



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA

MODELADO Y CONTROL DEL ACOPLAMIENTO
ENTRE FUENTES DE POTENCIA DE
VEHÍCULOS HÍBRIDOS

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

INGENIERÍA ELÉCTRICA - CAMPO CONTROL

P R E S E N T A:

GUILLERMO BECERRA NÚÑEZ

TUTOR:

DR. LUIS AGUSTÍN ÁLVAREZ-ICAZA LONGORIA

MÉXICO, D.F. 2010

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Gerardo René Espinosa Pérez
Secretario: Dr. Yu Tang Xu
Vocal: Dr. Luis Agustín Álvarez-Icaza Longoria
1er. Suplente: Dr. Marco Antonio Arteaga Pérez
2o. Suplente: Dr. Paul Rolando Maya Ortiz

La Tesis se realizó en:
Instituto de Ingeniería-UNAM

DIRECTOR DE TESIS:

Dr. Luis Agustín Álvarez-Icaza Longoria

A mis padres: Manuel Becerra y María T. Núñez
por su buena orientación siempre,
de ellos aprendí que no hay imposible.

A mis hermanos: Nato y Boli
por su gran apoyo cuando lo necesito
y su ayuda para las buenas decisiones.

Agradecimientos

- Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología por la beca para realizar la maestría.
- A la Universidad Nacional Autónoma de México y el posgrado por la oportunidad.
- A los profesores del colegio de control, por las buenas cátedras que impartieron.
- A mi tutor el Dr. Luis Alvarez-Icaza.
- A mis compañeros del posgrado por su ayuda respecto a dudas y el apoyo para hacer más placentera mi estancia en el D.F.
- A mis padres y hermanos.
- A Edelmira.
- A Dios.

Índice general

Índice de figuras	III
Índice de cuadros	IV
1. Introducción	3
1.1. Antecedentes de los vehículos eléctricos híbridos (VEH)	4
1.2. Arquitecturas de propulsión de VEH	4
1.2.1. Propulsión híbrida serie	4
1.2.2. Propulsión híbrida paralela	5
1.2.3. Propulsión híbrida serie-paralela	6
1.3. Estado del arte del control de propulsión de vehículos híbridos	7
1.4. Motivación	9
1.5. Objetivo	9
1.6. Contribuciones	9
1.7. Organización y Metodología	9
2. Modelado	11
2.1. Modelo del motor de combustión interna (MCI)	11
2.1.1. Dinámica del múltiple de admisión	12
2.1.2. Proceso de combustión	12
2.2. Modelo de la batería	13
2.3. Modelo de la máquina eléctrica (ME)	14
2.3.1. Sistema mecánico	15
2.3.2. Sistema eléctrico	15
2.4. Sistema de engranes planetarios	16
2.4.1. Funcionamiento	16
2.4.2. Relación cinemática	17
2.4.3. Cambios de relación de engranaje	19
2.5. Acoplamiento al sistema de engranes planetarios	19
2.5.1. Embrague	20
2.5.2. Freno	21
2.6. Modelo del vehículo	21
2.6.1. Propulsión en modo sólo MCI	22
2.6.2. Propulsión en modo sólo ME	24

2.6.3. Propulsión en modo híbrido	24
2.7. Consideraciones sobre los modelos empleados	25
3. Control	26
3.1. Control del motor de combustión interna	26
3.2. Control de la máquina eléctrica	27
3.3. Ciclos de manejo	29
3.4. Estrategia para la distribución de potencia	30
3.5. Comentarios sobre los controladores utilizados	35
4. Resultados	36
4.1. Datos usados para la simulación	36
4.2. Seguimiento del ciclo de manejo	38
4.3. Estado de carga de la batería	40
4.4. Consumo de combustible y comparación con el vehículo convencional	42
4.5. Operación de las fuentes de potencia	44
5. Conclusiones	47
5.1. Trabajo futuro	48
A. Normas de SEMARNAT para las emisiones de fuentes móviles	49
B. Producción de VEH	50
C. Análisis de unidades y valores de parámetros	52

