

Modelado y control del acoplamiento de fuentes de potencia en vehículos híbridos

G. Becerra, y L. Alvarez-Icaza, *Member, IEEE*

Resumen— Se describe una estrategia para controlar el flujo de potencia en un vehículo de propulsión híbrida. El enfoque de la estrategia está en distribuir el flujo de potencia en el sistema de engranes planetarios y parte de aprovechar de la mejor manera posible la energía almacenada en el sistema de baterías. Para probar la estrategia se desarrolló un modelo matemático de los principales componentes del tren de propulsión para un vehículo híbrido diésel-eléctrico. Los resultados de simulación indican que la estrategia es adecuada para seguir ciclos de manejo para autobuses urbanos con un ahorro significativo en el consumo de combustible.

Temas claves— Control de vehículos eléctricos híbridos, ahorro de energía, máquina eléctrica, motor de combustión interna, control de flujo de potencia.

I. INTRODUCCIÓN

Debido al incremento en el costo y a la escasez del petróleo, en los últimos años se buscan alternativas para su sustitución. En el transporte, se trata de cambiarlo por algún combustible que provenga de energías renovables o reducir su consumo. En los vehículos híbridos se pretende mejorar el desempeño de cada elemento del vehículo para reducir el consumo de combustible, además de aprovechar la energía del frenado almacenándola en una batería.

Los vehículos eléctricos híbridos (VEH) pueden tener distinta arquitectura, por ello se tienen distintos controladores para los componentes del sistema y para la administración de potencia. En [1] se presentan algunas arquitecturas serie, paralelo o serie-paralelo usadas por algunos vehículos eléctricos híbridos donde el componente principal es la Transmisión Variable Continua electrónica (e-CVT). Las ventajas y desventajas de las arquitecturas son analizadas en [2].

Para la distribución de potencia en los VEH hay distintos controladores, como se muestra en [3]. En [4] se muestran algunos detalles importantes del sistema arrancador alternador integrado (ISG) y de los sistemas con propulsión mediante la (e-CVT). En [5] se propone un control por lógica difusa para el manejo de energía.

En [6] se aplica un control por lógica difusa a un vehículo híbrido de configuración paralelo con una (CVT) de poleas y bandas. En [7] se presenta una aplicación a un autobús de tránsito con motor de combustión diésel, un (ISG) y otra máquina eléctrica para obtener la configuración serie-paralelo. En este artículo se utiliza la configuración paralela para el sistema de propulsión híbrido. En esta configuración

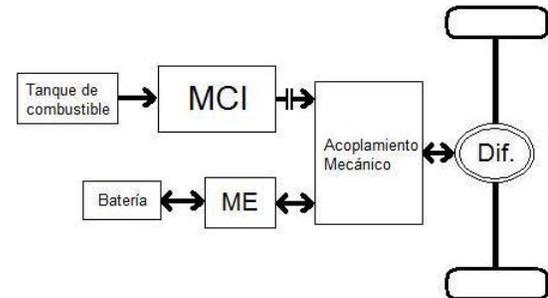


Fig. 1. Configuración Paralela

el motor de combustión (MCI) y la máquina eléctrica (ME) pueden suministrar directamente su par a las ruedas motrices a través de un acoplamiento mecánico que consiste en un sistema de engranes planetarios (ver Fig. 1).

Las ventajas de la propulsión híbrida en paralelo son que reduce el tamaño de los componentes y reduce las pérdidas al evitar la doble conversión de energía necesaria en los vehículos híbridos serie. Su principal desventaja es la mayor complejidad de la estructura y el que no se pueda conseguir que el MCI opere siempre en sus regiones de mayor eficiencia.

En este artículo se presenta una estrategia novedosa para controlar el flujo de potencia en el sistema de engranes planetarios, que permite distribuir la potencia demandada por el vehículo entre las distintas fuentes de potencia y que acomoda de manera natural las fases de recarga de las baterías por frenado regenerativo o acción directa del MCI. La estrategia se desarrolla alrededor del estado de carga de las baterías y permite una transición suave de potencia en las distintas fases de un ciclo de manejo estándar.

Para probar la estrategia se desarrolló un modelo matemático de los principales componentes del tren de propulsión híbrida que incluye además del MCI y ME, el embrague, el sistema de engranes planetarios y el sistema de baterías. La estrategia se probó al hacer que el vehículo siguiera tres ciclos de manejo estándar para un autobús urbano en la Ciudad de México.

El resto del trabajo está organizado como sigue. En la sección 2 se presenta el modelo de los subsistemas del vehículo, en la sección 3 se describe el control de cada fuente de potencia, los ciclos de manejo tomados como referencia y la estrategia continua para la distribución de potencia. En la sección 4 se presentan los resultados de las simulaciones y en la sección 5 las conclusiones del trabajo.

G. Becerra estudiante, guillermobec@gmail.com
L. Alvarez-Icaza profesor, alvar@pumas.iingen.unam.mx
Instituto de Ingeniería; Universidad Nacional Autónoma de México;
04510 Coyoacán México, DF.

