



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
INGENIERÍA ELÉCTRICA – CONTROL

**CONTROL DEL FLUJO DE POTENCIA EN
TRENES DE PROPULSIÓN HÍBRIDOS**

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
DOCTOR EN INGENIERÍA

PRESENTA:
GUILLERMO BECERRA NÚÑEZ

TUTOR PRINCIPAL
DR. LUIS AGUSTÍN ÁLVAREZ-ICAZA LONGORIA, II-UNAM
COMITÉ TUTOR
DR. GERARDO RENÉ ESPINOSA PÉREZ, FI-UNAM
DR. FRANCISCO JAVIER SOLORIO ORDAZ, FI-UNAM

MÉXICO, D. F., SEPTIEMBRE DE 2015

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Yu Tang Xu, FI-UNAM

Secretario: Dr. Francisco Javier Solorio Ordaz, FI-UNAM

Vocal: Dr. Luis Agustín Álvarez-Icaza Longoria, II-UNAM

1er. Suplente: Dra. Idalia Flores de la Mota, FI-UNAM

2o. Suplente: Dr. Gerardo René Espinosa Pérez, FI-UNAM

La tesis se realizó en el Instituto de Ingeniería, UNAM.

TUTOR DE TESIS:

Dr. Luis Agustín Álvarez-Icaza Longoria

Agradecimientos

- A la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM) y al Instituto de Ingeniería (II), por las instalaciones, materiales y equipo facilitado para desarrollar diferentes trabajos.
- Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por la beca otorgada; con ella realicé mis estudios y concluí la presente tesis (CVU: 270234).
- A mi tutor principal Dr. Luis Alvarez-Icaza por sus conocimientos, orientación, resolución de dudas ante cualquier problema y por la confianza en el trabajo encomendado.
- A todos los profesores del colegio de control por sus conocimientos que ayudaron a resolver problemas durante este periodo.
- A los profesores: Dra. Idalia Flores por el seminario de optimización, que me ayudó a comprender parte del problema en el doctorado y demás trabajo resuelto durante este periodo. A los doctores Gerardo Espinoza y Francisco Solorio por su revisión y apoyo durante todo el proceso de doctorado. Además del Dr. Yu Tang por su participación en mi jurado.
- A mis compañeros del posgrado: Aldo, Alfonso, Antonio, Eder, Hector, Ileana, Jesus, Jose Luis, Luis, Mauricio, Miguel, Oscar, Ulises, que me ayudaron a resolver dudas o lugares de consulta, la diversión, conocimientos compartidos, trabajos desarrollados...
- A todos los alumnos de licenciatura participantes como tesistas en alguna parte el proyecto: Arodi, Erick, Leonardo, Leonel, Mauricio... me ayudaron a reforzar y buscar nuevos conocimientos.
- A Dios.

Resumen:

Se describen dos estrategias para el control de flujo de potencia en vehículos eléctricos híbridos (VEH) para una configuración paralela que incorpora un sistema de engranes planetarios como medio para acoplar el motor de combustión interna y la máquina eléctrica a la tracción. El objetivo de las dos estrategias es determinar, para un ciclo de manejo dado, una mezcla apropiada entre la potencia provista por los motores. El desempeño se mide en términos del consumo de combustible, seguimiento del ciclo de manejo y preservación de la energía en el banco de baterías.

La primera estrategia, aprovecha el sistema de engranes planetarios (SEP) es heurística, está inspirada en la formulación teórica de control óptimo “bang-bang” y es de baja carga computacional, mientras que la segunda, de optimización también, es derivada del principio del mínimo de Pontriagyn (PMP), implementable por la solución en cada instante del Hamiltoniano. Se muestra que bajo una elección apropiada de los parámetros de sintonización, los resultados en ambas estrategias son muy similares y, por tal motivo, la solución de la estrategia SEP corresponde a una solución factible del problema de optimización. Ambas estrategias utilizan la idea de operar el motor de combustión interna en regiones de alta eficiencia.

Se prueba el desempeño de las estrategias mediante simulación para un tren de propulsión híbrido de un autobús diésel - eléctrico sujeto a demandas de cuatro ciclos de manejo representativos de áreas urbanas. La solución de optimización se realiza con modelos reducidos y se corrobora en simulaciones que se realizan con modelos detallados de los subsistemas, con lo que se evalúa la fiabilidad de la solución y verifican las hipótesis establecidas en la formulación de la optimización. Los resultados de simulación indican que ambas estrategias obtienen muy buena reducción en el consumo de combustible.

Abstract:

Two control strategies for power flow control in hybrid electric vehicles (HEV) with parallel configuration and a planetary gear system as power coupling device between the internal combustion engine and the electric machine are proposed in this work. The aim of both strategies is to determine, for a given driving cycle, an appropriate mixture between the power provided by the two engines. Performance is measured in terms of fuel consumption, driving cycle tracking and preservation of energy in the bank of batteries.

The first strategy, the planetary gear system (PGS) strategy is heuristic, inspired on bang-bang optimal control formulations and has low computational load, while the second is an optimal one derived from Pontryagin's Minimum Principle (PMP). It is shown that, under appropriate choice of the weighting parameters in the Hamiltonian of the PMP, both strategies render very similar results and, therefore, that the PGS strategy corresponds to a feasible solution to an optimization problem. Both strategies can be implemented in real-time, however, the PGS strategy is easier to tune. The power flow control laws are continuous and enforce the use of internal combustion engine with the maximum possible efficiency.

The strategies are tested with simulations of a power train of a hybrid diesel-electric bus subjected to the demands of four representative urban area driving cycles. Although optimization solutions are based on simplified dynamic models, simulation results are verified with more detailed dynamic models of the HEV main subsystems. This allows to evaluate the accuracy of the results and to verify the hypothesis established in the optimization formulation. Simulation results indicate that both strategies attain very good fuel consumption reduction levels.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Vehículos eléctricos híbridos	4
1.2. Distribución de potencia en VEH	9
1.3. Motivación	11
1.4. Planteamiento del problema	12
1.5. Objetivos	12
1.6. Metodología	13
1.7. Contribuciones	13
1.8. Alcances y limitaciones	13
1.9. Contenido de la tesis	14
2. Modelado del vehículo	15
2.1. Motor de combustión interna	16
2.2. Embrague	19
2.3. Sistema de engranes planetarios	20
2.4. Baterías	23
2.5. Máquina eléctrica	25
2.6. Vehículo en movimiento	30
2.7. Ciclos de manejo	31
3. Control del motor de combustión interna y la máquina eléctrica	35
3.1. Control del motor de combustión interna	36
3.1.1. Control con estimación	37
3.1.2. Control por modos deslizantes	38
3.1.3. Simulación de prueba para el MCI	39
3.2. Control de la máquina eléctrica	42
3.2.1. Control por linealización exacta	42
3.2.2. Control por modos deslizantes	43
3.2.3. Control basado en pasividad	44
3.2.4. Simulación de prueba para la ME	47
4. Control del flujo de potencia en el tren de propulsión híbrido	51
4.1. Estrategia mediante el sistema de engranes planetarios (estrategia SEP) . .	53
4.1.1. Observaciones para la asignación de potencia	53
4.1.2. Asignación de potencia	55

4.1.3. Sintonización de la estrategia SEP	57
4.2. Distribución de potencia mediante optimización	57
4.2.1. Planteamiento del problema para la asignación óptima de potencia .	59
4.2.2. Sintonización de estrategia PMP	63
4.3. Asignación de velocidad y par	64
5. Resultados de simulación	67
5.1. Seguimiento de trayectorias del vehículo híbrido	68
5.2. Nivel de carga en las baterías	70
5.3. Consumo de combustible	71
5.4. Potencia de los motores	75
6. Conclusiones	77
6.1. Trabajo futuro	78
A. Modos de operación del vehículo	81
B. Nomenclatura y parámetros	89
Bibliografía	93

Índice de figuras

1.1. Problemas del transporte	2
1.2. Producción de energía eléctrica en México, 2013 (275,522 GWh)	2
1.3. Configuración Serie de VEH	5
1.4. Primer VEH diseñado por Ferdinand Porsche	6
1.5. Configuración Paralela de VEH	7
1.6. Configuración Serie-Paralelo de VEH	8
1.7. Toyota Prius Hyibrid 2014	8
2.1. Motor encendido por compresión.	16
2.2. Eficiencia en mapa par-velocidad de un MCI.	19
2.3. Embrague de muelle o diafragma.	19
2.4. Engranaje epicicloidal	21
2.5. Sistema de engranes planetarios	22
2.6. Circuito de la batería.	25
2.7. Motor de imán permanente sin escobillas.	26
2.8. Circuito del estator y rotor.	26
2.9. Sistemas trifásico y bifásico que generan la misma fmm ε	29
2.10. Diagrama del vehículo en movimiento.	30
2.11. Ciclos de manejo para autobús en la Ciudad de México ante velocidad alta, media y baja.	33
3.1. Velocidad de referencia y velocidad del cigüeñal.	39
3.2. Error de seguimiento de velocidad.	40
3.3. Flujo de combustible, señal de control ($\eta_v = \hat{\theta}$).	40
3.4. Velocidad con $\bar{\eta}_v = 0.5$	41
3.5. Velocidad con carga $\bar{P}_b = 800[N.m]$	41
3.6. Error de seguimiento de velocidad ($\omega_{Ref} = 1200 + 300sen(0.8t)$)	41
3.7. Error de velocidad para los tres controladores (Máquina eléctrica)	48
3.8. Error de velocidad para incertidumbre parámetros R, J	49
3.9. Error de velocidad para la variación en la inductancia	49
4.1. Diagrama de bloques esquemático que representa la distribución de fuentes y cargas del sistema.	52
4.2. α para $P_p \geq 0$ y para $P_p < 0$	56
4.3. Curvas de eficiencia potencia - velocidad.	61
4.4. Curva de máxima eficiencia en el plano potencia - velocidad.	64

5.1.	Seguimiento del VEH en ciclo de manejo para baja velocidad.	68
5.2.	Seguimiento del VEH en ciclo de manejo para velocidad media.	69
5.3.	Seguimiento del VEH en ciclo de manejo para alta velocidad.	69
5.4.	Seguimiento del VEH en ciclo de manejo para autobús en Manhattan. . . .	69
5.5.	Estado de carga del VEH para ciclo de manejo a baja velocidad para autobús.	70
5.6.	Estado de carga del VEH para ciclo de manejo a velocidad media para autobús.	71
5.7.	Estado de carga del VEH para ciclo de manejo en carril confinado de autobús D.F.	71
5.8.	Estado de carga del VEH para ciclo de manejo para autobús en Manhattan.	72
5.9.	Variación de eficiencia del MCI cte. al emplearla en la solución PMP-sim, contra consumo de combustible.	73
5.10.	Puntos de operación del MCI al funcionar con eficiencia constante y menor.	74
5.11.	Potencia de la ME para los ciclos de manejo en prueba.	75
5.12.	Potencia del MCI para los ciclos de manejo en prueba.	76
5.13.	Puntos de operación del MCI para estrategias PMP y SEP, para cada ciclo de manejo.	76
A.1.	VEH bajo prueba con diferentes estrategias de control, ciclo INDIA	85
A.2.	VEH bajo prueba con diferentes estrategias de control, ciclo UDDS.	86
A.3.	Puntos de operación del MCI, ciclo INDIA	87
A.4.	Puntos de operación del MCI, ciclo UDDS	87

Capítulo 1

Introducción

Por su necesidad natural de trasladarse, la humanidad ha desarrollado diferentes maneras de transportar personas, animales, alimentos, cosas, etc. Particularmente, desde su invención, los vehículos de motor dominan en popularidad entre la mayoría de los usuarios debido a su versatilidad y gran rango de aplicación. Sin embargo, en nuestros días, las grandes urbes presentan un conjunto de problemas derivados del transporte como la dificultad de movilidad para las personas, congestión vial y deterioro de la calidad del aire, así como problemas asociados a la gestión política de los energéticos.

Como se menciona en Schaefer y Victor (2000), la demanda del transporte de personas y el número de vehículos por número de habitantes incrementa con las posibilidades de la economía en la sociedad. En ciertas muestras de población (sociedades como Japón, Europa, Estados Unidos, etc.), la densidad de uso de automóviles era aproximadamente de 400 a 800 vehículos por 1000 habitantes. Guzzella y Sciarretta (2007) mencionan que hasta el 2007, países como China (con 1,300 millones de habitantes) o India (con 1,100 millones de habitantes), tenían una densidad de automóviles de alrededor de 30 vehículos por 1000 personas; sin embargo, la tendencia era de aumento.

Debido a problemas relacionados principalmente con los combustibles derivados del petróleo, se creó la Agencia Internacional de Energía (AIE) en 1974 (Scott, 1994), encargada de organizar las políticas energéticas para asegurar el abastecimiento de petróleo principalmente a los países miembros quienes intentan evitar la repetición de fenómenos como el ciclo de la plata de la Ciudad del Potosí, Bolivia (Galeano, 1971), la cual en su momento fue ciudad de gran auge por contar con la principal mina de plata en el mundo pero, como todo, no fue permanente. De esta forma, por ser un combustible no renovable, el petróleo y su inminente agotamiento son motivo de preocupación para muchos, mientras las necesidades del transporte al parecer cada día incrementan. En la Fig. 1.1 se ilustran algunos problemas ocasionados por la necesidad de trasladarse.

Los vehículos eléctricos (VE) son una alternativa para contrarrestar algunos de los problemas mencionados anteriormente. Por ejemplo, la emisión de contaminantes en la ciudad se reduce de forma local, esto debido a que para mover el VE se requiere energía eléctrica producida en algún otro lugar. Sin embargo, tal energía puede no ser limpia: en México, solo el 18.3% de la energía producida es limpia, como se ve en la Fig. 1.2 (Romo, 2014). Es importante recordar que los vehículos eléctricos necesitan energía eléctrica pro-



Figura 1.1: Problemas del transporte

ducida por alguna planta y sólo se considera energía limpia la producida mediante plantas hidroeléctricas, turbinas de viento, conversión de energía solar, entre otras, las cuales no generan emisiones y son renovables (no consumen ningún tipo de combustible fósil). Sin embargo, los vehículos eléctricos no han tenido gran éxito por diversas razones, la principal puede ser que la densidad de la energía de la gasolina es mucho mayor a la electroquímica que una batería puede ofrecer.

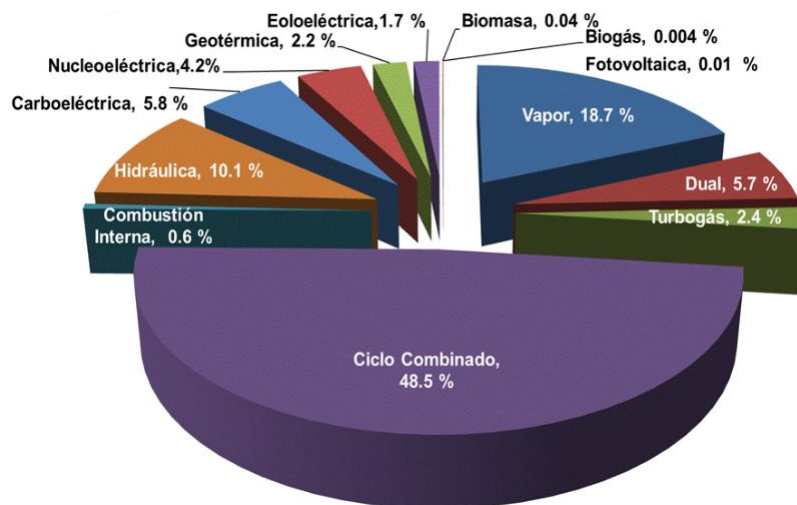


Figura 1.2: Producción de energía eléctrica en México, 2013 (275,522 GWh)

Los vehículos de propulsión eléctrica han existido por mucho tiempo; por ejemplo los primeros automóviles eran en su mayoría eléctricos o de vapor comunes hasta finales del siglo XIX. Por otra parte los primeros vehículos eléctricos enfrentaron los mismos problemas que aquejan a los vehículos eléctricos de hoy. Sin embargo, el vehículo con motor de combustión interna (MCI) se hizo popular porque permitió recorrer grandes distancias y alcanzar una velocidad alta y era mucho más barato de comprar.

A principios del siglo XX se diseñaron y fabricaron miles de vehículos híbridos y eléctricos; de hecho, eran la elección del pueblo. En 1900 el 38 % de los automóviles vendidos eran eléctricos y el resto de vapor o gasolina; sólo como referencia, más vehículos a vapor fueron vendidos que a gasolina (Erjavec, 2013). Los vehículos eléctricos no tenían la vibra-

ción, el olor y el ruido de los coches de gasolina. Además, no necesitaban usar manivela para el arranque y no tenían necesidad de una transmisión o cambio de engranajes. Estas fueron las razones principales de que la unidad eléctrica fuera aceptada sobre los vehículos con MCI. Sin embargo, en 1904 Henry Ford superó algunas de las objeciones comunes de los automóviles a gasolina (ruido, vibraciones y olores) y gracias a la producción en serie ofreció vehículos de gasolina a precios muy bajos.

En el mercado automotriz, la mejora tecnológica no sólo se preocupa por el diseño de carrocería o de interiores (aerodinámica y comodidad). Debido al predominio de vehículos con MCI por ser la tecnología de locomoción con mayor densidad de potencia (relación volumen/potencia), muchos esfuerzos de investigación y desarrollo están dirigidos hacia la reducción de emisiones y el incremento del rendimiento del MCI. Sin embargo, pese al interés sobre el tema, entre 1980 y el año 2000, el automóvil con MCI fue la principal fuente de contaminación urbana según la Agencia de Protección Ambiental (EPA por sus siglas en inglés), de EE. UU. (MacLean y Lave, 2003).

En México, el organismo encargado de regular la cantidad de emisiones contaminantes producidas por vehículos es la Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales (SEMARNAT), la cual, en la NOM-076-SEMARNAT-2012 establece en el Diario Oficial en noviembre de 2012 los niveles máximos permisibles de emisión de hidrocarburos no quemados, monóxido de carbono y óxidos de nitrógeno provenientes del escape, así como de hidrocarburos evaporativos provenientes del sistema de combustible, para vehículos que usan gasolina, gas licuado de petróleo, gas natural y otros combustibles alternativos proyectados para el uso automotriz. Además, algunas ciudades principales de nuestro país, como Guadalajara, Monterrey y la Ciudad de México, entre otras, establecen normas de tránsito para tratar de solucionar algunos problemas como la congestión vial y contaminación, ocasionados por el transporte automotriz, por ejemplo, existe el programa hoy no circula, por mencionar alguno.

En general, los vehículos eléctricos híbridos (VEH) ofrecen un compromiso adecuado entre economía de combustible y autonomía. El objetivo del diseño de tecnologías híbridas es combinar dos o más fuentes de energía de manera que las mejores cualidades de cada una sean utilizadas en conjunto. Al mismo tiempo, se busca maximizar los beneficios económicos de los sistemas híbridos contra su costo de fabricación. Para ilustrar las ventajas de mezclar la potencia en vehículos híbridos, en el presente trabajo se emplean dos fuentes de potencia: un motor de combustión interna y una máquina eléctrica; en particular se usa un MCI a diésel, el más eficiente de su tipo.

Los vehículos eléctricos híbridos ofrecen algunas ventajas importantes en comparación con los vehículos convencionales (sólo con motor de combustión), a pesar de tener componentes adicionales, mayor complejidad y costo aumentado: la hibridación puede reducir el consumo de combustible en porcentajes muy significativos, y también puede ayudar a reducir en gran medida las emisiones contaminantes. Se menciona en Hodgkinson y Fenton (2001) que la tecnología híbrida podía reducir hasta dos terceras partes del consumo y una tercera parte de las emisiones, en comparación con el vehículo convencional. Los vehículos híbridos derivan parte de sus ventajas del hecho de que la potencia total se divide entre la del combustible y la eléctrica: este hecho plantea retos interesantes desde el punto de vista de control; en esta tesis se intenta describir algunos de ellos.

1.1. Vehículos eléctricos híbridos

Un vehículo híbrido es aquel que combina dos o más fuentes de energía, que pueden, directa o indirectamente, proveer energía de propulsión. Idealmente, cada una de las fuentes de propulsión trabaja para mejorar la eficiencia y el rendimiento de las demás y así reducir al mínimo las desventajas. Los vehículos eléctricos híbridos de aplicación actual cuentan con un motor de combustión interna convencional y una máquina eléctrica - más grande que el motor de CD para el arranque- alimentado por batería, algunos tienen más de un motor eléctrico.

La lógica para el uso de dos fuentes de energía es simple: para un vehículo convencional, el motor de combustión cuenta con más potencia de la que se requiere para la mayoría de las situaciones de conducción. Sólo del 20 al 40 % de la potencia del MCI es necesaria para mantener una velocidad de crucero. Se necesita el resto sólo para la aceleración y la superación de cargas, tales como subir una pendiente. Estos motores de alta potencia utilizan más combustible cuando se les demanda acelerar. Un motor eléctrico no consume combustible y puede proporcionar energía casi instantáneamente. Los vehículos eléctricos híbridos utilizan, típicamente, un motor de combustión más pequeño y un motor eléctrico para proporcionar la potencia necesaria en la aceleración y la superación de las cargas.

Los vehículos híbridos utilizan mucho menos combustible en ciudad que los convencionales. Esto se debe a que el MCI no tiene que suministrar toda la potencia necesaria para arrancar y detenerse en el tráfico. La potencia del motor eléctrico complementa la potencia del motor de combustión. También hay mejora en el kilometraje de combustible en carretera, debido a la utilización de motores más pequeños y más eficientes. En la mayoría de los casos, estos motores avanzados no pueden producir la potencia necesaria para fuertes incrementos de aceleración sin ayuda del motor eléctrico.

Muchas de las locomotoras que se ven en algunos países son híbridos diésel - eléctricos y en algunas ciudades se usan autobuses diésel - eléctricos, y estos pueden circular con energía eléctrica proveniente de la carga eléctrica de cables de alta tensión, cuando no tienen combustible, o incluso cuando no cuentan con una fuente de energía eléctrica, la propulsión es mediante el MCI.

De las ventajas principales de los VEH, con respecto a los convencionales, se puede mencionar que en ocasiones es posible conseguir hasta el doble de eficiencia, lo que provoca a su vez la reducción de emisiones contaminantes como mencionan Zhao y Wang (2014), además, el sistema de frenado regenerativo tiene la posibilidad de recuperar energía cinética y aprovecharla después, misma que en un vehículo convencional se pierde.

Actualmente diferentes marcas de vehículos están invirtiendo por este tipo de tecnologías, con el fin de reducir el consumo de combustible y por ende disminuir la contaminación ambiental y se han creado diferentes tipos de vehículos híbridos dependiendo de su funcionamiento y su uso. Aquellos híbridos que combinan un motor de combustión interna y una máquina eléctrica (ME) son los sistemas híbridos que han tenido un desarrollo serio, como se puede verificar en la producción de vehículos desde 1997 por Toyota (Becerra, 2010).

Existen tres arquitecturas principales para la combinación de potencia en los vehículos híbridos: serie, paralelo y serie-paralelo. Las ventajas principales ya analizadas en diferentes trabajos como Tim *et al.* (2014), Wirasingha *et al.* (2012) Miller (2006, 2010), Ehsani *et*

al. (2007) y otros, se mencionan a continuación.

Configuración de VEH serie

La configuración serie (ver Fig. 1.3) fue desarrollada al añadir un pequeño conjunto motor de combustión-generator a un vehículo eléctrico puro, para compensar la descarga de energía en las baterías. En la Fig. 1.3, **MCI** es el motor de combustión, **GE** el generador, **ME** la máquina eléctrica que para la mayoría de los casos funciona como motor para la tracción, y **Dif.** es el diferencial para enviar la tracción a las llantas. Esta configuración es utilizada en locomotoras (American-Rails.com, 2014). El primer VEH con motor de combustión mostrado en la Fig. 1.4, fue diseñado por el Dr. Jacob Ferdinand Porsche en 1899 para la compañía Lohner en Austria (Gmotors.co.uk, 2014; feelmotor.com, 2014). El vehículo tenía configuración serie con motores eléctricos en las llantas delanteras, un motor de combustión interna y un generador que proporcionaba la electricidad a los motores. Se menciona que Porsche lo llamó un vehículo con un sistema de propulsión mixto.

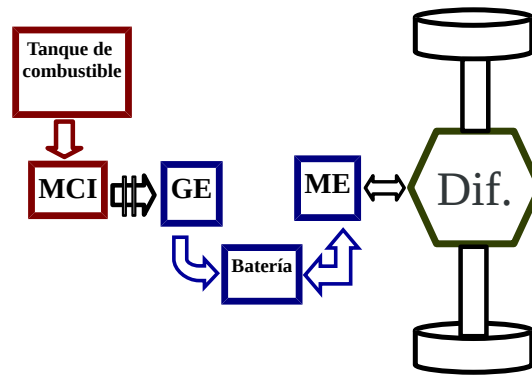


Figura 1.3: Configuración Serie de VEH

Las ventajas principales de la configuración serie son:

- Desacoplamiento mecánico entre el motor de combustión y las ruedas motrices lo que permite al motor de combustión operar en su región óptima.
- La única fuente de par a las ruedas motrices es un motor eléctrico que simplifica el control de velocidad (similar al control por el pedal de acelerador).
- El control casi ideal de par-velocidad del motor eléctrico hace innecesaria la transmisión con multiengranes y se evitan los componentes mecánicos de ejes, transmisión, engranes, embrague, etc.
- Estructura simple, control de propulsión y manipulación fácil (el motor de combustión - generador, baterías y el motor de tracción se conectan sólo por los cables eléctricos).

Sin embargo, la propulsión híbrida serie tiene algunas desventajas que se listan a continuación:

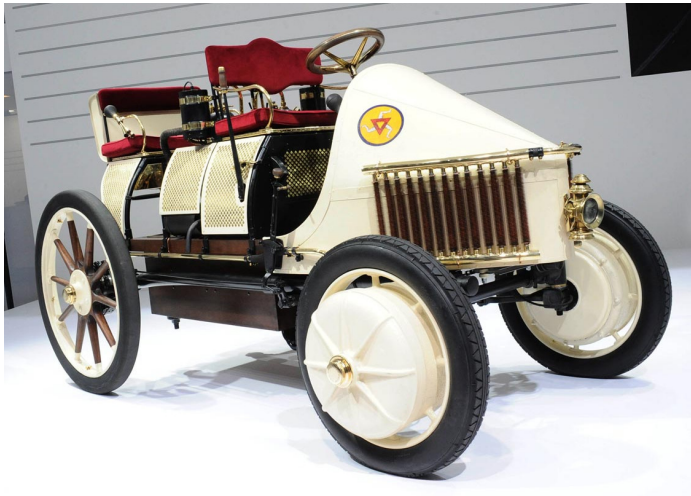


Figura 1.4: Primer VEH diseñado por Ferdinand Porsche

- Doble conversión de la energía (de mecánica del motor de combustión a eléctrica a través del generador y luego a mecánica de nuevo a través del motor de tracción) que causa más pérdidas de energía.
- Se necesitan dos máquinas eléctricas (generador y motor).
- Se requiere un motor eléctrico grande ya que es la única fuente de par de las ruedas motrices.

Aprovechando su estructura y el control sencillo, la propulsión híbrida serie se utiliza en los vehículos pesados. La razón principal es que los vehículos grandes tienen suficiente espacio para el voluminoso sistema de motor y generador.

Configuración de VEH paralela

En la configuración paralela para el sistema de propulsión híbrido, el motor de combustión interna **MCI** y la máquina eléctrica **ME** pueden suministrar directamente su par a las ruedas motrices a través de un acoplamiento mecánico, como se muestra en la Fig. 1.5, alrededor de la cual se desarrolla el presente trabajo.

Para la configuración paralela, el flujo de potencia del MCI puede ir hacia la tracción solamente o a esta en combinación con la máquina eléctrica para recargar las baterías. La potencia de la ME puede ir desde las baterías hasta el eje de tracción en modo híbrido de tracción, del MCI a las baterías en modo híbrido de recarga de baterías o del eje de tracción hacia las baterías en modo de frenado regenerativo, cuando el MCI queda libre mediante un embrague y freno que lo desacoplan.

El acoplamiento mecánico puede ser una caja de cambios, una unidad de poleas y bandas, una unidad de engranes y cadenas, un sistema de engranes planetarios (SEP), o incluso un solo eje.

Las ventajas de la propulsión híbrida en paralelo son:

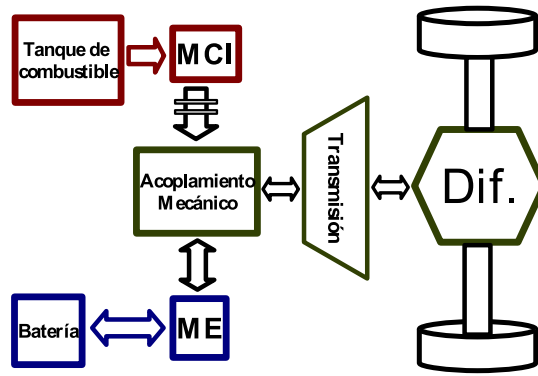


Figura 1.5: Configuración Paralela de VEH

- El motor de combustión y el eléctrico pueden suministrar directamente el par a las ruedas motrices y no se produce la doble conversión de energía, por lo que la pérdida de energía es menor.
- Es más compacto, no necesita el generador y motor de tracción, una sola máquina eléctrica que puede hacer ambas funciones.

Sin embargo, también tiene desventajas como:

- La conexión mecánica entre el motor de combustión y las ruedas motrices, hace que los puntos de funcionamiento del motor no estén siempre en la región de velocidad óptima.
- La estructura y el control son más complejos.

Debido a sus características compactas, la configuración paralela es más utilizada en vehículos pequeños, utilizada recientemente en el Honda Civic Hybrid 2013 (Honda (2014)), Volkswagen Jetta Hybrid 2013, sin embargo, también es empleada por el Autobús Volvo 7700 Híbrido, a prueba en la Ciudad de México.

Configuración de VEH serie-paralela

Esta configuración desacopla la velocidad del motor de combustión de la velocidad de las llantas. Combina las ventajas de las propulsiones serie y paralelo, mostrada en la Fig. 1.6, sin embargo, necesita una máquina eléctrica adicional (dos máquinas eléctricas **ME1** y **ME2**) y una unidad planetaria que en la figura 1.6 es el acoplamiento mecánico, lo que hace el control de la propulsión más complicado. Otra alternativa de propulsión serie-paralelo es una máquina eléctrica de estator-flotante (llamada transmotor). En esta configuración, el estator está conectado al motor de combustión y el rotor está conectado al tren de propulsión de las llantas a través de engranes. La velocidad del motor y la velocidad relativa entre el estator y el rotor puede ser controlada para ajustar la velocidad del motor de combustión a cualquier velocidad del vehículo dada. Esta propulsión tiene

características de funcionamiento similares a las de propulsión por engranaje planetario, pero es menos compleja.

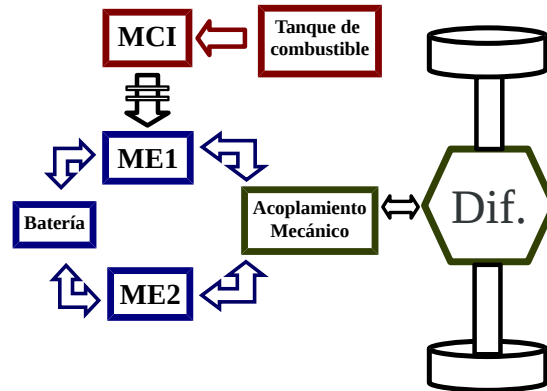


Figura 1.6: Configuración Serie-Paralelo de VEH

El motor de combustión, la unidad de engranaje planetario y el generador-motor constituyen las rutas de flujo de potencia. Cuando la velocidad del generador-motor es negativa (dirección opuesta al par), el generador-motor opera en modo de generación. La potencia del motor de combustión se divide en dos partes: una se transfiere al tren motriz y la otra al generador. Cuando la velocidad del generador es positiva, el generador-motor funciona en modo motor y añade su potencia a las ruedas motrices. De esta forma, la velocidad del motor se puede ajustar a su región óptima mediante el control de velocidad del generador-motor.

El generador-motor se puede quitar de la propulsión, bloqueando el estator y rotor del generador-motor y desenergizándolo. De esta manera, la unidad de engranaje planetario se convierte en una simple caja de cambios con una relación de transmisión fija. Otra fuente de potencia (par) es el motor de tracción **ME2** (Fig. 1.6), que añade par directamente a las ruedas (Ehsani *et al.*, 2007).

En México se comercializa actualmente el Toyota Prius 2014 Fig. 1.7, con esta configuración (Toyota (2014)).



Figura 1.7: Toyota Prius Hyibrid 2014

1.2. Distribución de potencia en VEH

Se han identificado distintas categorías de estrategias para la distribución de potencia en vehículos eléctricos híbridos: en primer término las basadas en reglas (Luk y Rosario, 2006), que pueden usar heurística, lógica difusa, redes neuronales, etc. Otra categoría utiliza la teoría de control óptimo, donde se minimiza una función de costo basada en el consumo de combustible. De estas, destaca el enfoque de programación dinámica (PD), que generalmente se emplea para comparar el desempeño de las estrategias. Existen estrategias que minimizan una función de costo que incluye, además del consumo de combustible, el consumo de potencia eléctrica.