Índice de figuras

1.1. Configuración Serie.	4
1.2. Configuración Paralela.	5
1.3. Configuración Serie-Paralela.	6
2.1. motor de combustion interna diésel.	11
2.2. circuito de la batería.	14
2.3. Sistema de engranes planetarios.	17
2.4. Sistema del embrague.	20
2.5. Solo MCI.	23
2.6. Solo ME.	24
3.1. Ciclo de manejo para autobus a baja velocidad en el DF.	29
3.2. Ciclo de manejo para autobus a velocidad media en el DF.	30
3.3. Ciclo de manejo para autobus a velocidad alta en el DF.	30
3.4. Metodología para el desarrollo de la estrategia.	31
3.5. α para $P_p \geq 0$ y para $P_p < 0$	33
3.6. Curva que aproxima la potencia contra la velocidad en alta eficiencia del MCI	34
4.1. Curva característica de par contra velocidad del MCI.	37
4.2. Curva característica de potencia contra velocidad del MCI.	37
4.3. Curva característica de eficiencia contra velocidad del MCI.	37
4.4. Seguimiento del vehículo eléctrico híbrido ciclo 1.	39
4.5. Seguimiento del vehículo eléctrico híbrido ciclo 2.	39
4.6. Seguimiento del vehículo eléctrico híbrido ciclo 3.	40
4.7. Estado de carga en la batería del vehículo híbrido para el ciclo 1.	40
4.8. Estado de carga en la batería del vehículo híbrido para el ciclo 2.	41
4.9. Estado de carga en la batería del vehículo híbrido para el ciclo 3.	41
4.10. Consumo de combustible para el ciclo 1.	42
4.11. Consumo de combustible para el ciclo 2.	43
4.12. Consumo de combustible para el ciclo 3.	43
4.13. Potencia del ciclo, de la máquina eléctrica y del MCI durante el ciclo 1. . . .	44
4.14. Potencia del ciclo, de la máquina eléctrica y del MCI durante el ciclo 2. . . .	45
4.15. Potencia del ciclo, de la máquina eléctrica y del MCI durante el ciclo 3. . . .	46

Índice de cuadros

2.1. Caja de velocidades.	19
4.1. Datos del vehículo	36
4.2. Datos del motor diésel de combustión interna	36
4.3. Datos de la máquina eléctrica	38
4.4. Datos de baterías	38
4.5. Comparación del consumo de combustible para ciclo 1	42
4.6. Comparación del consumo de combustible para ciclo 2	42
4.7. Comparación del consumo de combustible para ciclo 3	43
C.1. Unidades	52
C.2. Otros valores para la simulación	52

Resumen

En este trabajo se describe una estrategia innovadora para controlar el flujo de potencia en un vehículo híbrido diésel-eléctrico, basada principalmente en la potencia demandada por la tracción y el estado de carga de las baterías. La estrategia se concentra en realizar la distribución de potencia en el sistema de engranes planetarios, donde busca satisfacer las restricciones dinámicas y cinemáticas que este dispositivo impone. El flujo de potencia se diseña para optimizar el funcionamiento del motor de combustión interna (MCI) y mantener el estado de carga de las baterías.

Para probar la estrategia se desarrolló un modelo matemático de los principales componentes del tren de propulsión para el vehículo híbrido. Se describen por separado el motor de combustión interna, la máquina eléctrica (ME), la batería, el embrague, el sistema de engranes planetarios y la transmisión principalmente. Además se usan ciclos de manejo de autobuses urbanos con datos reales de la Ciudad de México como referencia a seguir. Los resultados de simulación indican que la estrategia es adecuada para seguir ciclos de manejo para autobuses urbanos con un ahorro de hasta 40 % en el consumo de combustible, comparado con el autobús convencional.

Capítulo 1

Introducción

Debido al incremento en el costo y a la escasez del petróleo, en los últimos años se han estado buscando distintas alternativas para su sustitución. En el entorno del transporte, se trata de cambiarlo por algún combustible que provenga de energías renovables o de reducir su consumo para que la operación sea más económica. Lo anterior es el motivo principal para el desarrollo de las tecnologías de los vehículos híbridos.

En los vehículos convencionales, que solo tienen un motor de combustión interna (MCI), al variar la velocidad, el motor se mueve constantemente de su rango de operación, por lo que su eficiencia no se puede mantener alta. Además, los incrementos de carga repentinos producen un aumento del consumo de combustible y las emisiones. En los vehículos híbridos debido a la fuente alternativa de potencia, es posible controlar el rango de operación del motor de combustión, para mantenerlo en una región de alta eficiencia, que el consumo de combustible sea menor y disminuyan las emisiones. Además, en el vehículo híbrido es posible aprovechar la energía del frenado, almacenándola en la batería cuando la máquina eléctrica actúa como generador. Esta energía se pierde en un vehículo convencional.

La contaminación del aire hoy en día es un problema grave, por lo que se han implementado algunas estrategias para reducirla. Para esto existen acuerdos ambientales aceptados en casi todo el mundo.

En el caso de la Unión Europea (UE) la directiva 70/220/CEE del 20 de marzo de 1970 establece normas sobre medidas contra la contaminación atmosférica causada por los gases de escape de los vehículos de motor de gasolina y diésel, además especifica la cantidad máxima de emisión de contaminantes. En Estados Unidos las normas para regular la cantidad de emisiones que un vehículo puede generar son establecidas por cada estado, por ejemplo, el estado de California cuenta con un programa de revisión vehicular.

En México el organismo encargado de las normas para emisión de contaminantes es la Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales (SEMARNAT) que establece las normas oficiales mexicanas vigentes ordenadas por materia de contaminación atmosférica para las emisiones de fuentes móviles, de (SEMARNAT (2010)) se presentan las normas en apéndice A.