II. MODELADO

II-A. Modelo del motor de combustión interna

El modelo es tomado de [8]. Se asume que el aire de entrada en el múltiple de admisión cumple con la ley de los gases ideales, que la temperatura del múltiple de admisión varía lentamente con respecto a la presión y la velocidad del motor. El intercambio de calor con las paredes del múltiple no se toma en cuenta. El modelo que lo describe es

$$\begin{aligned} \frac{d\theta}{dt} &= \omega \\ \frac{d\omega}{dt} &= h_1 \dot{m}_f + h_2 + \frac{h_3}{\dot{m}_f} \\ \frac{dp_a}{dt} &= \frac{T_a r \dot{m}_{ai}}{V_a} - \frac{V_{cy} n}{4V_a \pi} \eta_v \omega p_a \end{aligned} \quad (1)$$

donde θ representa la posición de ángulo del cigüeñal; ω la velocidad del motor; \dot{m}_f el flujo de combustible que entra a la cámara de combustión y es usado como control; T_a la temperatura en el múltiple de admisión; r la constante del gas ideal para el aire; \dot{m}_{ai} el flujo de masa de aire que entra al múltiple; V_a el volumen en el múltiple de admisión; V_{cy} el volumen del cilindro; n el número de cilindros; η_v es la eficiencia volumétrica; p_a es la presión en el múltiple de admisión. Los términos h_j se describen por las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} h_1 &= p_{th} \frac{a_\lambda}{J\omega} \\ h_2 &= \frac{1}{J\omega} \left(\frac{p_{th} b_\lambda V_{cy} n \omega \eta_v p_a}{4r T_a \pi} - P_b \right) \\ h_3 &= \frac{p_{th} c_\lambda V_{cy}^2 n^2 \eta_v^2 p_a^2 \omega}{16 J r^2 T_a^2 \pi^2} \end{aligned} \quad (2)$$

con p_{th} el valor calorífico del combustible, J el momento de inercia del motor; P_b la potencia de carga total, por fricción, carga, etc; (a_λ, b_λ) > 0 y $c_\lambda < 0$ de la relación aire combustible λ .

$$\eta_i = a_\lambda + b_\lambda \lambda + c_\lambda \lambda^2, \quad \lambda = \frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f} \quad (3)$$

con \dot{m}_{ao} el flujo de masa de aire que sale del múltiple.

II-B. Modelo de la batería

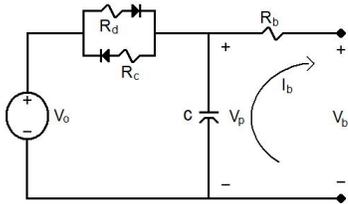


Fig. 2. circuito de la batería

En los VEH se emplea la batería como una fuente más de energía para ayudar a economizar combustible y reducir las emisiones.

Se define el estado de carga de la batería (*soc*) como la proporción de almacenamiento de energía, que sería análoga

a la cantidad de combustible en el tanque. De [9] el estado de carga de la batería se obtiene de la expresión

$$SOC(t) = \frac{Q_0 - \int_{t_0}^t I_b(\tau) d\tau}{Q_t} \times 100 \quad (4)$$

donde $I_b(t)$ es la corriente de carga o descarga; $\int_{t_0}^t I_b(\tau) d\tau$ es la carga entregada a la batería; y el total de carga que puede almacenar la batería es Q_t . El *soc* se debe mantener dentro de ciertos límites para el correcto funcionamiento de la batería y del vehículo, lo que no es fácil debido a que este depende de algunos factores como temperatura, capacitancia de la batería, resistencia interna, etc. Las ecuaciones dinámicas de la Fig. 2 que describen el modelo de la descarga y recarga son:

$$\dot{V}_p = -V_p \frac{1}{R_d C} + V_o \frac{1}{R_d C} - I_b \frac{1}{C}, \quad \text{si } V_p \leq V_o \quad (5)$$

$$\dot{V}_p = -V_p \frac{1}{R_c C} + V_o \frac{1}{R_c C} - I_b \frac{1}{C}, \quad \text{si } V_p > V_o \quad (6)$$

donde la corriente $I_b = \frac{V_p - V_b}{R_b}$, se considera positiva cuando la batería se encuentra en descarga.

II-C. Modelo de la máquina eléctrica

La máquina eléctrica puede funcionar como motor o generador. Cuando funciona como motor, extrae energía de la batería y el par de salida es para el sistema de tracción, en posible combinación con el motor de combustión. Funcionando como generador puede recuperar energía cinética en el frenado regenerativo, o tomar energía proveniente del motor de combustión, para la recarga de baterías, el modelo se obtuvo de [10] y [11].

Las ecuaciones del modelo se refieren a los ejes d, q , son obtenidas mediante la transformación de Park de tres a dos fases de [12]. El sistema en forma de espacio de estado para describir la dinámica de la máquina eléctrica queda descrito por el modelo de quinto orden

