



## MODELACIÓN DE UN DISPOSITIVO DE RUEDA LIBRE BIDIRECCIONAL PARA USO EN GRANDES REDUCCIONES Y GRAN TORQUE

ANDRÉS E. ROMERO, MARCELO T. PIOVAN

Universidad Tecnológica Nacional  
Centro de Investigaciones en Mecánica Teórica y Aplicada  
, Facultad Regional Bahía Blanca  
11 de Abril 461, B8000LMI Bahía Blanca, BA, Argentina

*(Recibido 10 de noviembre de 2011, para publicación 13 de abril de 2012)*

**Resumen** – En el presente trabajo se expone el prototipo de un acople para aplicaciones en grandes reducciones de velocidad, gran torque y posibilidad de inversión de sentido de giro. Comúnmente, bajo los primeros dos requisitos impuestos, en las transmisiones primarias se utilizan cajas reductoras de velocidad del tipo sinfin-corona. Sin embargo la implementación de este tipo de transmisiones se torna dificultosa cuando la carga debe girar en los dos sentidos, lo cual puede poner en riesgo el sistema de transmisión por el bloqueo a la inversión de rotación que ofrece el par sinfin-corona. Para salvar esta circunstancia, los autores desarrollan una alternativa de transmisión mecánica por discos rotantes que se acoplan por fricción, empleando el concepto de rueda libre. En el presente caso el principal aporte reside en que, a diferencia de otras concepciones de rueda libre, el proceso de acople se puede efectuar en uno u otro sentido de rotación, ofreciendo así mayor versatilidad al problema de cambio de sentido de rotación, al disminuir la complejidad que tiene una transmisión sinfin-corona para el mismo tipo de aplicación. Además de la descripción del prototipo mecánico y se desarrolla un modelo matemático sencillo para el análisis de la transmisión. A su vez se emplean sobre el prototipo, sensores de medición de velocidad angular y posición angular para evaluar la respuesta del modelo propuesto. Finalmente se presentan diversos estudios para caracterizar los parámetros del modelo analítico. Este dispositivo podría ser aplicado en ruedas de impulso para vehículos adaptados a personas discapacitadas motrices, como también en paletas de agitación de fluidos que deben batirse indistintamente en ambos sentidos, en equipos de molienda y tamizado, entre otros.

**Palabras clave** – Mecanismo de rueda libre, modelación mecánica.

### 1. INTRODUCCIÓN

Las motivaciones y/o intereses más recurrentes en el área de diseño de mecanismos y máquinas suelen centrarse en concebir soluciones simples, robustas y que ocupen poco espacio. Esta afirmación es especialmente cierta cuando tales mecanismos o máquinas deben interactuar con los seres humanos y más aun si estos tienen discapacidades motoras. Muchos de los dispositivos originados en los diseños de equipos para los discapacitados motores suelen presentar características interesantes desde el punto de vista constructivo y operativo.

La idea rectora del prototipo del dispositivo de embrague que se expone en este trabajo nació de un problema real vinculado a la concepción mencionada en el párrafo anterior. Específicamente, se necesitaba construir una silla de ruedas motorizada que debía portar el mínimo indispensable de elementos de control de movimiento. Tal silla de ruedas fue un diseño particular [1] que enfrentó el laboratorio del Grupo Análisis de Sistemas Mecánicos de la Universidad Tecnológica Nacional, como aporte social a la comunidad para resolver el problema de locomoción de un niño, en edad escolar, con discapacidad motora. Uno de los problemas vinculado con la operatividad de la silla estaba asociado a la necesidad de poder efectuar el acople y desacople entre el sistema de transmisión y la carga para poder ser operada o trasladada por un asistente. El motor debe mover una carga con gran inercia (asociada a todo el conjunto y considerada efectiva sobre el eje de carga) y para ello debe suministrarse un sistema de

acople entre el motor-reductor (que normalmente incluye un reductor sinfin-corona) y la carga de tal manera que la misma no genere complicaciones de tipo operativo, tal como se mencionara anteriormente. La solución propuesta se consta de disponer sobre el eje de accionamiento del dispositivo una rosca de avance rápido sobre la cual evoluciona una tuerca desbalanceada con importante momento de inercia. Al iniciarse el movimiento, la tuerca avanzará y debido a su inercia y desbalanceo, tomará contacto con la cara interna del cuerpo del dispositivo generando la transmisión por fricción. Al detenerse el eje impulsor, el cuerpo por la propia inercia y la de la carga asociada, provoca que la tuerca se retire de la posición de presión sobre el mismo, desvinculando la carga. De la misma forma el sistema funciona en caso de que el eje impulsor gire en sentido inverso al mencionado [2,3] según se verá en los siguientes párrafos.

En el presente trabajo se efectúa una descripción del dispositivo empleado como prototipo experimental original. Se disponen elementos adicionales y sensores de aceleración, velocidad y posición angular para probar el dispositivo en diferentes condiciones de carga y velocidad. Se desarrolla un modelo matemático sencillo que pueda representar el dispositivo con el fin de ser utilizado en otras potenciales aplicaciones. Uno de los aspectos medulares en el desarrollo de un modelo matemático simple que represente el prototipo de acoplamiento reside en la necesidad de contar con parámetros dinámicos adecuadamente identificados a partir de datos experimentales. En consecuencia con la información experimental recopilada se efectúa la caracterización de las propiedades cinemáticas y dinámicas del modelo matemático que representa al prototipo, especialmente en lo atinente al o disipación del movimiento de detención y de arranque. Se presentan los resultados de la caracterización de las propiedades y los efectos disipación y de fricción asociados a cada uno de los componentes del dispositivo.