1.1. Antecedentes de los vehículos eléctricos híbridos (VEH)

Los vehículos híbridos eléctricos han evolucionado al paso del tiempo, como se muestra en (Guzzella y Sciarretta (2007)) y (Hybrid-vehicle.org (2005)). El primer automovil híbrido fue diseñado por el Dr. Ferdinand Porsche en 1899 para la compañía Jacob Lohner & Co. El vehículo tenía configuración serie con motores eléctricos en las llantas, un motor de combustión interna y un generador que proporcionaba la electricidad a los motores, con lo que se evitaban los componentes mecánicos de ejes, transmisión, engranes, embrague, etc., lo que hacía al vehículo más simple y evitaba pérdidas por fricción entre los componentes mecánicos lo que aumentaba la eficiencia.

Sin embargo, no siguió el desarrollo del híbrido debido a que la gasolina se volvió más barata y los motores eléctricos más caros. En 1921 la tecnología se enfocó sobre los motores de combustión y hasta 1960-1970 reaparecen los vehículos híbridos. En transporte, se ha empleado la tecnología de los híbridos en transportes de alta potencia; tren diésel- eléctrico, submarinos diésel- eléctrico, etc. A pesar de que desde hace mucho se tenían ideas sobre estas tecnologías, se ha renovado el interés en los vehículos híbridos a partir de 1990, medido este por el número de publicaciones.

La producción de vehículos eléctrico híbridos en el transporte particular a lo largo del tiempo se ha dado como se muestra en el apéndice B, de (Union of Concerned Scientists (2007)).

1.2. Arquitecturas de propulsión de VEH

1.2.1. Propulsión híbrida serie

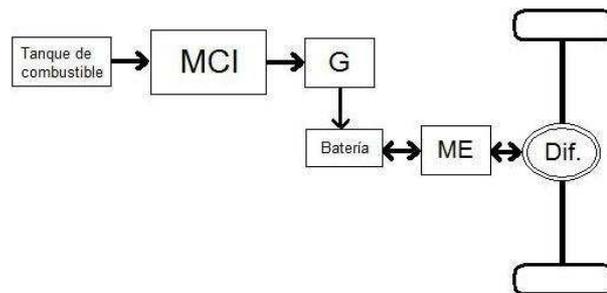


Figura 1.1: Configuración Serie.

La propulsión híbrida serie fue desarrollada al añadir un pequeño conjunto motor de combustión-generador a un vehículo eléctrico puro (VE) (figura 1.1) para compensar la descarga de energía en las baterías; sus ventajas son:

1. Desacoplamiento mecánico entre el motor de combustión y las ruedas motrices lo que permite al motor de combustión que opere en su región óptima (esta se encuentra en la curva característica de par contra velocidad del MCI (figura 4.1)).

2. 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).
3. El control casi ideal de par-velocidad del motor eléctrico hace innecesaria la transmisión con multiengranes.
4. 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:

1. 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.
2. Se necesitan dos máquinas eléctricas (generador y motor).
3. 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, como vehículos comerciales, vehículos militares, autobuses, e incluso locomotoras. La razón principal es que los vehículos grandes tienen suficiente espacio para el voluminoso sistema de motor y generador.

1.2.2. Propulsión híbrida paralela



Figura 1.2: Configuración Paralela.

En esta configuración el motor de combustión y el motor eléctrico pueden suministrar directamente su par a las ruedas motrices a través de un acoplamiento mecánico. Este 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, o incluso un solo eje (figura 1.2).

Las ventajas de la propulsión híbrida en paralelo son:

1. El motor de combustión y un motor 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.
2. Es más compacto, no necesita el generador y motor de tracción, sólo una máquina eléctrica que puede hacer ambas funciones.

Desventajas:

1. 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.
2. La estructura y el control son más complejos.

Debido a sus características compactas, la configuración paralela es más utilizada en vehículos pequeños.

1.2.3. Propulsión híbrida 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, sin embargo, necesita una máquina eléctrica adicional y un 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.

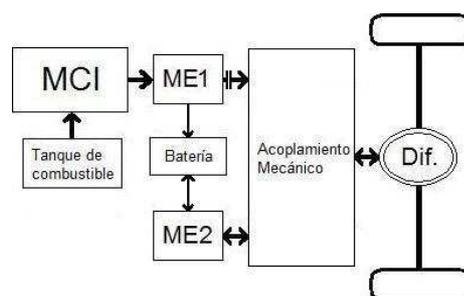


Figura 1.3: Configuración Serie-Paralela.

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 (figura 1.3), que añade par directamente a las ruedas (Ehsani, Gao, y Miller (2007)).

1.3. Estado del arte del control de propulsión de vehículos híbridos

Los vehículos eléctricos híbridos pueden tener distinta arquitectura dependiendo de sus prestaciones y del fabricante, por ello se tienen distintos controladores para los componentes del sistema y para la administración de potencia.