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{dt} &= \frac{n_p L_m}{J L_r} (\psi_{rd} i_{sq} - \psi_{rq} i_{sd}) - \frac{1}{J} T_L - \frac{f}{J} \omega \\ \frac{d\psi_{rd}}{dt} &= -\frac{R_r}{L_r} \psi_{rd} + \frac{L_m}{L_r} R_r i_{sd} + (\omega_s - \omega) \psi_{rq} \\ \frac{d\psi_{rq}}{dt} &= -\frac{R_r}{L_r} \psi_{rq} - (\omega_s - \omega) \psi_{rd} + \frac{L_m}{L_r} R_r i_{sq} \\ \frac{di_{sd}}{dt} &= -\left(\frac{R_s R_r}{\sigma L_s} + \frac{L_m^2 R_r}{\sigma L_s L_r^2} \right) i_{sd} + \omega_s i_{sq} \\ &+ \frac{L_m R_r}{\sigma L_s L_r^2} \psi_{rd} + \frac{L_m}{\sigma L_s L_r} \omega \psi_{rq} + \frac{1}{\sigma L_s} v_{sd} \\ \frac{di_{sq}}{dt} &= -\left(\frac{R_s R_r}{\sigma L_s} + \frac{L_m^2 R_r}{\sigma L_s L_r^2} \right) i_{sq} - \omega_s i_{sd} \\ &- \frac{L_m}{\sigma L_s L_r} \omega \psi_{rd} + \frac{L_m R_r}{\sigma L_s L_r^2} \psi_{rq} + \frac{1}{\sigma L_s} v_{sq} \end{aligned} \quad (7)$$

con $\sigma = 1 - \left(\frac{L_m^2}{L_s L_r} \right)$. Las variables de estado del sistema son: la velocidad, los flujos del rotor y las corrientes del estator, $(\omega, \psi_{ra}, \psi_{rb}, i_{sa}, i_{sb})$. Aquí ω es la velocidad del rotor, ω_s la velocidad síncrona, J el momento de inercia del rotor, n_p el

número de pares de polos de la máquina, L_m la inductancia de magnetización, L_r la inductancia del rotor, ψ el flujo magnético, i la corriente, el subíndice r se refiere al rotor, s al estator, y d, q indican vectores con respecto a ejes de referencia, T_{carga} es el par de carga, f la fricción, R denota la resistencia de los devanados y v el voltaje de entrada si la máquina funciona como motor, o de salida si funciona como generador.

II-D. Sistema de engranes planetarios

El acoplamiento entre las fuentes de potencia y la tracción es mediante un sistema de engranes planetarios. En la Fig. 3 se muestra un esquema de este dispositivo mecánico que cuenta con tres grados de libertad, de los cuales se emplean dos para acoplar las fuentes de potencia (el motor diésel y la máquina eléctrica) y el grado de libertad restante se emplea para la salida de potencia hacia las ruedas de tracción [13].

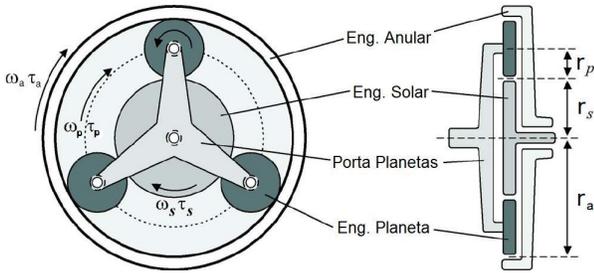


Fig. 3. Sistema de engranes planetarios

El MCI se conecta mediante un embrague-freno al engrane solar del sistema de engranes planetarios. La máquina eléctrica se conecta a un reductor mecánico y al engrane anular. El porta planetas transmite (con signo positivo o negativo según sea el modo de operación) la potencia generada por el motor de combustión y el motor eléctrico al engrane diferencial y de este a las ruedas de tracción, ó de las ruedas a la máquina eléctrica para funcionar en modo regenerativo [14].

La relación de engranaje es calculada a partir de la velocidad del porta planetas con respecto al engrane anular y al engrane solar, lo que resulta ser equivalente a una división del radio (o número de dientes) del engrane anular entre el radio (o número de dientes) del engrane solar, de [15] y [1].

$$R = \frac{\omega_s - \omega_p}{\omega_a - \omega_p} = -\frac{r_a r_p}{r_p r_s} = -\frac{r_a}{r_s} = -\frac{z_a}{z_s}$$

donde ω es la velocidad angular, r el radio, z el número de dientes y los subíndices s, p y a representan al engrane solar, porta planetas y engrane anular.

Se define $k = \frac{r_a}{r_s} = -R$, cuando se tiene el modo híbrido la relación de velocidad en el tren de engranes planetarios

$$\omega_p = \frac{1}{(k+1)}\omega_s + \frac{k}{(k+1)}\omega_a \quad (8)$$

donde ω_p, ω_s y ω_a son las velocidades angulares del porta planetas, MCI y de la ME.

Al hacer un balance de potencias en el sistema de engranes planetarios y de la relación de potencia con par y velocidad

angular, se establece una relación entre la potencia en los engranes solar, anular y el porta planetas, como

$$T_p \omega_p = T_s \omega_s + T_a \omega_a \quad (9)$$

II-E. Acoplamiento al sistema de engranes planetarios

Debido a que es necesario acoplar y desacoplar el motor de combustión interna para que trabaje en puntos de máxima eficiencia, se mantenga el estado de carga de la batería en cierto rango deseado y se trabaje lo más posible con el motor eléctrico, es necesario un sistema de embrague. Un

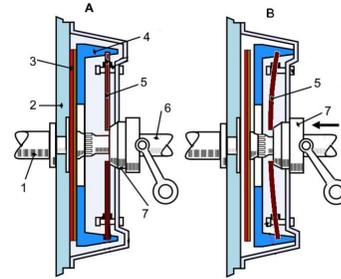


Fig. 4. Sistema del embrague

sistema de embrague consta de un disco de embrague (3), que debe tener contacto por un lado con el motor (1,2) y el otro lado al plato de presión (4) que va sujeto al motor y hace la función de soltar (Fig. 4B) y prensar (Fig. 4A) el disco de embrague. En el centro del disco de embrague se hace el acoplamiento del eje de salida (6). El plato de presión es accionado por una palanca que tiene un balero (7) para permitir girar libremente al motor mientras el disco de embrague se libera. Se modelan tres estados del embrague: cuando el motor se encuentra completamente desembragado, deslizándose y embragado [16], [17].