Desde Delprat *et al.* (1999) se pretende minimizar el consumo de combustible mediante la distribución de potencia en vehículos híbridos al menos para un determinado ciclo de manejo, mediante el uso de métodos heurísticos. Tzeng *et al.* (2005) aplican un control por lógica difusa a un vehículo híbrido de configuración paralela con una transmisión variable continua (CVT) de poleas y bandas, la selección de la relación de velocidad y par es mediante servomotores para los motores de combustión y eléctrico. Xiong y Yin (2009); Xiong *et al.* (2009) proponen un control por lógica difusa para el manejo de energía, para una aplicación a un autobús urbano con motor de combustión diésel, que además usa un arrancador alternador integrado (ISG por sus siglas en inglés) y otra máquina eléctrica (ME) para obtener la configuración serie-paralelo, que opera según sean las condiciones de manejo y las necesidades del operador. El tamaño de los componentes incluyendo el MCI, ME, baterías y relación de engranaje se eligió para satisfacer las demandas del operador. El tipo de estrategias mencionadas se siguen empleando en trabajos como (Yao y Wang, 2015) donde tiene una aplicación a una excavadora.

Johannesson y Egardt (2008) presentan una distribución de potencia mediante programación dinámica para un vehículo híbrido de configuración paralela, donde se emplean modelos simples para los elementos del vehículo, como el MCI, la batería y el motor eléctrico. Mediante los modelos simplificados de los subsistemas que integran el vehículo se pretende reducir el tiempo computacional de la solución, junto con el desempeño de las iteraciones.

Koot *et al.* (2005) comparan dos estrategias de programación dinámica y programación cuadrática que minimizan una función del combustible y las emisiones contaminantes, y encuentran que resulta mejor la cuadrática para reducir las emisiones contaminantes. Para las simulaciones emplean mapas estáticos de los motores que relacionan par, velocidad, consumo de combustible y emisiones, además de las dinámicas en el estado de carga y el vehículo en movimiento. Paganelli *et al.* (2000) comparan estrategias de control para la mezcla de potencia en el vehículo eléctrico híbrido de configuración paralela; los algoritmos pretenden minimizar el consumo de combustible mediante el par de tracción al cambiar la relación de engranaje para trabajar en regiones más eficientes. Paganelli *et al.* (2001) describen una formulación para el problema de control de distribución de potencia en vehículos híbridos, que se basa en distribuir la potencia entre el MCI y la ME, además de elegir de manera adecuada la relación de engranaje.

En Paganelli *et al.* (2002); Sciarretta *et al.* (2004) se describe un algoritmo que distribuye la potencia entre el MCI y la ME con el objetivo de minimizar el consumo de

combustible. Se plantea un criterio de optimización que minimiza el consumo de combustible y propone una equivalencia entre combustible y energía, de donde proviene su nombre Estrategia de Minimización del Consumo Equivalente (ECMS por sus siglas en inglés). Un detalle interesante para la estrategia mencionada es que para minimizar el desempeño deseado, es necesario calibrar algunos parámetros que dependen del ciclo de manejo, al dejar estos fijos y cambiar el ciclo, la batería se descarga o se recarga. Además, el factor de consumo equivalente que se usa para evaluar la diferencia entre el estado de carga, inicial y final, no siempre corresponde con la eficiencia en el uso del combustible en el MCI.

Delprat *et al.* (2004) proponen una estrategia para el manejo de energía en la propulsión híbrida paralela para distribuir la potencia entre el MCI y la ME, de forma que sea una herramienta eficiente para evaluar el consumo mínimo de combustible realizable en simulación. La propuesta está basada en la teoría clásica de control óptimo, mediante el método de los multiplicadores de Lagrange. La evaluación del desempeño es mediante mapas estáticos para el MCI, y para la ME no se menciona el modelo o mapa estático usado. Se toma la batería como elemento dinámico, a partir del cual se realiza el análisis y optimización. Además, no se menciona como se compensa la diferencia entre el estado de carga inicial y final, con respecto al consumo de combustible.

Musardo *et al.* (2005) proponen la versión adaptable del algoritmo para el manejo de energía en vehículos híbridos (A-ECMS), extensión del trabajo de Paganelli *et al.* (2002); Sciarretta *et al.* (2004). El algoritmo adaptable A-ECMS resulta de agregar a la estrategia ECMS un nuevo factor de equivalencia variable de acuerdo a las condiciones de manejo. En este caso la idea es emplear información externa, como un sistema de posicionamiento global (GPS por sus siglas en inglés). Esta estrategia se simula con la propulsión híbrida paralela, donde se pretende economizar combustible y se obtiene un equivalente al consumo de combustible en potencia eléctrica. Sin embargo, un problema importante similar al trabajo anterior es la relación entre la diferencia del estado de carga y el consumo de combustible donde no se toma en cuenta la diferencia de eficiencias entre el MCI y la ME - batería. Además, en Pisu y Rizzoni (2007) se hace la comparación de un control basado en reglas, la estrategia A-ECMS y un control H_∞ , para resultar con mejor desempeño la estrategia adaptable.

Borhan *et al.* (2009) presentan una estrategia para distribuir el flujo de potencia en VEH basada en modelo de control predictivo (MPC) para la configuración serie-paralelo. Para el uso del MPC es necesario linealizar el modelo alrededor de cada punto de operación que depende del par demandado y el estado de carga. La estrategia se resuelve mediante programación cuadrática para el sistema lineal, donde se ajustan los parámetros durante los horizontes de predicción. Yan *et al.* (2012) presentan una estrategia mediante MPC para un VEH en paralelo, que incorpora las cualidades del motor diésel para hacer una mezcla de las eficiencias junto con la ME. La estrategia se compara contra un control PI que depende únicamente del error de seguimiento y el MPC tiene un criterio de minimización, por lo que la comparación parece injusta.

Ngo *et al.* (2011) usan un algoritmo mediante MPC para seleccionar la mejor relación de engranaje en la transmisión para economizar combustible. Se menciona que el algoritmo propuesto puede funcionar en tiempo real y la comparación del MPC es contra un algoritmo óptimo que mezcla programación dinámica con el principio del mínimo de Pontryagin

(PMP). Para los ciclos de manejo planteados se obtiene que la estrategia óptima produce un ahorro frente al vehículo convencional del 35.9 al 43.5 %. El algoritmo MPC tiene una diferencia respecto al óptimo del 0.3 %, pero es implementable.

En Serrao *et al.* (2011) se analizan tres estrategias óptimas principales para la distribución de potencia en vehículos híbridos (VEH), Programación dinámica, principio del mínimo de Pontryagin y la estrategia del consumo equivalente ECMS. De estas resaltan la última, por la rapidez de solución, sin embargo, como en otros trabajos, se menciona también que la estrategia ECMS tiene el problema de la sintonización de los parámetros para diferentes ciclos de manejo.

Kim *et al.* (2011) reportan una estrategia para vehículo eléctrico híbrido de configuración serie paralela, mediante el principio del mínimo de Pontryagin. Comparan la estrategia con programación dinámica y con la ECMS. Las tres incluyen únicamente dinámica en estado de carga en las baterías. Se muestra una formalización de la comparación de ECMS con el concepto de la teoría de control óptimo PMP, que tiene una diferencia del 1 % con la solución global que emplea la teoría de programación dinámica, para los ciclos de manejo probados.

Yuan *et al.* (2013) presentan un trabajo similar al anterior, pero solo comparan la estrategia del principio del mínimo de Pontryagin, desarrollada en el trabajo mencionado, con programación dinámica y se hace notar que el tiempo de simulación es significativamente menor en PMP que en PD. En la función objetivo solo incluyen el estado de carga y el flujo de combustible, además de que las dinámicas mostradas solo pertenecen al vehículo y las baterías. Se considera también variación en la eficiencia de la máquina eléctrica y la eficiencia total por el acoplamiento de los componentes, sin embargo, no se menciona la eficiencia del motor de combustión, la cual es de suma importancia. La mezcla de potencia es mediante una transmisión manual automatizada que sustituye la transmisión automática usual.

1.3. Motivación

La motivación principal para el presente trabajo se relaciona con los problemas generados por la gran cantidad de vehículos que se hallan en circulación hoy en día alrededor del mundo, que ocasiona problemas como la contaminación ambiental y niveles muy altos en el consumo de combustibles. Para proveer algunas soluciones, se han desarrollado nuevas alternativas de combustible e importante investigación para la reducción sustancial del consumo de este. El presente trabajo se enfoca en el segundo punto.

Uno de los problemas detectados en las estrategias para la distribución de flujo de potencia, es su sensibilidad ante los cambios de ciclo de manejo, por ejemplo, para la estrategia ECMS que optimiza el consumo de combustible para un ciclo de manejo específico, y cuyos parámetros cambian drásticamente con otro ciclo de manejo.

Otro problema importante es la gran cantidad de cálculos a realizar en las estrategias de programación dinámica, que las hace inviables para ser implementadas en tiempo real. Por ello, generalmente estas son empleadas para comparar las otras estrategias en simulación.

En los modelos de control predictivo, los horizontes de predicción suelen ser muy pequeños, por lo que las soluciones se asemejan a las de un problema de regulación y, en ocasiones, es necesario agregar información del camino, que requiere de otros instrumentos, como el GPS en el caso de la estrategia A-ECMS, para adaptar al nuevo perfil de manejo los parámetros de la estrategia.

Se considera que existen oportunidades para mejorar las estrategias encontradas en la literatura, para el control de flujo de potencia en los vehículos híbridos. Principalmente se pretende lograr una estrategia para distribuir la potencia en trenes de propulsión híbridos que sea implementable en línea, sencilla y eficaz.

Una oportunidad más que se visualiza del análisis de los trabajos de la literatura, es que la gran mayoría no las evalúa con modelos detallados de los elementos involucrados en el desempeño principal del vehículo. Se pretende que en este trabajo si se utilicen, al menos, los que más influyen en el resultado final.

1.4. Planteamiento del problema

Al considerar un sistema de propulsión híbrido se espera que lo integren diferentes fuentes de energía y a su vez se suplan diferentes cargas. El problema de la mezcla de potencia es un problema abierto que aún está en debate, pues sigue existiendo el reto de diseñar estrategias óptimas para el control de flujo de potencia, implantables en tiempo real y robustas frente a perturbaciones.

Para la presente tesis se toma una configuración paralela que emplea un motor de combustión diésel y una máquina eléctrica como fuentes de potencia, que se mezcla mediante un sistema de engranes planetarios.

1.5. Objetivos

El objetivo general de la tesis es:

- Mediante la herramienta del principio del mínimo de Pontryagin PMP, utilizada en la teoría de control óptimo, diseñar una estrategia para la distribución de potencia en el tren de propulsión híbrido para un vehículo eléctrico híbrido en configuración paralela, con la condición de que la estrategia sea implementable en tiempo real.

Los objetivos particulares son:

- Modelar detalladamente los elementos del vehículo eléctrico híbrido que más influyen en el consumo de combustible, como la batería, la máquina eléctrica, el motor de combustión interna, el vehículo y el sistema de engranes planetarios junto con sus restricciones de interconexión.
- Diseñar algoritmos de control para los motores y probar esquemas ya existentes, para controlar las máquinas independientemente según las consignas de la estrategia para la mezcla de potencia.

- Comprobar que la estrategia heurística de control de flujo de potencia inspirada en control óptimo tipo “bang-bang” es una solución particular de la estrategia óptima
- Establecer una metodología de sintonización para cada estrategia

1.6. Metodología

Para lograr los objetivos planteados, se usó la siguiente metodología:

- Se planteó el modelo de un vehículo eléctrico híbrido con todos los elementos considerados relevantes para analizar el desempeño de las fuentes de energía para cargas previamente establecidas
- Se desarrollaron los modelos de cada elemento con los detalles pertinentes para representar el sistema de control del vehículo
- Para el modelo del motor de combustión, se planteó el problema de considerar desconocidos algunos parámetros y se compararan controladores para el mismo
- Para el modelo del motor eléctrico se probaron diferentes controladores e incertidumbre en los parámetros para verificar su comportamiento dinámico
- Se utilizaron herramientas de la teoría del control óptimo para plantear dos estrategias para el control de flujo de potencia en sistemas de propulsión híbridos
- Se corroboró mediante simulación que los dos motores consigan el seguimiento de las consignas de velocidad y par establecidas por un vehículo al seguir ciclos de manejo
- Se probaron las estrategias en simulación mediante los modelos detallados de los elementos que componen el vehículo

1.7. Contribuciones

Las aportaciones de la presente tesis se refieren principalmente al diseño y análisis de dos estrategias basadas en control óptimo para el control de flujo de potencia en vehículos eléctricos híbridos y al diseño de algunos controladores para los motores que se incluyen en los mismos. También se propone la verificación del funcionamiento de las estrategias mediante modelos detallados.

1.8. Alcances y limitaciones

Las estrategias se desarrollaron usando modelos dinámicos simplificados y se comparan únicamente a través de simulaciones con modelos detallados de los principales componentes del tren de propulsión. Queda pendiente su verificación experimental.

1.9. Contenido de la tesis

En el capítulo 2 se describe el modelo de cada componente del vehículo relevante para el consumo de combustible. Así, se presentan modelos del motor de combustión interna, la batería, máquina eléctrica, sistema de engranes planetario que acopla al motor de combustión y la máquina eléctrica. En el vehículo en movimiento se modelan cargas de un autobús convencional. Los ciclos de manejo estándar sustituyen a las consignas de velocidad impuestas por el operador en la prueba de las estrategias.

En el capítulo 3 se describen los lazos de control interno de las fuentes de propulsión, primero el control del motor de combustión interna mediante una propuesta de la literatura basada en el esquema de control por la teoría de linealización, además de un par de propuestas basadas en la teoría de modos deslizantes, donde se desconoce parte del modelo. Posteriormente, para el control de la máquina eléctrica, se toman tres alternativas de la literatura con los enfoques de linealización, pasividad y modos deslizantes.

El capítulo 4 describe el tema principal del trabajo que consiste en la distribución de potencia para el vehículo eléctrico híbrido. Se presenta primero una estrategia heurística inspirada en control óptimo “bang-bang” llamada estrategia SEP, porque se desarrolla alrededor del sistema de engranes planetarios, junto con la descripción de su sintonización. Después, se describe la estrategia de control basada en el principio del mínimo de Pontryagin, denominada PMP, que utiliza los modelos simplificados de los motores y la metodología para sintonizar la misma. Al final del capítulo se listan los modos de operación y funcionamiento del vehículo eléctrico híbrido mediante la configuración paralela.

En el capítulo 5, se presentan los resultados de las simulaciones de obtenidos de la comparación de las estrategias. Primero se prueba el seguimiento de ciclos de manejo, luego el nivel de carga para las baterías, el consumo de combustible y las potencias de ambas máquinas. Finalmente en el capítulo 6 se describen las conclusiones de la tesis y el trabajo a futuro.

Capítulo 2

Modelado del vehículo

El vehículo eléctrico híbrido consta de diversos elementos y en esta tesis se emplean modelos matemáticos que describen su respuesta dinámica mediante ecuaciones diferenciales ordinarias. Como el énfasis está en el diseño del tren de propulsión los elementos que se modelan son:

- El motor de combustión interna diésel, considerado de primordial interés, pues por su rendimiento es el motor de combustión más utilizado para el movimiento de vehículos de transporte de carga y pasajeros
- El embrague empleado para acoplar y desacoplar el MCI al sistema de tracción, este dispositivo mecánico sigue siendo de utilidad en sistemas mecánicos para unir y separar elementos en movimiento
- El banco de baterías, pues cada vez se requiere más atención en el almacenamiento de energía eléctrica en el automóvil, debido a la creciente presencia de componentes electrónicos.
- La máquina eléctrica, que en un vehículo híbrido influye significativamente en el desempeño final
- El vehículo en movimiento, que influye en el comportamiento de aceleración y frenado por parte del usuario, y en los ciclos de manejo, empleados para probar el desempeño, demanda y rendimiento automotriz.
- Otro sistema que integra el vehículo híbrido y es parte medular en el trabajo es el sistema de engranes planetarios empleado para acoplar las fuentes de potencia con la tracción, el cual también se modela con sus respectivas dinámicas. A través de éste se asigna la potencia mecánica que debe aportar el MCI o la máquina eléctrica según corresponda, para reflejar en la tracción la potencia demandada por el operador o, en este caso, la consigna de velocidad y par asignada por el ciclo de manejo.

El presente capítulo se organiza de la siguiente forma, en la primera sección se hace una breve descripción del modelo para el motor de combustión, el modelo está enfocado en las características principales para el control de la variable de salida de interés que es la

velocidad. La segunda sección es para el modelo del embrague, el cual refleja las dinámicas que afectan la velocidad que aporta el MCI a la tracción. La tercera sección es empleada para el modelo del acoplamiento mecánico de las fuentes de potencia, pues parte medular de la tesis se refiere a establecer sus dinámicas de velocidad y potencia. En la cuarta sección se describe un modelo simplificado de las dinámicas de la batería, la cual, es un elemento principal para el buen desempeño del vehículo que se utiliza en el planteamiento final del control óptimo para todo el sistema. La sección cinco describe el modelo de la máquina eléctrica empleada en el vehículo híbrido, también con el enfoque de control para la velocidad como variable principal. Las últimas dos secciones describen las dinámicas de un autobús convencional en movimiento y los perfiles de velocidad que se pretende siga el vehículo.

2.1. Motor de combustión interna

El propósito principal de los motores endotérmicos (de combustión interna) es la producción de energía mecánica a partir de la energía que se encuentra almacenada en un combustible, que se libera mediante un proceso de combustión y que generalmente se usa para el transporte.

En este trabajo se hablará particularmente del motor encendido por compresión (EC) Fig. 2.1. El motor EC fue inventado por Rudolph Diesel en 1890 (Cengel y Boles, 2002). En él, las transformaciones del fluido del trabajo se desarrollan de acuerdo con un ciclo, que puede considerarse abierto o cerrado, utilizando aire a presión atmosférica o a una mayor presión cuando existe un sistema de sobrealimentación, además por supuesto, de la inyección de un combustible líquido.



Figura 2.1: Motor encendido por compresión.

Los motores diésel son los más eficientes entre los motores de combustión interna (Heywood, 1988). Cada vez son más sofisticados debido a los requerimientos de la industria automotriz, por ejemplo, reducción del consumo de combustible, emisiones contaminantes, peso y volumen ocupado en el vehículo. En Guzzella y Amstutz (1998) se revisan controladores basados en modelo de motores diésel turbocargados. El objetivo de control es

proveer el par necesario para conseguir la velocidad deseada con el mínimo consumo de combustible y bajas emisiones.

Dinámicas en el múltiple de admisión.

El modelo es tomado de Outbib *et al.* (2006). La ecuación de estado para la masa de aire en el múltiple de admisión m_a , se obtiene de la ley de la conservación de masa:

$$\frac{dm_a}{dt} = \dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao} \quad \text{con} \quad m_a = \frac{p_a V_a}{r T_a} \quad (2.1)$$

donde \dot{m}_{ai} es el flujo de masa de aire que entra al múltiple, proveniente del compresor; \dot{m}_{ao} es el flujo de masa de aire que sale del múltiple, el cual entra a la cámara de combustión; p_a es la presión en el múltiple de admisión; V_a es el volumen en el múltiple de admisión; r es la constante del gas ideal y T_a es la temperatura en el múltiple de admisión. Se puede considerar la expresión \dot{m}_{ao} como función de la velocidad del motor y presión del múltiple de admisión mediante la ecuación,

$$\dot{m}_{ao} = \eta_v (\dot{m}_{ao})_{calc} \quad \text{con} \quad (\dot{m}_{ao})_{calc} = \frac{n V_d \omega_{mci} p_a}{4\pi r T_a}$$

donde n es el número de cilindros; V_d es el volumen de desplazamiento del cilindro; ω_{mci} es la velocidad angular del motor y η_v es la eficiencia volumétrica, que puede ser evaluada por la función polinomial siguiente, obtenida de (Outbib *et al.*, 2002)

$$\eta_v = \alpha_0 + \alpha_1 \omega_{mci} + \alpha_2 \omega_{mci}^2 \quad (2.2)$$

donde los coeficientes cumplen con: $\alpha_0, \alpha_2 > 0$ y $\alpha_1 < 0$.

Proceso de combustión.

La dinámica del cigüeñal se describe mediante la ecuación de potencia mecánica derivada de la energía cinética, de la forma

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} J_{mci} \omega_{mci}^2 \right) = P_i - P_b, \quad (2.3)$$

en la cual J_{mci} es el momento de inercia del motor; P_i es la potencia del motor que actúa en el cigüeñal (potencia química suministrada por el combustible) y P_b es la potencia de frenado total, por fricción, carga, etc. P_i se puede expresar de la forma

$$P_i = \eta_i p_{th} \dot{m}_f, \quad (2.4)$$

donde η_i es la eficiencia de conversión de energía química a mecánica, p_{th} es el valor calorífico del combustible, que se define como la cantidad de energía proporcionada por unidad de masa por la combustión total del combustible y \dot{m}_f es el flujo de masa de combustible que ingresa a la cámara de combustión. La eficiencia se genera a partir del producto de dos

términos; el primero integra las pérdidas por la fricción de la pared y efectos que dependen de la velocidad del motor; y el segundo las pérdidas debidas a los productos no quemados. Para obtener la eficiencia η_i , se toma la función polinomial,

$$\eta_i = a_\lambda + b_\lambda \lambda + c_\lambda \lambda^2, \quad \lambda = \frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f}, \quad (2.5)$$

con los coeficientes del polinomio $a_\lambda, b_\lambda > 0, c_\lambda < 0$ y λ como la relación aire combustible.

Substituyendo la Ec. (2.5) en (2.4) el polinomio queda de la siguiente forma

$$P_i = [a_\lambda + b_\lambda \left(\frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f}\right) + c_\lambda \left(\frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f}\right)^2] p_{th} \dot{m}_f \quad (2.6)$$

Ahora se debe sustituir la Ec. (2.6) en la dinámica del cigüeñal Ec. (2.3) y despejar la aceleración angular del motor como

$$\frac{d\omega_{mci}}{dt} = \frac{1}{J_{mci}\omega_{mci}} \{ [a_\lambda + b_\lambda \left(\frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f}\right) + c_\lambda \left(\frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f}\right)^2] p_{th} \dot{m}_f - P_b \} \quad (2.7)$$

De las ecuaciones anteriores se obtiene el siguiente modelo dinámico

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_{mci}}{dt} &= p_{th} a_\lambda \frac{1}{J_{mci}\omega_{mci}} \dot{m}_f + \frac{1}{J_{mci}} b_\lambda \left(\frac{p_{th} V_d n}{4r T_a \pi} \right) \eta_v p_a \\ &+ \frac{1}{J_{mci}} c_\lambda \left(\frac{p_{th} V_d^2 n^2}{16r^2 T_a^2 \pi^2} \right) \frac{p_a^2 \eta_v^2 \omega_{mci}}{\dot{m}_f} - \frac{1}{J_{mci}\omega_{mci}} (P_b) \end{aligned} \quad (2.8a)$$

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{T_a r}{V_a} \dot{m}_{ai} - \frac{V_d n \eta_v}{4V_a \pi} \omega_{mci} p_a \quad (2.8b)$$

$$y = \omega_{mci}$$

donde ω_{mci} es la velocidad en el cigüeñal, p_a es la presión en el múltiple de admisión, \dot{m}_f es la señal de control que representa el flujo de combustible que entra a la cámara de combustión, y los parámetros del modelo quedan definidos como se mencionó a lo largo de la presente sección. El modelo (2.8) se representará como sigue, con el objetivo de simplificar la nomenclatura,

$$\frac{d\omega_{mci}}{dt} = \theta_1 \frac{u}{\omega_{mci}} + \theta_2 \eta_v p_a - \theta_3 \eta_v^2 p_a^2 \frac{\omega_{mci}}{u} - \theta_4(t) \quad (2.9a)$$

$$\frac{dp_a}{dt} = \theta_5 - \theta_6 \eta_v p_a \omega_{mci} \quad (2.9b)$$

en ésta $u = \dot{m}_f$ es la entrada de control, $\theta_1 = p_{th} a_\lambda \frac{1}{J_{mci}\omega}$, $\theta_2 = \frac{1}{J_{mci}} b_\lambda \left(\frac{p_{th} V_d n}{4r T_a \pi} \right)$ y $\theta_3 = \frac{1}{J_{mci}} c_\lambda \left(\frac{p_{th} V_d^2 n^2}{16r^2 T_a^2 \pi^2} \right)$, $\theta_5 = \frac{T_a r}{V_a} \dot{m}_{ai}$ y $\theta_6 = \frac{V_d n}{4V_a \pi}$ son parámetros constantes, $\theta_4(t) = \frac{1}{J_{mci}\omega_{mci}} (P_b)$ representa un parámetro variante en el tiempo dependiente del par de carga, la inercia y la velocidad angular del cigüeñal.

Un ejemplo de las curvas de eficiencia (η_{mci}) para un MCI en particular, de velocidad contra par, se muestra en la Fig. 2.2. Este mapa de eficiencia es para un motor diésel con

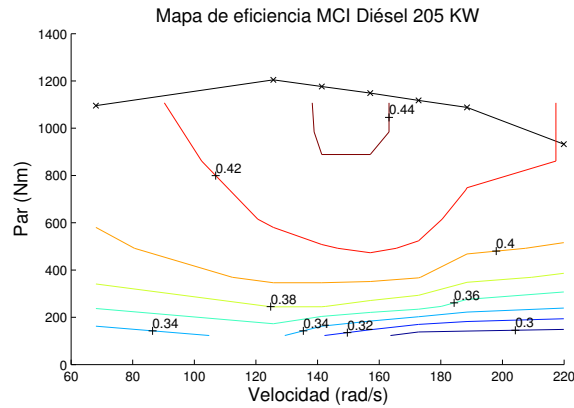


Figura 2.2: Eficiencia en mapa par-velocidad de un MCI.

capacidad de 205[kw], obtenido de los datos en ADVISOR (Markel *et al.*, 2002) en Matlab, usual para realizar pruebas en simulación de vehículos.

2.2. Embrague

Para acoplar y desconectar el MCI al sistema de engranes planetario, se emplea un embrague con el principio de funcionamiento mostrado en la Fig. 2.3. Este dispositivo permite realizar dicha función y es ampliamente usado en vehículos y otro tipo de maquinaria. Consta del disco de embrague (3), que debe tener contacto con la salida (el cigüeñal) del MCI (1-2) y conecta (A) o desconecta (B) el eje primario mostrado en el centro (6) conectado al engrane solar del sistema de engranes planetario. El plato de empuje o presión (4), es accionado mediante el diafragma o muelle (5), que a su vez es empujado por el collarín (7) acoplado al pedal o mecanismo de embrague.

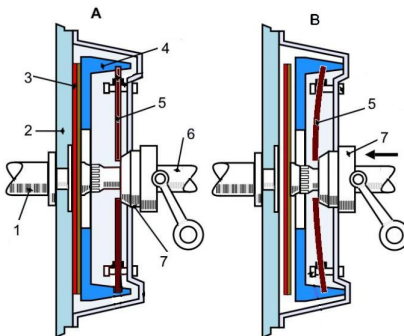


Figura 2.3: Embrague de muelle o diafragma.

Mediante este mecanismo se evita que el cambio brusco de inercias detenga al motor o que los demás componentes del sistema sufran daño. Las condiciones de deslizamiento del embrague son función de la velocidad del motor, velocidad del eje de salida, presión del embrague, desgaste del embrague y la resonancia del eje del motor.

Dinámicas en el embrague

El modelo obtenido de James y Narasimhamurthi (2005) considera tres estados del embrague: cuando el motor se encuentra completamente desembragado, deslizándose y embragado, por lo tanto el sistema es modelado mediante la ecuación

$$(J_{mci} + J_{emb})\dot{\omega}_{mci} = T_{mci} - T_{emb} - T_f \quad (2.10)$$

donde J es el momento de inercia; ω es la velocidad angular; T indica par; los subíndices mci y emb son para el motor de combustión interna y el embrague, además, f se utiliza para la fricción. Lo siguiente es analizar los casos de funcionamiento.

Primero cuando el embrague no está acoplado el par del embrague es nulo $T_{emb} = 0$.

Cuando el embrague se está deslizando,

$$T_{emb} = \left[k_{e1} \int (|\omega_{mci} - \omega_{emb}|) dt \right] [|\omega_{mci} - \omega_{emb}| (-0.0005) + 1] f(|\omega_{mci} - \omega_{emb}|) \quad (2.11)$$

donde, k_{e1} es el coeficiente de rigidez por deslizamiento, la segunda parte de la ecuación representa el porcentaje de par transmitido a través del embrague. Estos dependen de la temperatura y desgaste del embrague.

Cuando el embrague está acoplado completamente $\omega_{mci} = \omega_{emb}$ y las condiciones cambian ahora para el par.

$$T_{emb} = \left[k_{e2} \left(\int (\omega_{mci} - \omega_{emb}) dt \right) + f_{es}(\omega_{mci} - \omega_{emb}) \right] \quad (2.12)$$

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 debido a la rigidez del eje y el segundo al amortiguamiento de las placas del motor.

2.3. Sistema de engranes planetarios

Un sistema de engranes planetarios o engranaje epicicloidal (ver Fig. 2.4) es un sistema de engranes (o tren de engranes) que consiste en uno o más engranes planetas que rotan sobre su eje y sobre un engrane central o sol, de ahí su nombre, pues su movimiento es similar al de la Tierra girando sobre su eje y a la vez alrededor del Sol. Típicamente, los planetas se montan sobre un brazo móvil, el porta-planetas, que a su vez puede rotar en relación al sol. Los sistemas de engranajes planetarios pueden incorporar también el uso de un engranaje anular externo o corona, que engrana con los planetas.

Actualmente la aplicación de los SEP, como se menciona en Brejcha (1978) y GM (1996), varía desde los cambios automáticos de automóviles, camiones, mecanismos de dirección, etapas finales de transmisiones de maquinaria de construcción, de ruedas y orugas,

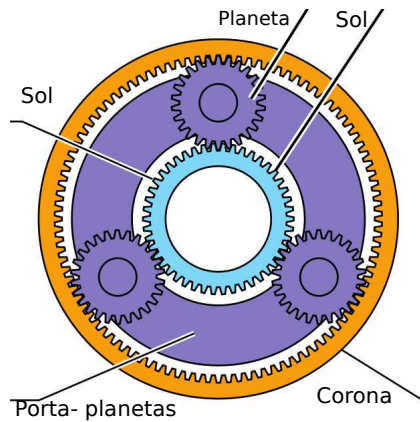


Figura 2.4: Engranaje epicicloidal

y los mecanismo de propulsión de las hélices en los aviones, entre otros.

La ventaja fundamental de los engranajes planetarios frente a los engranajes utilizados por las cajas de cambio manuales es que su forma es más compacta y permiten un reparto de par en distintos puntos a través de los satélites, pudiendo transmitir pares más elevados. Como los engranes siempre están en contacto, se elimina la posibilidad de que se produzcan daños en los dientes debido a choques en las maniobras de engranaje, además pueden soportar cargas de par mayores en comparación con otras combinaciones de engrane de transmisiones manuales.

Debido a que este trabajo es para sistemas híbridos, en especial para la arquitectura en paralelo, se considera el acoplamiento mediante un sistema de engranes planetarios. En la figura 2.5 se muestra un esquema de este dispositivo mecánico que cuenta con tres puntos de conexión, de los cuales se emplean dos para acoplar las fuentes de potencia (el motor diésel y la máquina eléctrica) y el restante se emplea para la salida de potencia hacia las ruedas de tracción. El análisis de esta interconexión puede consultarse en Viajaya~Kumar y Parcker (2007).

Funcionamiento

El MCI se conecta mediante un embrague-freno al engrane solar del sistema de engranes planetarios, la máquina eléctrica se conecta al engrane anular, el porta planetas transmite la potencia generada por el motor de combustión y el motor eléctrico al engrane diferencial y de este a las ruedas de tracción. La dirección del flujo de potencia en las ruedas puede cambiar cuando hay tracción o frenado regenerativo.

El sistema embrague-freno y una estrategia de control adecuada se emplean para ajustar el funcionamiento del MCI en la zona más eficiente.

Tomando en cuenta tres modos de funcionamiento principales debidos al origen de la potencia, se tiene: sólo eléctrico, ya sea propulsión o frenado regenerativo, sólo motor de combustión, como un vehículo convencional y el modo híbrido donde ambos motores pueden aportar potencia para la tracción o recarga de baterías.