En (Miller (2006)) se presentan algunas arquitecturas serie, paralelo o serie-paralelo usadas por Toyota, Ford, GM, Renault. El componente principal es la Transmisión Variable Continua electrónica (e-CVT) que no necesita embrague, por lo que no hay interrupción de par ni cambios de velocidad fuertes. Se muestran dos tipos de distribución de potencia por e-CVT. En el primer tipo se considera que la potencia mecánica del MCI se puede entregar a las llantas por dos medios. El primer medio es mecánico y usa un sistema de engranes planetarios, el otro medio es eléctrico y emplea dos máquinas eléctricas, funcionando como generador y como motor, enlazados eléctricamente. El segundo tipo de distribución de potencia se distingue por tener dos dispositivos mecánicos de división de potencia, uno a la entrada y otro a la salida de la transmisión. También se describe la dinámica de los sistemas de Toyota, Ford, algunas variantes de la forma de distribuir la potencia en GM, Renault y las dinámicas existentes por sus componentes.

Las ventajas y desventajas de las arquitecturas de propulsión que se han descrito son analizadas en (Ehsani, Gao, y Miller (2007)), donde se revisa y comparan los motores eléctricos que pueden ser empleados en estas arquitecturas. Señalan en especial la importancia para el caso de la propulsión serie donde el motor eléctrico es la única fuente de par mecánico en la tracción. También se analizan los subsistemas de almacenamiento de energía, como batería y supercapacitor, se hacen algunas comparaciones dependiendo de los tipos y capacidades.

Existen distintos controladores para la distribución de potencia en los VEH, como se muestra en (Pisu y Rizzoni (2007)), donde se manejan varias estrategias de control que pretenden encontrar la secuencia óptima de la distribución de potencia que, en cada instante de tiempo, minimiza el consumo de combustible con respecto al manejo del operador. Los objetivos de estas técnicas son: minimizar el consumo de combustible, reducir las emisiones contaminantes, mantener el estado de carga de la batería y el buen funcionamiento del sistema. Los autores realizan la descripción del motor de combustión y del eléctrico mediante eficiencias y potencias, para obtener una función de costo que depende de estas variables. La primera estrategia de manejo de energía es un control basado en reglas, que depende de ciertos estados del sistema para aplicar un control específico. La siguiente estrategia del manejo de energía es la A-ECMS; una estrategia adaptable de minimización del consumo de combustible, que se basa en minimizar la función de costo, para determinar la distribución

de par óptimo entre el MCI y el motor eléctrico. Otra estrategia de manejo de energía es el control H_∞ ; mediante herramientas de Matlab se resuelve un problema de minimización y se encuentra un controlador robusto subóptimo que tiene alta complejidad computacional, respecto a la programación de la estrategia.

En (Kessels, Koot, van den Bosch, y Kok (2008)) se presenta una estrategia de manejo de energía para optimizar los flujos de potencia interna y satisfacer las demandas del operador. La estrategia imita la solución óptima sin utilizar información de la demanda de potencia a futuro y se enfoca en las características del vehículo. Esta metodología se concentra en la explicación física (reglas heurísticas) acerca de cuándo producir, consumir ó almacenar energía eléctrica. Los principales beneficios de la economía del combustible se obtienen al detener el motor de combustión y del frenado regenerativo. Se aplica la estrategia a las tres arquitecturas; serie, paralelo y serie-paralelo, modelando los componentes del sistema mediante potencia y eficiencia. Para la decisión de la estrategia, es necesario el mapa de combustible del MCI que está en función de la potencia del motor. La estrategia pretende la solución de un problema de optimización a partir de una función de costo y debe satisfacer una restricción del nivel de energía en la batería.

Para un autobús híbrido en configuración serie-paralelo, en (Xiong, Zhang, y Yin (2009)) se propone un control por lógica difusa para el manejo de energía. Este actúa dependiendo de la intención del conductor y del estado del vehículo mediante tres módulos: cálculo del par requerido que se debe enviar al tren de potencia, decisión del modo de operación y distribución del par óptimo entre las fuentes de potencia. Los modos serie o paralelo se conmutan de acuerdo a la velocidad del vehículo y posición del acelerador y freno. El controlador por lógica difusa emplea dos módulos: uno es de decisión (el actuador es la transmisión) y otro el manejo de la energía (mediante el estado de carga de la batería y la velocidad del MCI), los objetivos que se persiguen son: satisfacer las demandas del operador, ahorro de combustible y evitar el agotamiento de la batería.

En (Tzeng, Huang, y Chen (2005)) se aplica un control por lógica difusa a un vehículo híbrido de configuración paralelo con una transmisión variable continua de poleas y bandas. El control se hace mediante el par demandado, la velocidad rotacional y el estado de carga como entradas; como salidas: el modo de la máquina eléctrica, el modo del MCI y el modo MCI y ME.