Se presenta la ecuación del cigüeñal del motor donde está afectado por el par del embrague y posteriormente los estados del embrague.

$$(J_{MCI} + J_{Emb})\dot{\omega}_{MCI} = T_{MCI} - T_{Emb} - T_f \quad (10)$$

donde J es el momento de inercia; ω velocidad angular; T indica par; los subíndices MCI y Emb son para el motor de combustión interna y el embrague y f es para la fricción del MCI. Cuando el embrague no está acoplado el par del embrague es $T_{Emb} = 0$.

Cuando el embrague se está deslizando, el par es:

$$T_{Emb} = [k_{e1} \int (|\omega_{MCI} - \omega_{Emb}|) dt] \times [|\omega_{MCI} - \omega_{emb}| (-0,0005) + 1] \times f(|\omega_{MCI} - \omega_{Emb}|) \quad (11)$$

donde, k_{e1} es el coeficiente de rigidez por deslizamiento por el lado del motor. La primera parte caracteriza la rigidez y la impulsión que es función de la integral de velocidad entre las partes del embrague; la segunda parte de la ecuación representa el porcentaje de par transmitido a través del embrague. Los dos primeros términos también son función de la temperatura del material de fricción del embrague y

el desgaste del embrague. El último término muestra que el embrague puede ser modulado como función de resonancia del eje medio, para mejorar estabilidad y sensación del operador.

Cuando el embrague es acoplado completamente $\omega_{MCI} = \omega_{Emb}$ y las condiciones cambian ahora para el par.

$$T_{Emb} = k_{e2}(\int(\omega_{MCI} - \omega_{Emb})dt) + f_{es}(\omega_{MCI} - \omega_{emb}) \quad (12)$$

donde k_{e2} es el coeficiente de rigidez por acoplamiento del embrague al motor de combustión; f_{es} es el coeficiente de amortiguamiento de sincronización del embrague. Una vez que el embrague está acoplado completamente solo hay dos términos, de los cuales el primero es por la rigidez del eje y el segundo por el amortiguamiento de las placas del motor.

II-F. Modelo del vehículo

El vehículo se considera como una masa en movimiento sometida a la fuerza de tracción $F_{tr}(t)$. La potencia demandada P_d del tren de impulsión se calcula al inducir la fuerza de resistencia aerodinámica $F_a(t)$, la pérdida por resistencia al rodamiento de los neumáticos $F_r(t)$ y la fuerza gravitacional $F_g(t)$ por conducir en alguna superficie inclinada [5], [15], que están dadas por

$$\begin{aligned} F_a(t) &= 0,5\rho_a v(t)^2 C_d A_d \\ F_r(t) &= mg C_r \cos \gamma(t) \\ F_g(t) &= mg \sin \gamma(t) \end{aligned} \quad (13)$$

donde ρ_a es la densidad del aire, $v(t)$ la velocidad del vehículo, C_d el coeficiente de resistencia aerodinámica, A_d el área frontal del vehículo, m la masa del vehículo, g la constante de aceleración por gravedad, C_r el coeficiente de resistencia al rodamiento del neumático, que puede depender de la velocidad del vehículo, la presión en las llantas y las condiciones de la carretera, y γ la pendiente de la carretera.

La velocidad del vehículo $v(t)$ se evalúa mediante la ecuación de movimiento siguiente y se incluye una fuerza más $F_p(t)$ debido a las perturbaciones y efectos no modelados.

$$m \frac{dv(t)}{dt} = F_{tr} - F_a(t) - F_r(t) - F_g(t) - F_p(t) \quad (14)$$

El par de impulsión $T_{trac}(t)$ y la velocidad rotacional $\omega_{trac}(t)$ en la arquitectura paralelo (P-VEH) tiene en cuenta el radio de llanta r_{ll} , la relación final R_f y se incorpora la relación de engranes, por lo que se agrega K [15].

$$P - HEV : \begin{cases} \omega_{trac}(t) = \frac{R_f}{r_{ll}} K v(t) \\ T_{trac}(t) = \frac{r_{ll}}{R_f} \frac{1}{K} F_{tr}(t) \end{cases} \quad (15)$$

La potencia mecánica requerida P_d desde el tren de engranes

$$P_d(t) = \omega_{trac}(t) T_{trac}(t) = v(t) F_{tr}(t) \quad (16)$$

Ahora que se tiene conocimiento del par y la velocidad necesaria para impulsar el vehículo, solo resta acoplar las fuentes de potencia mediante el sistema de engranes planetarios e incluir el modelo completo para cada modo de funcionamiento dependiendo de como se requiera que opere el sistema.

III. CONTROL

III-A. Control del motor de combustión interna

Para el modelo del MCI presentado, la ley de control se desarrolla para controlar la variable de velocidad angular, tomada como salida, mediante el flujo de combustible que es la variable de entrada.