## 2. DESCRIPCION DEL DISPOSITIVO

En la Fig. 1 se muestra una foto del prototipo que se presenta en este trabajo con el dispositivo que simula, para fines de caracterización experimental, la carga de inercia que debería trasladar. Así pues la Fig. 1(a) muestra el dispositivo de acoplamiento por rueda libre, el cual consta de un eje (1) sobre el cual se ha labrado una rosca de paso relativamente grande (2). Este eje va conectado al elemento motor (en otros casos se puede tratar de una reducción de ejes perpendiculares del tipo corona y sin fin). Sobre dicho eje y sobre su rosca se encuentra una tuerca-corona (3) con rosca interna acorde a la del eje que a su vez posee un contrapeso que la mantiene desbalanceada, esta corona es de material anti-deslizante (teflón o grilón). Exteriormente se encuentran dos platos (7), montados sobre rodamientos de bolilla a ambos extremos de la rosca, que se vinculan por medio de tres barras (6) formando un conjunto solidario (4). Sobre los platos (7) se montan los platillos de material anti-deslizante (5) que entrarán en contacto con la rueda libre. El conjunto (4) se vincula con la carga a mover (sea una silla de ruedas u otro tipo de máquina). Para el análisis de este prototipo, la carga (9) se conecta al acoplamiento de rueda libre por medio de un sistema de correas y poleas (8)-(10). El sistema (12) para montar las masas se ha construido para ser suficientemente pesado y robusto como para evitar movimientos espurios que afecten la medición en los sensores de rotación (11). Los sensores de rotación se conectan para detectar la velocidad de rotación del eje de carga y la velocidad del eje de transmisión. La inercia de carga a mover, aunque no sea co-lineal al eje del acoplamiento, se ve reflejada en el eje del mismo por medio de una relación de transmisión.

El proceso de acoplamiento funciona de acuerdo a que: al aplicar un giro al eje (1) la rosca que posee hará que la rueda libre (3), por estar desbalanceada (por acción de una pesa incrustada), se desplace hacia alguno de los platos (5) fijados en los extremos del acople, según el sentido de giro. Luego, la rueda libre roza contra la superficie interna de uno de los platos presionándose contra el mismo y transmitiendo así el giro a todo el conjunto (4) y en consecuencia a la carga que se debe mover. Una vez que la carga comienza a girar el dispositivo permanece acoplado en tanto que el sistema impulsor no se detenga o genere una contramarcha, con lo cual el eje que porta el acople corta inmediatamente la transmisión y los efectos inerciales no son percibidos en el eje del motor o el de la reducción.

En la Fig. 2 se muestra un esquema sintético del sistema mecánico de la Fig 1. A partir de tal esquema se propone un modelo de transmisión muy simple que se puede describir de acuerdo a la siguiente expresión:

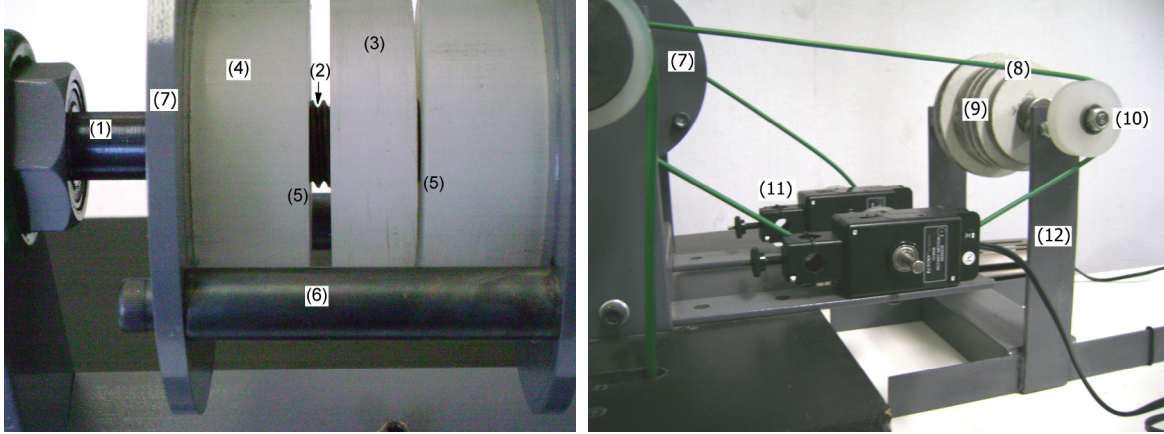


Fig. 1. Dispositivo de acople por rueda libre bidireccional (a) embrague (b) disposición con los sensores.

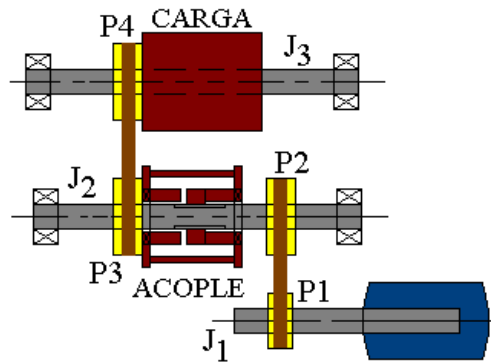


Fig. 2. Modelo físico del prototipo con la carga.

$$\begin{aligned}
 J_1 \frac{dw_1}{dt} + C_1 w_1 &= M_M - F_{t1} K_{P1} r_{P1} - M_{f1} \\
 J_2 \frac{dw_2}{dt} + C_2 w_2 &= F_{t2} K_{P2} r_{P2} - F_{t3} K_{P3} r_{P3} - M_{f2} \\
 J_3 \frac{dw_3}{dt} + C_3 w_3 &= F_{t4} K_{P4} r_{P4} - M_{f3}
 \end{aligned} \tag{1}$$

