplicada por f_c se aproxima a f_s .

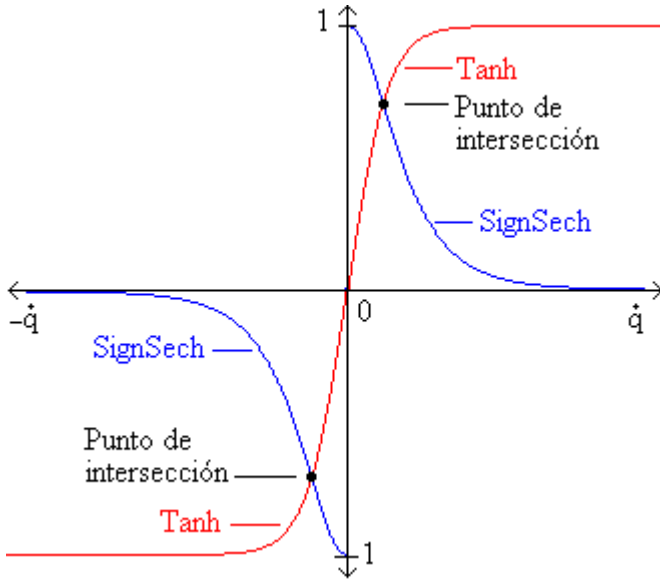


Figura 3. Respuesta de la \tanh y producto de las funciones sign y sech .

Dado que la fricción está en función de la velocidad, es necesario que de alguna manera el compensador genere su par dependiendo de la magnitud de la velocidad. Por ello, el parámetro γ del compensador CCASNOL es ajustable, el cual depende de una función exponencial decreciente que toma en consideración la velocidad deseada \dot{q}_d . En la Ec. 2 se muestra como determinar el parámetro γ .

$$\gamma = \gamma_{max} \left[\frac{1}{e^{\frac{\dot{q}_u}{T}}} \right], \quad (2)$$

donde γ_{max} es el valor máximo asignado a γ a bajas velocidades, \dot{q}_u es una velocidad característica (velocidad de umbral) donde el par producido por el motor domina ampliamente al par producido por la fricción y pareciera ya no ser necesaria la presencia del compensador. Para determinar el valor de \dot{q}_u se propone el siguiente método. Se alimenta a la planta (motor) con una entrada tipo rampa, la respuesta de velocidad obtenida es también una rampa, la cual no tiene bien definida su pendiente al inicio, sin embargo, después de cierto incremento en el par que alimenta al motor, la pendiente de la respuesta de velocidad se define, siendo esta velocidad la velocidad de umbral \dot{q}_u . En la Fig. 4 se muestra la aplicación del método anterior para determinar a \dot{q}_u del servomotor BE161CJ. n es un número positivo que permite controlar la aportación del

parámetro δ .

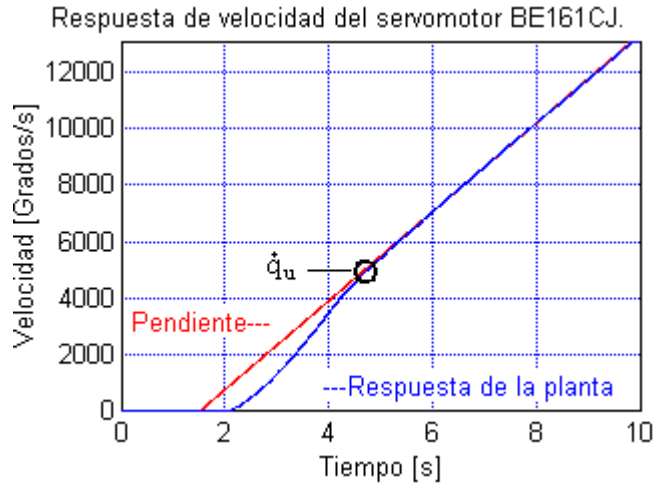


Figura 4. Determinación de la velocidad de umbral \dot{q}_u .

Otro parámetro que interviene en la Ec. 2 es T , el cual es una constante. Dado que el comportamiento de la fricción se puede relacionar aproximadamente con una función exponencial decreciente, partiendo de un valor máximo $\pm f_s$ hasta decrecer a un valor mínimo $\pm f_c$, esto se puede asemejar mucho con 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 la Ec. 3, en la cual, se muestra como determinar a T .

$$T = \frac{0,98\dot{q}_u}{5}. \quad (3)$$

El comportamiento del parámetro ajustable γ para un barrido de la velocidad deseada \dot{q}_d , se muestra en la Fig. 5.