En (Chau y Chan (2007)) se muestran algunos detalles importantes del sistema arrancador alternador integrado (ISG) y de los sistemas con propulsión mediante la (e-CVT). Se discute el funcionamiento, aplicación, ventajas y desventajas con respecto a otros componentes similares con la misma función en los vehículos híbridos.

En (Xiong y Yin (2009)) se tiene una aplicación a un autobús de tránsito con motor de combustión diesel, un arrancador alternador integrado (ISG) y otro motor eléctrico para obtener la configuración serie-paralelo, según sean las condiciones de operación. Se realiza el diseño de cada componente según las necesidades a cumplir. En este caso la estrategia de control es mediante reglas.

1.4. Motivación

En la bibliografía revisada la mayoría de las estrategias para la distribución de potencia en vehículos híbridos están basadas en reglas, lo que ocasiona la conmutación brusca entre las fuentes de potencia. Lo anterior motiva a proponer una estrategia para distribuir el flujo de potencia de una forma más suave y continua.

Además, en la literatura no se incorporan las restricciones cinemáticas y dinámicas impuestas por los dispositivos que acoplan las fuentes de potencia, por lo que surge también la necesidad de incorporar estas restricciones en el diseño de la estrategia de distribución de potencia.

1.5. Objetivo

El objetivo principal es diseñar una estrategia para distribuir el flujo la potencia entre la máquina eléctrica y el motor de combustión interna que tome en cuenta las restricciones que impone el sistema de engranes planetarios, para economizar la mayor cantidad de combustible en un ciclo de manejo estandarizado.

1.6. Contribuciones

- En el presente trabajo se propone una estrategia novedosa para la distribución del flujo de potencia en un vehículo híbrido diésel-eléctrico que consigue que el motor de combustión interna funcione en rangos de alta eficiencia, se emplee lo más posible la máquina eléctrica, sin descuidar el estado de carga de las baterías.
- Se toman en cuenta las restricciones dinámicas y cinemáticas impuestas por el sistema de engranes planetarios, que es el dispositivo para la mezcla de potencias entre el motor de combustión, la máquina eléctrica y la tracción.
- Se utiliza un modelo más completo del tren de propulsión del vehículo híbrido diésel-eléctrico al incluir el sistema de engranes planetarios y el embrague.
- Se prueba, mediante simulación matemática, el funcionamiento de la estrategia en un ciclo de manejo estandarizado para autobuses urbanos de la Ciudad de México.

1.7. Organización y Metodología

La metodología que se siguió en este trabajo consistió en revisar los antecedentes del problema de control de flujo de potencia de vehículos híbridos en la literatura para identificar aspectos de este susceptibles de mejora. Una vez identificados estos aspectos de mejora, se definió el objetivo específico del trabajo y se determinaron sus alcances. Para resolver el problema se optó por utilizar modelos matemáticos de los principales subsistemas y plantear el problema de control de flujo de potencia como uno de optimización con restricciones y verificar los resultados por medio de simulaciones numéricas. En este tenor, el trabajo quedó organizado como sigue:

- En el primer capítulo se mencionan las razones que llevaron a emprender la investigación. Se describen someramente los vehículos eléctricos híbridos y sus principales configuraciones. Se revisan las principales estrategias de control presentadas en la literatura, para enunciar después el objetivo principal de la investigación. Se listan las contribuciones del trabajo realizado y se describen la organización y metodología bajo la cual fue realizado.
- En el segundo capítulo se describen los modelos matemáticos de los principales subsistemas en el vehículo eléctrico híbrido: motor de combustión interna, banco de baterías como sistema de almacenamiento de energía, máquina eléctrica (motor de inducción) que puede funcionar como motor o generador. También se modela el sistema de engranes planetarios para la interconexión de las fuentes de potencia con la tracción, el embrague para acoplar y desacoplar el motor de combustión, el freno para los engranes y el vehículo como una masa sometida a la acción de fuerzas. En la parte final se describen los distintos modos de propulsión.
- En el tercer capítulo se describe el control del MCI y de la máquina eléctrica, respectivamente. Para ello se recurre a algoritmos de control disponibles en la literatura. Se describen los ciclos de manejo estandarizado para autobuses urbanos en la ciudad de México, que se usarán como referencia a seguir por el vehículo eléctrico híbrido. Aquí se diseña la estrategia empleada para la distribución del flujo de potencia demandada para el movimiento del vehículo, entre la máquina eléctrica y el MCI.
- En el cuarto capítulo se muestran los resultados de las simulaciones de la estrategia de control de flujo de potencia. Para ello se recurre a los modelos matemáticos de los subsistemas y se aplica la estrategia de control en el seguimiento de tres ciclos de manejo estandarizado para autobuses urbanos. Se presentan gráficos que incluyen los errores de seguimiento en velocidad, el estado de carga de las baterías y el consumo de combustible.
- En el capítulo cinco se presentan las conclusiones del trabajo y se mencionan posibles líneas para trabajo futuro.
- Se incluyen anexos con las normas mexicanas para la emisión de contaminantes para fuentes móviles, una revisión de la producción en serie de vehículos híbridos y los parámetros empleados en las simulaciones.