donde  $\omega_i$ ,  $J_i$  y  $C_i$ ,  $i = 1,2,3$ , representan la velocidad de rotación, la inercia y la constante de disipación en cada eje. En esta primera instancia se considera que las partes componentes del dispositivo (ejes, acoples, etc.) son sumamente rígidas, en consecuencia no se percibirían desplazamientos flexionales por la presencia de las fuerzas de transmisión (lo cual es factible en cuanto a que los medios empleados para la transmisión de movimiento son correas cilíndricas).  $M_M$  representa el torque del motor (solo se emplea en el proceso de arranque, hasta la estabilización de la marcha).  $M_{fi}$ ,  $i=1,2,3$ , son los momentos debidos a la fricción con los cojinetes, apoyos y/o rodamientos de cada eje.  $F_{ti}$ ,  $i=1,2,3,4$ , corresponden a las fuerzas actuantes en las ramas tensas de las correas para cada una de las poleas; los  $K_{Pi}$ ,  $i=1,2,3,4$ , corresponden a la relación vinculante con la rama floja de la correa (devenida de la ley de Prony [4]) para calcular el momento equilibrante en cada polea, según se expresa en la ecuación (2); mientras que  $r_{Pi}$ ,  $i=1,2,3,4$ , corresponden a los radios de acción de cada polea (las cuales por simplicidad se han tallado todas iguales).

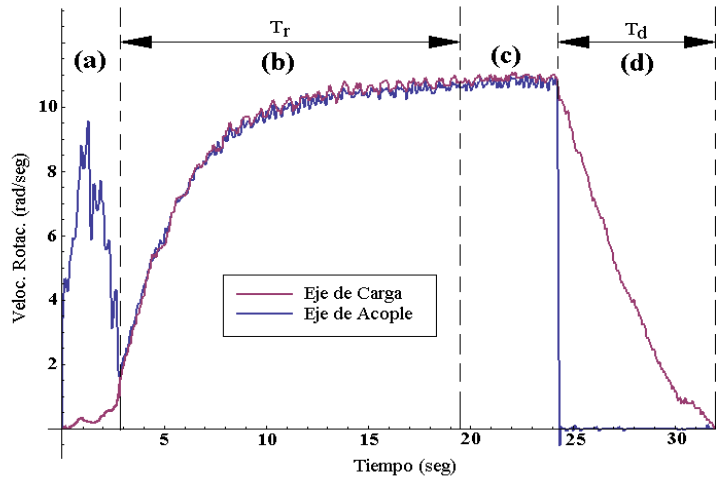


Fig. 3. Velocidades en los ejes de acoplamiento y carga. Determinación experimental típica.

$$K_{P_i} = \frac{e^{\mu_i \phi_i} - 1}{e^{\mu_i \phi_i}} \quad \forall i = 1, \dots, 4 \quad (2)$$

$\phi_i$ ,  $i=1,2,3,4$  es el ángulo de abrace de la correa a la polea  $i$ -ésima, y  $\mu_i$  su correspondiente coeficiente de fricción. Las condiciones iniciales que completan el sistema dado en la ecuación (1) pueden ser descritas de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} w_i(0) &= 0 \quad o \\ w_i(T_o) &= w_{oi} \end{aligned} \quad (3)$$

dependiendo de que parte del movimiento quiera analizarse: el de arranque o el de detención. Esto implica un planteo ligeramente distinto para cada caso. En la Fig. 3 se puede apreciar un caso particular del proceso de acoplamiento del sistema, con la secuencia inicio-acople-descarga, medido con los sensores de rotación (11) ubicados según se ve en la Fig. 1(b). Así pues, en la Fig. 3 se observan las velocidades de rotación medidas sobre el eje de acople, en la zona de motor-acople (es decir entre las poleas  $P1$  y  $P2$ ) y en la zona acople-carga (entre las poleas  $P3$  y  $P4$ ). Así mismo se identifican cuatro zonas características de un procedimiento de arranque y detención, es decir, la zona (a) cuando arranca el motor y comienza a girar el eje del acople hasta que entra en contacto con uno de los platillos, luego la zona (b) donde una vez efectuado el acoplamiento ambos ejes comienzan a girar conectados hasta llegar a la velocidad de régimen identificada en la zona (c). Luego se produce la detención del motor y por la inercia propia del sistema, se detiene la rotación entre las poleas  $P1$  y  $P2$ ; finalmente la zona (d) donde se produce también la detención del eje de carga y de acople. A su vez pueden apreciarse los periodos  $T_r$  y  $T_d$  que identifican, respectivamente, el lapso de tiempo para alcanzar la velocidad de régimen y el lapso de tiempo hasta la detención de la rotación en la zona de carga.

Normalmente las inercias se pueden calcular o estimar sin inconveniente, las características geométricas son valores ya definidos y las fuerzas y torques se pueden estimar con cierta aproximación, aun cuando la transmisión se efectúe por medio de correas, con algunos instrumentos de medición, o bien se pueden obtener a partir de varios estudios experimentales. Los valores de los coeficientes de disipación se desconocen y se intentará efectuar una caracterización de los mismos en función de las variables operativas del dispositivo experimental a partir de análisis estadísticos de resultados experimentales.

Claramente, el modelo descrito en la ecuación (1) está representando el movimiento rotacional durante los transitorios, es decir durante los periodos correspondientes a las zonas (b) y (d) de la Fig. 3. La zona (a) no posee mayor interés por el momento. Efectuando algunas manipulaciones algebraicas [5] se puede

Tabla 1. Propiedades materiales de los componentes del acoplamiento.

Parámetro	Acero	Plástico/Grilon
Densidad Masas [Kg/m <sup>3</sup> ]	7721.59	-----
Densidad Piezas [Kg/m <sup>3</sup> ]	7790.00	1140.00

obtener una ecuación adimensional para un eje determinado (o eje del acoplamiento o eje de carga), con propiedades dinámicas equivalentes. Esta ecuación se expresa de la siguiente manera:

$$\tau_e \frac{dw}{dt} + w = F_e(t) \quad (4)$$

siendo  $\tau_e = J_e / C_e$  y  $J_e$  y  $C_e$  las propiedades dinámicas equivalentes, que condensan o reflejan las inercias y constantes de disipación de los restantes ejes [4,5], según que parte se desee evaluar y/o medir. Claramente por la consistencia dimensional,  $\tau_e$  tiene unidades de tiempo. Por otro lado  $F_e$  identifica a la excitación equivalente actuante en la zona a evaluar, sea que fuere la zona de carga o la zona de transmisión.