De [8], la ley de control para regular el flujo de combustible mediante la referencia $\omega_{ref} > 0$ como valor deseado de la velocidad del motor, se tiene

$$\dot{m}_f = \frac{-(h_2 + \omega - \omega_{ref}) + \sqrt{\Delta_h}}{2h_1} \quad (17)$$

donde $\Delta_h = (h_2 + \omega - \omega_{ref})^2 - 4h_1 h_3$, para todo $\omega(0) > 0$, tenemos que $\omega(t) \rightarrow \omega_{ref}$ cuando $t \rightarrow +\infty$.

La velocidad de referencia debe ser distinta a cero debido a que se considera que el MCI se encuentra encendido, o que se encuentra a la velocidad de Ralentí, funcionando en el mínimo de velocidad.

III-B. Control de la máquina de inducción

Se considera que el modelo es controlable y observable. Se emplea un controlador de la teoría de modos deslizantes, de [18], que consiste en dos partes:

- Diseño de una superficie de equilibrio, tal que cualquier trayectoria del sistema que entre a la superficie deslizante, tenga un comportamiento deseado.
- Diseño de una ley de control discontinuo que lleve al sistema a la superficie deslizante en tiempo finito.

El sistema en las coordenadas (d, q) , el cual es empleado en [10], [11] y [18] se describe como:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{dt} &= f_1 \\ \frac{d\psi_{rd}}{dt} &= f_2 \\ \frac{d\psi_{rq}}{dt} &= 0 \\ \frac{di_{sd}}{dt} &= f_3 + \frac{1}{\sigma L_s} v_{sd} \\ \frac{di_{sq}}{dt} &= f_4 + \frac{1}{\sigma L_s} v_{sq} \end{aligned} \quad (18)$$

donde para el controlador que se desarrolla en esta sección, se considera $\psi_{rq} = 0$ y la velocidad angular síncrona es:

$$\omega_s = \omega + \frac{R_r L_m}{L_r} \frac{i_{sq}}{\psi_{rd}}$$

A partir de este modelo se diseña el control, para seguir la referencia de velocidad y de flujo, primero se definen las superficies deslizantes

$$\begin{cases} S_{c1}(\omega) = \lambda_\omega(\omega_{ref} - \omega) + \frac{d}{dt}(\omega_{ref} - \omega) \\ S_{c2}(\psi_r) = \lambda_\psi(\psi_{rref} - \psi_{dr}) + \frac{d}{dt}(\psi_{rref} - \psi_{dr}) \end{cases} \quad (19)$$

donde $\lambda_\omega > 0$, $\lambda_\psi > 0$, ω_{ref} y ψ_{rref} son las referencias de velocidad y la referencia del flujo del rotor.

Para determinar la ley de control a partir de las superficies deslizantes (19), que convergen a cero en tiempo finito

es necesario considerar la dinámica de $S_c = (S_{c1}, S_{c2})^T$, descrita por

$$\dot{S}_c = F + DV_s \quad (20)$$

donde

$$F = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}$$

$$F_1 = (\ddot{\omega}_{ref} + \lambda_\omega \dot{\omega}_{ref} + \frac{n_p}{J} \dot{T}_L) + (-\lambda_\omega + \frac{f}{J}) f_1 - \frac{n_p^2 L_m}{J L_r} (i_{sq} f_2 + \psi_{rd} f_4)$$

$$F_2 = (\ddot{\psi}_{rref} + \lambda_\psi \dot{\psi}_{rref}) + (\frac{R_r}{L_r} - \lambda_\psi) f_2 - \frac{R_r L_m}{L_r} f_3$$

$$D = \frac{1}{\sigma L_s} \begin{bmatrix} -\frac{n_p^2 L_m}{J L_r} \psi_{rd} & 0 \\ 0 & -\frac{R_r L_m}{L_r} \end{bmatrix}, V_s = \begin{bmatrix} v_{sq} \\ v_{sd} \end{bmatrix}$$

Se emplea la teoría de estabilidad de Lyapunov, para asegurar que S_c es atractivo e invariante, por lo que se debe satisfacer la condición $S_c \dot{S}_c < 0$, con lo que es posible elegir la ley de control para voltajes de estator de la siguiente forma

$$\begin{bmatrix} v_{sq} \\ v_{sd} \end{bmatrix} = -D^{-1} F - D^{-1} \begin{bmatrix} K_\omega & 0 \\ 0 & K_\psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \text{sign}(S_{c1}) \\ \text{sign}(S_{c2}) \end{bmatrix} \quad (21)$$

donde $K_\omega > 0$, $K_\psi > 0$.

Con esta ley de control se cumple que al elegir una función de Lyapunov positiva definida $V = \frac{1}{2} S_c^T S_c$, su derivada es negativa definida y el punto de equilibrio $S_c = 0$ es asintóticamente estable del teorema 3.1 de [19].

El castaño de los modos deslizantes se puede reducir al reemplazar la función $\text{sign}(S_c)$ por la función $\text{sat}(S_c)$.

III-C. Ciclo de manejo

Para las simulaciones, como ya se mencionó, es necesario emplear una referencia de velocidad para el vehículo. Se tomó un ciclo de manejo representativo de la operación de los autobuses de transporte público en el Distrito Federal diseñados por la West Virginia University (WVU). A varios autobuses de distintos recorridos se les colocó un sistema de posicionamiento global (GPS) para obtener datos de velocidad y tiempo para más de 50 horas de operación, con la combinación de los datos se obtuvieron tres ciclos de manejo, con duración de 1,000 segundos cada uno [20].