Capítulo 2

Modelado

En este capítulo se describe el modelo de los principales subsistemas del vehículo eléctrico híbrido. Estos modelos tienen un doble propósito pues, por un lado, se utilizarán para introducir los algoritmos de control y la estrategia de control del flujo de potencia y, por el otro, servirán de base para la simulación numérica con la que se verificará el funcionamiento de la estrategia diseñada.

2.1. Modelo del motor de combustión interna (MCI)



Figura 2.1: motor de combustion interna diésel.

Los motores de combustión interna, debido a su amplio uso, cada vez tienen sistemas más sofisticados para reducir el consumo de combustible y para evitar lo más posible la contaminación. El funcionamiento de un MCI diésel convencional es el siguiente: entra aire al múltiple de admisión y de ahí entra en el cilindro por el movimiento en retroceso del pistón. Después, el pistón comprime el aire muchas veces por lo que éste alcanza una temperatura y presión elevadas. Posteriormente se inyecta el diésel que se enciende por la alta temperatura y cuya expansión impulsa el pistón hacia abajo y provoca el par. Finalmente el pistón empuja los gases de combustión hacia el múltiple de escape, donde se encuentra el sensor de

oxígeno que manda una señal de retroalimentación al controlador de inyección de combustible (Fanti in Automocion (2008)).

Se considera el modelo de un motor de combustión diésel, que incluye las ecuaciones que describen la dinámica de la entrada de combustible al múltiple de admisión, el proceso de combustión del cilindro y los gases de salida.

2.1.1. Dinámica del múltiple de admisión

El modelo es tomado de (Outbib, Dovifaaz, Rachid, y Ouladsine (2002)). Se asume que el aire de entrada en el múltiple de admisión cumple con la ley de los gases ideales, que la temperatura del múltiple de admisión varía lentamente con respecto a la presión y la velocidad del motor. El intercambio de calor con las paredes del múltiple no se toma en cuenta. La ecuación de estado para la masa de aire en el múltiple de admisión, 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; \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 para el aire 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

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ao}}{(\dot{m}_{ao})_{calcula}} \quad \text{con} \quad (\dot{m}_{ao})_{calcula} = \frac{n V_d \omega p_a}{4 \pi r T_a},$$

donde η_v es la eficiencia volumétrica, n el número de cilindros, V_d el volumen de desplazamiento del cilindro, ω es la velocidad del motor y un estado del modelo. La eficiencia volumétrica debido a que depende de \dot{m}_{ao} y por lo mismo de la velocidad del motor, puede ser evaluada por la función polinomial siguiente

$$\eta_v = \alpha_0 + \alpha_1 \omega + \alpha_2 \omega^2,$$

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

2.1.2. Proceso de combustión

La dinámica del cigüeñal se describe mediante la ecuación de potencia mecánica, que incluye la potencia suministrada por el proceso de combustión,

$$\omega J \frac{d\omega}{dt} = P_i - P_b, \quad (2.2)$$

donde J es el momento de inercia del motor; P_i es la potencia del motor que actúa en el cigüeñal; P_b es la potencia de frenado total, por fricción, carga, etc.

La potencia del motor es una función del valor calorífico del combustible, la cantidad de combustible inyectada y la eficiencia de conversión de aire-combustible. El valor calorífico del

combustible se define como la cantidad de energía proporcionada por unidad de masa por la combustión total del combustible. Esta eficiencia se da por el producto de dos términos, de los cuales 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. Se toma la función polinomial:

$$\eta_i = a_\lambda + b_\lambda \lambda + c_\lambda \lambda^2, \quad \lambda = \frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f}, \quad (2.3)$$

donde η_i es la eficiencia de conversión de energía química a mecánica, con $a_\lambda, b_\lambda > 0$ y $c_\lambda < 0$. Los cuales son empleados para la relación aire combustible λ . De la Ec. (2.2) se obtiene

$$\frac{d\omega}{dt} = h_1 \dot{m}_f + h_2 + \frac{h_3}{\dot{m}_f} \quad (2.4)$$

donde \dot{m}_f es el flujo de combustible que entra a la cámara de combustión y es usado como control y h_j se describe por las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} h_1 &= p_{th} \frac{a_\lambda}{J\omega} \\ h_2 &= \frac{1}{J\omega} \left(\frac{p_{th} b_\lambda V_d n \omega \eta_v p_a}{4r T_a \pi} - P_b \right) \\ h_3 &= \frac{p_{th} c_\lambda V_d^2 n^2 \eta_v^2 p_a^2 \omega}{16 J r^2 T_a^2 \pi^2}, \end{aligned} \quad (2.5)$$

con p_{th} el valor calorífico del combustible y las constantes a_λ, b_λ y c_λ son obtenidas mediante la relación λ para el diésel y con la eficiencia promedio dada por el fabricante del motor. La dinámica de la variable p_a , se obtiene a partir de la Ec. (2.1), de considerar V_a, r y T_a constantes, esto es