### 3. ENSAYOS EXPERIMENTALES Y CARACTERIZACIÓN DE COEFICIENTES

En la tabla 1 se indican los datos correspondientes a los materiales empleados en la construcción del prototipo de acoplamiento por rueda libre. Los valores de las densidades han sido medidos empleando balanzas de precisión. Para efectuar los experimentos se cuenta con un set de siete masas cuyos pesos van desde 558 grs a 1465 grs, cubriendo un rango de inercia rotacional de  $5.0 \times 10^{-4}$  a  $27.0 \times 10^{-4}$  Kg.m<sup>2</sup>. Estas masas se emplean para simular la inercia de la carga a mover. El ensayo experimental consistió en medir las velocidades de rotación en diferentes partes del acoplamiento, desde el arranque hasta llegar a la velocidad de régimen y desde la velocidad de régimen hasta llegar al detenimiento total de los componentes. Se emplearon sensores de rotación marca PASCO, modelo CI-6538 [4]. La frecuencia de registro de los sensores se ha prefijado en 20 Hz, la cual ha probado ser más apropiada para este tipo de dispositivos, dado que una frecuencia de registro mayor puede inducir ruido excesivo en la señal [3] y consecuentemente pérdida de fiabilidad de los registros experimentales. Cada uno de los ensayos se efectúa fijando una velocidad nominal en el motor de transmisión, lo cual implica una entrada tipo escalón. La velocidad nominal en el motor se ajusta para cada ensayo con el fin de obtener una velocidad de salida nominal común a cada juego de registros con carga variable. Con estos ensayos se puede determinar la forma de variación del lapso de tiempo para alcanzar la velocidad de régimen, el lapso de tiempo hasta la detención de la rotación en la zona de carga, como también los coeficientes de disipación del modelo matemático correspondiente a cada parte del movimiento.

Se han capturado registros de velocidad de rotación en los puntos identificados como  $P3$  y  $P2$  en la Fig. 2, con inercias/cargas de valor creciente (en realidad tres condiciones de carga identificadas como mínima, media y máxima o bien  $J_{\min} = 0.0062$  Kg.m<sup>2</sup>,  $J_{\text{med}} = 0.0084$  Kg.m<sup>2</sup> y  $J_{\max} = 0.0139$  Kg.m<sup>2</sup>, respectivamente) para diferentes condiciones de velocidad nominal fijada. Para cada caso de carga y velocidad se han efectuado 3 repeticiones que se han promediado tal como se ve, por ejemplo, en la Fig. 4 para el caso de una velocidad de régimen en el eje de carga de  $W=15.8$  rad/seg.

En la Fig. 5 se muestra la serie temporal de los promedios de los registros para las tres condiciones de carga (mínima, media y máxima) con la velocidad nominal de 15.8 rad/s. en el eje de carga. Como era de esperar los casos de mayor carga demoran más tiempo hasta arribar a la velocidad nominal de régimen (sea la impuesta o en la detención de movimiento). Cabe mencionar que en la parte final del proceso de detención de algunos experimentos, se pueden observar ciertas irregularidades que pueden vincularse a los fenómenos de fricción (manifestado en la presencia de fricción por rodadura).

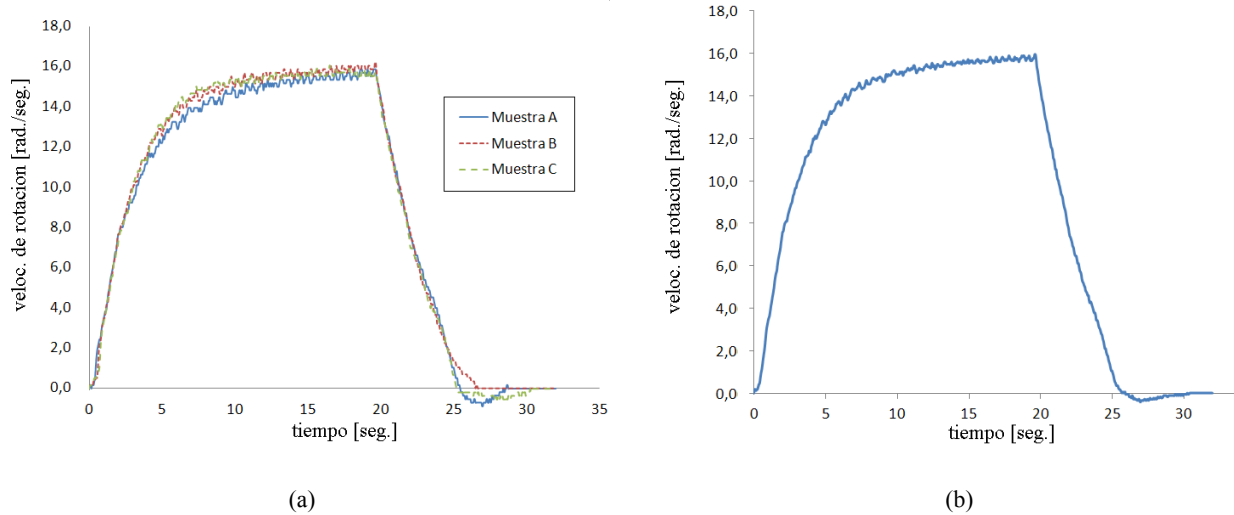


Fig. 4. Velocidad de rotación en eje de carga para el caso de menor velocidad ( $W= 15.8$  rad/seg.) y carga media (a) Superposición de 3 registros (b) Promedio de los registros.