El sistema de embrague-freno es muy importante para los cambios de modo. El MCI se une con una flecha al embrague. El otro lado del embrague se une al engrane solar,

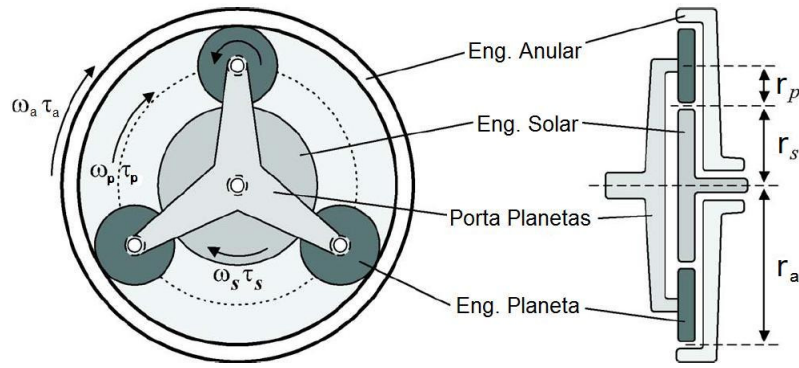


Figura 2.5: Sistema de engranes planetarios

y está equipado con un freno, que se opera simultáneamente con el embrague durante el acoplamiento y desacoplamiento. Cuando el embrague está suelto, el engrane solar está frenado.

El segundo freno se instala en el eje de la máquina eléctrica que es conectada con el engrane anular. Cuando el par del motor eléctrico es casi cero (el voltaje en el motor es cero) y el engrane anular se frena.

El sistema de frenos permite reducir los grados de libertad de 2 a 1. Cuando el sistema de engranes planetarios opera con dos grados de libertad, se obtiene la operación híbrida. Cuando el engranaje planetario opera con un grado de libertad, solo un modo es posible ya sea eléctrico o mediante el motor de combustión (Szumanowski *et al.*, 2005).

Cuando el MCI se apaga, el embrague lo desacopla y el freno detiene al engrane solar. En este momento el engranaje planetario opera como un reductor. Así, se puede realizar el frenado regenerativo, donde la energía cinética del vehículo es transferida desde las llantas de tracción vía el porta planetas y el engrane anular a la máquina eléctrica que opera en modo generador para la recarga de baterías. En este modo también puede haber tracción del motor eléctrico a las ruedas.

El otro modo de operación se obtiene al frenar el engrane anular, que permite flujo de potencia del MCI a las ruedas.

Engranaje

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 del engrane anular entre el radio del engrane solar o número de dientes (Kessels *et al.*, 2008; Avello-Iturriagoitia, 2014).

$$R = \frac{\omega_s - \omega_p}{\omega_a - \omega_p} = -\frac{r_a r_p}{r_p r_s} = -\frac{r_a}{r_s} = -\frac{z_a}{z_s} \quad (2.13)$$

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. La ecuación (2.13) es denominada ecuación de Willis (Shigley y Shoup, 1998).

Se declara una nueva variable a partir de las relaciones anteriores de la siguiente forma

$$k = \frac{r_a}{r_s} = -R$$

Para expresar la velocidad angular que el MCI debe proporcionar para que el vehículo se mueva a cierta velocidad con respecto al porta planetas, sin ME, se tiene

$$\omega_p = \frac{1}{(k+1)}\omega_s \quad (2.14)$$

La expresión cuando el engrane anular, es decir, la ME, transmite potencia desde o hacia el porta planetas y sin intervención del MCI es:

$$\omega_p = \frac{k}{(k+1)}\omega_a \quad (2.15)$$

Cuando se tiene el modo híbrido, la velocidad angular del porta planetas es función de las velocidades de los motores, da como resultado la relación (Miller, 2006),

$$\omega_p = \frac{1}{(k+1)}\omega_s + \frac{k}{(k+1)}\omega_a, \quad (2.16)$$

que simplemente es la suma de las velocidades de cada motor afectada por su respectiva relación de engranaje.

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 de los engranes solar, anular y el porta planetas, que implica la suma de potencias de las fuentes (los motores) y que da como resultado la salida (tracción),

$$T_p\omega_p = T_s\omega_s + T_a\omega_a \quad (2.17)$$

es decir, la suma de las potencias de los motores da como resultado la potencia en la tracción

$$P_p = P_{mci} + P_{me} \quad (2.18)$$

2.4. Baterías

Los vehículos eléctricos híbridos necesitan medios para almacenar una mayor cantidad de energía que los vehículos convencionales, cuyo tamaño depende principalmente de la forma de recargarlos, de acuerdo a la configuración o modo de operación, si se recargan mediante el motor de combustión, durante el frenado regenerativo, o si pueden recibir energía de la red eléctrica.

Como medios de almacenamiento de energía se pueden mencionar (Ter-Gazarian, 2011; Michaelides, 2012);

- Mecánicos: bombas de agua, compresores de aire, resortes o barras de torsión, volantes de inercia
- Eléctricos: capacitores, ultra capacitores y bobinas superconductoras
- Químicos: celdas electroquímicas, los diferentes tipos de baterías y las tecnologías de celdas de combustible (hidrógeno, gas, etc.).

Las baterías electroquímicas han sido hasta el momento el medio de almacenamiento de energía dominante para los VEH. Actualmente, el modelado de las dinámicas de las baterías en los vehículos eléctricos híbridos es de suma importancia y desafortunadamente no es algo sencillo. La razón es que algunos parámetros que caracterizan la operación de la batería como el estado de carga, voltaje, corriente, temperatura, envejecimiento, entre otros, producen dinámicas altamente no lineales, como se puede revisar en Doe (2003), Moura *et al.* (2012b,a,c) y Ter-Gazarian (2011). En general, el objetivo del modelo de la batería para la simulación del vehículo es predecir los cambios en el estado de carga al conectar las cargas eléctricas.

El estado de carga, *soc*, se define como la cantidad de carga almacenada o extraída de la batería, relacionada con el total de su capacidad. El estado de carga y la potencia en la batería se pueden expresar en términos de la corriente que entra o sale de la batería como

$$soc = \frac{Q_0 - \int_{t_0}^t I_b dt}{Q_T} \quad (2.19)$$

$$P_b = V_b I_b \quad (2.20)$$

donde Q_0 es la carga inicial, I_b la corriente de la batería, Q_T la carga total, P_b la potencia de las baterías y V_b el voltaje en terminales de la batería.

Calcular el estado de carga de la batería, dada la corriente actual es relativamente sencillo, si se supone que la capacidad de ésta es un parámetro constante, conocido. Los cambios de la capacidad de la batería dependen de varios parámetros como la magnitud de la corriente y el tiempo de vida (edad) de la batería, sin embargo, estos efectos se desprecian para obtener un modelo simple utilizable para la evaluación de ciclos de manejo. Finalmente lo que esto representa es usar la capacidad nominal en lugar de la capacidad real.

Se puede obtener una ecuación de la dinámica del estado de carga, al derivar (2.19) y usar (2.20) como

$$\dot{soc} = -\frac{1}{V_b Q_T} P_b \quad (2.21)$$

El circuito que representa la dinámica de la batería se muestra en Fig. 2.6. El circuito *RC* empleado para representar las dinámicas del voltaje en las terminales de la batería presenta diferencia en la resistencia si se trata de cargar R_c o descargar R_d la batería. Según Mi *et al.* (2011) la resistencia interna es el factor que limita la corriente de carga

y descarga, y sus valores son diferentes según las condiciones de operación de carga y descarga.

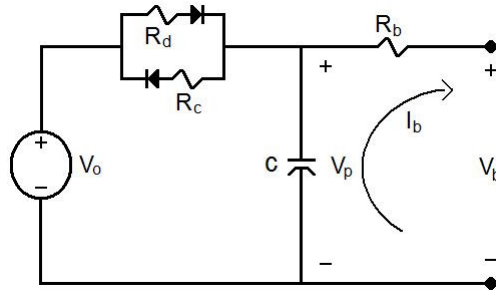


Figura 2.6: Circuito de la batería.

Chiasson y Vairamohan (2005), Guzzella y Sciarretta (2007) y Miller (2010) emplean ecuaciones que aproximan la descripción del comportamiento para carga o descarga de la batería en términos de las ya mencionadas resistencias de carga y descarga, junto con la capacidad (capacitor C) y voltaje de la fuente V_o , como

$$\dot{V}_p = -V_p \frac{1}{R_d C} + V_o \frac{1}{R_d C} - I_b \frac{1}{C}, \quad \text{si } V_p \leq V_o \quad (2.22)$$

$$\dot{V}_p = -V_p \frac{1}{R_c C} + V_o \frac{1}{R_c C} - I_b \frac{1}{C}, \quad \text{si } V_p \geq V_o \quad (2.23)$$

donde la corriente $I_b = \frac{V_p - V_b}{R_b}$, se considera positiva cuando la batería se encuentra en descarga. La resistencia interna (R_d , R_c), es usada para considerar las pérdidas de energía durante la carga o descarga de la batería. Los diodos se emplean para indicar la selección de las ecuaciones (2.22) para descarga o (2.23) para recargar, es decir, la potencia eléctrica requerida $P_{req} \geq 0$ o $P_{req} \leq 0$, es positiva si es necesario extraer energía de la batería o viceversa.

2.5. Máquina eléctrica

Se denomina máquina eléctrica al dispositivo que convierte energía mecánica en energía eléctrica (generador) o energía eléctrica en energía mecánica (motor) (Chapman, 2005), que se emplea para la configuración paralela del vehículo eléctrico híbrido. Por las nuevas tecnologías en los materiales, es posible emplear una máquina de inducción trifásica, también conocida como asíncrona, o motores de imán permanente sin escobillas, que en la actualidad presentan ciertas ventajas como un mayor par por inercia ante aceleración y desaceleración, que da como resultado un mejor desempeño con respecto a otros motores.

El desarrollo del modelo que a continuación se describe, puede ser empleado para la máquina eléctrica de inducción, la más utilizada en nuestros días, o de imán permanente cuyo uso impulsan los nuevos materiales (Fig. 2.7). Sin embargo, se debe notar que la etapa de potencia, que en esta tesis no se desarrolla, es diferente ya que para el motor de imán permanente las fases del estator son alimentadas por una red trifásica de tensiones



Figura 2.7: Motor de imán permanente sin escobillas.

trapezoidales, mientras que para para la máquina de inducción son sinusoidales. Para variar la velocidad del rotor, la frecuencia y amplitud, en ambas máquinas, deben ser regulables.

La descripción del modelo dinámico fue consultada en diferentes trabajos y fue tomada de los desarrollos mostrados en Krause *et al.* (2002); Haselman (2003); Chiason (2005); Gieras (2008). Las ecuaciones que describen el comportamiento son mecánicas y eléctricas, ya que son las principales variables de interés involucradas.

Dinámica eléctrica

La dinámica eléctrica de la máquina se puede representar por dos circuitos por separado, uno para el estator y otro para el rotor, además, para el presente trabajo se considera que las tres fases son simétricas. La idea es analizar una fase como se muestra en la Fig. 2.8, donde se denota con el subíndice S y R al estator y rotor, respectivamente. La corriente que circula por cada circuito se describe con I , mediante R se representa la resistencia, con L inductancia y L_m es la inductancia mutua que liga los circuitos, además, los voltajes en cada devanado se expresan mediante la letra E .

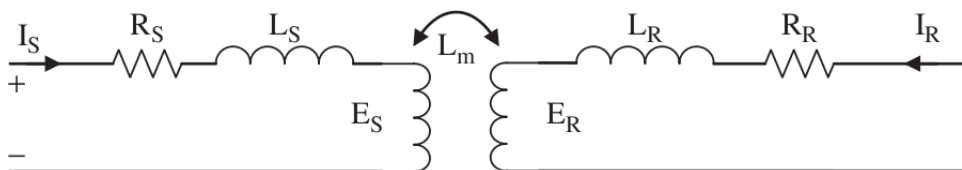


Figura 2.8: Circuito del estator y rotor.

Las variables eléctricas de interés son los voltajes y corrientes necesarias para que la máquina eléctrica entregue la velocidad y par deseados cuando opere como motor y generador. La idea es que mediante esta máquina y el MCI, el vehículo se desplace como el operador lo requiera. El siguiente análisis se centra en las variables mencionadas y el resto se encuentra en la bibliografía consultada. La ecuación que relaciona los voltajes y corrientes del estator, con las variables mecánicas del rotor, está dada por la expresión,

$$\mathbf{V}_{abc} = \mathbf{R}\mathbf{I}_{abc} + \frac{d}{dt}\mathbf{\Lambda}_{abc} \quad (2.24)$$

donde $\mathbf{V}_{abc} = [v_{sa}, v_{sb}, v_{sc}]$, son los voltajes en el estator de cada fase, es decir, la entrada para el contexto de controlar la máquina como motor. $\mathbf{R} := \text{diag}[r_a, r_b, r_c]$, la resistencia del circuito, $\mathbf{I}_{abc} = [i_{sa}, i_{sb}, i_{sc}]$, las corrientes del estator y el último término $\frac{d}{dt}\mathbf{\Lambda}_{abc}$ es el voltaje ocasionado por inductancia que se relaciona con las variables de interés del rotor por

$$\frac{d}{dt}\mathbf{\Lambda}_{abc} = \begin{bmatrix} L_a & -L_{ab} & -L_{ac} \\ L_{ba} & -L_b & -L_{bc} \\ L_{ca} & -L_{cb} & -L_c \end{bmatrix} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_{sa}(t) \\ i_{sb}(t) \\ i_{sc}(t) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} k_E \omega_r \sin(P\theta_s) \\ k_E \omega_r \sin(P\theta_s - 2\pi/3) \\ k_E \omega_r \sin(P\theta_s - 4\pi/3) \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

donde L_{ij} , son las inductancias y a la matriz se le conoce como matriz de inductancias mutuas, k_E es una constante positiva que representa el coeficiente de la fuerza contraelectromotriz ocasionada por el giro de la máquina, P es el número de pares de polos del motor, $\omega_s = P\omega_r$, con ω_r la velocidad angular del rotor, $\theta_s = P\theta_r$ el ángulo eléctrico del estator relacionado por P con el ángulo mecánico θ_r del rotor.

Se pueden hacer algunas suposiciones como que las inductancias son constantes, iguales para las fases, $L_{ab} = L_{ba} = L_{ac} = L_{ca} = L_{bc} = L_{cb} = M$ y $L_a = L_b = L_c = L$, que las corrientes están balanceadas $i_{sa} = i_{sb} = i_{sc} = 0$, y que las resistencias son iguales $r_a = r_b = r_c = R$. Así, las ecuaciones de la parte eléctrica para las tres fases a, b, c , quedan,

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_{sa}(t) \\ i_{sb}(t) \\ i_{sc}(t) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{R}{L-M} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{R}{L-M} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{R}{L-M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{sa}(t) \\ i_{sb}(t) \\ i_{sc}(t) \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} \frac{k_E}{L-M} \omega_r \sin(P\theta_s) \\ \frac{k_E}{L-M} \omega_r \sin(P\theta_s - 2\pi/3) \\ \frac{k_E}{L-M} \omega_r \sin(P\theta_s - 4\pi/3) \end{bmatrix} + \frac{1}{L-M} \begin{bmatrix} v_{sa}(t) \\ v_{sb}(t) \\ v_{sc}(t) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.26)$$

Ecuación mecánica

El giro del rotor se describe mediante el balance de par apoyándose en la segunda Ley de Newton, que expresa que la sumatoria de par es igual al producto de la inercia J por la aceleración angular α , de lo que resulta

$$\begin{aligned} \Sigma T_0 &= J\alpha = J\dot{\omega}_r \\ T_e - T_B - T_L &= J\dot{\omega}_r \\ T_e &= B\omega_r + J\dot{\omega}_r + T_L \end{aligned} \quad (2.27)$$

donde T_e es el par electromagnético para energizar el motor, B la constante por fricción viscosa y T_L el par de carga.

El par electromagnético se obtiene de las ecuaciones que involucran las corrientes de

cada fase, junto con las constantes de par k_E

$$\begin{aligned}
T_{ae} &= k_E i_{sa} \text{sen}(P\theta_s) \\
T_{be} &= k_E i_{sb} \text{sen}(P\theta_s - 2\pi/3) \\
T_{ce} &= k_E i_{sc} \text{sen}(P\theta_s - 4\pi/3) \\
T_e &= T_{ae} + T_{be} + T_{ce}
\end{aligned} \tag{2.28}$$

Mediante las ecuaciones anteriores (2.26), (2.27) y (2.28), es posible hacer la representación final del modelo que representa las dinámicas aproximadas de la máquina eléctrica, en término de las variables de interés.

Representación a,b,c

El modelo aproximado de la máquina eléctrica, se puede representar por el sistema trifásico completo, que incluye la dinámica mecánica, en la forma

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_{sa}(t) \\ i_{sb}(t) \\ i_{sc}(t) \\ \omega_r \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{R}{L-M} & 0 & 0 & -\frac{k_E}{L-M} f_a(\theta_s) \\ 0 & -\frac{R}{L-M} & 0 & -\frac{k_E}{L-M} f_b(\theta_s) \\ 0 & 0 & -\frac{R}{L-M} & -\frac{k_E}{L-M} f_c(\theta_s) \\ \frac{k_E}{J} f_a(\theta_s) & \frac{k_E}{J} f_b(\theta_s) & \frac{k_E}{J} f_c(\theta_s) & -\frac{B}{J} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{sa}(t) \\ i_{sb}(t) \\ i_{sc}(t) \\ \omega_r \end{bmatrix} \\
&+ \frac{1}{L-M} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{sa}(t) \\ v_{sb}(t) \\ v_{sc}(t) \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{J} \end{bmatrix} T_L
\end{aligned} \tag{2.29}$$

donde

$$\begin{aligned}
f_a(\theta_s) &= \text{sen}(P\theta_s) \\
f_b(\theta_s) &= \text{sen}(P\theta_s - 2\pi/3) \\
f_c(\theta_s) &= \text{sen}(P\theta_s - 4\pi/3)
\end{aligned}$$

Transformación de coordenadas

Una alternativa para facilitar el análisis para control muy usual es la transformación de coordenadas del sistema trifásico (a, b, c) al sistema de coordenadas bifásico $(d, q, 0)$, mediante la transformación de Park (Krause *et al.*, 2002). Los sistemas de corrientes trifásicas a, b, c y bifásicas d, q son declarados equivalentes cuando crean la misma fuerza magnetomotriz (fmm) en el entrehierro ε , como se ilustra en la Fig. 2.9. Para una transformación directa del marco de coordenadas (a, b, c) a las coordenadas $(d, q, 0)$, afectadas por el desplazamiento ψ , es posible emplear la ecuación

$$f_{d,q,0} = P(\psi) f_{a,b,c} \tag{2.30}$$

donde

$$M = \begin{bmatrix} L & 0 & 0 \\ 0 & L & 0 \\ 0 & 0 & \frac{2}{3}J \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} 0 & -PL\omega_r & 0 \\ PL\omega_r & 0 & P\lambda_f \\ 0 & -P\lambda_f & 0 \end{bmatrix}, \quad N = \begin{bmatrix} R & 0 & 0 \\ 0 & R & 0 \\ 0 & 0 & \frac{2}{3}B \end{bmatrix},$$

$$u = \begin{bmatrix} v_{sd} \\ v_{sq} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \gamma = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{2}{3}T_L \end{bmatrix}, \quad x = \begin{bmatrix} i_{sd} \\ i_{sq} \\ \omega_r \end{bmatrix}$$

además, $M = M^T \geq 0$, $N = N^T \geq 0$ son matrices simétricas positivas definidas por los elementos que las componen, L es la inductancia, J la inercia, λ_f es el flujo magnético constante ocasionado por el embobinado del estator, R la resistencia y B el coeficiente de fricción, todas positivas definidas y por último la matriz C es antisimétrica por construcción.

Las representaciones anteriores son utilizadas para el diseño de control de la máquina eléctrica que se describe en el capítulo siguiente.

2.6. Vehículo en movimiento

Para las pruebas en cualquier vehículo que se desea mover a velocidades aleatorias, generalmente se considera diferentes fuerzas en contra del movimiento, además del empuje. Para los efectos de esta tesis, se consultaron diferentes trabajos como; Ehsani y Toliyat (1997), Amrhein y Krein (2005), Mi *et al.* (2011), Dinçmen y Güvenç (2011), Fajri *et al.* (2012), entre otros, que en conjunto consideran las aproximaciones dinámicas que se describen enseguida.

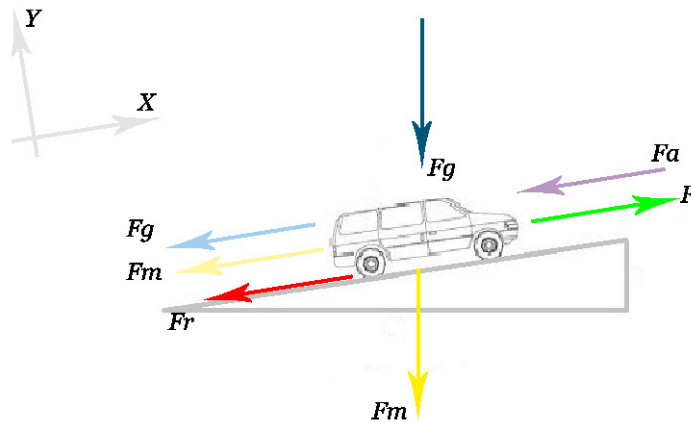


Figura 2.10: Diagrama del vehículo en movimiento.

El diagrama de la Fig. 2.10 representa al vehículo como una masa en movimiento, sometida a la fuerza de tracción o empuje F , generada por el tren de impulsión. Al movimiento del vehículo se opone la fuerza por resistencia aerodinámica F_a , causada por el

aire sobre la superficie frontal del vehículo, fuerza por resistencia al rodamiento F_r , que se presenta por la rodadura de las llantas sobre el camino (superficie rígida), fuerza gravitacional F_g , por conducir sobre alguna superficie inclinada, además de la fuerza inercial F_m , causada por la masa cuando el vehículo está sometido a una aceleración.

De la segunda Ley de Newton, la ecuación dinámica que describe el movimiento de un vehículo, sujeto a las fuerzas mencionadas anteriormente, es

$$\begin{aligned} F &= F_a + F_r + F_g + F_a \\ F &= \frac{1}{2}\rho_a v^2(t)C_d A_v + mgC_r \cos \gamma(t) + mg \sin \gamma(t) + m \frac{dv(t)}{dt} \end{aligned} \quad (2.33)$$

donde ρ_a es la densidad del aire en el ambiente, $v(t)$ la velocidad de movimiento del vehículo, C_d el coeficiente de resistencia aerodinámica, A_v el área frontal del vehículo, m la masa total del vehículo, g la constante de aceleración de la gravedad, C_r el coeficiente de resistencia al rodamiento del neumático y γ es la pendiente de la carretera.

Para calcular la velocidad angular ω_p y el par T_p del tren de impulsión para considerarse en la Ec. (2.17) se toma en cuenta el radio de la llanta r_{ll} , la relación de reducción del diferencial R_f y, de existir, la relación de la transmisión k_{tr} , para obtener

$$\begin{cases} \omega_p(t) = \frac{R_f}{r_{ll}} k_{tr} v(t) \\ T_p(t) = \frac{r_{ll}}{R_f} \frac{1}{k_{tr}} F(t) \end{cases} \quad (2.34)$$

La potencia mecánica requerida P_d (potencia demandada por el operador) desde el tren de engranes es

$$P_d(t) = v(t)F(t) = \omega_p(t)T_p(t) \quad (2.35)$$

Con las ecuaciones anteriores (2.34) y el acoplamiento de las fuentes de potencia se obtiene la potencia deseada por el operador. En la siguiente sección se describe la forma para obtener la velocidad lineal del vehículo.

2.7. Ciclos de manejo

El vehículo es sometido a toda clase o tipo de demandas que varían con el operador, condiciones del camino, clima, temperatura, diferentes condiciones ambientales, tráfico, por mencionar algunos factores. Por ello, el vehículo tiene diferentes velocidades o aceleraciones, las cuales hacen variar su desempeño y por ende las emisiones contaminantes junto con el consumo de combustible. Probar un vehículo en todos los escenarios en que puede desempeñarse, es decir, en todas las condiciones, es prácticamente imposible. Para tratar el problema de la supervisión de emisiones, como ya se menciona en el capítulo de introducción, los diferentes gobiernos se han preocupado por la medición de estos índices, mediante los ciclos de manejo en diferentes ciudades y carreteras.

Los ciclos de manejo son consignas estándar de velocidad que se obtienen mediante

muestras en la población, y proporcionan fluctuaciones de velocidad correspondientes a la forma promedio de manejo, condiciones de tráfico, entre otros factores. Los ciclos se obtuvieron para representar algunas situaciones limitadas y cubren los perfiles típicos del tipo de camino que se puede encontrar. Estos ciclos de manejo se han introducido en diferentes ciudades principalmente para comparar las emisiones contaminantes de diferentes vehículos bajo el mismo patrón. Después de la aplicación para las emisiones, los ciclos de manejo se han encontrado útiles para la comparación de la economía de combustible de las estrategias de flujo de potencia en VEH.

Los ciclos de manejo además de las mediciones ya mencionadas, ayudan al desarrollo de las nuevas tecnologías para los vehículos, con las pruebas del modelado y la simulación para la predicción del comportamiento bajo diferentes escenarios. En el 2006, la Universidad del Oeste de Virginia (West Virginia University, WVU), realizó en la Ciudad de México un muestreo para obtener tres ciclos de manejo representativos de la velocidad de autobuses urbanos al colocar en diferentes autobuses un sistema de posicionamiento global (GPS) y obtener con ello los datos de velocidad y tiempo, que proporcionan los ciclos mostrados en la Fig. 2.11 Nigel *et al.* (2006).

La WVU mediante su laboratorio, realiza e implementa diferentes pruebas en ciclos de manejo estandarizados en Europa y Norte América para algunos gobiernos. Por ejemplo, junto con el centro de investigación técnico de Finlandia (VTT) y el laboratorio ambiental de Canadá, relizaron algunos experimentos que se analizaron en Clark y Rideout (2007) para el centro de investigación de combustibles alternativos, motores y emisiones.

Los ciclos de manejo mostrados en la Fig. 2.11 junto con el ciclo de tránsito Europeo son empleados en Vega-López (2006) por la Secretaría de Medio Ambiente del Gobierno de la Ciudad de México para proyectos y pruebas de campo en autobuses con tecnologías alternativas, donde la idea principal es examinar los rendimientos y más que eso, la emisión de gases contaminantes en diferentes unidades.

El ciclo de manejo para velocidad alta corresponde a carriles confinados para autobuses en la Ciudad de México, el de velocidad media para el tráfico medio, cuando no hay carril confinado pero no hay muchos problemas de tránsito y el de baja velocidad es para exceso de tráfico.

Estos tres ciclos se utilizaron para evaluar el desempeño de las estrategias propuestas en los siguientes capítulos.

Conclusión

En el presente capítulo se desarrollaron los modelos considerados de mayor importancia para la simulación del vehículo eléctrico híbrido con el enfoque de la mezcla de fuentes de potencia química - eléctrica, para suplir la carga mecánica que representa mover el vehículo a diferentes velocidades. Los modelos de las fuentes de potencia son orientados a control y proporcionan las dinámicas de mayor relevancia para la investigación de esta tesis.

Para los modelos detallados de las fuentes de potencia, en el siguiente capítulo se prueban algunos controladores para que respeten las consignas de velocidad y par. Sin

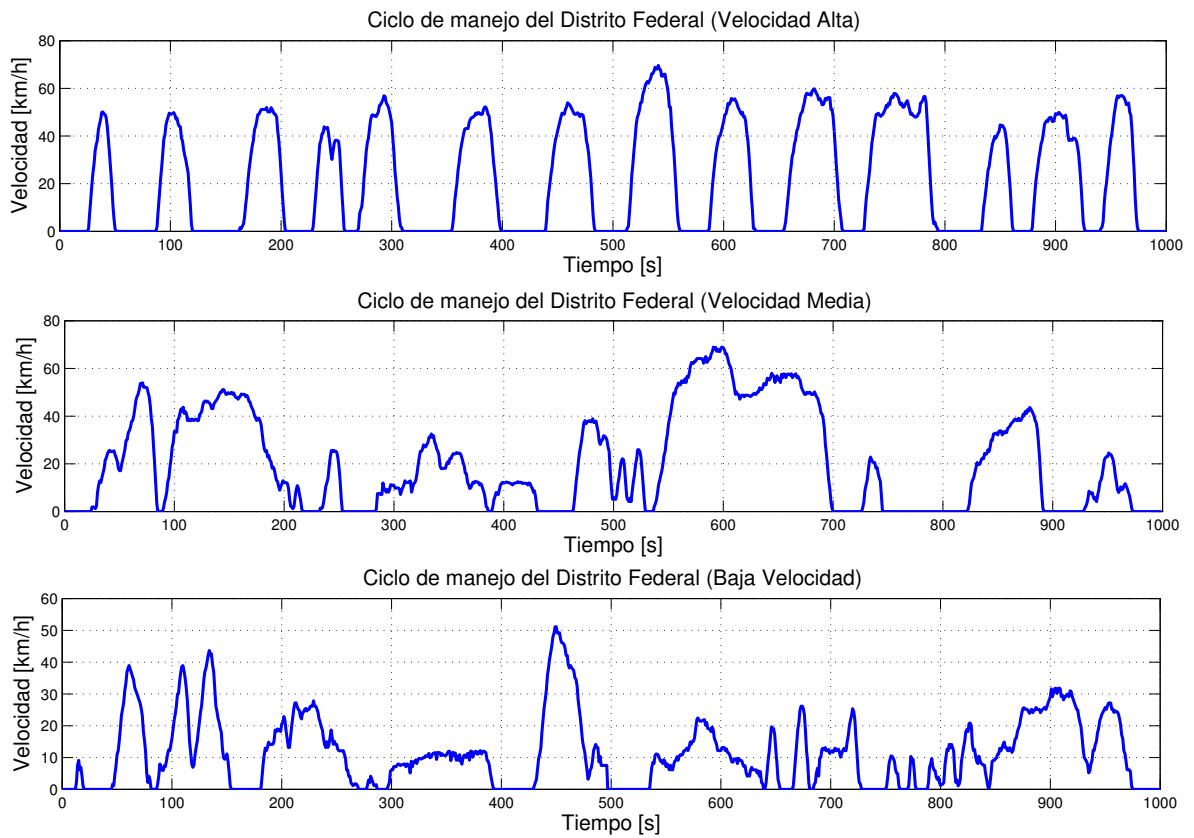


Figura 2.11: Ciclos de manejo para autobús en la Ciudad de México ante velocidad alta, media y baja.

embargo, para la mezcla de potencia mediante Pontriagyn, PMP, se emplean los modelos reducidos de las máquinas, también planteados en el presente capítulo.

Capítulo 3

Control del motor de combustión interna y la máquina eléctrica

Con las dinámicas mencionadas anteriormente, se pretende que al acoplar cada elemento en el lugar adecuado, se obtenga un modelo de un vehículo eléctrico híbrido. La idea principal es que la velocidad deseada por el usuario sea representada por un ciclo de manejo. El objetivo es diseñar estrategias de control tales que al integrar todas las dinámicas de los subsistemas, se logre que la velocidad de salida sea igual a la del ciclo de manejo.

Mediante los modelos planteados en el capítulo 2, en el presente capítulo se describen los controladores para que el motor de combustión interna diésel y la máquina eléctrica, sigan la velocidad asignada para cumplir las demandas del operador, entregando el par que les corresponde respectivamente. Se pretende que las fuentes de potencia incorporen su propio controlador, primero para que obedezcan una consigna específica de velocidad y par, cada una por separado, y posteriormente acoplarlas al sistema de tracción del vehículo híbrido.

Para el motor de combustión interna, el control describe el flujo de combustible que entra a la cámara de combustión y la referencia de velocidad se relaciona con el flujo de aire. Además, el par de carga debe ser compensado también por este controlador. El inyector de combustible es el encargado de dosificar el diésel que debe ingresar a la cámara de combustión de acuerdo a la relación de compresión y mezcla de aire-combustible.

El control de la máquina eléctrica se realiza mediante el voltaje y la corriente en el estator. Cuando esta opera como motor, se le suministra voltaje y corriente, para que la máquina proporcione la velocidad y par necesarios. Cuando opera como generador, se le suministra par y velocidad, para que ésta proporcione voltaje y corriente para recargar las baterías.

El capítulo tiene en su estructura un orden similar al capítulo anterior, la primera sección describe un control convencional junto con un estimador de parámetros y un control propuesto para el MCI, con sus respectivas simulaciones. La siguiente sección describe algunos controladores para la máquina eléctrica con diferentes metodologías de diseño y las respectivas simulaciones para el análisis de funcionamiento.

3.1. Control del motor de combustión interna

El objetivo de control en el sistema (2.9) es determinar la cantidad de combustible $u = \dot{m}_f$ que se debe inyectar para llevar la velocidad del motor ω_{mci} , a una referencia deseada constante a tramos deseada $\bar{\omega}_{mci}$. En Outbib *et al.* (2002, 2006), se propone un control por linealización exacta, que lleva la velocidad del cigüeñal del motor diésel a una referencia constante a tramos. En este trabajo se considera que un problema para la implementación de este tipo de controles es la suposición del conocimiento de todos los parámetros, ya que parámetros tales como la eficiencia volumétrica η_v y el par de carga T_b son difíciles de conocer. Con esta motivación, en lo que resta del trabajo, se proponen dos alternativas de control donde se consideran ciertos parámetros desconocidos. En la primera se considera desconocida la eficiencia volumétrica; la segunda se subdivide en dos casos, ya que los esquemas son parecidos, para el primer caso, se considera conocida sólo una cota superior de la señal que representa el par de carga, y en el segundo se consideran desconocidos la eficiencia volumétrica η_v , el par de carga P_b y la presión en el múltiple de admisión se considera no medible p_a .