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{T_a r \dot{m}_{ai}}{V_a} - \frac{V_d n}{4 V_a \pi} \eta_v \omega p_a = h_0(p_a, \omega) \quad (2.6)$$

Mediante las Ec. (2.4) y (2.6) se describe el modelo del motor de combustión interna diésel, los estados son la velocidad angular del motor y la presión en el múltiple de admisión. La entrada de control se localiza en la dinámica de la variable a controlar que es la velocidad.

2.2. Modelo de la batería

Las fuentes principales de energía en un vehículo convencional son el tanque de combustible y una batería para el arranque, donde la fuente principal de energía es el combustible. En los vehículos eléctricos híbridos se emplea un conjunto de baterías las cuales, en general, son distintas a las convencionales debido a la mayor cantidad de energía que deben almacenar. Se trata de usarlas como una fuente más de energía para ayudar a economizar combustible y reducir las emisiones.

Se define el estado de carga de la batería como la proporción del almacenamiento de

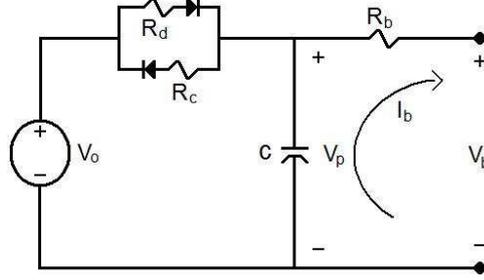


Figura 2.2: circuito de la batería.

energía eléctrica, la que sería análoga a la cantidad de combustible en el tanque. De (Chiasson y Viaramohan (2005)) y (Pang, Jay, Jie, y Matthew (2001)) el estado de carga de la batería se obtiene de la expresión

$$soc(t) = \frac{Q_0 - \int_{t_0}^t I_b(\tau) d\tau}{Q_t} \times 100, \quad (2.7)$$

donde Q_0 es la carga inicial en la batería, $I_b(t)$ la corriente de carga, $\int_{t_0}^t I_b(\tau) d\tau$ es la carga que entra o sale de la batería y el total de carga que puede almacenar la batería se describe como Q_t . El estado de carga (*soc*) se debe mantener dentro de ciertos límites para el correcto funcionamiento de las baterías y del vehículo, lo que no es fácil debido a que éste depende de algunos factores como resistencia interna de la batería, capacitancia, etc. De (Chiasson y Viaramohan (2005)), se considera una batería ideal con voltaje de circuito abierto V_o , una resistencia interna equivalente de R_d (para la batería en descarga $I_b > 0$) o R_c (para la batería en recarga $I_b < 0$), un capacitor C y una resistencia en terminales R_b . Las ecuaciones dinámicas para descarga y recarga de la batería que describen el modelo del circuito (figura 2.2) son:

$$\dot{V}_p = -V_p \frac{1}{R_d C} + V_o \frac{1}{R_d C} - I_b \frac{1}{C}, \quad si \quad V_p \leq V_o \quad (2.8)$$

$$\dot{V}_p = -V_p \frac{1}{R_c C} + V_o \frac{1}{R_c C} - I_b \frac{1}{C}, \quad si \quad V_p > V_o, \quad (2.9)$$

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

2.3. Modelo de la máquina eléctrica (ME)

La máquina eléctrica es un motor de inducción que puede funcionar como motor o generador según sean las necesidades en el transcurso del ciclo de manejo. Cuando funciona como motor, extrae energía de la batería y el par de salida se usa para el sistema de tracción, en posible combinación con el motor de combustión. Funcionando como generador puede recuperar energía cinética en el frenado regenerativo, o tomar energía proveniente del motor

de combustión, para la recarga de baterías (Mudannayake y Rahman (2004)).

Se describe la dinámica de la máquina eléctrica que puede funcionar como motor o generador, según sea el signo del par mecánico de la máquina eléctrica (T_{me}), si $T_{me} > 0$ funciona como motor, si $T_{me} < 0$ funciona como generador. El modelo se obtuvo de (Marino, Peresada, y Valigi (1993)) y (Peresada, Tilli, y Tonielli (2004)).