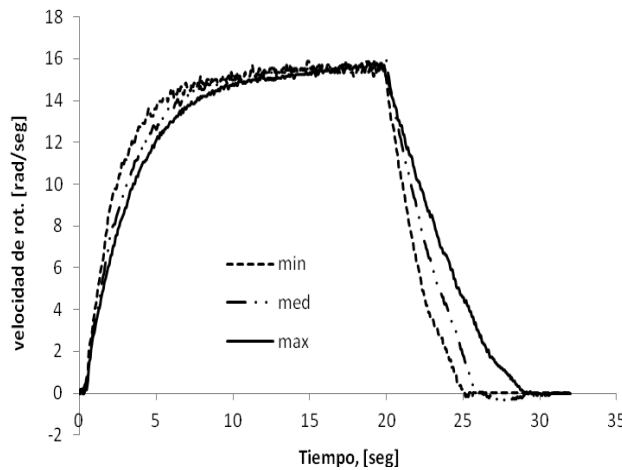


Fig. 5. Evolución del experimento para tres condiciones de carga a la misma velocidad nominal ( $W=15.8$  rad/seg.).

A modo de comparación en la Fig. 6 se muestra la evolución temporal del acoplamiento con carga media ( $J_e = J_{emed} = 0.0084$  Kg m<sup>2</sup>) para dos condiciones de velocidad nominal sobre el eje de carga. Se ha podido constatar en todos los ensayos efectuados que luego de unos 15 seg. como máximo se llega a la velocidad de régimen nominal, o bien se mantiene dentro del 99% de la misma

A partir de tener registrados experimentalmente los valores de la velocidad de régimen se pueden estimar los coeficientes efectivos de disipación ( $C_e$ ) aplicando algunas técnicas numéricas de ajuste no lineal del programa Mathematica. En particular se emplea la función *NonLinearFit* [7], la cual requiere la secuencia de datos de la serie temporal junto con el modelo de ajuste y sus correspondientes parámetros.

El modelo de ajuste se obtiene resolviendo la ecuación (4), admitiendo algunas hipótesis. Dado que el acoplamiento posee dos procesos bien marcados: el proceso de arranque-acople y el proceso de desacople-detención, se efectuarán dos caracterizaciones independientes para cada proceso.

El modelo de ajuste correspondiente al proceso de arranque se obtiene resolviendo la Ecuación (4) según se desprende de la metodología convencional (ver referencia [5]). La misma está condicionada a una entrada de tipo escalón de velocidad  $W$  que corresponde a la velocidad de régimen prescrita en el eje (en este caso eje de carga). Luego, el modelo de ajuste será [5]:

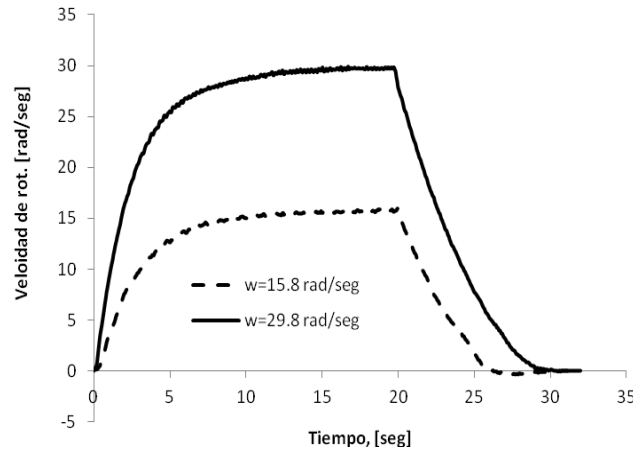


Fig. 6. Evolución temporal del experimento para dos velocidades nominales con la misma carga.

$$w(t) = (W_o - W) e^{-\frac{C_e t}{J_e}} + W \quad (5)$$

Para mayor generalidad se acepta que el acople se puede producir a una velocidad de rotación inicial  $W_o$ . Se ha observado experimentalmente que cuando la carga posee muy baja inercia, el rozamiento de los elementos rodantes de soporte (montados en el platillo 7 de la Fig. 1<sup>a</sup>), conduce a un ligero arrastre por fricción y en consecuencia el eje de carga comienza rotando a una cierta velocidad antes de acoplar completamente, como se puede apreciar, por ejemplo, entre las zonas (a) y (b) de la Fig. 3. Sin embargo, cuando la carga y en consecuencia la inercia a vencer es relativamente grande, el eje de carga se acopla desde cero (que corresponde a la totalidad de los experimentos efectuados), como se puede apreciar en el caso de la Fig. 4.

Ahora bien para el proceso de desacople-detención, es decir zona (d) de la Fig. 3, el modelo de ajuste correspondiente es [5]:

$$w(t) = \left( W + \frac{M_e}{C_e} \right) e^{-\frac{C_e (t-T_o)}{J_e}} - \frac{M_e}{C_e} \quad (6)$$

siendo  $T_o$  el instante de tiempo cuando se quita el acople. A modo de ejemplo  $T_o = 20$  seg de acuerdo con el caso mostrado en la Fig. 4. Por otro lado  $M_e$  corresponde a la cupla disipativa por la fricción generada en los apoyos.