En la Fig. 6 se muestra la curva del par generado por el compensador CCASNOL, el cual depende de la velocidad deseada \dot{q}_d , el error de velocidad \tilde{q} y de los parámetros ajustables γ y δ . Cabe destacar la semejanza de esta curva generada con la curva mostrada en la Fig. 2.

II-C. Validación Experimental

En esta sección se presentan los resultados obtenidos en la validación experimental del compensador CCASNOL. Se utilizó el servomotor BE161CJ de la marca Parker Compumotor, el cual entrega 8000 pulsos por revolución, el controlador ViX500AE, el procesador digital de señales TMS320F2812 de Texas Instruments, el programa VisSim ECD (Visual Simulation Embedded Controls Developer), entre otros.

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

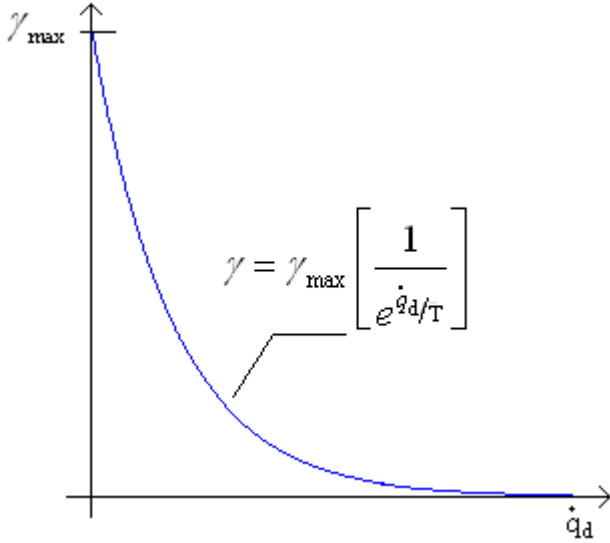


Figura 5. Comportamiento de γ dependiendo del valor de \dot{q}_d .

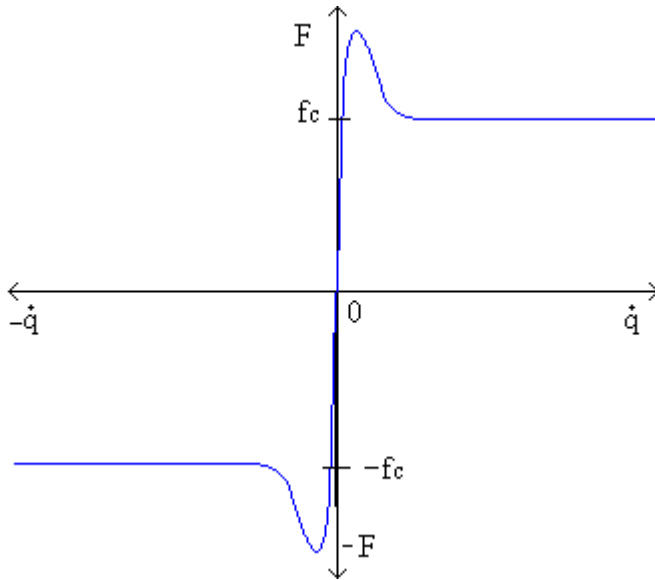


Figura 6. Par generado por el compensador CCASNOL.

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 una alternativa es utilizar el compensador adaptable propuesto en (Kelly, 2004).

El modelo matemático del servomotor se muestra en la Ec. 4 y la ley de control es presentada en la Ec. 5.

$$\frac{W(s)}{T(s)} = \frac{320261}{s + 1,96} \quad (4)$$

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

Para validar experimentalmente la funcionalidad del nuevo compensador se trabajó con la planta en dos tipos de comportamiento (sobreamortiguado y subamortiguado), además de trabajar en la región de velocidades bajas y velocidades medias-altas.

En la Fig. 7 se muestra la respuesta de la planta para un comportamiento sobreamortiguado con una velocidad deseada $\dot{q}_d = 1000$ [grados/s], las ganancias calculadas para el controlador PI son $k_p = 3.1224 \times 10^{-6}$ y $k_i = 6.120 \times 10^{-6}$ y $t_s = 3$ [s]. Los valores propuestos para los parámetros del compensador CCASNOL son $\gamma_{max} = 0.0001$, $T = 980$, $n = 10$, $f_c = 0.01$, para el caso de los parámetros γ y δ no se mencionan porque estos varían dependiendo de la velocidad deseada.