Controlador con estimación paramétrica

En esta primera propuesta de control, se plantea que la eficiencia volumétrica η_v es un parámetro variante en el tiempo difícil de conocer para el diseñador, este parámetro no es proporcionado por el fabricante y puede variar por las condiciones ambientales, desgaste y por la incertidumbres paramétricas inherentes al sistema. Se considera medible la temperatura T_a , el flujo que entra al múltiple de admisión \dot{m}_{ai} , la velocidad ω y la presión en el múltiple de admisión p_a ; todos los otros parámetros se asumen conocidos, pues son dados normalmente por el fabricante del motor con excepción de la eficiencia volumétrica η_v .

Estimador paramétrico

Para estimar η_v se considera la Ec. (2.9b) escrita de la siguiente forma,

$$\frac{dp_a}{dt} = \theta_5 - \theta_6 p_a \omega \theta_v(t) \quad (3.1)$$

donde $\eta_v = \theta_v(t)$ es la eficiencia volumétrica (parámetro variante en el tiempo, considerado desconocido). Un estimador para este sistema, es el Observador Super-Twisting (Guzman y Moreno, 2015) dado por

$$\frac{d\hat{p}_a}{dt} = -k_{1a}\Gamma(t)\phi_{1a}(e_{pa}) + \theta_5 - \Gamma(t)\hat{\theta}_v(t) \quad (3.2a)$$

$$\frac{d\hat{\theta}_v}{dt} = -k_{2a}\Gamma(t)\phi_{2a}(e_{pa}) \quad (3.2b)$$

donde \hat{p}_a es el estimado de la presión en el múltiple, $\hat{\theta}_v(t)$ es el estimado de la eficiencia volumétrica, la función $\Gamma(t) = \theta_6 \omega p_a > 0$ (regresor en la literatura clásica de control adaptable), $e_{pa} = \hat{p}_a - p_a$, k_{1a} , k_{2a} son constantes positivas a diseñar y

$$\phi_{1a}(e_{pa}) = \mu_{1a} |e_{pa}|^{\frac{1}{2}} \text{sign}(e_{pa}) + \mu_{2a} e_{pa} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} \phi_{2a}(e_{pa}) &= \frac{\mu_{1a}^2}{2} \text{sign}(e_{pa}) \\ &\quad + \mu_{1a} \mu_{2a} \left(\frac{3}{2}\right) |e_{pa}|^{\frac{1}{2}} \text{sign}(e_{pa}) \\ &\quad + \mu_{2a}^2 e_{pa}, \mu_{1a}, \mu_{2a} \geq 0. \end{aligned} \quad (3.4)$$

3.1.1. Control con estimación

Primero se hace notar que en el sistema (2.9), la dinámica de presión p_a es acotada, mientras la velocidad ω sea acotada (Outbib *et al.*, 2002). Es decir, para alguna función $\omega : \mathbb{R}_+ \rightarrow \mathbb{R}$, $g : \mathbb{R}_+^{n+2} \rightarrow \mathbb{R}$ es una función suave, la trayectoria del sistema

$$\frac{dp_a}{dt}(t) = g(p_a(t), \omega(t)) \quad (3.5)$$

es acotada para todo $t \geq 0$, con $g(\cdot)$ definida como en (2.8b). Se toma el siguiente esquema de control de la literatura (Outbib *et al.*, 2002). En esta sección solo se realiza la estimación en línea del parámetro desconocido y variante en el tiempo $\eta_v = \theta_v(t)$. Entonces tomando el control mostrado en (Outbib *et al.*, 2002) y usando el estimado $\hat{\theta}_v(t)$, obtenido a través de (3.2), se tiene el control

$$u = \omega \frac{-[\theta_2 p_a \hat{\theta}_v(t) - \theta_4 + k_0 e_{r\omega}] + \sqrt{\hat{\Delta}_h}}{2\theta_1} \quad (3.6)$$

donde $e_{r\omega} = \omega - \bar{\omega}$ es el error entre la velocidad angular deseada ($\bar{\omega}$) y la velocidad entregada por el planta (ω), $\bar{\omega} > 0$ la referencia de velocidad, $k_0 > 0$, además $\hat{\Delta}_h = (\theta_2 p_a \hat{\theta}_v(t) - \theta_4 + k_0 e_{r\omega})^2 - 4\theta_1 \theta_3 p_a^2 \hat{\theta}_v^2(t)$.

Debido a la convergencia en tiempo finito presentada por (3.2), se tiene que después de un tiempo $T > t_0$, donde t_0 es el tiempo inicial, el parámetro desconocido $\theta_v(t)$ y su estimado $\hat{\theta}_v(t)$ serán iguales, por lo tanto después de este tiempo T , para el sistema de la Ec. (2.9) controlado por Ec. (3.6), se verifica que $\omega(t) \rightarrow \bar{\omega}$ cuando $t \rightarrow +\infty$. En otras palabras, teóricamente se cumple que después de un tiempo T , el control propuesto en esta sección, se comportará exactamente igual que el control propuesto en Outbib *et al.* (2002), a pesar de la incertidumbre generada por el desconocimiento de la eficiencia volumétrica $\theta_v(t) = \eta_v$. Una condición suficiente para la estimación exacta y en tiempo finito por parte del estimador (3.2) es que $\Gamma(t)$ no cambie de signo, la cual se cumple en este caso, ya que $\Gamma(t) > 0$.

3.1.2. Control por modos deslizantes

El Algoritmo Super-Twisting (AST) es utilizado como identificador, observador y como controlador. Al ser un algoritmo por modos deslizantes, tiene las propiedades de convergencia en tiempo finito y robustez ante perturbaciones acotadas. En el diseño de control presentado en esta sección, se pretende hacer uso de la característica de robustez del controlador AST, para combatir la incertidumbre paramétrica generada al considerar desconocido el parámetro $\theta_4(t)$ (Ec. (2.9a)), es decir el par de carga.

Señal de control

El diseño de control se hace considerando la Ec. (2.9a) como,

$$\frac{d\omega}{dt} = \theta_1 \bar{u} + \theta_2 \mu(t) - \theta_3 \frac{\mu^2(t)}{\bar{u}} - \theta_4(t) \quad (3.7)$$

donde $\bar{u} = \frac{u}{\omega}$. El primer paso es obtener \bar{u} de la ecuación

$$\theta_1 \bar{u} + \theta_2 \mu(t) - \theta_3 \frac{\mu^2(t)}{\bar{u}} = \nu \quad (3.8)$$

donde se agrega ν de la forma

$$\nu = -k_{1b} \phi_1(e_\omega) - k_{2b} \int_0^t \phi_2(e_\omega) dt + \frac{d\bar{\omega}}{dt} \quad (3.9)$$

agregado por el AST, con

$$\phi_1(e_\omega) = |e_\omega|^{1/2} \text{sign}(e_\omega) + k_{3b} e_\omega, \quad (3.10)$$

$$\phi_2(e_\omega) = \frac{1}{2} \text{sign}(e_\omega) + \frac{3}{2} k_{3b} |e_\omega|^{1/2} \text{sign}(e_\omega) + k_{3b}^2 e_\omega, \quad (3.11)$$

$k_{1b}, k_{2b}, k_{3b} > 0$ son constantes elegidas por el diseñador (Moreno, 2009), $e_\omega = \omega - \bar{\omega}$, donde ω es la velocidad angular del cigüeñal (Ec. (2.8)), $\bar{\omega}$ es la velocidad de referencia. Entonces de (3.8) se obtiene

$$\theta_1 \bar{u}^2 + (\theta_2 \mu(t) - \nu) \bar{u} - \theta_3 \mu^2(t) = 0. \quad (3.12)$$

Al resolver (3.12) para \bar{u} y multiplicar por ω se obtiene la señal de control

$$u = \omega \left(\frac{-(\theta_2 \mu(t) - \nu) + \sqrt{(\theta_2 \mu(t) - \nu)^2 + 4\theta_1 \theta_3 \mu^2(t)}}{2\theta_1} \right), \quad (3.13)$$

donde $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \mu(t)$ y ω son parámetros conocidos, y están definidos como en la Ec. (2.9), ν está definido como en (3.9), el cual tiene la forma del AST usado como controlador (ver Gonzalez *et al.* (2012)).

El control (3.13) está diseñado, no sólo para regulación, sino para seguimiento de señales cuya derivada esté acotada.

Control utilizando AST desconociendo una parte del estado y algunos parámetros

Aunque los dos casos anteriores presentan una alternativa cuando se desconocen algunos parámetros en el sistema, dentro de la teoría de control siempre se ha perseguido la idea de generar una señal de entrada, con el menor número de mediciones y escaso conocimiento del sistema, tal que la salida tenga la respuesta deseada. Sorprendentemente, el control (3.13) no necesita del conocimiento de la función $\mu(t)$ para alcanzar el objetivo de control. En verdad, el control (3.13) sólo necesita de un valor nominal $\bar{\mu}(t)$ y de una cota superior de $\theta_4(t)$, para generar la salida deseada, ya sea en el caso de regulación o seguimiento. El que no sea necesario conocer $\mu(t)$ para el diseño del controlador, implica que no se requiere saber el comportamiento del estado p_a , y un parámetro variante en el tiempo (la eficiencia volumétrica η_v), y debido a la robustez del sistema en lazo cerrado, sólo es necesario el conocimiento de la cota superior del par de carga P_b para implementar el control. Esto se traduce en una gran ayuda para el diseñador, ya que todos los parámetros del motor son dados por el fabricante excepto por η_v y P_b , además de no requerir la medición del estado p_a (ver análisis detallado en Guzman *et al.* (2014)).

3.1.3. Simulación de prueba para el MCI

En la Fig. 3.1, se muestra el seguimiento de una señal de referencia que es constante a tramos (w_{ref}). La señal w_1 representa la señal de velocidad en el cigüeñal del motor diésel, generada con el control (3.6), asumiendo que los parámetros son conocidos, incluyendo la eficiencia volumétrica $\theta_v(t)$.

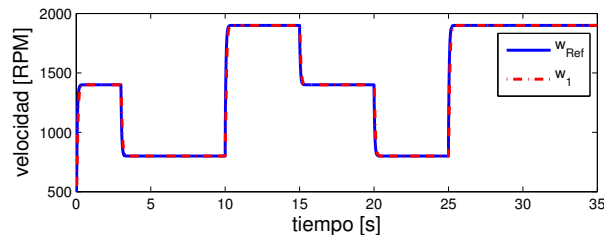


Figura 3.1: Velocidad de referencia y velocidad del cigüeñal.

Las gráficas comparativas entre las señales de velocidad generadas por los controles presentados en este trabajo y la referencia constante a tramos (w_{ref}) son similares a la Fig. 3.1, por lo que sólo se muestran los errores de seguimiento (ver Fig. 3.2), que son más ilustrativos. La señal e_1 (Fig. 3.2) muestra el error generado entre la señal de referencia w_{ref} (ver Fig. 3.1) y la velocidad angular ω generada por el control (3.6) al considerar el estimado de la eficiencia volumétrica $\hat{\theta}_v(t)$ y ganancias $k_{1a} = 1 \times 10^{-5}$ y $k_{2a} = 4.47 \times 10^{-3}$. Se puede apreciar que el mayor error se genera cuando hay cambios bruscos que el controlador no puede compensar instantáneamente. La señal e_2 (Fig. 3.2) muestra el error entre la señal w_{ref} y la velocidad angular, generada al aplicar el esfuerzo de control (3.13), considerando que sólo se conoce una cota superior del par el carga (P_b) y $k_{1b} = 1500$, $k_{2b} = 1000$, $k_{3b} =$

100. Se puede apreciar que a pesar de considerar el par de carga como una perturbación desconocida, la robustez del control permite tener un error pequeño. Por último la señal e_3 (Fig. 3.2) muestra el error entre la señal w_{ref} y la velocidad angular obtenida al aplicar el control (3.13), pero considerando que sólo se conoce una cota superior del par de carga P_b , que la eficiencia volumétrica η_v es desconocida, la presión en el múltiple de admisión p_a no es medible y $k_{1b} = 1500$, $k_{2b} = 1000$, $k_{3b} = 100$. Para la simulación se utilizó un valor nominal arbitrario $\bar{\mu}(t) = \bar{p}_a \bar{\eta}_v$ en el control (3.13). Por otro lado se puede apreciar que el error es similar a la señal e_2 en cuanto a amplitud a pesar de tener escaso conocimiento de tres señales importantes. También cabe mencionar que en los tres casos se tuvo un flujo de combustible similar (ver Fig. 3.3), es decir, que a pesar del desconocimiento de parámetros, los cambios en el flujo de combustible son prácticamente imperceptibles.

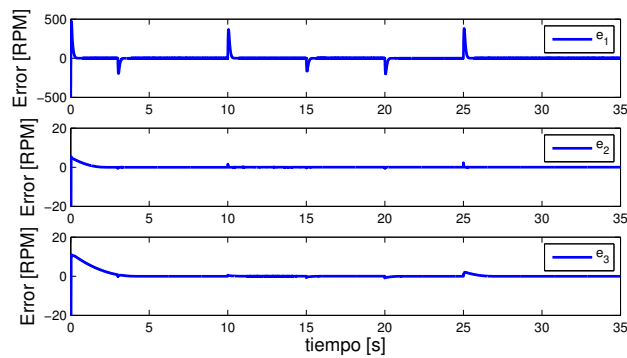


Figura 3.2: Error de seguimiento de velocidad.

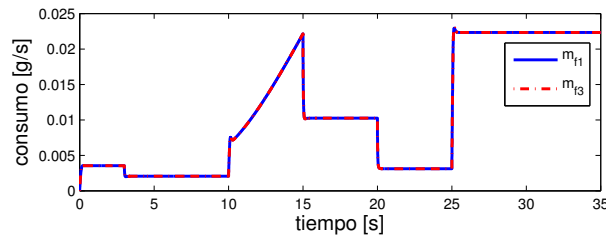


Figura 3.3: Flujo de combustible, señal de control ($\eta_v = \hat{\theta}$).

En la Fig. 3.4, se aprecia la señal de velocidad angular w_2 que se obtiene al considerar un valor promedio para la eficiencia volumétrica $\bar{\eta}_v = 0.5$ y el control (3.6) con ganancias $k_{1a} = 1 \times 10^{-5}$ y $k_{2a} = 4.47 \times 10^{-3}$, se puede ver que dicha señal no converge a los valores constantes deseados marcados por w_{ref} .

En la Fig. 3.5, se muestran los resultados obtenidos al considerar que el par de carga \bar{P}_b es constante. Al considerar esta restricción, la señal de velocidad w_5 no converge a los valores deseados (w_{ref}), lo que sí logra el control (3.13), como ya se mostró en la Fig. 3.2.

Por último se elige como referencia una señal continua senoidal ($\omega_{Ref} = 1200 + 300\text{sen}(0.8t)$), para hacer una prueba de seguimiento. En la Fig. 3.6, se puede apreciar

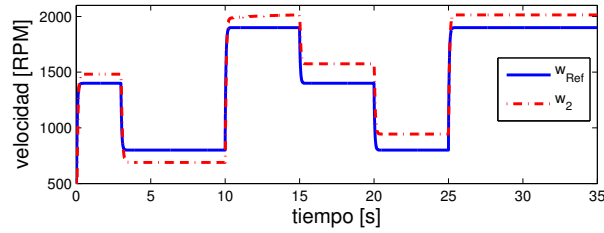


Figura 3.4: Velocidad con $\bar{\eta}_v = 0.5$.

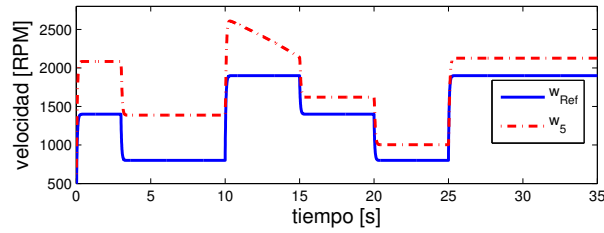


Figura 3.5: Velocidad con carga $\bar{P}_b = 800[N.m]$.

el error de seguimiento e_{s1} generado por la diferencia entre la referencia ω_{Ref} y la velocidad generada al considerar el control (3.6) con todos los parámetros conocidos, también se muestra el error obtenido (e_{s2}) al comparar la referencia ω_{Ref} y la velocidad generada al aplicar el control (3.13), pero considerando que sólo se conoce una cota superior del par de carga P_b , que la eficiencia volumétrica η_v es desconocida, que la presión en el múltiple de admisión p_a no es medible y $k_{1b} = 1500$, $k_{2b} = 1000$, $k_{3b} = 100$. Se puede apreciar como el control (3.13) tiene un error de seguimiento menor en amplitud al generado en e_{s1} , a pesar de la incertidumbre paramétrica y el desconocimiento del estado p_a .

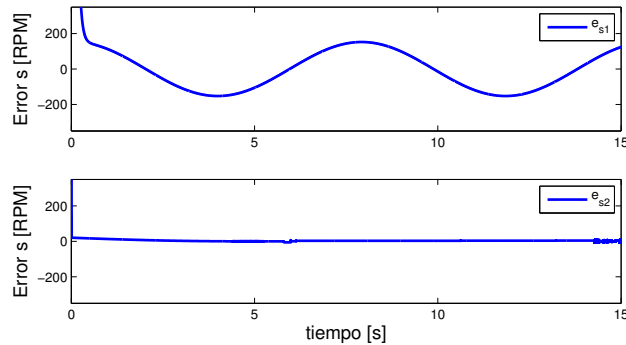


Figura 3.6: Error de seguimiento de velocidad ($\omega_{Ref} = 1200 + 300\text{sen}(0.8t)$)

3.2. Control de la máquina eléctrica

A partir de la generación de energía eléctrica en 1870, de los trabajos de Nikola Tesla (Pazos-Flores, 2005), la evolución de las máquinas eléctricas ha sido muy notable. Los sistemas de corriente alterna polifásicos son los más utilizados hoy en día. Sin embargo, el motor de imán permanente sin escobillas es también de las máquinas eléctricas más utilizadas en la industria por las ventajas que ofrece. Usualmente, se ha utilizado a velocidad constante, sin embargo, con los avances alcanzados en la electrónica, se han desarrollado sistemas de control de velocidad variable, para así incrementar sus campos de aplicación, como en el presente caso.

Las máquinas eléctricas han encontrado lugar en los vehículos convencionales como generador, llamado también alternador, o motor de arranque. El motor de arranque se emplea para iniciar la marcha del motor de combustión ayudando a este desde estar detenido hasta llegar a la velocidad de Ralentí. El alternador, usualmente acoplado mecánicamente al MCI, genera energía eléctrica para mantener la carga de las baterías y compensar las cargas eléctricas de otros componentes. En los vehículos eléctricos híbridos, la ME es un elemento clave en el funcionamiento y usualmente es una máquina que puede operar de tres formas diferentes: (1) en modo motor, para enviar energía mecánica a la tracción, (2) en modo generador, cuando el MCI le envía potencia mecánica para recargar las baterías y (3) en modo generador cuando recupera energía mecánica en el modo frenado regenerativo.

Para el propósito del presente trabajo, el problema de control de la máquina eléctrica es conseguir que esta siga cierta referencia de velocidad a pesar de la carga acoplada.

3.2.1. Control por linealización exacta

Se describe un control por linealización exacta que integra un *PID* además de cancelar los términos no lineales. La idea esencial se describe en GrCar *et al.* (1996), donde el controlador consiste esencialmente en cancelar los términos de las dinámicas naturales del modelo del motor, dejar un control virtual (u_d, u_q) , para posteriormente agregar las dinámicas deseadas para el seguimiento de velocidad, mediante las acciones del *PID* que dependen del error de seguimiento.

A partir del modelo (2.31), primero se cancelan las dinámicas f_1 y f_2 mediante el primer nivel de control v_d y v_q , donde en este mismo se deja el siguiente nivel de control, como sigue

$$\begin{aligned} v_d &= -L(f_1 + u_d) \\ v_q &= -L(f_2 + u_q) \end{aligned} \tag{3.14}$$

al agregar las ecuaciones anteriores (entradas) en el modelo del motor se cancelan las dinámicas naturales en las variables dinámicas de corriente del estator, dejando así el sistema sin las dinámicas naturales en los estados i_{sd} , i_{sq} y quedando u_d y u_q para agregar las dinámicas deseadas al sistema.

En el control virtual u_d, u_q de (3.14), se agregan los elementos necesarios para cancelar

los términos que impiden controlar directamente la velocidad y posterior a esto, se agrega la dinámica deseada con el PID, para el error de velocidad, de la siguiente forma,

$$\begin{aligned} u_d &= k_{1d}e_{id} \\ u_q &= \frac{2J}{3P\lambda_f} \left(k_{1q}e_\omega + k_{2q} \int e_\omega dt + k_{3q} \frac{e_\omega}{dt} \right) \end{aligned} \quad (3.15)$$

donde e_{id} es el error de la corriente i_{sd} con respecto a la referencia i_{sd}^{ref} , considerado como primer estado del modelo dinámico. Además, se deben cancelar los parámetros $\frac{2J}{3P\lambda_f}$ que aparecen en la dinámica de la velocidad, acoplados directamente a la variable i_{sq} que modifica indirectamente la velocidad del motor ω_r , que es la principal variable de interés. e_ω es el error en la velocidad del motor ω_r y ω_{ref} la referencia a seguir. k_{1d} , k_{1q} , k_{2q} , k_{3q} , son constantes positivas que aseguran el seguimiento de velocidad, ya demostrado en el trabajo citado. El valor de las constantes se elige de acuerdo al desempeño deseado, rápida convergencia, sobrepaso, etc.

El controlador finalmente resulta de la forma:

$$v_d = -L(f_1 + k_{1d}e_{id}) \quad (3.16)$$

$$v_q = -L(f_2 + \frac{2J}{3P\lambda_f} (k_{1q}e_\omega + k_{2q} \int e_\omega dt + k_{3q} \frac{e_\omega}{dt})) \quad (3.17)$$

Se hace notar que para este controlador, no es necesario conocer el par de carga, ya que al incorporar la dinámica integral, es posible cancelar la carga acoplada, así como, el término de fricción.

3.2.2. Control por modos deslizantes

Otro controlador que puede ser diseñado para sistemas no lineales se basa en la teoría de modos deslizantes y en el caso de la máquina eléctrica, también se puede usar y diseñar con facilidad. El diseño consta de dos etapas principales, (Khalil, 1996), (Mezouar *et al.*, 2006). Primero se debe diseñar una superficie de equilibrio, tal que en ella el sistema tenga un comportamiento deseado. Posteriormente, se diseña una ley de control discontinuo que lleva al sistema a la superficie deslizante en tiempo finito.

A partir del modelo (2.31) se diseña el control, que es distinta a la propuesta en Mezouar *et al.* (2006) pues en este caso se usan las corrientes y no los flujos, para seguir la referencia de velocidad y de corriente i_d , donde primero se definen las superficies deslizantes $S = 0$, en términos del error de la siguiente forma

$$S_1(i_d) = \lambda_i(i_d - i_{dr}) \quad (3.18)$$

$$S_2(\omega) = \lambda_\omega(\omega_r - \omega_{ref}) + \frac{d}{dt}(\omega_r - \omega_{ref}) \quad (3.19)$$

donde $\lambda_i > 0$, $\lambda_\omega > 0$, son constantes, i_{dr} y ω_{ref} son las referencias de corriente y velocidad, respectivamente. Posteriormente con base en la teoría de Lyapunov, se puede asegurar la convergencia a la superficies al diseñar la ley de control, de tal modo que $S\dot{S} < 0$. Es posible que la dinámica de las superficies quede de la forma ($\dot{S} = E + FV_s$), esto es,

$$\dot{S}_1(i_d) = \lambda_i(\dot{i}_d - \dot{i}_{dr}) \quad (3.20)$$

$$\dot{S}_2(\omega) = \lambda_\omega(\dot{\omega}_r - \dot{\omega}_{ref}) + \frac{d}{dt}(\dot{\omega}_r - \dot{\omega}_{ref}) \quad (3.21)$$

$$E = \begin{cases} -(\lambda_i \dot{i}_{dr}) + (\lambda_i) f_1 \\ -(\ddot{\omega}_{ref} + \lambda_\omega \dot{\omega}_{ref} - \frac{1}{J} \dot{T}_L) + (\lambda_\omega - \frac{B}{J}) f_3 + \frac{3P}{2J} \lambda_f f_2 \end{cases}$$

$$F = \begin{bmatrix} (\lambda_i) \frac{1}{L_d} & 0 \\ 0 & \frac{3P}{2J} \lambda_f \frac{1}{L_q} \end{bmatrix}; \quad V_s = \begin{bmatrix} v_d \\ v_q \end{bmatrix}$$

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

$$V_s = -F^{-1}E - F^{-1}K_c(sign(S))$$

$$\begin{bmatrix} v_d \\ v_q \end{bmatrix} = -F^{-1}E - F^{-1} \begin{bmatrix} k_{i1} & 0 \\ 0 & k_{\omega 1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

donde $k_{i1} > 0$, $k_{\omega 1} > 0$ son constantes elegidas por el diseñador. F^{-1} siempre existe, ya que los parámetros involucrados son positivos. El controlador preserva la idea base de linealización exacta al cancelar las dinámicas naturales del sistema y agregar nuevas, que para modos deslizantes contiene a la función $sign(\cdot)$.

Con esta ley de control se cumple que al elegir una función de Lyapunov positiva definida $V = \frac{1}{2}S^T S$, su derivada es negativa definida y el punto de equilibrio $S = 0$ es asintóticamente estable, es decir el error tiende a cero. Debido a que los modos deslizantes causan cambios drásticos en las variables de control introduciendo componentes de alta frecuencia (chattering), se reemplaza la función $sign(S)$ por la función $sat(S)$.

3.2.3. Control basado en pasividad

De los controladores revisados en la literatura para motores eléctricos, otra propuesta posible es emplear el control basado en pasividad, con un enfoque totalmente diferente al anterior, que no cancela las dinámicas naturales e impone nuevas como se hace mediante linealización o modos deslizantes. El control pasivo intenta preservar las dinámicas que ayudan a que el sistema se comporte de forma deseada y también agrega términos para

obtener la dinámica de interés.

Del modelo (2.32) planteado de forma matricial, es posible facilitar el planteamiento del controlador basado en pasividad de forma que se propone una función cuadrática de energía (candidata a función de Lyapunov) como sigue,

$$V(x) = \frac{1}{2}x^T Mx \quad (3.23)$$

donde la matriz $M = M^T \geq 0$ está definida en el modelo en forma matricial (2.32). Al obtener la derivada de $V(x)$, con respecto al tiempo,

$$\dot{V}(x) = x^T M\dot{x} \quad (3.24)$$

Además, del modelo (2.32) en forma matricial, se despeja $M\dot{x}$ para sustituir en la ecuación (3.24), declarada anteriormente,

$$M\dot{x} = -Cx - Nx + u - \gamma \quad (3.25)$$

Al sustituir (3.25) en (3.24),

$$\dot{V}(x) = x^T(-Cx - Nx + u - \gamma) = -x^T Cx - x^T Nx + x^T u - x^T \gamma \quad (3.26)$$

donde $x^T Cx = 0$, por la forma antisimétrica de la matriz C , ya mencionada en el capítulo 2 en la expresión (2.32). Además, se considera que se pueden medir todos los estados, es decir, $y = x$ (para el modelo del motor empleado, ya que las variables son las corrientes del estator y velocidad del rotor).

$$\dot{V}(x) \leq x^T u - x^T Nx - x^T \gamma \quad (3.27)$$

Además, se define $\rho(x) = \rho(y) = Nx$. Como y y u son vectores, se cumple que $y^T u = u^T y$,

$$\dot{V}(x) \leq u^T y - y^T \rho(y) - x^T \gamma \quad (3.28)$$

Por un lado, N es positiva definida por lo que se cumple que $y^T \rho(y) > 0$ para toda $y \neq 0$. Por otro lado, de la desigualdad (3.27) se obtiene que el sistema (3.25)¹ es estrictamente pasivo a la salida y de estado-cero observable con $\gamma = 0$, que es el par de carga. Por lo anterior el punto de equilibrio $x = 0$ resulta ser asintóticamente estable para $u = 0$.

Se desea que el control u lleve al sistema de un estado inicial x_0 a un estado final deseado x^* . El punto de operación deseado se declara de la forma

$$x^* = [i_{sd}^* \quad i_{sq}^* \quad \omega_r^*]^T$$

donde el superíndice $*$ indica la referencia a la cual se pretende que llegue el estado.

¹Forma similar al sistema pasivo en Khalil (1996)

Se declara la variable de error de la forma,

$$e = x^* - x$$

Se desea que $e \rightarrow 0$ cuando $t \rightarrow \infty$, mediante una entrada u^* que lleve el sistema al equilibrio. El problema consiste en encontrar u^* , para llevar los estados al valor deseado, por lo que, se reescribe al sistema al cambiar las variables por su referencia, de la forma,

$$M\dot{x}^* = -C'x^* - Nx^* + u^* - \gamma \quad (3.29)$$

donde la matriz C' , que antes dependía de ω_r , ahora depende de la referencia, y sigue conservando sus propiedades de construcción, al ser antisimétrica. Para continuar, se deben restar las ecuaciones (3.29) y (3.25), para dejar el modelo en términos del error,

$$M\dot{e} = -C_e e - Ne + (u^* - u) \quad (3.30)$$

donde $C_e = C - C'$, es una matriz similar a la original, solo que ahora depende del error de velocidad. Es posible proponer una función de energía Lyapunov positiva definida para el nuevo sistema (3.30) de la forma,

$$V_e(e) = \frac{1}{2}e^T M e \quad (3.31)$$

donde la matriz $M = M^T \geq 0$ sigue siendo la del modelo (3.25). Al obtener la derivada de la función de energía con respecto al tiempo,

$$\begin{aligned} \dot{V}_e(e) &= e^T M \dot{e} \\ &= e^T [-C_e e - Ne + (u^* - u)] \\ &= -e^T C_e e - e^T N e + e^T (u^* - u) \end{aligned}$$

donde $e^T C_e e = 0$ por que la matriz C_e es antisimétrica, $e^T N e \geq 0$ debido a que N es positiva. Por lo tanto, resta encontrar la dinámica del control. Primero se encuentra la dinámica $u^* - u$, para cumplir que $\dot{V}_e(e) \leq 0$, mediante,

$$(u^* - u) = -k_p \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} e$$

Lo siguiente es encontrar u^* para que el control final tenga la forma del control basado en pasividad, a partir de suponer que el control deseado u^* satisface $\dot{x}^* = 0$ cuando $x = x^*$, esto es

$$0 = -C'x^* - Nx^* + u^* - \gamma$$

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} PL\omega_r^* i_{sq}^* - Ri_{sd}^* + v_{sd}^* \\ -PL\omega_r^* i_{sd}^* - P\lambda_f \omega_r^* - Ri_{sq}^* + v_{sd}^* \\ P\lambda_f i_{sq}^* - \frac{2}{3}B\omega_r^* - \frac{2}{3}T_L \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

A partir de la ecuación anterior se obtiene la referencia i_{sq}^* de la última restricción y el control deseado u^* de las dos primeras, de la forma

$$i_{sq}^* = \frac{2}{3P\lambda_f}(B\omega_r^* + T_L)$$

$$v_{sd}^* = -PL\omega_r^* i_{sq}^* + Ri_{sd}^* \quad (3.33)$$

$$v_{sq}^* = PL\omega_r^* i_{sd}^* + P\lambda_f \omega_r^* + Ri_{sq}^*$$

Para la cual es necesario proponer la referencia de la corriente i_{sd}^* y la velocidad ω_r^* , para que el control finalmente resulte

$$u = u^* + k_p e \quad (3.34)$$

elementos necesarios para que el sistema en términos del error con la entrada mencionada sea pasivo. La expresión al sustituir los términos respectivos queda de la siguiente forma,

$$i_{sq}^* = \frac{2}{3P\lambda_f}(B\omega_r^* + T_L)$$

$$u_{sd} = -PL\omega_r^* i_{sq}^* + Ri_{sd}^* - k_{p1}(i_{sd} - i_{sd}^*) \quad (3.35)$$

$$u_{sq} = PL\omega_r^* i_{sd}^* + P\lambda_f \omega_r^* + Ri_{sq}^* - k_{p2}(i_{sq} - i_{sq}^*) \quad (3.36)$$

3.2.4. Simulación de prueba para la ME

Se realizaron algunas simulaciones con el modelo de la máquina eléctrica y los controladores analizados para esta. Los parámetros empleados en la máquina eléctrica son; $R = 0.013[\Omega]$, $P = 4$, $L = 0.001[H]$, $J = 0.0045[kg \cdot m^2]$, $\lambda_f = 0.15[w_b]$, $B = 0.0008 \frac{kg \cdot m^2}{s}$, los cuales, se obtuvieron del trabajo de Pelaez-Hernández (2014), que se pueden ajustar al motor que se desea emplear en el presente trabajo.