En la Fig. 7 se muestra la comparación de los registros experimentales con las funciones de ajuste obtenidas mediante la función *NonLinearFit* de Mathematica, para dos condiciones de velocidad distinta y el caso de carga mínima ( $J_e = 0.0061$  Kg m<sup>2</sup>). Para el caso de la Fig 7(a) las funciones de ajuste de la velocidad de rotación en el eje de carga vienen dadas por la Ecuación (7) mientras que en la ecuación (8) se indican las correspondientes al caso de la Fig. 7(b).

$$w(t) = \begin{cases} 15.8(1 - e^{-0.388t}) & t \leq 20 \text{seg} \\ 16.212e^{8.931-0.449t} - 0.512 & t > 20 \text{seg} \end{cases} \quad (7)$$

$$w(t) = \begin{cases} 29.80(1 - e^{-0.498t}) & t \leq 20 \text{seg} \\ 32.511e^{5.463-0.277t} - 2.711 & t > 20 \text{seg} \end{cases} \quad (8)$$

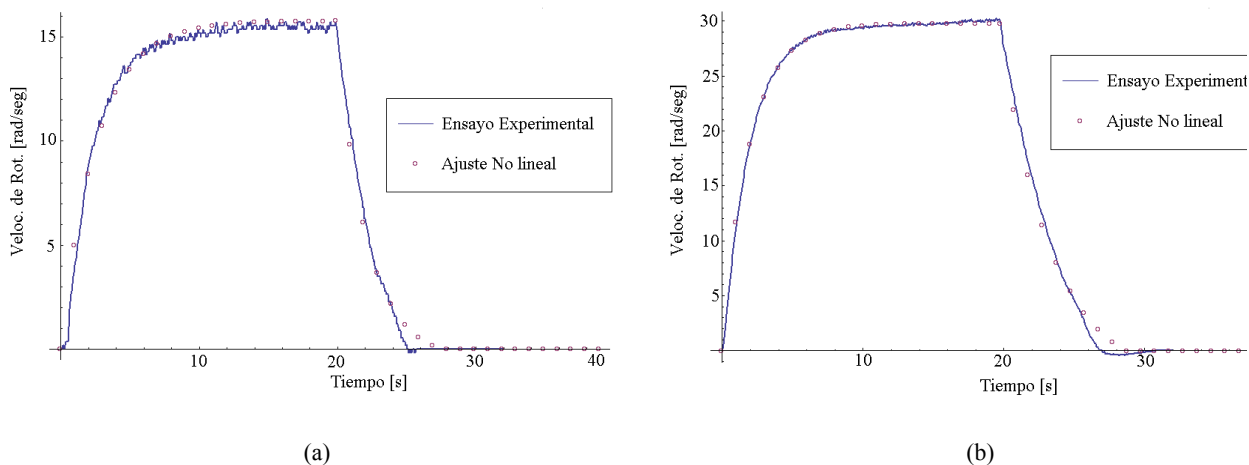


Fig. 7. Comparación del registro experimental y los ajustes no lineales con carga mínima. (a) para  $W=15.8$  rad/seg. (b) para  $W=29.8$  rad/seg.

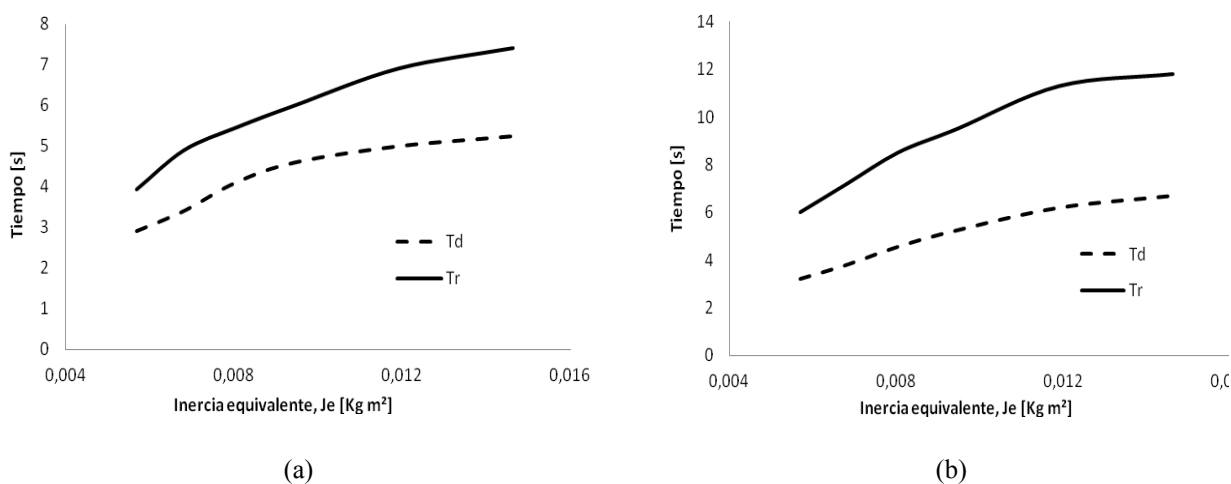


Fig. 8. Variación de los periodos de arranque y detención (a) para  $\omega_T=1/4 \Omega$  (b)  $\omega_T=2/5 \Omega$ .

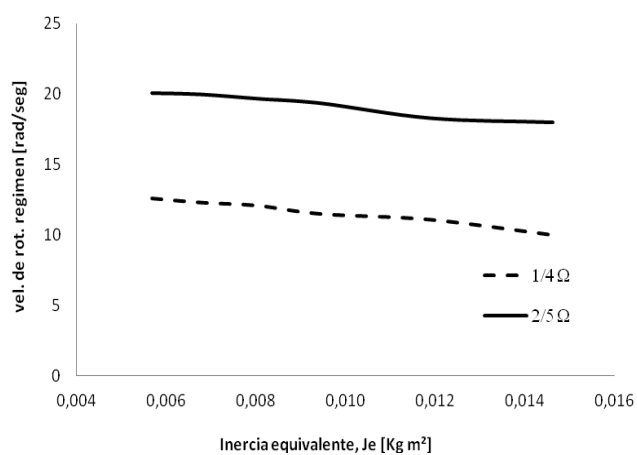


Fig. 9. Variación respecto de la inercia efectiva de las velocidades de régimen en el eje de carga.