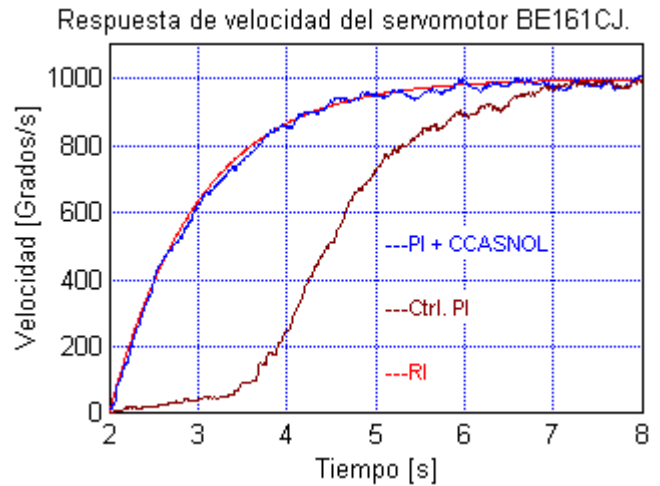


Figura 7. Aplicación de los controladores PI y PI + CCASNOL.

En la Fig. 7 se observan tres respuestas de la planta. La marcada con RI es la respuesta ideal esperada. La respuesta marcada con Ctrl. PI es la respuesta controlada de la planta, pero sin compensar los efectos de la fricción, los cuales se manifiestan por el retardo que sufre esta señal. Por otro lado, se muestra la señal marcada con PI + CCASNOL que corresponde a la señal controlada pero además compensada. Observe como esta señal ya no tiene el retardo y además cumple con el comportamiento sobreamortiguado además del tiempo de asentamiento requerido $t_s = 3$ [s].

Enseguida se presenta la Fig. 8, la cual muestra el comportamiento subamortiguado de la planta. Se requiere que la respuesta alcance una sobreelongación del 25 % de la velocidad deseada $\dot{q}_d = 1000$ [Grados/s]. Los valores de los parámetros del controlador para este tipo de comportamiento son: $k_p = 1.24 \times 10^{-7}$ y $k_i = 1.902 \times 10^{-5}$, el tiempo de asentamiento requerido es $t_s = 4$ [s]. Los valores de los parámetros del compensador CCASNOL ya fueron presentados anteriormente.

Del análisis de la Fig. 8 se puede concluir que la

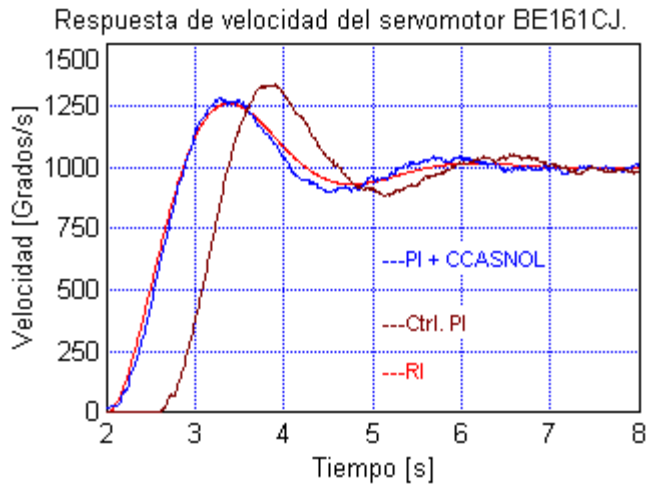


Figura 8. Aplicación de los controladores PI y PI + CCASNOL.

respuesta de la planta controlada (Ctrl. PI) sigue estando afectada por la fricción ya que el retraso que se presentó en la Fig. 7 también se sigue presentando en esta respuesta, además este retardo provoca que se de una sobreelongación mayor a la requerida. Por otro lado, la respuesta controlada y compensada (PI + CCASNOL) tiene buena aproximación a la respuesta ideal esperada.

Ahora se presentarán los resultados experimentales obtenidos en la región de velocidades medias-altas para evaluar el desempeño del compensador, ya que en esta región de velocidad se creó que el par generado por el motor domina ampliamente al de la fricción, por lo que se supondría que ya no es necesaria la presencia del compensador. Entonces, si lo anterior es correcto, la aportación del compensador debe ser muy cercana a cero para evitar una posible sobrecompensación y entonces, sea el controlador quien aporte el par necesario.

En la Fig. 9 se muestra el comportamiento sobreamortiguado para una velocidad deseada $\dot{q} = 10000$ [grados/s]. Los valores del control para este comportamiento ya fueron reportados al igual que los valores de los parámetros del compensador.