La primera señal de prueba para el motor es un escalón en la referencia de velocidad que es la señal de mayor importancia. Además, se agrega como perturbación el par de carga. Las condiciones de la primera prueba son conocer todos los parámetros para el controlador y contar con la medición de lo requerido por el controlador. Se pretende que se llegue aproximadamente a una cuarta parte de la velocidad máxima del motor, es decir $955[rpm]$ y el par de carga sea de $10[\%]$ el par máximo de la especificación del motor, es decir $9.4[N \cdot m]$.

En las figuras siguientes se observan las diferencias entre la referencia y la salida de

velocidad del motor, es decir el error, para cada uno de los controladores. La señal e_1 es el error ocasionado por el primer controlador, mediante linealización exacta, la señal e_2 es el error resultante al emplear el controlador, mediante modos deslizantes, y e_3 es la señal de error al utilizar el controlador basado en pasividad.

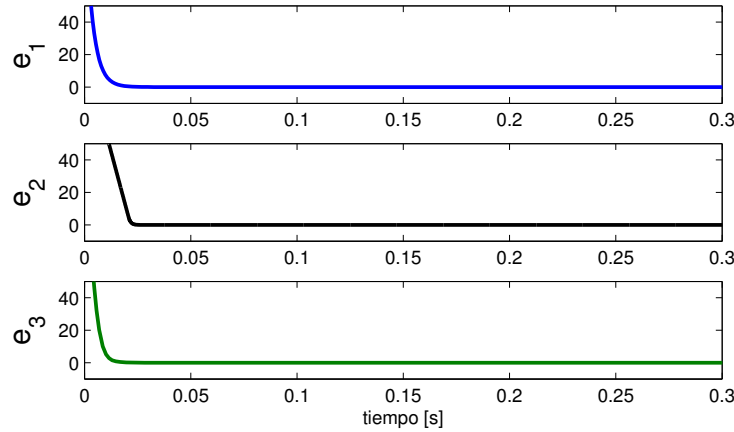


Figura 3.7: Error de velocidad para los tres controladores (Máquina eléctrica)

La sintonización para obtener los resultados de la Fig. 3.7 fue como sigue. Para el primer controlador mediante linealización se eligieron $k_{1d} = 130$, $k_{1q} = 100$, $k_{2q} = 280,000$, $k_{3q} = 1600$. Para el de modos deslizantes $\lambda_i = 10$, $\lambda_\omega = 1,000$, $k_{i1} = 9$ y $k_{\omega1} = 2,377,000$. Por último para el controlador basado en pasividad $k_{p1} = 1$ y $k_{p2} = 0.5$. El consumo de energía para los tres controladores es 352.2, 350.4 y 352.9 [w], respectivamente, que corresponde a la rapidez de llegada. El basado en pasividad, por la sintonización elegida, consume más energía pero llega primero a la referencia y así sucesivamente.

Otra de las simulaciones se muestra en la Fig. 3.8, que ilustra los errores de la velocidad con la misma sintonización y variación de los parámetros en el motor, primero se considera que se desconoce exactamente el valor de la resistencia e inercia del motor, $R = 2 \times 0.013[\Omega]$, $J = 2 \times 0.0045[kg \cdot m^2]$. Las variantes principales observadas para los tres controladores fueron, además del error ya mostrado, que el controlador que lleva el error más cerca de cero es el de modos deslizantes, sin embargo es el que más se tarda en llegar. El consumo de energía, que resulta es 369.3, 357.7 y 367.5 [w].

Sin embargo, si el parámetro que cambia ahora es $L = 2 \times 0.001[H]$, que afecta directamente a la entrada. El controlador mediante modos deslizantes no logra acercarse al valor de referencia deseado como se muestra en la Fig. 3.9.

De las simulaciones anteriores es necesario resaltar que si se conocen bien todos los parámetros, los controladores planteados funcionan bien. El consumo de energía depende de la rapidez de llegada que se desee, esto a pesar del planteamiento agresivo del diseño mediante modos deslizantes. Sin embargo, con parámetros desconocidos el control basado en pasividad obtiene mejor desempeño (ver e_3 Fig. 3.9).

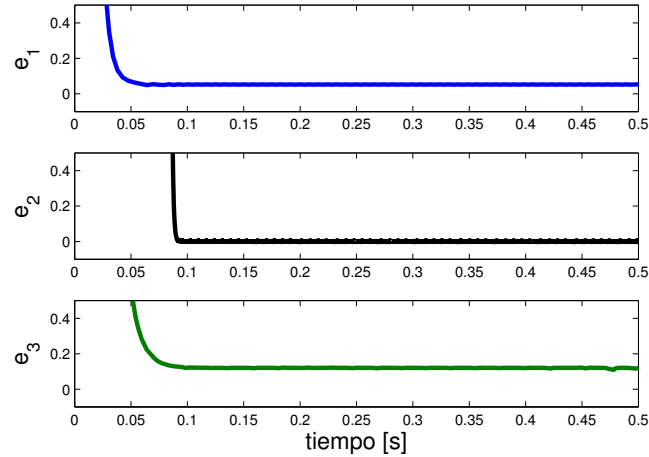


Figura 3.8: Error de velocidad para incertidumbre parámetros R, J

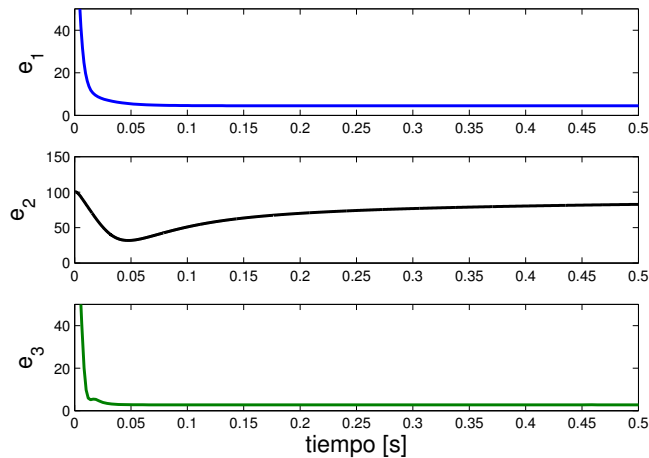


Figura 3.9: Error de velocidad para la variación en la inductancia

Conclusión

Mediante los controladores desarrollados en presente capítulo, se logra obtener la velocidad asignada a cada máquina al compensar el par correspondiente. Sin embargo, en el siguiente capítulo se trata el problema principal de esta tesis que corresponde a la administración de energía por parte del sistema de propulsión híbrido, para suplir la carga mecánica que implica acelerar y frenar el autobús. Los controladores para el MCI y la ME previamente obtenidos, tienen el enfoque principal de conseguir las referencias que se les asigne en la distribución de potencia.

Capítulo 4

Control del flujo de potencia en el tren de propulsión híbrido

Para efectos prácticos, o al menos en el contexto de sistemas vehiculares, los términos control de flujo de potencia y manejo de energía se emplean como sinónimos (Mi *et al.*, 2011). Sin embargo, la potencia es un valor instantáneo y la energía involucra un periodo de tiempo, en el cual, la potencia es aplicada. Por lo tanto, al mencionar que se controla o distribuye la potencia, en general se habla de un manejo de energía. Debido a los costos asociados con la producción y uso de la energía, cada vez se enfoca más investigación a la producción y administración de los elementos involucrados. Como ya se analiza en diferentes trabajos como Nersesian (2007); Black y Flarend (2010); Hernández-P. *et al.* (2014), la producción, uso y manejo de energía tienden a emplear fuentes renovables como solar, eólica, oceánica, entre otras, para su conversión a energía eléctrica. Además, por el lado de extracción o conversión, la proveniente de biomasa como el etanol o metano, combustibles similares a la gasolina o gas natural. Por otro lado, se pretende dar un uso o manejo más eficiente a los equipos y sistemas empleados día a día.

Para todos los tipos de vehículos híbridos es necesario el control de flujo de potencia, que determina como operar cada fuente de potencia para satisfacer las demandas del operador, que en este caso se traducen en el seguimiento del ciclo de manejo con las cargas presentes. Además, un objetivo principal del reparto de potencia es la reducción del uso de energía, y en el caso de los que cuentan con motor de combustión, las emisiones contaminantes. Un esquema general se muestra en la Fig. 4.1, en la cual se reproduce un sistema genérico que involucra diferentes fuentes de potencia/energía y cargas, además incluye la distribución de potencia a las cargas.

Debido a que la idea general del vehículo híbrido es combinar diferentes fuentes de energía, con la Fig. 4.1 se pretende ilustrar que cada fuente puede ser de algún tipo en particular. Por ejemplo, las fuentes pueden ser, para empezar un motor de combustión, que transforma la energía química del combustible a potencia mecánica, la fuente 2 puede ser un volante de inercia que transforma energía cinética a energía mecánica, otra fuente puede ser una celda solar, que convierte la energía solar en eléctrica, una batería, (dispositivo muy utilizado para almacenar energía eléctrica), capacitor o celda de combustible que transforman energía química a potencia eléctrica. En general se pueden emplear fuentes de

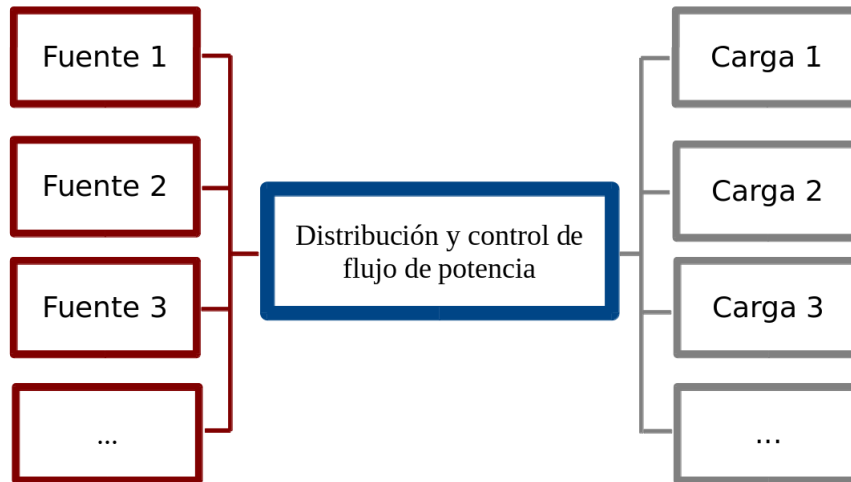


Figura 4.1: Diagrama de bloques esquemático que representa la distribución de fuentes y cargas del sistema.

diferente naturaleza, pues también pueden ser hidráulicas, neumáticas, entre otras.

Las fuentes de potencia pueden ser muy similares entre sí, por ejemplo las fuentes 1, 2 y 3, batería, celda de combustible, supercapacitor o incluso emplear dos motores de combustión, uno diésel y otro gasolina, por mencionar algunos.

Las cargas de la Fig. 4.1, como es usual en los sistemas vehiculares, también son de diferente naturaleza, donde la principal es mecánica por la necesidad de trasladar cierta masa del vehículo. Las cargas eléctricas: luces, motores eléctricos para diferentes aplicaciones, como enfriamiento y demás elementos. Otras cargas que se presentan usualmente en los vehículos más recientes para la comodidad de los usuarios son cargas mecánicas, como el compresor del aire acondicionado, bombas hidráulicas para el apoyo en la dirección o cargas eléctricas como el calentador, etc.

El problema de distribución y control de flujo de potencia se dirige principalmente a satisfacer las demandas de energía (cargas) mediante las fuentes de potencia, sin embargo, desde el punto de vista de política energética sobre el ahorro de energía, control de emisión de gases, es necesario prestar mucha atención al funcionamiento y operación de las fuentes de potencia, para elegir la mejor combinación según la situación. Por ejemplo, si se tiene una carga eléctrica y dos fuentes para abastecerla, una batería y un supercapacitor, la mejor forma de suministrar la potencia demandada es que la batería opere cuando la demanda sea constante y el supercapacitor para los incrementos repentinos (picos) de potencia, esto debido al funcionamiento y buena operación de cada dispositivo (Romero-Becerril, 2015). Otro ejemplo ocurre cuando se tienen que suplir cargas mecánicas y como fuentes se tienen dos motores de combustión, uno diésel y el otro de gasolina, los cuales tienen diferente mapa de eficiencia (por lo general el motor diésel es más eficiente que el de gasolina). Sin embargo, como las características de eficiencia pueden ser muy diferentes, en ciertos puntos de operación par-velocidad, el motor diésel puede ser más ineficiente.

Las ideas mencionadas anteriormente respecto a los vehículos híbridos, justifican a dedicarle atención al manejo de energía desde el punto de vista de eficiencia y desempeño.

En este capítulo se describe una alternativa para la administración del consumo de energía en una parte medular de un vehículo eléctrico híbrido.

El desarrollo del trabajo principal de esta tesis se encuentra en el presente capítulo. En este se describen dos estrategias para el control de flujo de potencia en el tren de propulsión híbrido, las cuales, son producto de trabajo propio. El objetivo que se persigue consiste en generar las referencias que deben seguir el motor de combustión y la máquina eléctrica, de acuerdo a las eficiencias de cada máquina. El problema principal a tratar en este documento, es la distribución de potencia en el vehículo híbrido, donde se debe asignar la potencia que deben aportar el motor de combustión y la máquina eléctrica para suplir la demanda del operador. En la actualidad otro objetivo principal en el desarrollo de nuevas tecnologías para los vehículos además, del ahorro de combustible, es la reducción de emisiones contaminantes.

En la primera sección se describe una estrategia para el manejo de energía inspirada en control óptimo, que es una variante de control tipo "bang-bang", que fué presentado en Becerra y Alvarez-Icaza (2010, 2011). Se debe mencionar que esta estrategia es implementable en tiempo real. Además, se describe la metodología de sintonización para un buen funcionamiento de la misma. En la segunda sección se plantea una estrategia para el control de flujo de potencia derivada de control óptimo que involucra el principio de Pontryagin, y es un resultado más general que el anterior, del cual también se presentaron trabajos previos en Becerra *et al.* (2013, 2015). Ahora también se agrega la metodología para la sintonización. En la tercera sección se describe la asignación de velocidad y par de las estrategias mencionadas, posterior a la distribución de potencia.

4.1. Estrategia mediante el sistema de engranes planetarios (estrategia SEP)

La estrategia mediante el SEP, se basa en distribuir la potencia demandada por el operador a través de las restricciones del sistema de engranes planetario a cada fuente de potencia de acuerdo al estado de carga de la batería y la mejor eficiencia del motor de combustión interna. La idea principal se deriva a partir de las siguientes observaciones.

4.1.1. Observaciones para la asignación de potencia

El enfoque desarrollado para la distribución de potencia en el tren de propulsión híbrido en este trabajo está basado en algunas observaciones consideradas de suma importancia, de acuerdo a lo revisado en la literatura:

1. El requerimiento más importante en el control del flujo de potencia del VEH es la habilidad para satisfacer la demanda total de potencia, impuesta por el conductor o el ciclo de manejo.
2. Todas las soluciones óptimas del control de flujo de potencia deben preservar el estado de carga de las baterías, en promedio, sobre un periodo de tiempo suficientemente

largo. Si las pruebas son durante un ciclo de manejo, se debe iniciar y terminar el ciclo con el mismo estado de carga para corroborar el rendimiento.

3. Para minimizar el consumo de combustible, el MCI debe operar en regiones de alta eficiencia, ya que al maximizar la eficiencia se minimiza el consumo de combustible.

La observación 2, clave en la estrategia, señala que todas las soluciones óptimas basadas en ciclos de manejo preservan el estado inicial de carga de las baterías al final del ciclo, de lo contrario el vehículo no puede sostener una repetición del mismo ciclo de manejo. Una observación similar se hace en Musardo *et al.* (2005), cuando se discute la sintonización de la estrategia adaptable de minimización de consumo equivalente (A-ECMS). La observación 3 puede ser verificada, por ejemplo, en Miller (2006) o Ehsani *et al.* (2007), por esta razón, principalmente, los VEH son más eficientes que los vehículos convencionales.

El problema de control a ser resuelto es distribuir la potencia requerida en el SEP entre las dos fuentes de potencia con el objetivo de economizar combustible. Este problema tiene múltiples soluciones, ya que la combinación de par y velocidad en cada fuente de potencia puede ser arbitraria mientras se obtenga la potencia demandada. De las observaciones anteriores se desprende el planteamiento que involucra las ecuaciones a resolver, que reconoce que para encontrar la solución se debe recurrir al modelo del SEP, dado por

$$P_p = T_{me}\omega_{me} + T_{mci}\omega_{mci} \quad (4.1)$$

$$\omega_p = \frac{1}{(k+1)}\omega_{mci} + \frac{k}{(k+1)}\omega_{me} \quad (4.2)$$

donde P es la potencia, T el par, ω la velocidad, k la constante de relación de engranaje del SEP y los subíndices p , mci y me representan el porta planetas, MCI y ME, respectivamente. Note que P_d en la Ec. (2.35) es la potencia requerida por la tracción del vehículo para satisfacer los requerimientos del conductor (potencia demandada) y P_p es la potencia que aportan entre ambas máquinas.

Se emplean dos estrategias para reducir el consumo de combustible: usar la ME tanto como sea posible y operar el MCI a la eficiencia máxima posible. Asumiendo que el estado de carga en las baterías puede ser tomado como valor de referencia, para el caso de tracción, $P_p \geq 0$, el criterio de costo a emplear se deriva del control óptimo tipo *bang-bang* (Bryson y Ho, 1975), y tiene la forma

$$J_1 = \max \int_0^{T_c} (\text{sign}(P_p)\text{sign}(soc - soc_{ref}))P_{me}dt \quad (4.3)$$

donde T_c es la duración del ciclo de manejo, soc_{ref} la referencia del soc y P_{me} la potencia de la ME. Esta expresión es usada para el caso de tracción y tracción recargando baterías. Es decir, siempre que el usuario demanda potencia.

Cuando es necesario que el vehículo desacelere, es decir, para el caso de frenado, $P_p < 0$, el criterio empleado debe cambiar ligeramente, pero conserva la idea original, mediante la función que involucra el frenado regenerativo, con lo que se conserva la idea de emplear la máquina eléctrica, ahora el criterio queda de la forma,

$$J_2 = \max \int_0^{T_c} (\text{sign}(P_p)) P_{me} dt \quad (4.4)$$

Mediante los criterios a maximizar, Ecs. (4.3) - (4.4) y además de la restricción cinemática de potencia por el acoplamiento (4.1), se decide la potencia que debe aportar cada fuente de energía con la metodología descrita a continuación.

4.1.2. Asignación de potencia

La estrategia para distribución de potencia, consta de dos partes principales, primero se asigna la potencia de cada máquina en función del estado de carga de las baterías, para evitar descargar o sobrecargar a estas. Se asigna inicialmente la potencia correspondiente a la máquina eléctrica, tomando en cuenta la potencia máxima que puede aportar. Después la potencia del MCI complementa la potencia total demandada. La segunda parte consiste en asignar las velocidades angulares: En este caso se inicia con el MCI y se termina con la ME.

Asignación de potencia eléctrica P_{me}

Se pretende en primer lugar asignar la potencia correspondiente a la máquina eléctrica, por lo tanto el valor de las Ecs. (4.3)-(4.4) es maximizado cuando,

$$P_{me} = \min \{ \text{sign}(P_p) P_p, \text{sign}(P_p) P_{me}^{max} \},$$

donde P_{me}^{max} es la potencia máxima de la ME (asumida igual para el caso de motor y generador). Sin embargo, al emplear un control de este tipo, conocido también como de máximo esfuerzo, el vehículo y sus componentes, en general, son sometidos a un severo estrés mecánico, que puede provocar además de daños o fallas en los componentes, severos accidentes. Para evitar el cambio brusco inducido por la función $\text{sign}(P_p)$ se emplea una función suave α que depende del estado de carga en las baterías. Con lo anterior se pretende evitar los problemas ya mencionados y la nueva restricción resulta ser de la forma,

$$P_{me} = P_{me}(soc) = \alpha_i(soc) P_{me}^{max}, \quad (4.5)$$

donde el subíndice i en Ec. (4.5) es 1 cuando $P_p \geq 0$ y 2 cuando $P_p < 0$, claramente $\alpha_i \in [-1, 1]$, debido a que no se debe sobrepasar el esfuerzo máximo que puede proporcionar la máquina eléctrica. Nótese que los criterios en las Ecs. (4.3) y (4.4) son representados por la Ec. (4.5).

Se asumen conocidas la potencia P_p y velocidad ω_p demandadas por el operador, que en un vehículo convencional con los sensores utilizados en nuestros días, son variables conocidas o bien provienen de un ciclo de manejo. La solución propuesta al problema de control de flujo de potencia inicia al sustituir la Ec. (4.5) en la Ec. (4.1), esto es

$$P_p = \alpha_i P_{me}^{max} + P_{mci} \quad (4.6)$$

El valor de α_i depende de la potencia en el porta planetas P_p , ya sea tracción o frenado, además del valor del estado de carga en las baterías. La forma de $\alpha_i(soc)$ determina que tanta potencia eléctrica es absorbida o entregada en un punto de potencia dado. Una posible forma para $\alpha_i(soc)$ se muestra en la Fig. 4.2 que es descrita por,

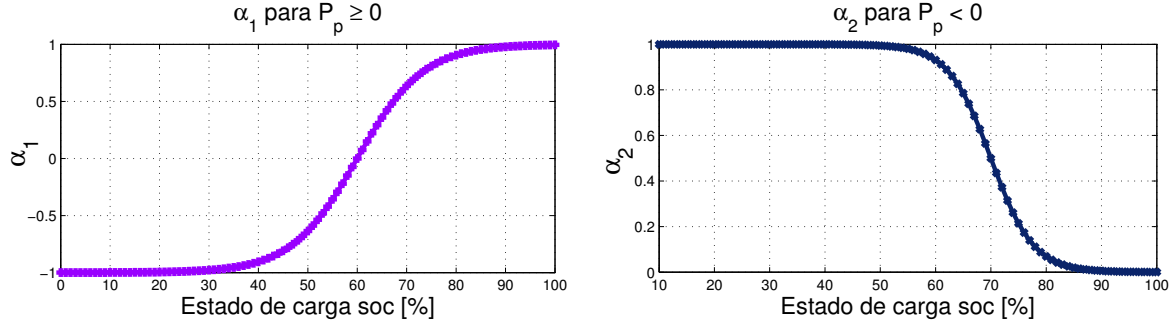


Figura 4.2: α para $P_p \geq 0$ y para $P_p < 0$

$$\alpha_1 = \tanh(A_1(soc - soc_{ref})) \quad P_p \geq 0 \quad (4.7)$$

$$\alpha_2 = 0.5 - 0.5(\tanh(A_2(soc - soc_{fin}))) \quad P_p < 0 \quad (4.8)$$

donde soc_{ref} es un valor de referencia del estado de carga de las baterías para que este se mantenga alrededor de ese punto y soc_{fin} es un valor de referencia para evitar la sobrecarga de la batería en el caso del frenado regenerativo.

La Fig. 4.2 revela que cuando $P_p \geq 0$, $\alpha_i \in [-1, 1]$ dependiendo del soc ; si α_1 es positiva la máquina eléctrica opera como motor, de lo contrario opera como generador. Cuando la potencia en el porta planetas, $P_p < 0$, requiere de frenar el vehículo, $\alpha_2 \in [0, 1]$, el frenado regenerativo es posible y la ME puede funcionar solo como generador, hasta recargar totalmente las baterías. El resto de la potencia se disipa mediante los frenos de fricción de la forma que a continuación se describe.

Asignación de potencia mecánica P_{mci} y frenos de fricción

Mediante la función α_i , se fija la potencia eléctrica en la ecuación de balance en el porta-planetas ec. (2.18). Mientras que la potencia del motor de combustión P_{mci} se obtiene del mismo balance, determinada de la forma,

$$P_{mci} = \min(P_p - P_{me}, P_{mci}^{max}); \quad P_p \geq 0 \quad (4.9)$$

donde P_{mci}^{max} es el valor máximo de potencia que puede aportar el motor de combustión y en la Ec. (4.9) se emplea para indicar que el MCI provee potencia hasta su máxima capacidad. El MCI actúa cuando se requiere potencia para impulsar el vehículo o cuando las baterías están descargadas.

Cuando se requiere frenar el vehículo, la potencia del MCI se intercambia por los frenos de fricción, esto es, para el caso de frenado regenerativo, $P_p < 0$, el generador tiene un límite para recuperar potencia y, debido a esto, el resto de la potencia se disipa mediante los frenos, que describe la ecuación,

$$P_{Freno} = \max \{0, P_p - \alpha_2 P_{me}^{max}\} \quad (4.10)$$

donde P_{Freno} es la potencia disipada por los frenos de fricción y que únicamente dependen de la potencia que pueda recuperar el generador y que tan rápido se pretende detener el vehículo.

4.1.3. Sintonización de la estrategia SEP

La sintonización de la estrategia SEP se ha detallado desde su presentación en Becerra y Alvarez-Icaza (2010), donde se presentó un trabajo preliminar y se propuso una primera forma de las curvas α_i y los parámetros utilizados. Sin embargo, en Becerra *et al.* (2011), se discute una serie de propuestas para la elección de los parámetros, la variación del estado de carga y el ahorro de combustible.

Después de varias discusiones y análisis de las simulaciones, se hace una propuesta para la elección de los cuatro parámetros en la estrategia SEP, que consiste en asignar primero la curva α_1 . El primer parámetro $soc_{ref} = 60\%$, se propuso según Chaturvedi *et al.* (2010) y Romero-Becerril y Alvarez-Icaza (2011), que argumentan que la operación ideal para cualquier batería debe ser alrededor de la mitad del estado de carga, sin embargo, se propone un nivel ligeramente arriba para prevenir la descarga en la batería por cualquier percance.

El parámetro A_1 determina que tan suave o abrupta es la curva α_1 , que está relacionada directamente con la operación de la máquina eléctrica en modo motor o generador. Para el caso de tracción del vehículo, se propone $A_1 = 0.4$ que permite un modo de operación suave para la máquina eléctrica y evita daños por el estrés mecánico en los componentes.

Por otro lado para el modo de frenado se debe asignar la curva α_2 , para determinar que tanta potencia se puede recuperar en el frenado regenerativo. El parámetro A_2 implica ahora que tan abrupta es la mencionada curva y soc_{fin} es el punto de inflexión, que se incorpora para evitar la sobrecarga de las baterías. La segunda curva α_2 no es muy estricta en sus parámetros, ya que no será posible recuperar más energía de la máxima a la que puede operar el generador y de la capacidad máxima de las baterías, por lo que puede ser más abrupta o suave y solo se debe tener cuidado con la sobrecarga. En este trabajo se eligió $A_2 = 0.13$ y $soc_{fin} = 63.5$.

4.2. Distribución de potencia mediante optimización

La estrategia mencionada en la sección anterior llamada estrategia SEP, es una estrategia implementable, sin embargo, al implementarla no hay forma de compararla con respecto al mejor valor que se puede obtener. Por lo tanto, para comparar la estrategia propuesta con el enfoque de control óptimo, se pretende obtener solución de la función objetivo con sus respectivas restricciones mediante alguna solución óptima.

El criterio a optimizar está basado en las observaciones planteadas para la estrategia propuesta, donde el problema mayor es plantear el problema y sus restricciones en términos

de variables que permitan la solución. Se opta por emplear el principio de Pontryagin, principalmente porque de las estrategias de optimización es la que permite obtener soluciones implementables en tiempo real.

Cálculo de variaciones y principio del mínimo de Pontryagin

Como ya se describe en Pantoja-Vazquez *et al.* (2015) la mayoría de las estrategias para el manejo de energía desarrolladas mediante control óptimo utilizan programación dinámica, y se usan principalmente para probar otras estrategias. Lo anterior debido a su alta carga computacional que incrementa con la complejidad de los modelos empleados para el vehículo.

Por otro lado, con el principio del mínimo de Pontryagin se pueden obtener controles implementables. Por ello en el presente trabajo se utiliza esta formulación usual con algunas restricciones importantes que se describen en la presente sección. El desarrollo de la estructura y la problemática está inspirada en el trabajo de Kirk (2004), donde sin embargo se utiliza otro modelo y función objetivo. El problema a solucionar es encontrar un control admisible $u^* \in U$ que cause que un sistema de la forma

$$\dot{x}(t) = a(x(t), u(t), t) \quad (4.11)$$

siga una trayectoria admisible $x^* \in X$ que minimice un desempeño formulado con la estructura

$$J(u) = h(x(t_f), t_f) + \int_{t_0}^{t_f} g(x(t), u(t), t) dt \quad (4.12)$$

donde se asume que g y h son funciones suaves, las condiciones iniciales son especificadas, $x_{t_0} = x_0$, y el tiempo inicial, t_0 . Como es usual en los sistemas de control, x es un vector de n variables de estado y u es un vector con m entradas de control.

Asumiendo que h es una función diferenciable, el funcional mencionado (4.12) se puede expresar de la forma,

$$J(u) = \int_{t_0}^{t_f} \left\{ g(x(t), u(t), t) + \left[\frac{\partial h}{\partial x}(x(t), t) \right]^T \dot{x} + \frac{\partial h}{\partial t}(x(t), t) \right\} dt \quad (4.13)$$

Al introducir restricciones por las ecuaciones diferenciales del sistema, cambia el argumento de la función objetivo mediante los **Coestados**

$$p(t) = [p_1(t) \quad p_2(t) \quad p_3(t) \quad \dots \quad p_n(t)],$$

para quedar el sistema aumentado de la forma

$$g_a(x(t), \dot{x}(t), p) = g(x(t), u(t), t) + p^T(t)[a(x, u, t) - \dot{x}] \quad (4.14)$$

Al agregar los coestados de la forma descrita en la Ec. (4.14), la función objetivo también es afectada y debe incorporar los coestados, por las restricciones, para quedar de la forma

$$J_a(u) = \int_{t_0}^{t_f} \left\{ g(x(t), u(t), t) + \left[\frac{\partial h}{\partial x}(x(t), t) \right]^T \dot{x} + \frac{\partial h}{\partial x}(x(t), t) + p^T(t) [a(x(t), u(t), t) - \dot{x}(t)] \right\} dt$$

Para sistemas con las características ya mencionadas y función objetivo de la forma obtenida anteriormente, es posible definir un Hamiltoniano con la estructura siguiente,

$$H(x(t), u(t), p(t), t) = g(x(t), u(t), t) + p^T(t) [a(x(t), u(t), t)] \quad (4.15)$$

Con el Hamiltoniano de la función, el control que minimiza el objetivo depende de los estados admisibles x^* , coestados p^* y del tiempo t . Mediante la ecuación de Hamilton - Jacobi - Bellman, es posible escribir las condiciones necesarias, para encontrar los estados x^* , entradas u^* y coestados p^* , óptimos que llevan a la solución buscada.

Existe una dependencia directa de estos con el Hamiltoniano para encontrar las dinámicas respectivas, de la forma

$$\dot{x}^*(t) = \frac{\partial H}{\partial p}(x^*(t), u^*(t), p^*(t), t) \quad (4.16)$$

$$\dot{p}^*(t) = -\frac{\partial H}{\partial x}(x^*(t), u^*(t), p^*(t), t) \quad (4.17)$$

$$0 = \frac{\partial H}{\partial u}(x^*(t), u^*(t), p^*(t), t) \quad (4.18)$$

4.2.1. Planteamiento del problema para la asignación óptima de potencia

La idea principal es obtener una formulación como la mostrada en la sección anterior y encontrar las condiciones de las entradas, estados y coestados que corresponden a las restricciones, mediante las dinámicas del sistema completo del vehículo eléctrico híbrido.

De las prioridades ya señaladas para la asignación de potencia, se debe considerar la restricción de potencia del sistema de engranes planetarios que une las fuentes de potencia del vehículo híbrido, Ec. (4.1). Cumplir esta restricción es uno de los principales requerimientos en el vehículo, debido que la potencia que proporcionan las máquinas debe cumplir la potencia demandada por el operador (en este caso se debe cumplir con el ciclo de manejo), esto es

$$P_p = P_{me} + P_{mci} \quad (4.19)$$

la Ec. (4.19) se empleará más adelante para formular uno de los estados del sistema a optimizar.