Estos ciclos de manejo fueron seleccionados por la WVU debido a que representan mejor las características de velocidad tiempo de todos los datos. La Fig. 5 representa un ciclo

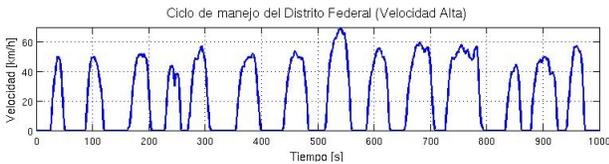


Fig. 5. Ciclo de manejo para autobús a velocidad alta en el DF.

de manejo en términos de velocidad tiempo de autobuses a velocidad alta en el Distrito Federal.

III-D. Estrategia para la distribución de potencia

De acuerdo a la literatura, ([3], [5], [15], etc.), la mayoría de las estrategias para la distribución de potencia en un vehículo híbrido están basadas en reglas, pues en los cambios de modos de operación hay dinámicas discontinuas que se reflejan en el funcionamiento del vehículo híbrido y se producen reglas específicas para cada modo. En este trabajo se propone una estrategia de control continua para la distribución de potencia, la cual se desarrolla con el interés de evitar la conmutación brusca entre las fuentes de potencia.

El problema que se quiere resolver consiste en hallar la forma de distribuir la potencia demandada por el portaplanetas entre las fuentes de potencia para economizar lo más posible el combustible. Este problema tiene múltiples soluciones, ya que la combinación de par y velocidad en cada fuente de potencia puede ser arbitraria, aún cuando finalmente la suma de las potencias resulte ser la potencia demandada.

Las ecuaciones a resolver para la solución de este problema son:

$$P_p = T_{me} \omega_{me} + T_{mci} \omega_{mci} \quad (22)$$

$$\omega_p = \frac{1}{(k+1)} \omega_{mci} + \frac{k}{(k+1)} \omega_{me} \quad (23)$$

donde P_p es la potencia en el portaplanetas, que es la potencia requerida por la tracción del vehículo para cumplir con el ciclo de manejo, T es el par, ω es la velocidad, k es la constante por la relación de engranaje y los subíndices p , mci y me son para el porta planetas, MCI y para la máquina eléctrica respectivamente.

Si se suponen conocidas P_p y ω_p , la solución que se propone al problema anterior es como sigue: En la Ec. (22) se sustituye $T_{me} \omega_{me}$ por α junto con la potencia máxima de la máquina eléctrica, claramente $\alpha \in [-1, 1]$ esto es

$$P_p = \alpha P_{me}^{max} + P_{mci} \quad (24)$$

El objetivo es hacer a α dependiente del estado de carga de las baterías, por un lado y del signo de la potencia del porta planetas por el otro. La estrategia de decisión se desarrolló a partir del estado de carga de las baterías, ya que se pretende emplear al máximo la potencia eléctrica para economizar combustible, pero sin agotar las baterías. La forma elegida para $\alpha(\text{soc}, P_p)$ se muestra en la Fig. 6

La ecuación que describe la función α dependiendo del valor de la potencia es:

$$\alpha = \tanh(0,08(\text{soc} - 60)) \quad P_p \geq 0 \quad (25)$$

$$\alpha = 0,5 - 0,5(\tanh(0,13(\text{soc} - 65))) \quad P_p < 0 \quad (26)$$

Como puede verse la forma de la función α en la Fig. 6, cuando la potencia demandada es $P_p \geq 0$, la función α puede variar entre 1 y -1 dependiendo del estado de carga en las baterías, si α es positiva la máquina eléctrica funciona como motor, de lo contrario funciona como generador. Para el frenado regenerativo, en la Fig. 6 para $P_p < 0$, la máquina eléctrica funciona únicamente como generador.

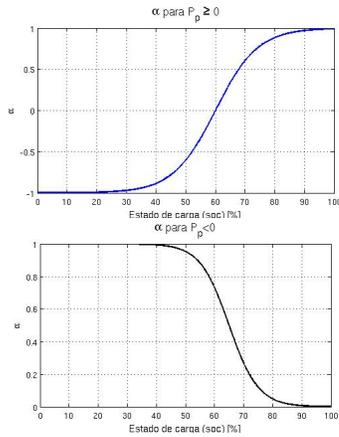


Fig. 6. α para $P_p \geq 0$ y para $P_p < 0$

Mediante la función α , se distribuye la potencia en la Ec.(22), de la siguiente forma:

- La potencia de la máquina eléctrica se establece como $P_{me} = \alpha P_{me}^{max}$, esto sirve para utilizar al máximo la potencia de la máquina eléctrica ya sea para aportar o recuperar.
- Para determinar la potencia que aporta el MCI cuando $P_p \geq 0$, se usa $P_{mci} = \min(P_p - P_{me}, P_{mci}^{max})$. Esta expresión sirve para no exigir que el MCI proporcione más potencia de la que máxima especificada en su diseño.
- Cuando se requiere frenar, es decir $P_p < 0$ y el generador ya no puede recuperar mas potencia: $P_{Frenos} = P_p - P_{me}$, la potencia restante se disipa mediante los frenos de fricción.

Una vez determinada la potencia del motor de combustión interna P_{mci} , la velocidad angular a la que debe funcionar se obtiene con base en la curva de máxima eficiencia para la relación potencia-velocidad angular. Esta curva tiene una forma semejante a la que se muestra en la Fig. 7. La curva de máxima eficiencia potencia-velocidad real se aproxima con un polinomio de cuarto grado.