En la Fig. 9 se observa que ambas respuestas reales de la planta son muy cercanas a la respuesta ideal esperada. Para el caso de la respuesta controlada (Ctrl. PI) se puede concluir que ya no es necesaria la presencia del compensador ya que el control PI es capaz de lograr que la planta tenga el comportamiento requerido. Por otro lado, la respuesta controlada y compensada de la planta (PI + CCASNOL) es prácticamente igual a la respuesta controlada sin compensación, lo que permite concluir que la aportación del compensador es muy pequeña, permitiéndole al controlador PI tener control absoluto de la planta.

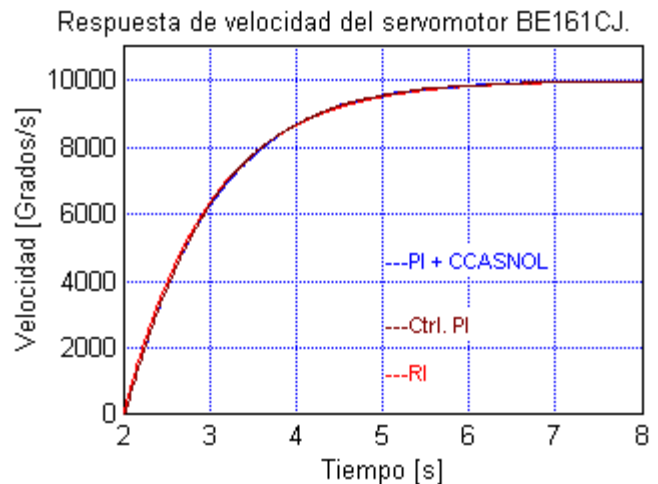


Figura 9. Aplicación de los controladores PI y PI + CCASNOL.

Por último, se presentan las respuestas de la planta para un comportamiento subamortiguado con una sobreelongación deseada del 25%. Los valores de los parámetros tanto del compensador CCASNOL como del controlador PI ya fueron reportados.

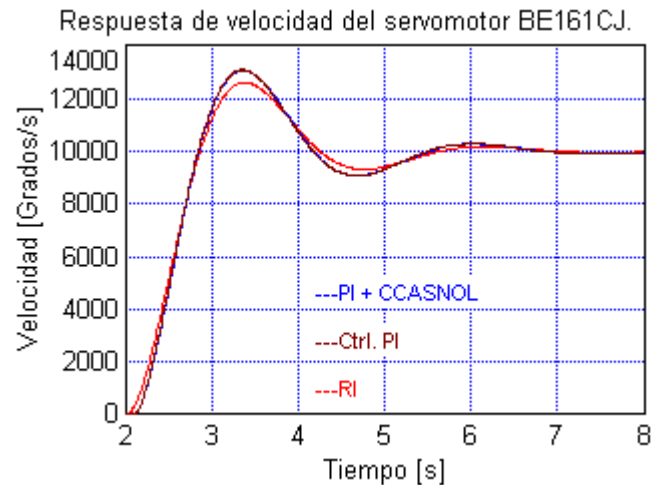


Figura 10. Aplicación de los controladores PI y PI + CCASNOL.

Al igual que en el caso anterior la respuesta controlada es muy semejante a la respuesta controlada y compensada, lo que permite ratificar que la aportación del compensador CCASNOL es despreciable y que es el controlador quien toma control total de la planta.

III. CONCLUSIONES

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 que grado de compensación 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 de control.

Algunas situaciones donde sería práctica la aplicación del compensador CCASNOL son en bandas transportadoras, ascensores, en el área de la robótica, entre otros. Donde la respuesta de velocidad de estos sistemas puede sufrir retardos al inicio del movimiento traduciéndose en errores de posición y movimiento.

REFERENCIAS

- González E. (1999). *Modelado y Compensación de Fricción con Aplicación en el Control de Mecanismos*, Tesis de Maestría, División de Física Aplicada, CICESE, Ensenada México.
- Southward, S. C., Radcliffe, C. J., y MacCluer, C. R., (1991). *Robust Nonlinear Stick-Slip Friction Compensation*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 113, pp. 639-645.
- Cai, L. y Song, G., (1993). *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.
- Kelly R., Santibañez, V, y González, E. (2004). *Adaptive Friction Compensation in Mechanisms Using the Dahl Model*, Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 218 Part I: J. Systems and Control Engineering.
- Castañeda, R. (2008). *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, México.