El siguiente parámetro de interés es el estado de carga de batería soc , que se debe preservar para evitar sobrecargar o descargar la batería, y es también un elemento primordial en el vehículo híbrido. El soc se expresa en términos de potencia, para también poder emplearlo como estado del sistema completo y además para que contenga las unidades similares al anterior. Por lo tanto se tiene,

$$\begin{aligned} soc &= soc_0 - \frac{1}{V_{bat}Q_{nom}} \int_0^t P_{bat} dt \\ \dot{soc} &= -\frac{1}{V_{bat}Q_{nom}} P_{bat} \end{aligned} \quad (4.20)$$

La potencia del motor eléctrico con respecto a la batería, se considera afectada por la eficiencia η_{me} de ambos componentes, es decir, la eficiencia entre el banco de baterías y la máquina eléctrica, esto es

$$P_{me} = \eta_{me} P_{bat} \quad (4.21)$$

El tercer parámetro a considerar y no menos importante es el combustible, el cual es de las principales razones para hacer híbrido el vehículo. Por lo tanto, de la potencia de salida del motor de combustión interna, se despeja el flujo de combustible m_f , de la forma

$$\dot{m}_f = \frac{P_{mci}}{\eta_{mci} P_{th}} \quad (4.22)$$

Ahora bien, mediante las ecuaciones anteriores (4.19)-(4.22), se pretende expresar las dinámicas del sistema del vehículo eléctrico híbrido mediante el planteamiento siguiente. Se considera que el vector de estados es $x^T = [soc \quad m_f \quad P_p]$, mientras que para el vector de entradas se toma la potencia de cada motor $u^T = [P_{bat} \quad P_{mci}]$. Mediante los tres parámetros. Es posible expresar el sistema completo en términos del error de estado $e_{P_p} = P_p - P_d$, $e_{soc} = soc - soc_{ref}$ y $e_{m_f} = m_f - m_{f_{ref}}$, donde P_d es la potencia demanda por el ciclo de manejo (operador del vehículo), soc_{ref} y $m_{f_{ref}}$ son las referencias del soc y m_f , que se consideran fijas. Por lo tanto, la dinámica del sistema se expresa en la siguiente forma,

$$\begin{aligned}
e_{P_p} &= \eta_{me} P_{bat} + P_{mci} - P_d \\
\dot{e}_{soc} &= -\frac{1}{V_{bat} Q_{nom}} P_{bat} - s\dot{oc}_{ref} \\
\dot{e}_{m_f} &= \frac{P_{mci}}{\eta_{mci} P_{th}} - \dot{m}_{f_{ref}}
\end{aligned} \tag{4.23}$$

Un detalle importante es que la eficiencia del MCI depende de la región de operación y el consumo de combustible, que se puede minimizar si se maximiza la eficiencia. Esta puede ser expresada en términos de la potencia o par y la velocidad a la cual opera el motor de combustión, esto es

$$\eta_{mci} = \eta_{mci}(P_{mci}, \omega_{mci}) \tag{4.24}$$

Con base en la Ec. (4.24), el problema de control óptimo puede ser definido si se maximiza la eficiencia del motor de combustión en función de la velocidad

$$\bar{\eta}_{mci}(P_{mci}) = \max_{\forall \omega_{mci}} \{ \eta_{mci}(P_{mci}, \omega_{mci}) \} \tag{4.25}$$

que corresponde a encontrar la eficiencia máxima posible para alguna P_{mci} , asumiendo que la velocidad angular ω_{mci} puede ser ajustada a ese máximo.

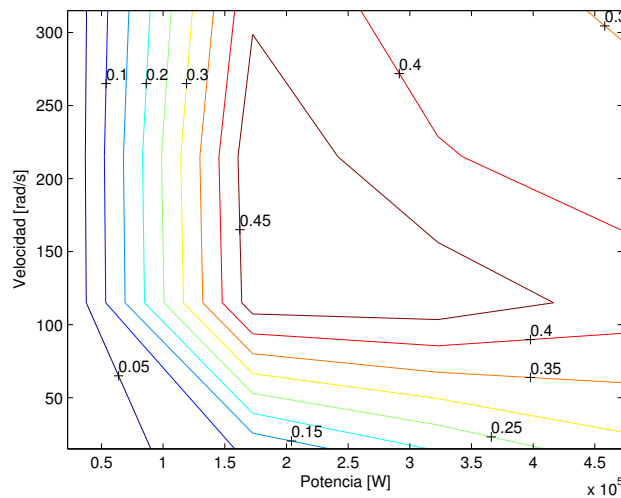


Figura 4.3: Curvas de eficiencia potencia - velocidad.

Un ejemplo de la dependencia de velocidad con respecto a la potencia se muestra en la Fig. 4.3, donde se puede elegir la eficiencia máxima para cada potencia. Este mapa de eficiencia potencia - velocidad corresponde al modelo del motor de combustión ya presentado en el segundo capítulo.

Para el sistema planteado en términos del error Ec. (4.23), se propone una función

de costo cuadrática en términos de los estados $e^T = [e_{P_p} \quad e_{soc} \quad e_{m_f}]$ y las entradas $u^T = [P_{bat} \quad P_{mci}]$ que son las fuentes de energía. Por lo tanto, se pretende minimizar el objetivo siguiente

$$\text{mín } J = \int e^T G_1 e + u^T G_2 u \quad dt \quad (4.26)$$

Donde se eligieron las matrices G_1 y G_2 de la forma

$$G_1 = \begin{bmatrix} g_{11} & 0 & 0 \\ 0 & g_{12} & 0 \\ 0 & 0 & g_{13} \end{bmatrix} \quad G_2 = \begin{bmatrix} g_{21} & 0 \\ 0 & g_{22} \end{bmatrix}$$

los parámetros g_{ij} son los parámetros de peso para moderar la prioridad del objetivo a minimizar, con respecto a los estados, es decir, que tanto se pretende reprimir o utilizar cada máquina de suministro y la prioridad entre el seguimiento de potencia, nivel de carga en las baterías y ahorro de combustible.

El Hamiltoniano para la función objetivo propuesta se puede expresar en la forma

$$H_e = e^T G_1 e + u^T G_2 u + p^T [a(e, u, t)] \quad (4.27)$$

donde se considera el objetivo a minimizar junto con los coestados p y las dinámicas del sistema $a(e, u, t)$, para que sea un sistema restringido. Por lo tanto, las condiciones necesarias para encontrar el control admisible óptimo $u^* \in U$, la trayectoria admisible de los estados $e^* \in X$ y minimizar el objetivo planteado, se obtienen de la dinámica de los estados en la expresión (4.16), es decir,

$$\begin{aligned} e_{P_p} &= \eta_{me} P_{bat} + P_{mci} - P_d \\ \dot{e}_{soc} &= -\frac{1}{V_{bat} Q_{nom}} P_{bat} \\ \dot{e}_{m_f} &= \frac{P_{mci}}{\bar{\eta}_{mci} P_{th}} \end{aligned} \quad (4.28)$$

donde las derivadas de las referencias, \dot{soc} y \dot{m}_f , se hacen igual a cero por asumirlas constantes.

Para los coestados se emplea la Ec. (4.17) y las dinámicas para estos resulta ser

$$\begin{aligned} \dot{p}_1 &= -2g_{11} e_{P_p} \\ \dot{p}_2 &= -2g_{12} e_{soc} \\ \dot{p}_3 &= -2g_{13} e_{m_f} \end{aligned} \quad (4.29)$$

Para encontrar las entradas se utiliza la expresión (4.18) y las restricciones quedan

$$\begin{aligned} 0 &= 2g_{21}u_1 + p_1\eta_{me} - p_2\frac{1}{V_{bat}Q_{nom}} \\ 0 &= 2g_{22}u_2 + p_1 + p_3\frac{1}{\bar{\eta}_{mci}P_{th}} \end{aligned} \quad (4.30)$$

Las entradas se despejan de la Ec. (4.30) para obtener el control u^* que produce la trayectoria óptima admisible. Esto es:

$$\begin{aligned} u_1^* &= -\frac{p_1\eta_{me} - p_2\frac{1}{V_{bat}Q_{nom}}}{2g_{21}} \\ u_2^* &= -\frac{p_1 + p_3\frac{1}{\bar{\eta}_{mci}P_{th}}}{2g_{22}} \end{aligned} \quad (4.31)$$

Si se sustituyen las Ecs. (4.31) del control óptimo $[P_{bat} \ P_{mci}]^T = [u_1^* \ u_2^*]^T$ en los estados de la Ec. (4.28) se obtienen las siguientes ecuaciones simultáneas, tres por los estados y tres por los coestados,

$$\begin{aligned} \dot{e}_1^* &= \eta_{me}u_1^*(p_1, p_2) + u_2^*(p_1, p_3) - P_d \\ \dot{e}_2^* &= -\frac{1}{V_{bat}Q_{nom}}u_1^*(p_1, p_2) \\ \dot{e}_3^* &= \frac{1}{\bar{\eta}_{mci}P_{th}}u_2^*(p_1, p_3) \\ \dot{p}_1^* &= -2g_{11}e_1^* \\ \dot{p}_2^* &= -2g_{12}e_2^* \\ \dot{p}_3^* &= -2g_{13}e_3^* \end{aligned} \quad (4.32)$$

El sistema de las Ecs. (4.32) distribuye la potencia entre las fuentes ME y MCI de forma óptima de acuerdo a los parámetros elegidos en la función objetivo. De forma similar a la estrategia SEP, para el caso de frenado se debe disipar la energía excedente a la máxima posible del frenado regenerativo mediante la Ec. (4.10). Además, la distribución de velocidad y par en cada máquina se hace de forma similar a la distribución en la estrategia SEP, y se describe más adelante.

4.2.2. Sintonización de estrategia PMP

Un problema importante en la solución de la distribución de potencia en el vehículo híbrido, es la selección de parámetros para ajustar el funcionamiento de este durante el trayecto que elige el operador.

Para la estrategia de solución mediante Pontryagin se tienen cinco parámetros, de los cuales, los primeros tres corresponden a los errores de seguimiento de potencia, estado de carga y consumo de combustible, los dos parámetros restantes corresponden directamente con las entradas consideradas de potencia de los motores.

Los parámetros g_{ij} de la función de costo (4.26) se sintonizaron por prueba y error tomando en cuenta que la intención es ahorrar combustible, preservar el estado de carga y seguir el ciclo de manejo. La elección final se muestra en la tabla 4.1

Tabla 4.1: Parámetros en estrategia óptima PMP.

g_{11}	g_{12}	g_{13}	g_{21}	g_{21}
20	2	1	0.5	0.0613

4.3. Asignación de velocidad y par

Una vez asignada la potencia de cada máquina, se pretende indicar la velocidad y par de las mismas. Debido a que en general, un motor de combustión tiene menor eficiencia que un motor eléctrico, se considera primero asignar la velocidad y par del MCI para obtener el mayor provecho de este.

Dada la potencia de la fuente con menor eficiencia asignada en la sección anterior, en este caso es la potencia del motor de combustión interna P_{mci} , la velocidad angular a la cual el MCI debe operar, ω_{mci} , es obtenida del mapa de eficiencia en la gráfica potencia-velocidad. Esta curva tiene una forma similar a la línea sobrepuesta más resaltante, que muestra la Fig. 4.4.

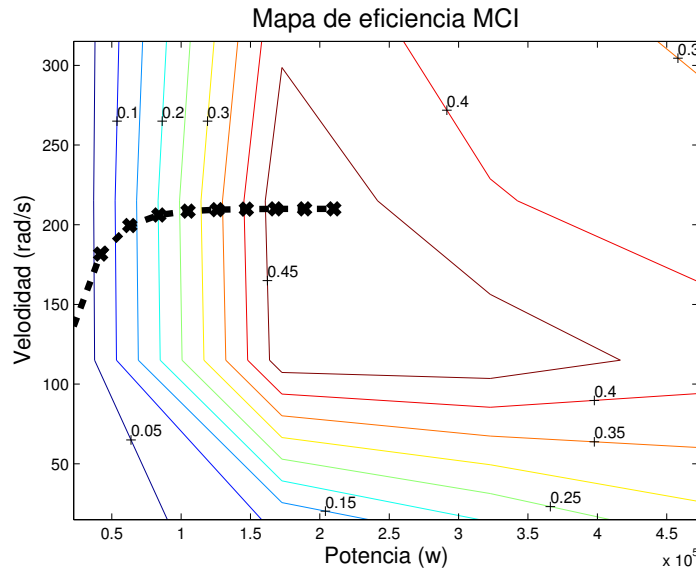


Figura 4.4: Curva de máxima eficiencia en el plano potencia - velocidad.

Para el motor de combustión elegido, con el modelo y los parámetros ya presentados en el capítulo respectivo, al obtener las curvas de eficiencia para cada valor de potencia requerida es posible encontrar la curva que resalta en la Fig. 4.4 que corresponde al valor de velocidad que tiene mayor eficiencia para un valor de potencia dado y que corresponde con la solución de la Ec. (4.25). La curva fue aproximada mediante la función,

$$\omega_{mci} = 210(1 - e^{-(1/21000)*P_{mci}}) \quad (4.33)$$

Para el motor de combustión que se emplea en esta tesis, la máxima potencia a la cual puede operar es de 205[kw], razón por la cual la curva se trunca al llegar a esta potencia.

Una vez que la velocidad del motor ω_{mci} es obtenida de la curva de alta eficiencia, el paso siguiente es determinar la velocidad angular de la máquina eléctrica de la Ec. (2.16) del acoplamiento mecánico, por lo tanto, ω_{me} , se determina mediante la ec. (4.34), de la forma

$$\omega_{me} = \frac{(k+1)}{k}(\omega_p - \frac{1}{(k+1)}\omega_{mci}) \quad (4.34)$$

Ya asignadas las velocidades de las fuentes de potencia mecánica, el par que debe proporcionar el MCI se obtiene de la equivalencia de potencia mecánica en un sistema rotacional, mediante las ecs. (4.35)

$$T_{mci} = \frac{P_{mci}}{\omega_{mci}} \quad \text{para} \quad \omega > 0 \quad (4.35a)$$

$$T_{mci} = 0 \quad \text{para} \quad \omega = 0 \quad (4.35b)$$

de forma similar al anterior se determina el par T_{me} de la máquina eléctrica, que para el caso de tracción puede funcionar como motor o generador, de la forma

$$T_{me} = \frac{P_{me}}{\omega_{me}} \quad \text{para} \quad \omega \neq 0 \quad (4.36a)$$

$$T_{me} = 0 \quad \text{para} \quad \omega = 0 \quad (4.36b)$$

Por otro lado, en el caso del frenado regenerativo cuando se requiere frenar, es decir, $P_p < 0$, la potencia del motor de combustión no interviene, $P_{mci} = 0$; y la recuperación de potencia eléctrica se obtiene directamente. La velocidad y par que se debe disipar se obtienen de forma similar a los anteriores,

$$\omega_{Freno} = (k+1)(\omega_p - \frac{k}{(k+1)}\omega_{me}) \quad (4.37a)$$

$$T_{Freno} = \frac{P_{Freno}}{\omega_{Freno}} \quad \text{para} \quad \omega < 0 \quad (4.37b)$$

Conclusión

Después de hacer un planteamiento general de la problemática del control de flujo de potencia en vehículos híbridos, en el presente capítulo se encuentra la aportación principal de esta tesis, donde se desarrolla una estrategia para la administración de energía en un vehículo eléctrico híbrido-diésel mediante el enfoque de control óptimo al utilizar el mínimo de Pontryagin. Además, de una estrategia ya explorada llamada SEP, para la cual se

pretende mostrar que corresponde a una solución factible de la estrategia PMP. Al final del capítulo se muestra la asignación de velocidad con base en en las curvas características del MCI y restricciones del SEP.

En el siguiente capítulo se prueba el desempeño de las estrategias planteadas mediante las simulaciones correspondientes, para cuatro ciclos de manejo representativos en ciudad.

Capítulo 5

Resultados de simulación

Se presentan las simulaciones obtenidas del acoplamiento de los modelos de cada elemento para un vehículo eléctrico híbrido. El desarrollo del presente trabajo se ha enfocado para un autobús urbano, ya que el proceso de fabricación de este aún es manual, a diferencia de la fabricación de vehículos compactos como Toyota, Honda, Ford, Audi, por mencionar algunos, donde el proceso de fabricación es altamente automatizado, y se hace difícil pensar en competir con estas firmas. Además, por la protección de sus tecnologías es complicado encontrar divulgación en la literatura. En cambio por el lado de los autobuses, aún no hay mucha distribución y los primeros prototipos están en etapa de pruebas.

Se pretende que el autobús urbano consiga el seguimiento de ciclos de manejo en ciudad y con ello analizar el desempeño de las estrategias planteadas para el reparto de potencia en el vehículo eléctrico híbrido. Se proponen ciclos de manejo principalmente para la Ciudad de México, ya mencionados en la sección 2.7 para velocidades lenta, media y alta. Además se agrega un ciclo de manejo para autobús en la Ciudad de Manhattan, NY, USA, entre otras pruebas realizadas.

El autobús urbano propuesto tiene una masa total de $15,000[kg]$, donde se considera que la masa en componentes es de $7,000[kg]$ y la carga variable hasta de $8,000[kg]$. El motor de combustión interna es diésel de encendido por compresión, con capacidad de $205[kw]$, eficiencia máxima de $45[\%]$, que se acopla a un sistema de engranes planetarios, con relación de engranaje, $k = 5$, mediante un sistema de embrague al engrane solar. La máquina eléctrica, es un motor de imán permanente sin escobillas con capacidad de $93kW$, eficiencia máxima de $92[\%]$, alimentado mediante el banco de baterías con capacidad de $25[Ah]$, a $288[V]$.

Primero se realizaron las simulaciones de los motores (fuentes de potencia) por separado. Debido a que se pretende hacer seguimiento de velocidad mediante el vehículo, se realizaron pruebas con referencias de velocidad para los motores mediante los respectivos controladores presentados en el capítulo 3, donde se verificó que cada motor seguía las consignas de velocidad y par impuestas. En el presente capítulo se imponen las respectivas señales que deben seguir y que en conjunto resultan en la potencia demandada por el ciclo de manejo.

El resto de la organización del presente capítulo considera una comparación de las estrategias PMP y SEP. Primero se pretende analizar el requisito más importante, la de-

manda de potencia, el cual se verifica mediante el seguimiento de los ciclos de manejo. Posteriormente se analizan los resultados del comportamiento del estado de carga en las baterías y el consumo de combustible.

5.1. Seguimiento de trayectorias del vehículo híbrido

Para probar las estrategias de control de flujo de potencia se utilizan modelos simplificados y detallados de los motores. Las pruebas se realizan de la siguiente forma, primero el ciclo de manejo, que se considera equivalente a la demanda del operador, se traslada a velocidad angular y par necesarios en la llanta (afectados por su radio). Estas variables se llevan, mediante la relación del diferencial, la transmisión y el sistema de engranes planetarios, a las flechas de cada motor, que reciben entonces el valor requerido de potencia (consignas de velocidad-par) para cumplir con el ciclo de manejo.

En las figuras 5.1 y 5.2 se muestra el seguimiento del vehículo eléctrico híbrido a los ciclos de manejo de baja y media velocidad en la ciudad de México, llamados ciclo 1 y 2, respectivamente, que corresponde a los autobuses que circulan en la Ciudad con una cantidad de tráfico considerable y moderado. Se emplean las dos estrategia de control de flujo de potencia, la estrategia SEP y la estrategia PMP. Se puede observar que no hay diferencia entre ambas, y que mediante las dos estrategias el vehículo híbrido consigue seguir la trayectoria deseada.

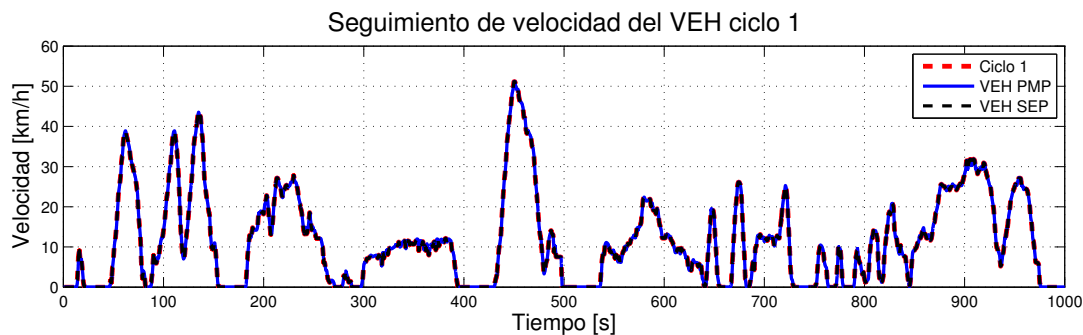


Figura 5.1: Seguimiento del VEH en ciclo de manejo para baja velocidad.

La primera trayectoria llamada ciclo 1 tiene una velocidad máxima aproximada de $50[km/h]$ y un promedio menor a $20[km/h]$, además de una velocidad muy irregular por las condiciones de tráfico. La segunda trayectoria a seguir corresponde al ciclo 2 con velocidad máxima aproximada de $70[km/h]$ mayor que el primero, y una velocidad promedio de $25[km/h]$, también mayor.

La figura 5.3 muestra el seguimiento del vehículo híbrido a la trayectoria planteada para el ciclo de manejo para autobús sobre carriles confinados que corresponde al ciclo 3 de alta velocidad en la Ciudad de México. En este caso la velocidad máxima alcanza los $70[km/h]$ y la velocidad promedio es superior a las anteriores, así como los niveles de aceleración y demanda de potencia, que se mostrarán en las siguientes secciones.

Una trayectoria más de prueba empleada en el presente trabajo es el ciclo de manejo para autobús en la Ciudad de Manhattan - New York, USA. Mostrado en la Fig. 5.4, el cual

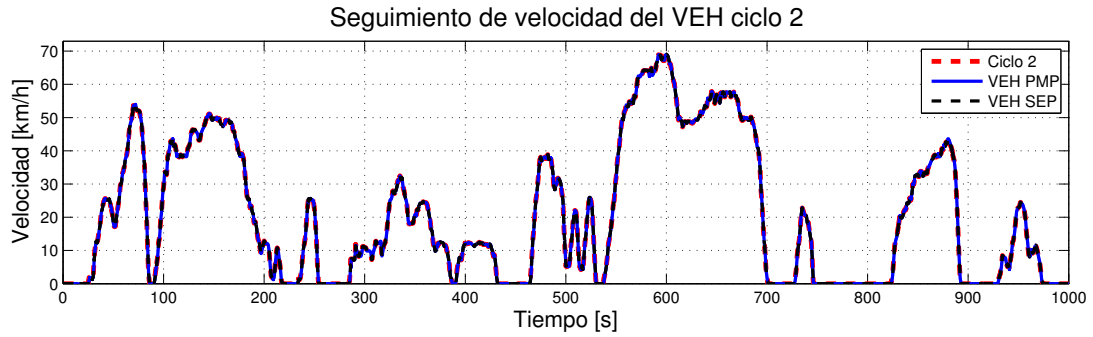


Figura 5.2: Seguimiento del VEH en ciclo de manejo para velocidad media.

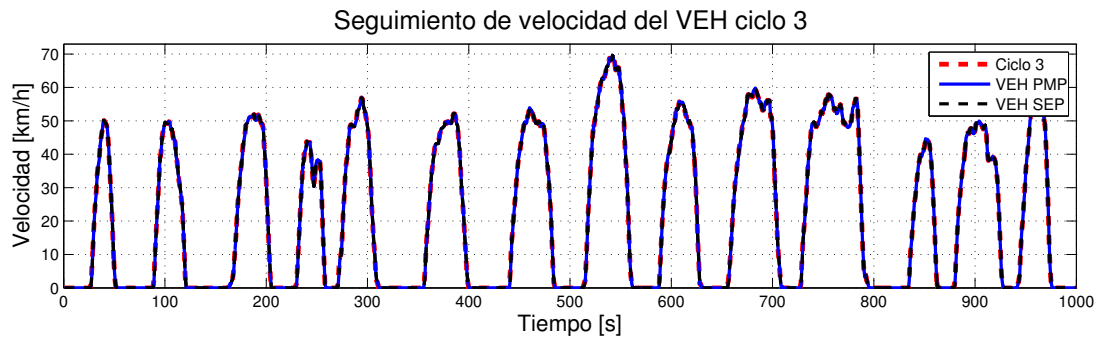


Figura 5.3: Seguimiento del VEH en ciclo de manejo para alta velocidad.

tiene un comportamiento similar al ciclo de manejo para carriles confinados en la Ciudad de México, pues se acelera y detiene continuamente, lo cual es lo esperado para un autobús urbano por las paradas continuas. Sin embargo, la velocidad máxima aproximada de este ciclo es de $40[km/h]$, que está por debajo de la del ciclo 3.

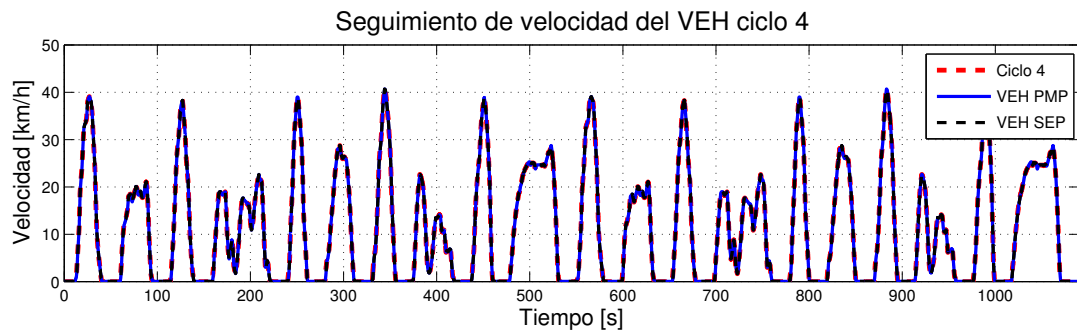


Figura 5.4: Seguimiento del VEH en ciclo de manejo para autobús en Manhattan.

Como se puede verificar en las simulaciones realizadas, las dos estrategias planteadas cumplen con la primera exigencia ya que sin problema alguno la mezcla de la potencia en las máquinas logra mover al autobús urbano a la velocidad y aceleración deseadas.

5.2. Nivel de carga en las baterías

El siguiente parámetro de interés en el presente trabajo es el estado de carga en las baterías, que para un vehículo eléctrico sería el análogo a la cantidad de combustible que se tiene en el tanque. En el vehículo híbrido eléctrico se emplean como fuentes primarias de energía la combinación del combustible para el motor de combustión y las baterías para la máquina eléctrica. Sin embargo, la primera fuente solo puede ser utilizada en una dirección, mientras que las baterías permiten flujo bidireccional.

Se realizaron numerosas simulaciones para diferentes condiciones en cada ciclo de manejo, dejando únicamente los resultados que hacen coincidir el estado de carga final con en inicial y descartando el resto de las simulaciones. Esto debido a que se pretende mostrar el consumo de combustible real por el vehículo y evitar la necesidad de ajustar un estado de carga (diferente inicial a final), mediante la diferencia y algún factor de equivalencia a combustible químico, que puede sesgar el resultado final.

Las Figs. 5.5 y 5.6, muestran la dinámica del estado de carga en el banco de baterías para el autobús en las pruebas de los ciclos de manejo a velocidad baja y media respectivamente, llamados ciclo 1 y 2. Las diferencias principales se deben a las formas del ciclo de manejo correspondiente e interesa notar que el comportamiento es muy similar para las dos estrategia SEP y PMP, bajo la sintonización adecuada.

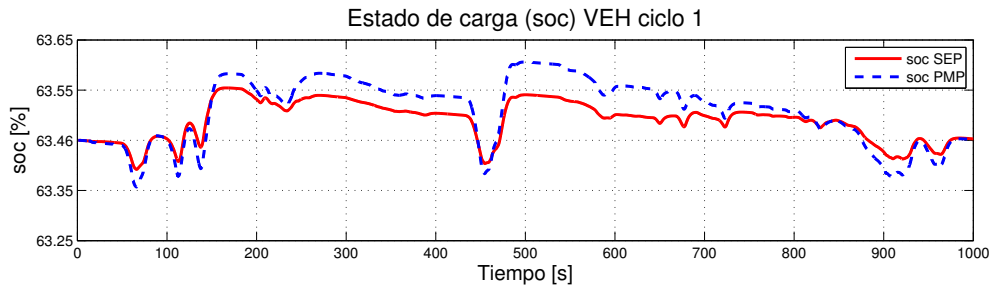


Figura 5.5: Estado de carga del VEH para ciclo de manejo a baja velocidad para autobús.

En los dos ciclo de manejo fue necesario iniciar en un valor más bajo que la referencia por el perfil de manejo y la recuperación de energía, para cumplir la restricción de preservar el estado de carga, es decir iniciar y terminar en el mismo valor. En el ciclo 2, Fig. 5.6, es posible apreciar mejor como el perfil de frenado regenerativo, reflejado directamente en el *soc* es menor por la lenta desaceleración.

En la Fig. 5.7 se muestra la dinámica del *soc* para el ciclo de manejo 3, correspondiente al autobús cuando el trayecto es por carriles confinados en la Ciudad de México. Para este ciclo de manejo el estado inicial y final son iguales al parámetro $soc_{ref} = 63.5[\%]$.

La simulación correspondiente a la dinámica del estado de carga para el ciclo de manejo para autobús en Manhattan se muestra en la Fig. 5.8, con múltiples oscilaciones como en el ciclo de manejo 3, las cuales representan las múltiples paradas, aceleración y frenado del autobús.

Un punto interesante en las simulaciones del estado de carga y que posiblemente es el más visible para comparar los resultados entre las estrategias PMP con la estrategia SEP, es la similitud entre las dinámicas, además de lo ya mostrado que es cumplir con el ciclo de

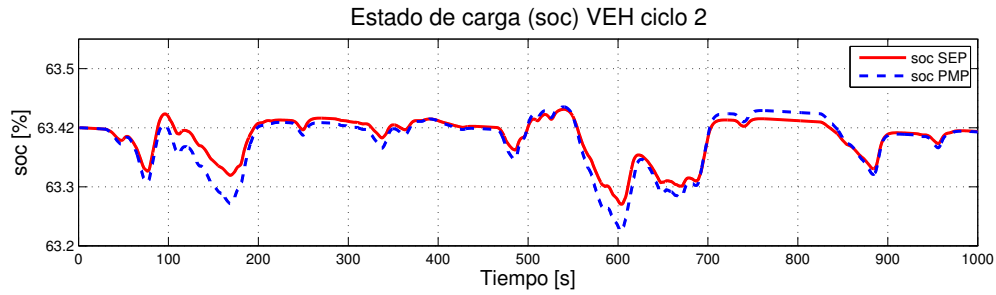


Figura 5.6: Estado de carga del VEH para ciclo de manejo a velocidad media para autobús.

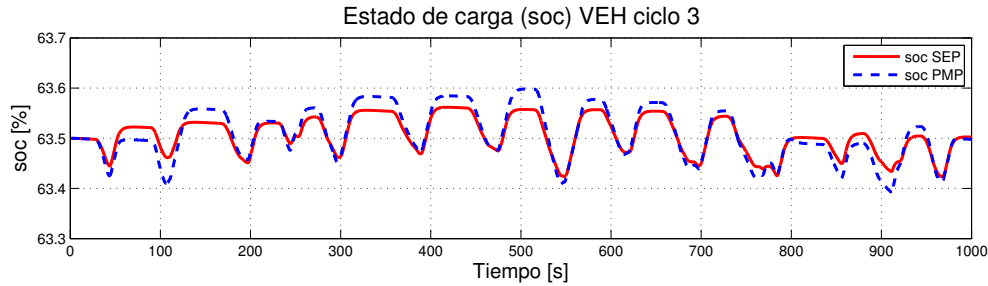


Figura 5.7: Estado de carga del VEH para ciclo de manejo en carril confinado de autobús D.F.

manejo. El comportamiento del *soc* prácticamente es el mismo con la diferencia en algunos cambios abruptos.

Las simulaciones de las estrategias utilizan la misma sintonización y el cambio en ciclo de manejo se refleja en el valor final de coincidencia del *soc*. Este se obtiene al repetir muchas veces las pruebas del ciclo, tomando como estado inicial de carga el final de la prueba anterior y así hasta conseguir la coincidencia deseada.

5.3. Consumo de combustible

El rendimiento de cualquier vehículo se determina por la cantidad de combustible consumido durante cierta distancia recorrida, sin embargo, para efectos de pruebas en laboratorio usualmente se emplean ciclos de manejo o pruebas a velocidad constante con diferentes rangos.

Para analizar el consumo de energía y la emisión de contaminantes, se proponen diferentes escenarios en dinamómetros instrumentados para obtener las respectivas mediciones, además de establecer específicamente los rangos de operación, cargas y demandas.

Una diferencia del presente trabajo con respecto a otros trabajos de la literatura, es que en ellos sí hay descarga o recarga en la batería en los ciclos de manejo y usualmente se realiza una conversión de energía a combustible. Para ello se usa una eficiencia alta del motor de combustión interna, que no siempre es posible, por el rango de operación potencia-velocidad de este. Por lo tanto, para las pruebas realizadas, como ya se mencionó en las secciones anteriores se usan simulaciones en las cuales el estado inicial de carga

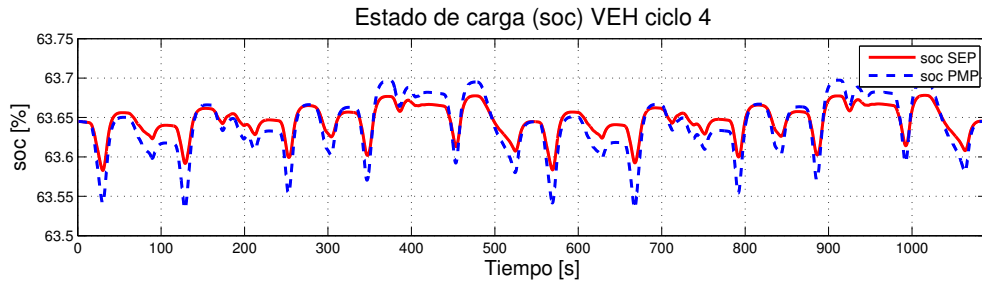


Figura 5.8: Estado de carga del VEH para ciclo de manejo para autobús en Manhattan.

coincide con el final, lo que se traduce en medir directamente el consumo de combustible. Además, mediante las simulación que preservan el estado de carga en la batería se asegura la posibilidad de repetir el ciclo de manejo indefinidamente.