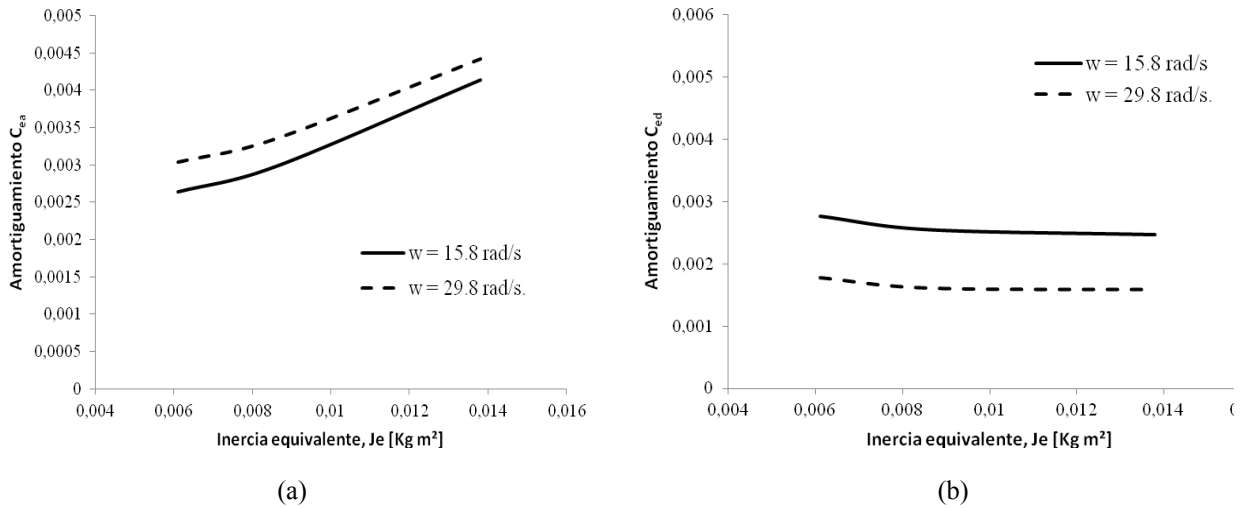


Fig. 10. Variación de los coeficientes de disipación equivalentes (a) arranque (b) detención.

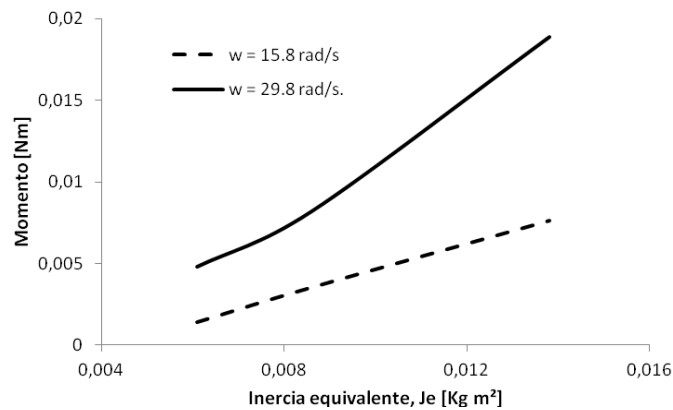


Fig. 11. Variación respecto de la inercia efectiva del momento de fricción para el proceso de detención.

A continuación se exponen los estudios efectuados en base a los datos experimentales capturados. En la Fig. 8 se muestra la variación del período de estabilización  $T_r$  y del período de detención  $T_d$  medidos sobre el eje de carga con respecto a la inercia equivalente reflejada en el eje de carga, para dos condiciones de velocidad preestablecidas en forma proporcional a la velocidad nominal del motor ( $\Omega=50$  rad/seg.). En la Fig. 9 se muestra la variación de las velocidades de régimen medidas en el eje de carga y relacionadas con respecto a la inercia efectiva de la carga. Nótese como, naturalmente y debido a la fricción en los componentes, aquellas van disminuyendo en la medida que aumenta la carga a movilizar.

En la Fig. 10 se muestra la variación de los coeficientes de disipación con respecto a la inercia equivalente reflejada en el eje de carga, para dos condiciones de funcionamiento prescritas, es decir a velocidades de régimen  $W=15.8$  rad/s y  $W=29.8$  rad/s medidas sobre el eje de carga. En la Fig. 10(a) se muestra la variación del coeficiente de dispersión  $C_{ea}$  en el proceso de arranque, mientras que en la Fig. 10(b) se muestra la variación del coeficiente de dispersión  $C_{ed}$  para el proceso de detención. Nótese la diferencia entre uno y otro gráfico que pone de manifiesto el carácter típico del fenómeno. En el caso de la Fig. 10(a), el coeficiente de disipación efectivo tiene en cuenta el amortiguamiento provocado por aspectos electromecánicos del motor [8], es decir con un carácter marcadamente exponencial. Por otro lado, en el caso de la Fig. 10(b), la disipación se genera mayormente por la fricción en los cojinetes y de allí que en términos proporcionales el coeficiente  $C_{ed}$  varíe muy poco para el rango de cargas (o bien inercias equivalentes sobre el eje) empleadas para cada entrada de velocidad nominal fija.

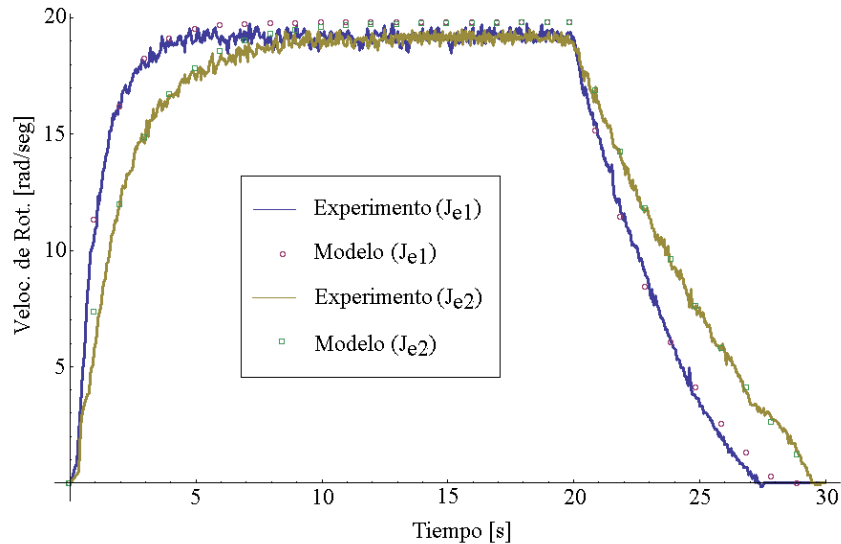


Fig. 12. Comparación entre valores experimentales y el modelo desarrollado.