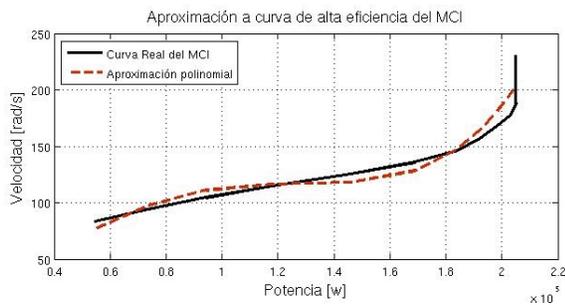


Fig. 7. Potencia contra velocidad en alta eficiencia del MCI

Así, mediante la curva aproximada de la Fig. 7 se obtiene la velocidad angular a la cual debe funcionar el MCI. A partir de la potencia y una vez que se tiene la velocidad se

encuentra el par como sigue:

$$T_{mci} = \frac{P_{mci}}{\omega_{mci}} \quad \text{para } \omega > 0 \quad (27)$$

$$T_{mci} = 0 \quad \text{para } \omega = 0 \quad (28)$$

De la Ec. (23) para el balance de velocidad del porta planetas con las fuentes de potencia en el modo híbrido, se encuentra la velocidad a la que debe operar la máquina eléctrica ya que se conocen la velocidad del porta planetas ω_p y la del MCI ω_{mci} , por lo tanto, la velocidad de la máquina eléctrica es:

$$\omega_{me} = \frac{(k+1)}{k} \left(\omega_p - \frac{1}{(k+1)} \omega_{mci} \right) \quad (29)$$

Mediante la velocidad obtenida de la Ec. (29) y la potencia P_{me} se encuentra el par que debe aportar la máquina eléctrica, como

$$T_{me} = \frac{P_{me}}{\omega_{me}} \quad \text{para } \omega > 0 \quad (30)$$

$$T_{me} = 0 \quad \text{para } \omega = 0 \quad (31)$$

Cuando se tiene $P_p < 0$ el MCI no actúa y la potencia que no se puede recuperar mediante el frenado regenerativo se disipa con los frenos de fricción.

IV. RESULTADOS

Para la simulación se supuso que el vehículo es un autobús urbano con un motor diésel de combustión interna de 205 kw, una máquina eléctrica de inducción trifásica tipo jaula de ardilla de 93 kw, un embrague para el MCI y un sistema de engranes planetarios para la mezcla de potencias con $k = 5$.

IV-A. Seguimiento del ciclo de manejo

Se produce el seguimiento del ciclo de manejo para autobuses urbanos en la ciudad de México.

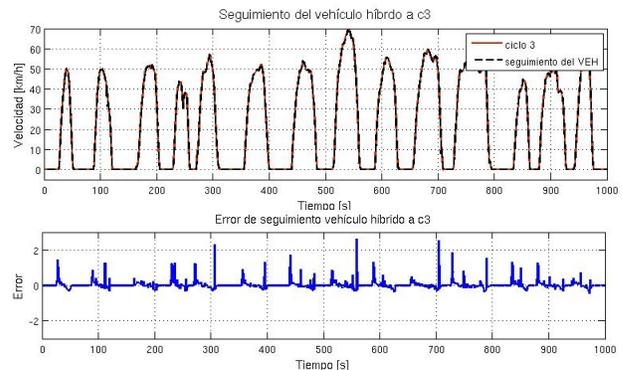


Fig. 8. Seguimiento de velocidad del VEH.

La Fig.8 muestra un ejemplo del seguimiento y el error de seguimiento de velocidad del vehículo híbrido con respecto a un ciclo de manejo a velocidad alta.

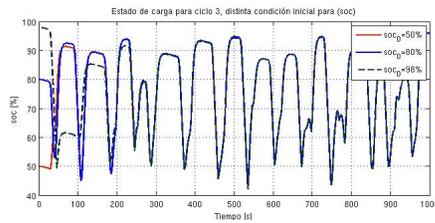


Fig. 9. Estado de carga en la batería del vehículo híbrido.

IV-B. Estado de carga de la batería

Para el comportamiento del estado de carga del ciclo de manejo, se proponen tres distintas condiciones iniciales soc_0 : 50 %, 80 % y 98 % para el seguimiento de velocidad del vehículo híbrido.

La Fig. 9 muestra el comportamiento del estado de carga durante el seguimiento de velocidad del vehículo híbrido al ciclo de manejo a velocidad alta.

IV-C. Consumo de combustible y comparación con el vehículo convencional

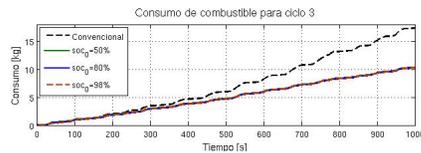


Fig. 10. Consumo de combustible para el ciclo 3.

En la Fig.10 se muestra el comportamiento del consumo de combustible para un ciclo de manejo a velocidad alta, para el vehículo híbrido y para el convencional. En la tabla I se tiene el consumo de combustible del vehículo híbrido y del vehículo convencional para el ciclo de manejo a velocidad alta. En este caso se tiene un ahorro aproximado del 40 %.