Para proporcionar una idea de la reducción del consumo de combustible, se realiza una comparación entre el consumo de un vehículo convencional y un vehículo eléctrico híbrido operado con las estrategias para la distribución de potencia ya planteadas. La comparación se muestra en la Tabla 5.1, cuya primera columna indica el consumo correspondiente al vehículo convencional, solo con motor de combustión. La segunda columna corresponde a la estrategia heurística SEP. La tercera columna resulta de utilizar la solución simplificada de la estrategia óptima PMP. En la cuarta columna la estrategia PMP se evalúa con simulaciones de los modelos detallados de los motores.

En todos los casos se utilizan los parámetros de sintonización presentados en la tabla 4.1. La simulación del consumo de combustible de SEP y PMP muestran que la diferencia entre estas es muy pequeña, entre 1 % y 2.4 %.

Tabla 5.1: Consumo de combustible con $soc_0 = soc_f$

	Solo MCI	SEP	PMP	PMP-sim.
ciclo 1 [kg]	2.158	1.803	1.752	1.762
[%]	100	83.54	81.18	81.65
ciclo 2 [kg]	2.803	2.222	2.194	2.205
[%]	100	79.26	78.27	78.67
ciclo 3 [kg]	4.549	2.734	2.692	2.716
[%]	100	60.10	59.17	59.71
ciclo 4 [kg]	2.117	1.231	1.195	1.212
[%]	100	58.15	56.45	57.25

La distancia entre la solución simulada PMP (PMP-sim.), comparada con la solución detallada de SEP es aún menor pues está ahora entre 0.4 % y 1.8 %. La diferencia es mínima para los ciclos 2 y 3 y aumenta para los ciclos 1 y 4 que son los de más baja velocidad.

Además de lo anterior, en esta tesis se realiza un análisis comparativo con resultados mostrados en la literatura, mediante el uso de la eficiencia constante del motor de combustión interna $\bar{\eta}_{mci}$, en la formulación de PMP simplificado. En Paganelli *et al.* (2002) y Kim *et al.* (2011) se argumenta la validez de los resultados obtenidos mediante la formu-

lación ECMS, donde se emplea un valor de eficiencia constante para mostrar el ahorro o gasto de combustible equivalente al estado de carga en la batería. Los resultados obtenidos en la literatura mencionan que estos son muy similares al emplear la eficiencia variable o constante.

En el presente trabajo se procede primero a identificar el valor de la eficiencia promedio correspondiente para cada ciclo de manejo, dicho valor se encuentra al obtener el mismo consumo de combustible en la solución PMP mediante eficiencia constante que el consumo al utilizar los modelos detallados.

En la Fig. 5.9¹ se ilustra la variación del consumo de combustible del vehículo eléctrico híbrido mediante la estrategia del principio del mínimo de Pontryagin al considerar la eficiencia del MCI constante para un rango de valores de potencia. Los puntos marcados con el triángulo en la Fig. 5.9 corresponden al consumo de combustible obtenido con la estrategia PMP y proporcionan una eficiencia constante promedio $\bar{\eta}_{mci}$ para cada ciclo de manejo.

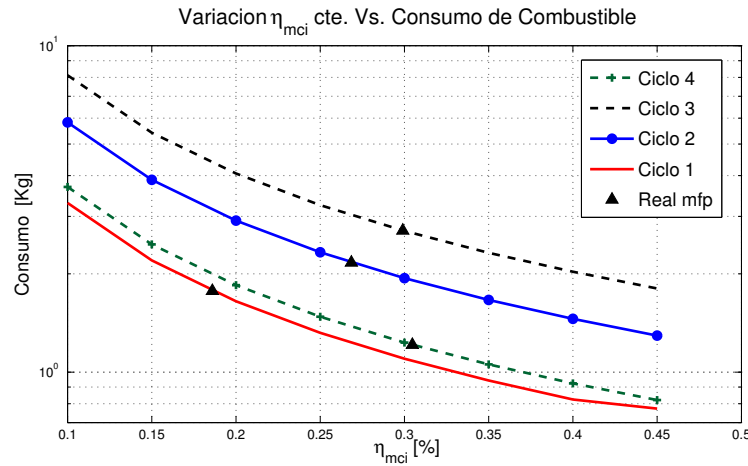


Figura 5.9: Variación de eficiencia del MCI cte. al emplearla en la solución PMP-sim, contra consumo de combustible.

Ya obtenida la eficiencia promedio correspondiente, se utiliza en los modelos detallados. Hay que hacer notar que el uso del motor de combustión interna a una eficiencia constante (para la configuración paralelo elegida y las diferentes pruebas en los ciclos de manejo) no siempre es posible, por lo tanto, se plantean dos opciones para intentar que el MCI funcione con eficiencia constante.

La primera propuesta, que no da un buen resultado por la capacidad de las máquinas, es hacer que la potencia del MCI que no se puede entregar con la eficiencia constante seleccionada, sea suplida por la máquina eléctrica, para así intentar cumplir con el ciclo de manejo. Esta opción no es viable debido a que se excede la capacidad de la ME y por lo tanto no se puede cumplir el ciclo.

La segunda opción considerada es utilizar el MCI con una eficiencia menor a la η_{mci}

¹La figura es obtenida con la solución PMP simplificada, dicha solución aún no se introduce a los modelos detallados de los motores

constante previamente seleccionada, cuando no se pueda mantener la eficiencia constante para cumplir con el ciclo de manejo.

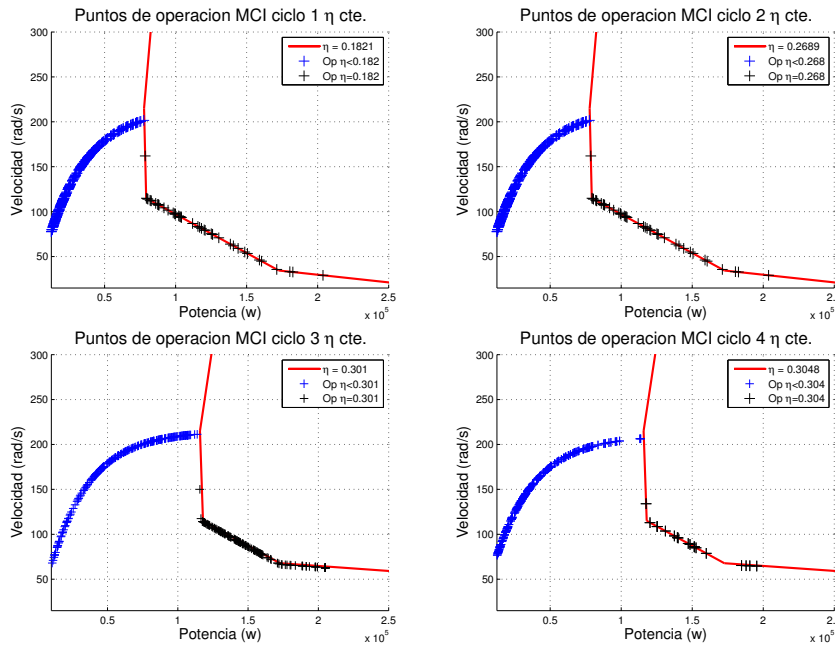


Figura 5.10: Puntos de operación del MCI al funcionar con eficiencia constante y menor.

En la Fig. 5.10 se ilustran los puntos de operación del motor de combustión sobre la curva de eficiencia constante promedio correspondiente a cada ciclo de manejo (puntos a la derecha), así como la operación del MCI cuando la potencia es menor a la mínima que se puede entregar con la eficiencia constante correspondiente (puntos a la izquierda). Para los cuatro ciclos de manejo.

La Tabla 5.2 muestra los consumos de combustible equivalentes al emplear la eficiencia promedio constante $\bar{\eta}_{mci}$ del MCI en la formulación PMP, para cada ciclo de manejo, cuando el MCI funciona sobre los puntos marcados en la Fig. 5.10 y al utilizar esta solución en los modelos detallados. Este resultado también permite comprobar que la estrategia planteada en el presente trabajo tiene un mejor desempeño que la estrategia ECMS de la literatura, al menos cuando se usa equivalencia constante.

Como puede notarse el consumo aumenta significativamente entre el 12% y 30% más que en la solución propuesta por las estrategias PMP y SEP.

Tabla 5.2: Comparación del consumo de combustible (PMP), η_{mci} variable vs. $\bar{\eta}_{mci}$ constante, $soc_0 = soc_f$.

Ciclo	$\bar{\eta}_{mci}$ [%]	comb. [Kg]	[%]	comb. [Kg] η_{mci} var.	[%] Tab. 5.1
1	18.21	2.025	93.85	1.752	81.18
2	26.89	2.585	92.22	2.194	78.27
3	30.11	3.611	79.38	2.692	59.17
4	30.48	1.8406	86.96	1.195	56.45

5.4. Potencia de los motores

En la presente sección se comparan las potencias utilizadas por los motores mediante las dos estrategias planteadas en la presente tesis. Por la forma del comportamiento en el estado de carga, lo esperado es que el comportamiento en la dinámica de las potencias sea muy similar, así como los puntos de operación del motor de combustión.

La potencia en la máquina eléctrica se muestra en la Fig. 5.11, la cual ilustra que esta máquina opera como motor y como generador, es decir, la potencia es positiva cuando trabaja en modo motor y negativa para el segundo caso, de acuerdo a las necesidades del ciclo de manejo. Además, se corrobora que la dinámica de la potencia eléctrica es similar para las estrategias SEP y PMP.

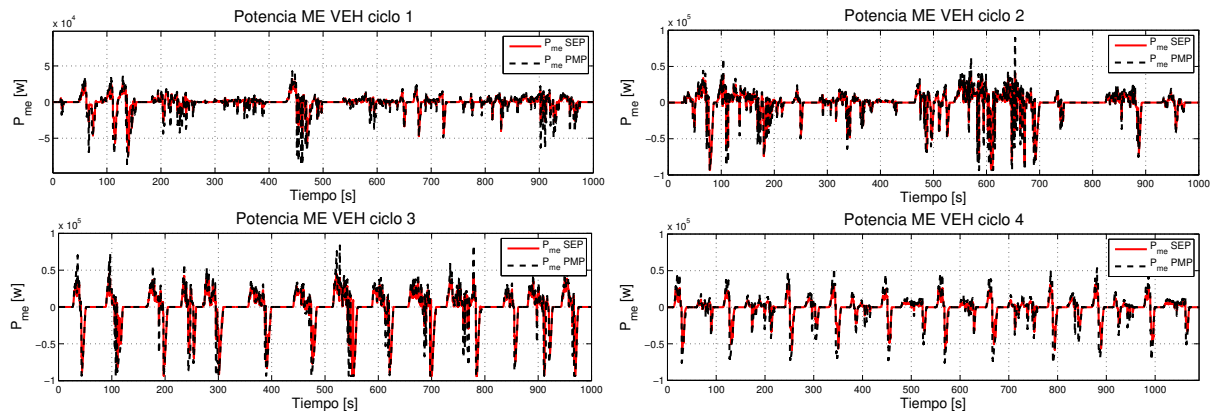


Figura 5.11: Potencia de la ME para los ciclos de manejo en prueba.

En el ciclo 3, que tiene la mayor demanda y recuperación de energía por su rango de velocidad, ambas estrategias permiten la mayor cantidad de energía recuperada en el frenado regenerativo.

La comparación de la potencia empleada por el motor de combustión interna diésel, se muestra en la Fig. 5.12 para los cuatro ciclos de manejo utilizados en las pruebas. En los ciclos 2 y 3 el MCI en algunos instantes de tiempo se usa a la máxima capacidad, mientras que en los ciclos 1 y 4 no es necesario. Por otro lado, en la Fig. 5.13 se ilustran los puntos de operación del MCI durante cada ciclo de manejo, lo cual, indica que se respeta la consigna de velocidad impuesta para operar a mayor eficiencia posible con respecto al mapa de eficiencia de la Fig. 4.4.

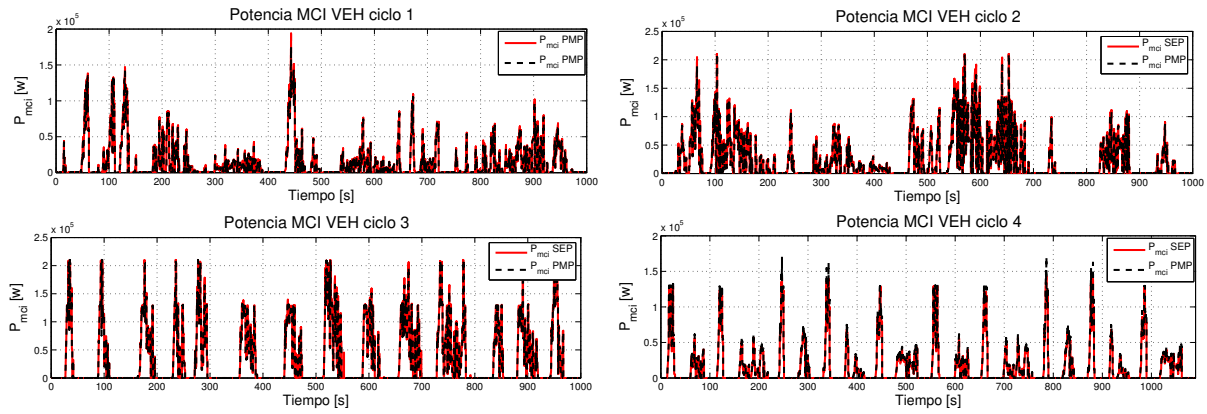


Figura 5.12: Potencia del MCI para los ciclos de manejo en prueba.

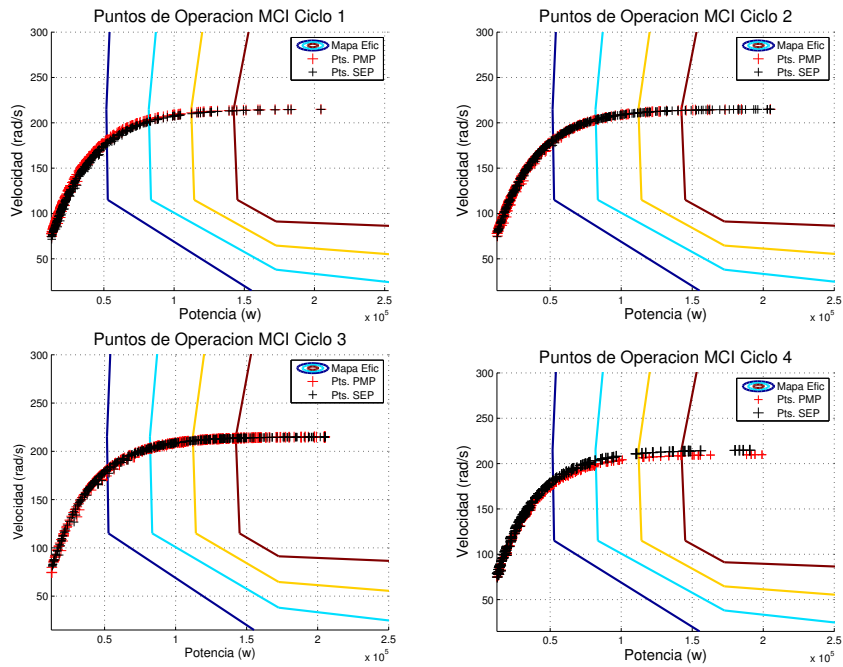


Figura 5.13: Puntos de operación del MCI para estrategias PMP y SEP, para cada ciclo de manejo.

Capítulo 6

Conclusiones

Los problemas relacionados con el transporte incrementan con el aumento de la población y cada vez se enfoca más tecnología a solucionar los retos necesarios para su sustentabilidad. Un ejemplo ocurre en el área de motores de combustión, los cuales, cada vez son más compactos, entregan más potencia, emiten menos ruido y emisiones contaminantes, entre otras ventajas. En el área de vehículos últimamente se han desarrollado más tecnologías con el enfoque híbrido, en el cual hay diferentes aplicaciones para mezclar con el motor convencional alguna tecnología que ofrezca ventajas como eléctrica, solar, neumática, de hidrógeno, etc. Para desarrollo de vehículos híbridos, la tecnología que se ha comercializado consiste en combinar el vehículo convencional con motores eléctricos, motivo por el cual se eligió esta opción para investigación en la mejora del reparto de potencia mediante el enfoque de control. Además, el uso de vehículos puramente eléctricos en sustitución de los basados en motor de combustión interna todavía es lejano, por lo que aún es necesario trabajar investigación sobre vehículos eléctrico híbridos.

En el primer capítulo se motivó la presente investigación mediante argumentos en términos de los problemas relacionados con la fuente de energía principal en el transporte terrestre y como el presente trabajo puede ayudar a resolver parte de la problemática.

En el segundo capítulo se modelaron los elementos principales que componen el vehículo eléctrico híbrido, con enfoque en su control, además de mostrar las variables de acoplamiento del sistema híbrido que dan motivo a esta investigación. Se probaron algunos controladores para los motores, independientes a la estrategia de control de flujo de potencia con diferentes técnicas, con el objetivo principal de mostrar que podrían cumplir con el seguimiento de consignas de velocidad y par impuestas por la estrategia para el manejo de energía del vehículo híbrido. Se consiguió el objetivo planteado para los dos motores, al efectuar las simulaciones mostradas en el capítulo 3. Además se realizaron algunas comparaciones con diferentes enfoques teóricos junto con pruebas de robustez por la incertidumbre del modelo o algunos parámetros.

La estructura del sistema de prueba para la simulación consistió en primero asignar la trayectoria que debe seguir el vehículo bajo prueba y mediante ésta, junto con las condiciones de nivel de carga en las baterías se decidió, con la estrategia de control de flujo de potencia, cuanto debe aportar cada máquina. La siguiente etapa fue para el control de los motores, donde cada uno debe conseguir seguir las consignas de velocidad y par

asignadas para cumplir la demanda total, sin descuidar el estado de carga de las baterías y cumplir con el objetivo de mezclar dos fuentes de potencia para ahorrar combustible.

En este trabajo se describió una propuesta para el ahorro de combustible y por consiguiente para reducir las emisiones contaminantes en el sistema de transporte, al mezclar las potencias de forma inteligente en un autobús eléctrico híbrido. La propuesta se desarrolló mediante la teoría de control óptimo, al utilizar el principio del mínimo de Pontryagin, pues este ofrece la posibilidad de implementarse en tiempo real. Por otro lado se utilizó la idea del control óptimo también, pero con el enfoque “bang-bang”. La formulación se desarrolló para que ciertas condiciones se satisfagan, primero las demandas del operador del vehículo, lo cual ocurrió al realizar el seguimiento de cada ciclo de manejo. Como siguiente punto se consideró preservar el estado de carga en las baterías, es decir, iniciar y terminar el ciclo de manejo con el mismo estado de carga en las baterías y como último punto conseguir que esto ocurra con un ahorro significativo de combustible. Las dos estrategias planteadas cumplieron un requisito muy importante planteado en esta tesis, el cual consistió en que la formulación teórica sea implementable en tiempo real.

El planteamiento para el control de flujo de potencia en trenes de propulsión híbridos usado en este trabajo es diferente al analizado en la literatura, pues resuelve el problema de flujo de potencia de manera más general y muestra buen desempeño cuando se le compara con otra estrategia. Además se hicieron notar algunas posibilidades o áreas que en los trabajos revisados muestran pendientes. Otra diferencia que no está reportada, es obtener la solución de control óptimo mediante modelos simplificados y posteriormente, usar la solución obtenida en los modelos detallados para comprobar la exactitud de la solución. Con lo anterior, se buscó encontrar la diferencia entre la solución simplificada, la cual es más rápida con la solución completa que se aproxima de mejor forma a la realidad.

En el capítulo de simulaciones se mostró como se cumplen los objetivos planteados, primero suplir la demanda del operador, que en este trabajo consistió en realizar el seguimiento de los ciclos de manejo, preservar el nivel del estado de carga en las baterías para cada ciclo de manejo, que se cumplió al iniciar y terminar con el mismo valor. Por último el principal motivo del vehículo eléctrico híbrido, conseguir un transporte con mayor eficiencia al conseguir ahorros significativos de combustible.

Adicionalmente, se comparó el presente trabajo con una estrategia competitiva de la literatura que propone el utilizar el MCI en un régimen de eficiencia constante. Se obtuvo como resultado un mejor beneficio al utilizar la metodología planteada en esta tesis.

Por último en la siguiente sección se mencionan algunos trabajos pendientes con respecto a la investigación realizada.

6.1. Trabajo futuro

De acuerdo al estudio desarrollado en esta tesis, a continuación se mencionan algunas posibilidades en que se puede extender el presente trabajo

- Validar experimentalmente los modelos y controladores de los motores, y analizar su robustez.

- Obtener el mapa de isoeficiencia par-velocidad-eficiencia real del motor de combustión y junto con este la curva de máxima eficiencia potencia-velocidad que es necesaria para las estrategias de control para el manejo de energía en el VEH.
- Realizar pruebas experimentales de las estrategias para la mezcla de potencia propuestas en el presente trabajo.
- Extender las estrategias de control de flujo de potencia a la configuración serie-paralelo.
- Extender el enfoque de las estrategias para el control de flujo de potencia a otros sistemas híbridos que emplean más de dos fuentes de potencia.
- Analizar la utilidad de emplear la caja de velocidades después del motor de combustión o a la salida del acoplamiento de los motores.

Apéndice A

Modos de operación del vehículo

Se presentan algunas simulaciones obtenidas de un trabajo preliminar de comparación de la estrategia SEP, con una estrategia que utilizan los vehículos eléctricos híbridos comerciales, llamada estrategia basada en reglas. La simulación se realiza en el software ADVISOR de SIMULINK-MATLAB, utilizado en la literatura para probar el desempeño de diferentes vehículos y para diferentes ciclos de manejo.

Para las estrategias basadas en reglas, se describe el funcionamiento del vehículo híbrido de forma general mediante los modos de operación. Primero se debe notar la potencia demandada es positiva si se requiere acelerar y negativa si se quiere frenar. Dependiendo de la potencia demandada y del estado del vehículo, se determina la operación de las fuentes de potencia, mediante el modo de suministro de potencia híbrido, modo recarga y potencia de tracción, modo frenado regenerativo, además de las operaciones convencionales, como eléctrico y motor de combustión solamente.

- **Modo de suministro de potencia convencional:** Es empleado cuando la potencia demandada es alta, es decir, al menos la máxima que puede ofrecer el motor de combustión y el estado de carga de las baterías (*soc*) es bajo, por lo cual, el MCI opera al máximo de potencia y no es posible emplear la máquina eléctrica por que no se tiene carga en las baterías.
- **Modo de suministro de potencia puramente eléctrico:** Se usa cuando la potencia demandada es baja, la puede suplir el motor eléctrico y el estado de carga de las baterías (*soc*) es suficiente para proveer de energía eléctrica a todo el vehículo, generalmente cuando se tienen bien cargadas las baterías.
- **Modo de suministro de potencia híbrido:** Depende de la potencia demandada y el estado de carga de las baterías (*soc*), se asigna la potencia que debe aportar cada uno de los motores.
- **Modo recarga y potencia de tracción:** Si se requiere potencia para la tracción y el *soc* de las baterías es bajo, opera la máquina eléctrica como generador para recargar las baterías y el motor de combustión aporta la potencia necesaria para la tracción y además lo necesario para el generador.

- **Modo recarga estacionaria:** Si el estado de carga en las baterías es bajo, a pesar de que el vehículo está detenido, es decir, no necesita potencia para la tracción. La máquina eléctrica opera como generador para recargar las baterías y el motor de combustión aporta la potencia necesaria únicamente para recargar las baterías.
- **Modo frenado regenerativo:** Cuando se requiere frenar, se recupera toda la potencia que es posible y el excedente se disipa mediante los frenos de fricción.

Mediante los modos de operación anteriores, se desarrollan un conjunto de decisiones o tablas (esquema de decisión), para el correcto funcionamiento del vehículo, de acuerdo a las necesidades ocasionadas por las cargas, prioridades y disponibilidad de las fuentes de potencia. Con estas reglas se consiguen los objetivos principales del vehículo híbrido que son ahorrar combustible y evitar cierta cantidad de emisiones contaminantes, con respecto a un vehículo convencional. Sin embargo, por la forma de las decisiones no siempre se consigue el mejor desempeño y da oportunidad a las estrategias inspiradas en control óptimo. Sin embargo, los modos de operación para cualquier técnica de manejo de energía son esencialmente los ya mencionados.

Restricciones

Las principales restricciones a cumplir son debidas al acoplamiento de las fuentes de potencia con la tracción mediante el acoplamiento, SEP, Fig. 2.5, Ecs. (2.18 - 2.16), ya que en este dispositivo se distribuye la energía de las fuentes de potencia empleadas, para suplir la potencia demandada por la tracción del vehículo, además de estas restricciones, se tienen como límites las capacidades de los elementos, como el motor de combustión, la máquina eléctrica y el banco de baterías.

Del sistema de engranes planetarios, las ecuaciones ya mencionadas

$$P_p = P_{me} + P_{mci} \quad (\text{A.1})$$

$$P_{me} = T_{me}\omega_{me}$$

$$P_{mci} = T_{mci}\omega_{mci}$$

$$\omega_p = \frac{k}{(k+1)}\omega_{me} + \frac{1}{(k+1)}\omega_{mci} \quad (\text{A.2})$$

donde P es potencia, T par, ω velocidad, k la relación de engranaje y los subíndices p , me y mci son para la tracción, máquina eléctrica y motor de combustión interna respectivamente.

Las restricciones debidas a los límites por la capacidad de la máquina eléctrica, ya sea que opere como motor o generador son

$$\begin{aligned} P_{me}^{GMax} &\leq P_{me} \leq P_{me}^{MMax} \\ T_{me}^{min} &\leq T_{me} \leq T_{me}^{Max} \\ -\omega_{me}^{Max} &\leq \omega_{me} \leq \omega_{me}^{Max} \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

donde, P_{me}^{GMax} y P_{me}^{MMax} es la potencia máxima a la que puede operar la máquina eléctrica como generador y motor respectivamente, T_{me}^{min} y T_{me}^{Max} es para el par máximo como generador y motor, finalmente para la velocidad se emplea nomenclatura similar.

Para el motor de combustión interna MCI, se tiene algo similar, solo que este gira en un sentido, por lo que la potencia, par y velocidad se consideran positivos.

$$\begin{aligned} 0 &\leq P_{mci} \leq P_{mci}^{Max} \\ 0 &\leq T_{mci} \leq T_{mci}^{Max} \\ 0 &\leq \omega_{mci} \leq \omega_{mci}^{Max} \end{aligned} \quad (A.4)$$

para esta máquina solo se agrega el límite superior denotado por el superíndice *Max* en las tres restricciones.

Por otro lado, para la batería se tienen las restricciones de corriente I_b , voltaje V_b y estado de carga *soc*, siguientes

$$\begin{aligned} -I_b^{Max} &\leq I_b \leq I_b^{Max} \\ 0 &\leq V_b \leq V_b^{Max} \\ soc_{min} &\leq soc \leq soc_{Max} \end{aligned} \quad (A.5)$$

se consideran los rangos anteriores en la corriente de carga y descarga I_b^{Max} para evitar daños en la batería como descarga y sobrecarga masivas, calentamiento, etc. El voltaje puede subir hasta el valor máximo V_b^{Max} que pueden soportar y además, mantener sobre un rango el estado de carga de las baterías para prolongar su vida útil (Chaturvedi *et al.*, 2010), donde se hace una revisión de diferentes modelos y experimentos con cambios muy abruptos en la referencia de corriente y voltaje.

Nuevamente se realizan las pruebas para un autobús urbano que tiene una masa total de 14,016[kg], donde se considera la masa del vehículo en 7,000[kg] y el resto corresponde a la carga que se debe mover. El motor de combustión interna es de encendido por compresión, diésel con capacidad de 205[kw], eficiencia máxima de 44[%] y por el software se emplean mapas de isoeficiencia para este y el motor eléctrico. Se acoplan a un sistema de engranes planetarios, con relación de engranaje $k = 5$ y la máquina eléctrica, es un motor de inducción con capacidad de 75kw, eficiencia máxima de 92[%], alimentado mediante un banco de baterías de iones de litio con capacidad de 6[Ah], a 854[V] y potencia de 80[kw].

Se prueban dos ciclos de manejo para pruebas de vehículos, el ciclo UDDS (Urban Dynamometer Driving Schedule) y el ciclo para la INDIA, los cuales fueron elegidos de forma aleatoria, entre los programados del software. Nuevamente se pretende iniciar y terminar con el mismo estado de carga para verificar el rendimiento del vehículo con su respectiva estrategia.

La tabla A.1 muestra los resultados del rendimiento para cada ciclo de manejo, y a su vez para las dos estrategias empleadas para el control de flujo de potencia.

En las Figuras A.1 y A.2 se muestran las simulaciones del vehículo híbrido al emplear las dos estrategias SEP y reglas con el software comercial ya mencionado. Se cumple el seguimiento y el estado de carga solicitado (las simulaciones que no cumplen se descartan),

Tabla A.1: Desempeño de estrategias

Estrategia	Ciclo	soc_0	soc_f	Consumo Comb. <i>Lt.</i>	Rendimien to <i>km/L</i>
Reglas	INDIA	70.60	70.68	3.3218	3.5070
SEP	INDIA	70.60	70.68	2.9851	3.8995
Reglas	UDDS	71.66	71.67	7.0299	1.6772
SEP	UDDS	71.66	71.67	3.4817	3.4298

sin embargo el comportamiento de las potencias en los motores es diferente por la estrategia de control de flujo de potencia empleada.

Para los dos ciclos de manejo bajo prueba, la estrategia SEP consigue un mejor rendimiento y esto se atribuye a la organización de la potencia suministrada por el motor de combustión interna, ya que de acuerdo a esta se elige la velocidad y par que debe entregar, mientras que para la estrategia de reglas no importan los puntos de operación del MCI.

Para ilustrar la región de operación par-velocidad en el MCI se muestran los puntos de operación para cada una de las estrategias. En las Figuras A.3 y A.4 se ilustra la distribución de los puntos de operación con respecto al mapa de isoeficiencia del MCI para la estrategia basada en reglas y al lado para la estrategia SEP. En la segunda se observa que, de acuerdo a la potencia requerida, se intenta emplear el MCI en regiones de máxima eficiencia, mientras que para la primera no se tiene mucho orden en cuanto al uso del MCI, pues funciona en distintas regiones y no hay cuidado de la eficiencia de operación.