En la Fig. 11 se muestra la variación del momento de disipación para el proceso de frenado. Los valores se calculan, a partir de los registros experimentales.

#### 4. VERIFICACIÓN DEL MODELO Y COMPARACIÓN

Para probar el modelo desarrollado se han efectuado un par de nuevos experimentos bajo las mismas condiciones de carga (inercias equivalentes) pero con otras condiciones iniciales, es decir con velocidades nominales intermedias a las empleadas para caracterizar el modelo. Los parámetros de inercia equivalente, coeficiente de dispersión, etc., se han interpolado a partir de los valores calculados en base a los registros experimentales de caracterización empleados para construir las Fig. 10 y 11.

En la Fig. 12 se muestra la comparación entre los valores calculados con el modelo y los registros experimentales a una velocidad nominal fija de 19.6 rad/seg en el eje de carga, para dos condiciones de carga (inercia equivalentes):  $J_{e1}=0.0058 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$  y  $J_{e2}=0.0120 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ . Se puede apreciar una aceptable correlación entre los resultados del modelo (con parámetros identificados previamente e interpolados) y los nuevos resultados experimentales. La diferencia que se puede observar en el estacionario se pudo calcular en torno al 1.5%.

#### 5. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha constituido y caracterizado un modelo analítico sencillo para describir la cinemática y dinámica de un acoplamiento/embrague previamente construido. La concepción de la acción de acople se da por rueda libre que puede funcionar en ambos sentidos de rotación, lo cual reviste el aporte más interesante del mismo. La caracterización de las propiedades de disipación se ha efectuado tanto para el proceso de arranque cuanto para el proceso de detención. A partir de la caracterización del modelo se ha podido reconstruir la dinámica del proceso de acople-desacople con otros valores de velocidades nominales y cargas efectivas de inercia. En los registros experimentales se ha observado una dispersión en los valores de disipación, la cual podría aducirse a la incertidumbre en algunos de los componentes mecánicos y principalmente por la presencia de fricción, no fácilmente cuantificable. Esto se ha observado especialmente cuando la carga de inercia rotatoria empleada era más bien baja. Si bien se ha podido replicar el proceso experimental mediante el modelo presentado para algunos casos intermedios, los aspectos de cuantificación de incertidumbre asociados a las propiedades efectivas de los

elementos de transmisión (principalmente fricción) se están evaluando actualmente y forman parte de futuras extensiones al trabajo de investigación aquí presentado.

## REFERENCIAS

- [1] Romero, A.E., “Diseño de una silla de ruedas autopropulsada”, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Bahía Blanca, Reporte Interno GASM (1996)
- [2] Romero, A.E., Piovan, M.T., “Dispositivo de embrague con rueda libre bidireccional para usos de baja velocidad y con gran inercia”. Actas del Primer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica, Bahía Blanca, Argentina (2008)
- [3] Romero, A.E., Piovan, M.T., “Dispositivo de rueda libre bidireccional: Aspectos experimentales y formulación de un modelo analítico”. Actas del Segundo Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica, San Juan, Argentina (2010)
- [4] Collins, J.A., *Mechanical Design of Machine Elements and Machines*, Ed. J. Wiley and Sons, USA, (2003)
- [5] Williams, J.H., *Fundamentals of Applied Dynamics*, Ed. J. Wiley and Sons, USA (1996)
- [6] PASCO T, Rotary Motion Sensor Model No. CI-6538, <http://www.pasco.com>. Acces active Noviembre (2010)
- [7] Trott, M., *The Mathematica GuideBook for Symbolics*, Ed. Springer Science, USA (2006)
- [8] Rosário, J.M., *Princípios de Mecatrônica*, Ed. Pearson Prentice Hall, Brasil (2005)

## AGRADECIMIENTOS

Los autores de este trabajo desean agradecer a la SCyT de la UTN por el apoyo recibido y al Laboratorio de Física de la Facultad Regional Bahía Blanca por el acceso a sus equipamientos.

## MODELING A BIDIRECTIONAL FREE-WHEEL COUPLING DEVICE FOR USES IN HIGH REDUCTIONS AND HIGH TORQUE

**Abstract** – In this work a prototype of a coupling device to be applied in high velocity reductions, high torque and possibility of rotating inversion is presented. Commonly, under the first two requirements, worm gears are employed in the primary transmission. However, the implementation of these last transmissions is complex when the system has to rotate in both directions, which can be dangerous to the transmission system due to the inversion-blocking of the worm gears. In order to overcome this circumstance, authors propose a mechanical device by friction disks for coupling in both directions, employing the concept of free-wheel. In the present case the principal contribution, counter like other free-wheel concepts, is that the coupling process can be done in both rotation directions. This offers more versatility to the presence of changes in the rotation sense, and also reduces the mechanical difficulties of a single worm-wheel transmission that has to rotate in both senses. A simple mathematical model for the analysis of the transmission is described. Sensors are connected to capture angular position, angular velocity and angular acceleration. Finally different studies are presented in order to characterize the parameter of the analytic model. This device can be employed in wheels of vehicles adapted for people with walking disabilities, as well as in equipments that have motion inversion, in milling and sifting machines among others.

**Key Words** – Free-wheel mechanism, Mechanical modeling.