TABLA I

COMPARACIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE PARA CICLO 3

Vehículo	(soc)	consumo en kg	% Consumo
Convencional	— %	17,36 kg	100 %
Híbrido	50 %	10,37 kg	59,74 %
Híbrido	80 %	10,27 kg	59,16 %
Híbrido	98 %	10,19 kg	58,7 %

V. CONCLUSIONES

Se presentó una estrategia novedosa para el control de flujo de potencia en un vehículo híbrido paralelo. La estrategia se probó con un modelo matemático de un autobús híbrido que debe seguir ciclos de manejo estandarizados.

Los resultados de simulación indican que la estrategia consigue el objetivo de distribuir adecuadamente la potencia, según la demanda del ciclo de manejo y el estado de carga de las baterías.

Los resultados de seguimiento fueron muy buenos y el ahorro de combustible en un ciclo de manejo típico fue del 40 % con respecto a un autobús convencional.

El modelo matemático permite analizar, además de la estrategia de control, aspectos de dimensionamiento de los principales componentes: el tamaño del MCI, de la ME y del banco de baterías.

VI. AGRADECIMIENTOS

El primer autor agradece el apoyo de CONACyT

REFERENCES

- [1] J. M. Miller, "Hybrid Electric Vehicle Propulsion System Architectures of the e-CVT Type," *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 21, pp. 756–767, May 2006.
- [2] M. Ehsani, Y. Gao, and J. M. Miller, "Hybrid Electric Vehicles: Architecture and Motor Drives," *Proceedins of the IEEE*, vol. 95, pp. 719–728, April 2007.
- [3] P. Pisu and G. Rizzoni, "A Comparative Study Of Supervisory Control Strategies for Hybrid Electric Vehicles," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 15, pp. 506–518, may 2007.
- [4] K. T. Chau and C. C. Chan, "Emergin energy-efficient technologies for hybrid electric vehicles," *Proceedins of the IEEE*, vol. 95, pp. 821–835, April 2007.
- [5] W. Xiong, Y. Zhang, and C. Yin, "Optimal Energy Management for a Series-Parallel Hybrid Electric Bus," *Energy conversion and management*, vol. 50, pp. 1730–1738, July 2009.
- [6] S. Tzeng, K. D. Huang, and C. C. Chen, "Optimization of the dual energy-integration mechanism in a parallel-type hybrid vehicle," *Applied Energy*, vol. 80, pp. 225–245, 2005.
- [7] W. W. Xiong and Y. C. L., "Design of series-parallel hybrid electric propulsion systems and application in city transit bus," *WSEAS Transaction on Systems*, vol. 8, pp. 578–590, May 2009.
- [8] R. Outbib, X. Dovifaaz, A. Rachid, and M. Ouladsine, "Speed control of a diesel engine: a nonlinear approach," *Proceedings of the American Control Conference*, pp. 3293–3294, Anchorage, Alaska, USA. May, 2002.
- [9] S. Pang, F. Jay, D. Jie, and B. Matthew, "Battery state of charge estimation," *American Control Conference*, pp. 1644–1649, Arlington, VA, USA. June 25-27, 2001.
- [10] R. Marino, S. Peresada, and P. Valigi, "Adaptive Input-Output Linearizing Control of Induction Motors," *IEEE Transaction on Automatic Control*, vol. 38, pp. 208–221, February 1993.
- [11] S. Peresada, A. Tili, and A. Tonielli, "Power control of a doubly fed induction machine via output feedback," *Control Engineering Practice*, vol. 12, pp. 41–57, 2004.
- [12] H. Ouadi, F. Giri, A. Elfadili, and L. Dugard, "Induction machine speed control with flux optimization," *Control Engineering Practice*, vol. 18, pp. 55–66, January 2009.
- [13] V. K. Ambarisha and R. G. Parcker, "Nonlinear dynamics of planetary gears using anlytical and finite element models," *Journal of sound and vibration*, vol. 302, pp. 577–595, January 2007.
- [14] A. Szumanowski, C. Yuhua, and P. Piórkowski, "Analysis of Different Control Strategies and Operating Modes of Compact Hybrid Planetary Transmission Drive," *Vehicle Power and Propulsion*, vol. 7, pp. 673–680, sept 2005.
- [15] J. T. B. A. Kessels, W. T. Koot, P. P. J. van den Bosch, and D. B. Kok, "Online Energy Management for Hybrid Electric Vehicles," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 57, pp. 3428–3440, november 2008.
- [16] B. K. Powell, K. E. Bailey, and S. R. Cikanek, "Dynamic modeling and control of hybrid electric vehicle powertain systems," *IEEE Control Systems*, pp. 17–33, October 1998.
- [17] D. James and N. Narasimhamurthi, "Design of a optimal controller for commercial trucks," *American Control Conference*, pp. 1599–1606, Portland, Oregon, USA. June 8-10, 2005.
- [18] A. Mezouar, M. K. Fellah, S. Hadjeri, and Y. Sahali, "Adaptive speed sensorless vector control of induction motor using singularly perturbed sliding mode observer," *IEEE Industrial Electronics*, pp. 932–939, Nov 6-10 2006.
- [19] H. K. Khalil, *NONLINEAR SYSTEMS*, 2nd ed.
- [20] E. Vega, "Pruebas en Campo de Autobuses de Tecnologías Alternativas en la Ciudad de México," *Gobierno del Distrito Federal, Secretaría del Medio Ambiente*, pp. 30–32, Mayo 2006.