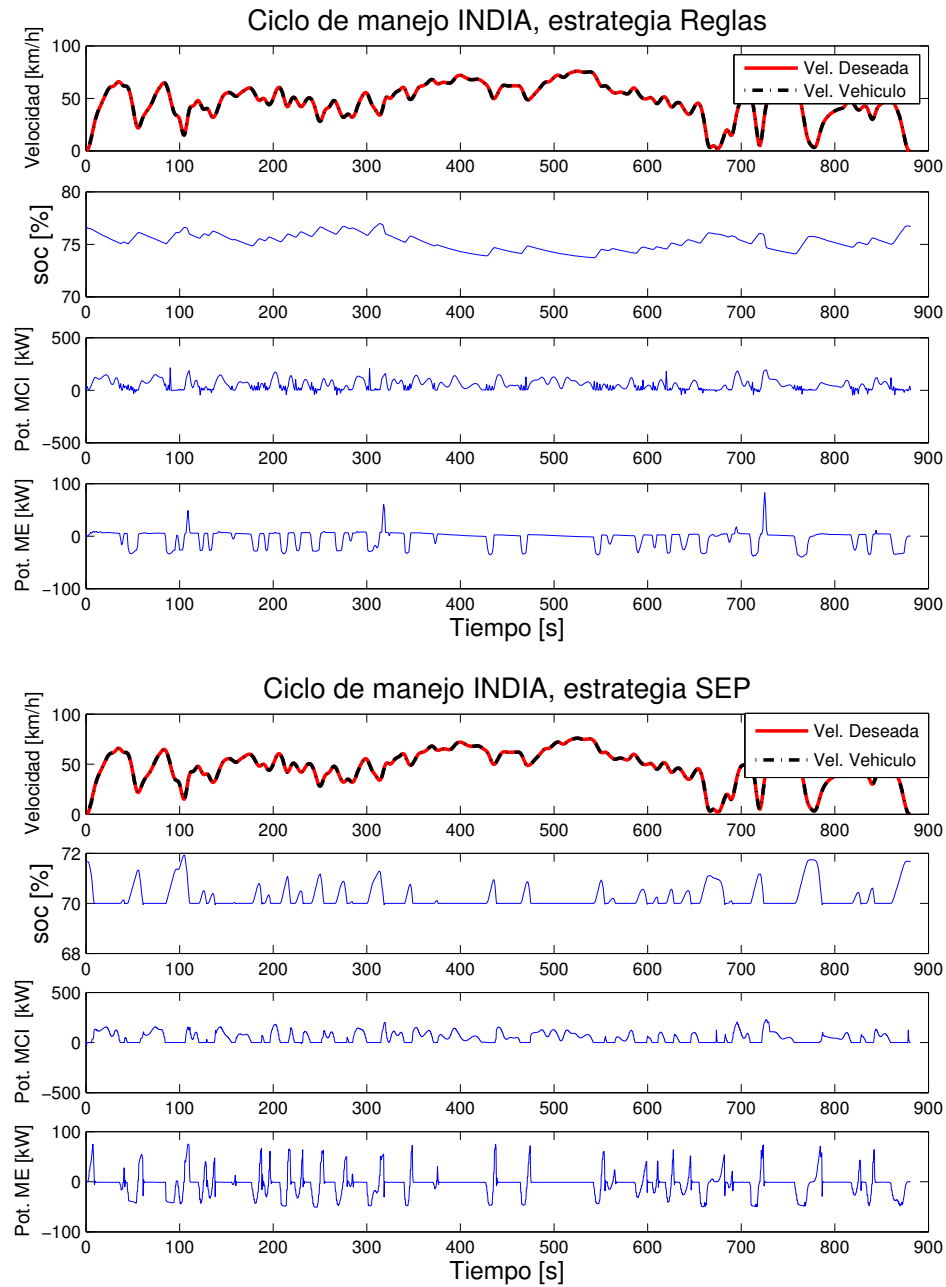


Figura A.1: VEH bajo prueba con diferentes estrategias de control, ciclo INDIA

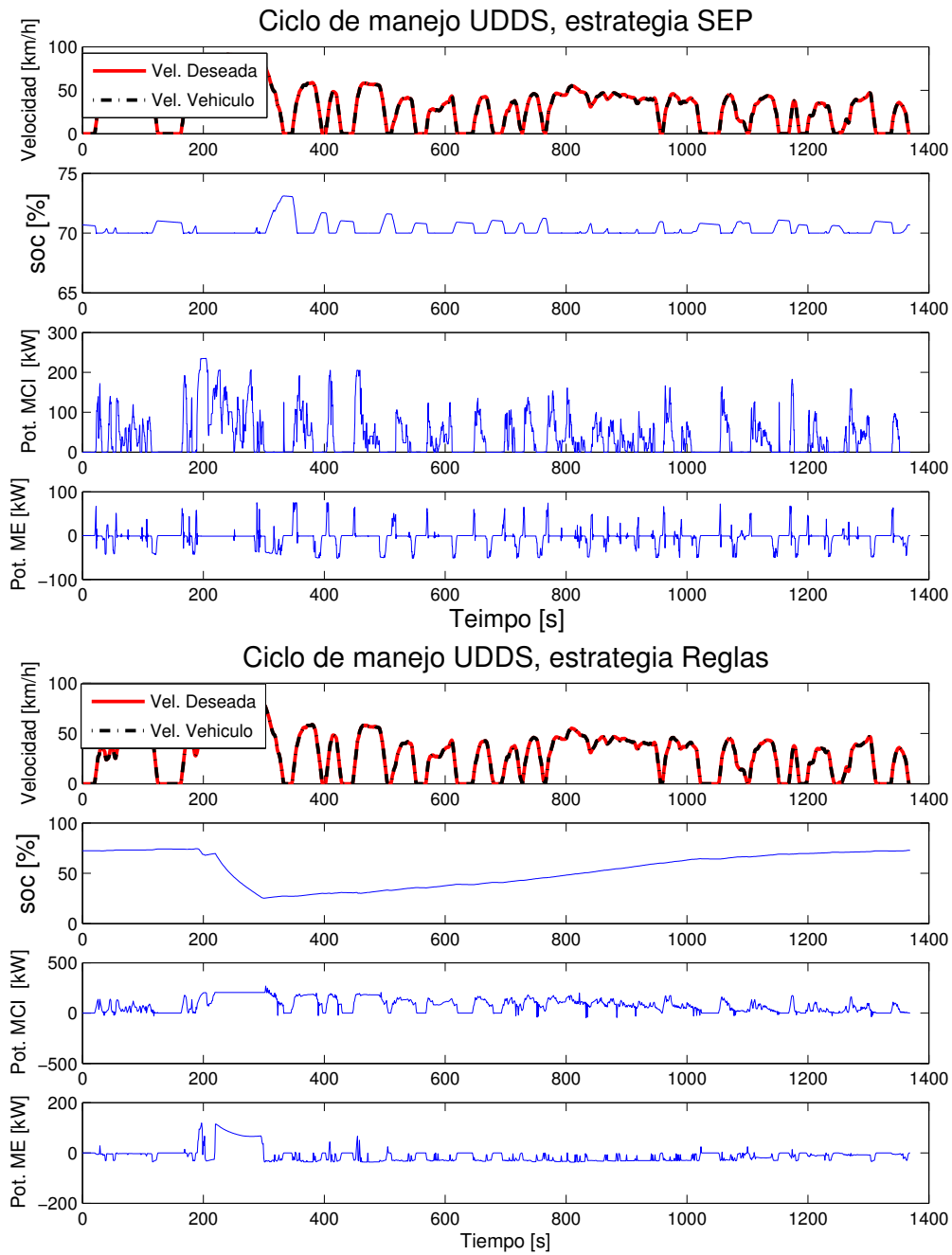


Figura A.2: VEH bajo prueba con diferentes estrategias de control, ciclo UDDS.

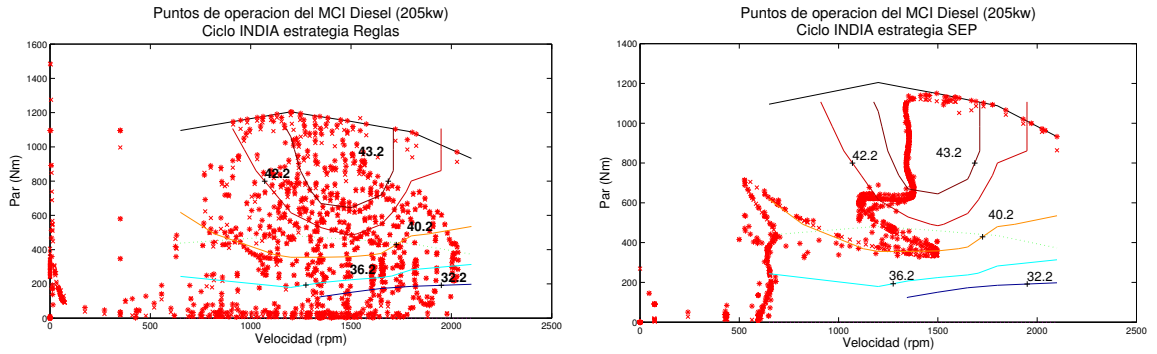


Figura A.3: Puntos de operación del MCI, ciclo INDIA

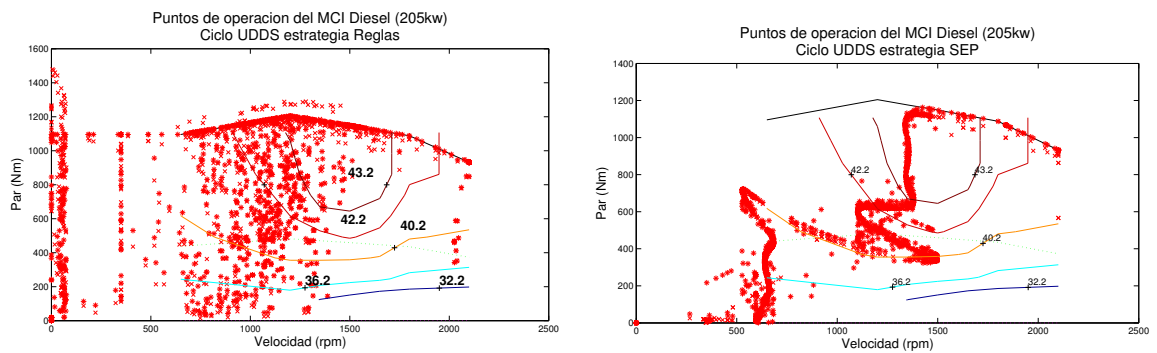


Figura A.4: Puntos de operación del MCI, ciclo UDDS

Apéndice B

Nomenclatura y parámetros

Valores de los parámetros para la simulación

Tabla B.1: Parámetros del motor de combustión MCI

$a_\lambda = 0.072$	$b_\lambda = 0.018$	$c_\lambda = -0.00017$
$p_{th} = 40000000 \left[\frac{J}{Kg} \right]$	$J_{mci} = 0.15 [kg * m^2]$	$V_d = 0.0024 [m^3]$
$n = 6$	$r = 287 \left[\frac{N * m}{kg * K} \right]$	$T_a = 315 [K]$
$\alpha_0 = 0.773$	$\alpha_1 = -0.00154$	$\alpha_2 = 0.00000249$
$V_a = 0.0014 [m^3]$		
$h_1 = p_{th} a_\lambda / J_{mci}$	$h_2 = \left(\frac{b_\lambda p_{th} V_d n}{4 J_{mci} r T_a \pi} \right) \eta_v$	$h_3 = -1 / J_{mci}$
$h_4 = \frac{1}{J_{mci}} c_\lambda \left(\frac{p_{th} V_d^2 n^2}{16 r^2 T_a^2 \pi^2} \right) \eta_v^2$	$h_5 = \frac{T_a r}{V_a}$	$h_6 = -\frac{V_d n \eta_v}{4 V_a \pi}$

Tabla B.2: Parámetros del embrague

$k_{e1} = 0.1 \left[\frac{Kg * m^2}{s^2} \right]$	$k_{e2} = 0.5 \left[\frac{Kg * m^2}{s^2} \right]$	$f = 0.06 \left[\frac{Kg * m^2}{s} \right]$
$f_{es} = 0.8 \left[\frac{Kg * m^2}{s} \right]$	$J_{clu} = 0.01 [kg * m^2]$	

Tabla B.3: Parámetros del banco de baterías

$R_d = 7 [\Omega]$	$C = 140 [F]$	$R_c = 8 [\Omega]$
--------------------	---------------	--------------------

Tabla B.4: Parámetros de la máquina eléctrica ME

$n_p = 6$	$R_r = 0.15 [\Omega]$	$J_{me} = 0.0586 [kg * m^2]$
$L_m = 0.058 [H]$	$L_r = 0.0699 [H]$	$L_s = 0.0699 [H]$
$R_s = 0.18 [\Omega]$	$f = 0.001 \left[\frac{Kg * m^2}{s} \right]$	

Tabla B.5: Parámetros del vehículo

$\rho_a = 1.202[\frac{kg}{m^3}]$	$C_d = 0.7$	$C_r = 0.02$
$A_d = 7.5[m^2]$	$m = 15000[kg]$	$g = 9.81[\frac{m}{s^2}]$
$r_{ll} = 0.508[m]$	$Diff = 5.7$	$k_{sep} = 5$

Nomenclatura

Tabla B.6: Notación

A-ECMS	Estrategia adaptable de minimización del consumo equivalente
A_d	Área frontal del vehículo
C	Capacitancia de la batería
C_d	Coefficiente aerodinámico
C_r	Coefficiente de resistencia al rodamiento
CVT	Transmisión variable continua
Dif.	Diferencial
PD	Programación dinámica
MPC	Modelo de control predictivo
$e_{1,2,3}$	Error (potencia demandada, estado de carga, masa de combustible)
e-CVT	Transmisión variable continua electrónica
ECMS	Estrategia de minimización del consumo equivalente
$F_{a,g,r,tr}$	Fuerza (aerodinámica, gravitacional, rodamiento, tracción)
g	Aceleración de la gravedad
$\mathbf{G}_{1,2}$	Matrices de sintonización
H	Hamiltoniano
ISG	Arrancador alternador integrado
I_b	Corriente en la batería
i_s	Corriente del estator
J	Función objetivo
J_{em}	Inercia de máquina eléctrica
J_{emb}	Inercia del embrague
J_{mci}	Inercia del motor de combustión
$k_{e1,e2}$	Coefficientes de rigidez
$L_{m,r,s}$	Inductancia de (magnetización, rotor, estator)
MCI	Motor de combustión interna
ME	Máquina eléctrica
m	Masa total del vehículo
\dot{m}_{ai}	Flujo de aire a la entrada del MCI
\dot{m}_f	Flujo de combustible del MCI

Tabla B.7: Notación

n_p	Número de pares de polos
PMP	Principio del mínimo de Pontryagin
$p_{1,2,3}$	Coestados
p_a	Presión del múltiple de entrada del MCI
P_{bat}	Potencia eléctrica de la batería
P_{mci}	Potencia mecánica del MCI
p_{th}	Valor calorífico del combustible
$Q_{0,T}$	Carga en la batería (inicial, total)
$r_{a,s}$	Radio del engrane (anular, solar)
$R_{b,c,d}$	Resistencias de la batería
R_{diff}	Relación del diferencial
r_u	Radio de la llanta
SEP	Sistema de engranes planetario
soc	Estado de carga
$T_{a,em}$	Par (engrane anular = ME)
$T_{mci,s}$	Par (engrane solar = MCI)
$T_{emb,f}$	Par (embrague, fricción embrague - MCI)
u	Entrada
VE	Vehículo eléctrico
VEH	Vehículo eléctrico híbrido
v_s	Voltaje de estator
$v(t)$	Velocidad del vehículo
$V_{b,o,p}$	Voltaje en la batería, nominal, pico
$\gamma(t)$	Ángulo de inclinación en carretera
$\eta_{bm,mci}$	Eficiencia (batería-ME, MCI)
ρ_a	Densidad del aire
$\omega_{a,me}$	velocidad (engrane anular = ME)
$\omega_{mci,s}$	velocidad (engrane solar = MCI)
ω_p	velocidad (porta planetas)

Bibliografía

- American-Rails.com (2014). The Montreal locomotive works. [Http://www.american-rails.com](http://www.american-rails.com).
- Amrhein, M. y Krein, P.T. (2005). Dynamic simulation for analysis of hybrid electric vehicle system and subsystem interactions, including power electronics. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, **54**, pp. 825–836.
- Avello-Iturriagagoitia, A. (2014). *Teoría de Máquinas*. Tecnum-Universidad de Navarra, 2^a edición.
- Becerra, Guillermo (2010). *Modelado y control del acoplamiento entre fuentes de potencia de vehículos híbridos*. Tesis de maestría, Universidad Nacional Autónoma de México.
- Becerra, Guillermo y Alvarez-Icaza, Luis (2010). Modelado y control del acoplamiento de fuentes de potencia en vehículos híbridos. En: *Memorias de la Reunión de Otoño de Potencia, Electrónica y Computación (ROPEC)*, pp. 29–35. ROPEC, ISBN: 978-607-95476-1-5, Manzanillo, Colima, México.
- Becerra, Guillermo y Alvarez-Icaza, Luis (2011). Control del flujo de potencia en vehículos híbridos. En: *Memorias del Congreso Nacional de Control Automático A. C. (AMCA)*, pp. 303–308. AMCA, ISBN: 978-607-95508-1-3, Saltillo, Coahuila, México.
- Becerra, Guillermo; Alvarez-Icaza, Luis y Pantoja-Vazquez, Alfonso (2015). Power flow control strategies in parallel hybrid electric vehicles. En revisión. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering.
- Becerra, Guillermo; Mendoza-Soto, José Luis y Alvarez-Icaza, Luis (2011). Power flow control in hybrid electric vehicles. En: *Proceedings Dynamic Systems and Control Conference (DSCC)*, volumen 2, pp. 255–262. ASME, ISBN: 978-0-7918-5476-1, Arlington, VA. USA.
- Becerra, Guillermo; Pantoja-Vazquez, Alfonso; Alvarez-Icaza, Luis y Flores, Idalia (2013). Simulation and optimal control of hybrid electric vehicles. En: *Proceedings The 25th European Modeling & Simulation Symposium (EMSS)*, pp. 530–537. The 10th International Multidisciplinary Modeling & Simulation Multiconference, ISBN: 978-88-97999-22-5, Athens, Grece.
- Black, B. C. y Flarend, R. (2010). *Alternative Energy*. Greenwood, Santa Barbara, California.
- Borhan, H.A.; Vahidi, A.; Phillips, A.M.; Kuang, M.L. y Kolmanovsky, I.V. (2009). Predictive energy management of a power-split hybrid electric vehicle. En: *Proceedings American Control Conference (ACC)*, pp. 3970–3976. Hyatt Regency Rivefront, St. Louis, MO, USA.
- Brejcha, M.F. (1978). *Los Cambios Automáticos*. Reveré, S. A.

- Bryson, A.E. y Ho, Y.C. (1975). *Applied Optimal Control*. Taylor & Francis, New York, NY.
- Cengel, Y.A. y Boles, M.A. (2002). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill, Boston, U.S.A., 4^a edición.
- Chapman, S.J. (2005). *Electric Machinery Fundamentals*. McGraw-Hill.
- Chaturvedi, N. A.; Klein, R.; Christensen, J; Ahmed, J. y Kojic, A. (2010). Algorithms for advanced battery-management systems. *IEEE Control Systems Magazine*, **1**, pp. 49–68.
- Chiasson, J.N. (2005). *Modeling and High Performance Control of Electric machines*. Wiley-Intersciencie.
- Chiasson, J. y Vairamohan, B. (2005). Estimating the state of charge of a battery. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, **13**, pp. 465–470.
- Clark, Nigel y Rideout, Greg (2007). Evaluation of duty cycles for heavy-duty urban vehicles. *Informe técnico*, West Virginia University and Environment Canada.
- Delprat, S.; Lauber, J.; Guerra, T.M. y Rimaux, J. (2004). Control of a parallel hybrid powertrain: optimal control. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, **53**, pp. 872–881.
- Delprat, S.; Paganelli, G.; Guerra, T. M.; Santin, J. J.; Delhom, M. y Combes, E. (1999). Algorithmic optimization tool for the evaluation of HEV control strategies. En: *Proceedings Electric Vehicle Symp. 16*, Beijing, China.
- Dinçmen, E. y Güvenç, B.A. (2011). A control strategy for parallel hybrid electric vehicles based on extremum seeking. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, **50(2)**, pp. 199–227.
- Doe, U.S.A. (2003). *FreedomCAR battery test manual for power-assist hybrid electric vehicles*. U.S.A. Department Of Energy. ID-11069.
- Ehsani, M.; Gao, Y. y Miller, J.M. (2007). Hybrid electric vehicles: architecture and motor drives. *Proceedings of the IEEE*, **95**, pp. 719–728.
- Ehsani, Rahman K.M., M. and y Toliyat, H.A. (1997). Propulsion system design of electric and hybrid vehicles. *IEEE Transaction on Industrial Electronics*, **44**, pp. 19–27.
- Erjavec, J. (2013). *Hybrid, electric & fuel-cell vehicles*. Delmar, 2^a edición.
- Fajri, P.; Ahmadi, R. y Ferdowsi, M. (2012). Equivalent vehicle rotational inertia used for electric vehicle test bench dynamic studies. En: *Proceedings 38th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society (IECON)*, pp. 4115–4120. IEEE, Montreal, QC.
- feelmotor.com (2014). Vehículos híbridos. [Http://feelmotor.com](http://feelmotor.com).
- Galeano, Eduardo. (1971). *Las venas abiertas de América Latina*. Ediciones la cueva.
- Gieras, J. F. (2008). *Axial Flux Permanent Magnet Brushless Machines*. Springer, 2^a edición.
- GM (1996). *Hydra-Matic 4T40-E*. General Motors. Manual.

- Gmotors.co.uk (2014). <http://www.gmotors.co.uk>. <Http://www.gmotors.co.uk>.
- Gonzalez, Tenoch; Moreno, Jaime A. y Fridman, Leonid (2012). Variable gain super-Twisting sliding mode control. *IEEE Transactions on Automatic Control*, **57(8)**, pp. 2100–2105.
- GrCar, B.; Cafuta, P.; ZnidariC, M. y Gausch, F. (1996). Nonlinear control of synchronous servo drive. *IEEE Transaction on Control System*, **4(2)**, pp. 177–184.
- Guzman, E y Moreno, J. A. (2015). Super-twisting observer for second order systems with time-varying coefficient. *IET Control Theory and Applications*, **9(4)**, pp. 553–562.
- Guzman, Eder; Becerra, Guillermo; Moreno, Jaime A. y Alvarez-Icaza, Luis (2014). Controladores para motores diésel con incertidumbres paramétricas. En: *Memorias del XVI Congreso Latinoamericano de Control Automático (CLCA)*, pp. 965–970. AMCA, Cancún, Quintana Roo, México Cancún, Quintana Roo, México.
- Guzzella, L. y Amstutz, A. (1998). Control of diesel engines. *IEEE Control Systems*, **18**, pp. 53–71.
- Guzzella, L. y Sciarretta, A. (2007). *Vehicle Propulsion Systems*. Springer, New York, 2^a edición.
- Haselman, D.C. (2003). *Brushless permanent magnet motor design*. Magna Physics, 2^a edición.
- Hernández-P., A.; Carmona-V., G. E.; Flores-D., L y Sosa-G., R. D. (2014). *Manual para la implementación de un sistema de gestión de la energía*. SENER, Av. Revolución No. 1877, México, D. F.
- Heywood, John. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, New York.
- Hodkinson, R. y Fenton, J. (2001). *Lightweight Electric/Hybrid Vehicle Design*. Plant a tree, Oxford.
- Honda, México (2014). Civic hybrid. <http://www.honda.mx/civic-hybrid/>. Honda civic Hybrid 2013 (Honda México, S. A. de C. V.).
- James, D. y Narasimhamurthi, N. (2005). Design of a optimal controller for commercial trucks. En: *Proceedings American Control Conference (ACC)*, pp. 1599–1606. Portland, Oregon, USA..
- Johannesson, L. y Egardt, B. (2008). Approximate dynamic programming applied to parallel hybrid powertrains. En: *Proceedings of the 17th IFAC, World Congress*, pp. 3374–3379. Seoul, Korea..
- Kessels, J.T.B.A.; Koot, W.T.; van den Bosch, P.P.J. y Kok, D.B. (2008). Online energy management for hybrid electric vehicles. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, **57**, pp. 3428–3440.
- Khalil, H.K. (1996). *Nonlinear Systems*. Prentice-Hall, Michigan State University, 2^a edición.
- Kim, N.; Cha, S. y Peng, H. (2011). Optimal control of hybrid electric vehicles based on Pontryagin's principle. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, **19**, pp. 1279–1287.

- Kirk, D.E. (2004). *Optimal Control Theory: An Introduction*. Dover Publications, Mineola, New York.
- Koot, M.; Kessels, J.T.B.A.; de Jager, B.; Heemels, W.P.M.H.; van den Bosch, P.P.J. y Steinbuch, M. (2005). Energy management strategies for vehicular electric power systems. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, **54**, pp. 771–782.
- Krause, P.C.; Wasynczuk, O. y Sudhoff, S.D. (2002). *Analysis of Electric Machinery and Drive Systems*. John Wiley & Sons, New York, U.S.A., 2^a edición.
- Luk, P.C.K. y Rosario, L.C. (2006). Power and energy management of a dual-energy source electric vehicle - policy implementation issues. En: *Proceedings Power Electronics and Motion Control Conference*, volumen 1, pp. 1–6. Shanghai, China.
- MacLean, H.L. y Lave, L.B. (2003). Evaluating automobile fuel/propulsion system technologies. *Progress in Energy and Combustion Science*, **29**, pp. 1–69.
- Markel, T.; Brooker, A.; Hendricks, T.; Johnson, V.; Kelly, K.; Kramer, B.; O’Keefe, M.; Sprik, S. y Wipke, K. (2002). ADVISOR: a systems analysis tool for advanced vehicle modeling. *Journal of Power Sources*, **110**(2), pp. 255–266.
- Mezouar, A.; Fellah, M. K.; Hadjeri, S. y Sahali, Y. (2006). Adaptive speed sensorless vector control of induction motor using singularly perturbed sliding mode observer. En: *Proceedings IEEE Industrial Electronics, IECON*, pp. 932–939.
- Mi, C.; Masrur, M.A. y Gao, D.W. (2011). *Hybrid Electric Vehicles*. Wiley, United Kingdom.
- Michaelides, E. (2012). *Alternative Energy Sources*. Green Energy and Thechnology, New York.
- Miller, J.M. (2006). Hybrid electric vehicle propulsion system architectures of the e-CVT Type. *IEEE Transactions on Power Electronics*, **21**, pp. 756–767.
- Miller, J.M (2010). *Propulsion Systems for Hybrid Vehicles*. IET Renewable Energy Series, London, United Kingdom, 2^a edición.
- Moreno, J. A. (2009). A linear framework for the robust stability analysis of a generalized super-twisting algorithm. En: *6th International Conference on Electrical Engineering, Computing Science and Automatic Control (CCE)*, pp. 10–13. Toluca, México.
- Moura, S.J.; Chaturvedi, N.A. y Krstić, M. (2012a). PDE estimation techniques for advanced battery management systems - Part II: SOH identification. En: *Proceedings American Control Conference (ACC)*, pp. 566–571. IEEE, Montreal, QC.
- Moura, S.J.; Chaturvedi, N.A. y Krstić, M. (2012b). PDE estimation techniques for advanced battery management systems – Part I: SOC estimation. En: *Proceedings American Control Conference (ACC)*, pp. 559–565. IEEE, Montreal, QC.
- Moura, S.J.; Krstić, M. y Chaturvedi, N.A. (2012c). Adaptive PDE observer for battery SOC/SOH estimation. En: *Proceedings Dynamic Systems and Control Conference (DSCC-ASME)*, pp. 1–10. FL, USA.

- Musardo, C.; Rizzoni, G. y Sataccia, B. (2005). A-ECMS: an adaptive algorithm for hybrid electric vehicle energy management. En: *Proceedings IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, pp. 1816–1823. Seville, Spain.
- Nersesian, Roy L. (2007). *Energy for the 21st Century: A Comprehensive Guide to Conventional and Alternative Sources*. M.E. Sharpe, Inc., Armonk, New York.
- Ngo, V.; Hofman, T.; Steinbuch, M. y Serrarens, A. (2011). Predictive gear shift control for a parallel hybrid electric vehicle. En: *Proceedings Vehicle Power and Propulsion Conference*, pp. 1–6. IEEE, Chicago, Il. USA. DOI 10.1109/VPFC.2011.6043185.
- Nigel, N.C.; Rivero-Borrell, E.; McKain, D.L; Paramo, V.H.; Payne, W.S.; Vergara, W.; R.A., Barret; Gautam, M; Thompson, G.; Lyons, D.W. y Schipper, L. (2006). Evaluation of emissions from new and in-use buses in Mexico City, Mexico. *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board*, **1987**, pp. 42–53.
- Outbib, R.; Dovifaaz, X.; Rachid, A. y Ouladsine, M. (2002). Speed control of a diesel engine: a nonlinear approach. En: *Proceedings American Control Conference (ACC)*, pp. 3293–3294. Anchorage, Alaska, USA..
- Outbib, R.; Dovifaaz, X.; Rachid, A. y Ouladsine, M. (2006). A theoretical control strategy for a diesel engine. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, **128**, pp. 453–457.
- Paganelli, G.; Delprat, S.; Guerra, T.M.; Rimaux, J. y Santin, J.J. (2002). Equivalent consumption minimization strategy for parallel hybrid powertrains. En: *Proceedings 55th IEEE Vehicular Technology*, pp. 2076–2081. IEEE.
- Paganelli, G.; Ercole, G.; Brahma, A.; Guezennec, Y. y Rizzoni, G. (2001). General supervisory control policy for the energy optimization of charge-sustaining hybrid electric vehicles. *Society of Automotive Engineers of Japan*, **22**, pp. 511–518.
- Paganelli, G.; Guerra, T. M.; Delprat, S.; Santin, J.-J.; Delhom, M. y Combes, E. (2000). Simulation and assessment of power control strategies for a parallel hybrid car. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, **214**, pp. 705–717.
- Pantoja-Vazquez, Alfonso; Alvarez-Icaza, Luis y Becerra, Guillermo (2015). Virtual serial strategy for parallel hybrid electric vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, **229(3)**, pp. 296–310.
- Pazos-Flores, Felipe. (2005). *Máquinas de Inducción*. Facultad de Ingeniería.
- Pelaez-Hernández, U. E. (2014). *Comparación de algoritmos de control en motores eléctricos sin escobillas*. Tesis de maestría, Universidad Nacional Autónoma de México.
- Pisu, P. y Rizzoni, G. (2007). A comparative study of supervisory control strategies for hybrid electric vehicles. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, **15**, pp. 506–518.
- Romero-Becerril, A. (2015). *Reducción y validación de modelos electroquímicos de celdas de iones de litio y supercapacitores*. Tesis doctoral, Universidad Nacional Autónoma de México.

- Romero-Becerril, A. y Alvarez-Icaza, L. (2011). Comparison of discretization methods applied to the single-particle model of lithium-ion batteries. *Journal of Power Sources*, **196**, pp. 267–269.
- Romo, Sergio (2014). Sector eléctrico ante la reforma y las energías renovables. En: *Proceedings 3er Congreso Nacional de la Red de Fuentes de Energía (RedFE)*, p. 35. CENACE, CFE, Morelos, México.
- Schaefer, A. y Victor, D.G. (2000). The future mobility of the world population. *Transportation Research A*, **34(3)**, pp. 171–205.
- Sciarretta, A.; Back, M. y Guzzella, L. (2004). Optimal control of parallel hybrid electric vehicles. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, **12**, pp. 352–363.
- Scott, Richard (1994). *The History of the International Energy Agency*. International Energy Agency.
- Serrao, L.; Onori, S. y Rizzoni, G. (2011). A comparative analysis of energy management strategies for hybrid electric vehicles. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, **133(3)**, p. 9.
- Shigley, M.F. y Shoup, T.E. (1998). *Elementos de Máquinas*. McGraw-Hill, 5^a edición.
- Szumanowski, A.; Yuhua, C. y Piórkowski, P. (2005). Analysis of different control strategies and operating modes of compact hybrid planetary transmission drive. *Vehicle Power and Propulsion*, **7**, pp. 673–680.
- Ter-Gazarian, A.G. (2011). *Energy Storage for Power Systems*. The Institution of Engineering and Technology, London, United Kingdom, 2^a edición.
- Tim, H.; Stuart, B. y Guido, H. (2014). Current hybrid-electric powertrain architectures: Applying empirical design data to life cycle assessment and whole-life cost analysis. *Applied Energy*, **119**, pp. 314–329.
- Toyota, México (2014). Toyota prius hybrid. <http://www.toyota.com.mx/especificaciones/hibridos/prius/>. Toyota México.
- Tzeng, S.; Huang, K.D. y Chen, C.C. (2005). Optimization of the dual energy-integration mechanism in a parallel-type hybrid vehicle. *Applied Energy*, **80**, pp. 225–245.
- Vega-López, Eduardo (2006). Pruebas en campo de autobuses de tecnologías alternativas en la Ciudad de México. *Informe técnico*, Equipo de Transporte y Cambio Climático (Gobierno del Distrito Federal).
- Viajaya Kumar, A. y Parcker, R.G. (2007). Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite element models. *Journal of sound and vibration*, **302**, pp. 577–595.
- Wirasingha, S.G.; Gremban, R y Emadi, A. (2012). Source-to-wheel (STW) analysis of plug-in hybrid electric vehicles. *IEEE Transactions on Smart Grid*, **3(1)**, pp. 316–331.
- Xiong, W.; Zhang, Y. y Yin, C. (2009). Optimal energy management for a series-parallel hybrid electric bus. *Energy conversion and management*, **50**, pp. 1730–1738.

- Xiong, W.W. y Yin, C.L. (2009). Design of series-parallel hybrid electric propulsion systems and application in city transit bus. *WSEAS Transaction on Systems*, **8**, pp. 578–590.
- Yan, F.; Wang, J. y Huang, K. (2012). Hybrid electric vehicle model predictive control torque-split strategy incorporating engine transient characteristics. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, **61**, pp. 2458–2467.
- Yao, H. y Wang, Q. (2015). The control strategy for improving the stability of a powertrain for a compound hybrid power excavator. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, **1**, p. 10. Doi: 10.1177/0954407015574809.
- Yuan, Z.; Teng, L.; Fengchun, S. y Peng, H. (2013). Comparative study of dynamic programming and Pontryagin's minimum principle on energy management for a parallel hybrid electric vehicle. *Energies*, **6**, pp. 2305–2318.
- Zhao, J. y Wang, J. (2014). Model predictive control of integrated hybrid electric powertrains coupled with aftertreatment systems. En: *Proceedings ASME, Dynamic Systems and Control Conference (DSCC)*, Texas, USA.