2.3.1. Sistema mecánico

El motor de inducción tiene una representación mecánica que es descrita por un sistema de segundo orden, donde el par se expresa en términos de flujos del rotor y las corrientes del estator.

$$T_{me} = \frac{n_p L_m}{L_r} (\psi_{ra} i_{sb} - \psi_{rb} i_{sa}) \quad (2.10)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} (T_{me} - T_{carga}) - \frac{f}{J} \omega, \quad (2.11)$$

donde n_p es el número de pares de polos de la máquina, L_m es la inductancia de magnetización, L_r es la inductancia del rotor, ψ es el flujo magnético, i es la corriente, el subíndice r se refiere al rotor, s al estator, y a, b indican vectores con respecto a ejes de referencia fijados al estator, ω es la velocidad del rotor, J es el momento de inercia del rotor con carga y T_{carga} es el par de carga en la flecha.

2.3.2. Sistema eléctrico

Las ecuaciones de la parte eléctrica, con referencia a los ejes a, b que están fijos al estator, son obtenidas mediante la transformación de Park de tres a dos fases para obtener el siguiente modelo (Ouadi, Giri, Elfadili, y Dugard (2009))

$$\begin{aligned} v_{sa} &= R_s i_{sa} + \frac{d\psi_{sa}}{dt} \\ v_{sb} &= R_s i_{sb} + \frac{d\psi_{sb}}{dt} \\ 0 &= R_r i_{ra} + \frac{d\psi_{ra}}{dt} + n_p \omega_{me} \psi_{rb} \\ 0 &= R_r i_{rb} + \frac{d\psi_{rb}}{dt} - n_p \omega_{me} \psi_{ra}, \end{aligned}$$

donde v_{si} , con $i = a, b$ es el voltaje de entrada si la máquina funciona como motor, o de salida si funciona como generador, R denota la resistencia de los devanados y L_r es la inductancia del rotor.

Las ecuaciones de flujos magnéticos son:

$$\begin{aligned} \psi_{sa} &= L_s i_{sa} + L_m i_{ra} \\ \psi_{sb} &= L_s i_{sb} + L_m i_{rb} \\ \psi_{ra} &= L_r i_{ra} + L_m i_{sa} \end{aligned}$$

$$\psi_{rb} = L_r i_{rb} + L_m i_{sb},$$

las ecuaciones de flujos se manipulan para sustituir en las ecuaciones de voltaje de tal forma que el modelo resulte en términos de corrientes de estator y flujos de rotor como

$$\begin{aligned} v_{sa} &= R_s i_{sa} + \frac{L_m}{L_r} \frac{d\psi_{ra}}{dt} + \left(L_s - \frac{L_m^2}{L_r} \right) \frac{di_{sa}}{dt} \\ v_{sb} &= R_s i_{sb} + \frac{L_m}{L_r} \frac{d\psi_{rb}}{dt} + \left(L_s - \frac{L_m^2}{L_r} \right) \frac{di_{sb}}{dt} \\ 0 &= \frac{R_r}{L_r} \psi_{ra} - \frac{L_m}{L_r} R_r i_{sa} + \frac{d\psi_{ra}}{dt} + n_p \omega_{me} \psi_{rb} \\ 0 &= \frac{R_r}{L_r} \psi_{rb} - \frac{L_m}{L_r} R_r i_{sb} + \frac{d\psi_{rb}}{dt} - n_p \omega_{me} \psi_{ra}, \end{aligned} \quad (2.12)$$

Al reordenar las ecuaciones anteriores y agregar la dinámica de la parte mecánica, el sistema en forma de espacio de estado para describir la dinámica de la máquina eléctrica queda descrito por el siguiente modelo de quinto orden

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{dt} &= \frac{1}{J} \left(\frac{n_p L_m}{L_r} (\psi_{ra} i_{sb} - \psi_{rb} i_{sa}) - T_{carga} \right) - \frac{f}{J} \omega \\ \frac{d\psi_{ra}}{dt} &= -\frac{R_r}{L_r} \psi_{ra} - n_p \omega_{me} \psi_{rb} + \frac{L_m}{L_r} R_r i_{sa} \\ \frac{d\psi_{rb}}{dt} &= -\frac{R_r}{L_r} \psi_{rb} + n_p \omega_{me} \psi_{ra} + \frac{L_m}{L_r} R_r i_{sb} \\ \frac{di_{sa}}{dt} &= \frac{L_m R_r}{\sigma L_s L_r^2} \psi_{ra} + \frac{n_p L_m}{\sigma L_s L_r} \omega_{me} \psi_{rb} - \left(\frac{L_m^2 R_r + L_r^2 R_s}{\sigma L_s L_r^2} \right) i_{sa} + \frac{1}{\sigma L_s} v_{sa} \\ \frac{di_{sb}}{dt} &= \frac{L_m R_r}{\sigma L_s L_r^2} \psi_{rb} - \frac{n_p L_m}{\sigma L_s L_r} \omega_{me} \psi_{ra} - \left(\frac{L_m^2 R_r + L_r^2 R_s}{\sigma L_s L_r^2} \right) i_{sb} + \frac{1}{\sigma L_s} v_{sb}, \end{aligned} \quad (2.13)$$

con $\sigma = 1 - \left(\frac{L_m^2}{L_s L_r} \right)$, y las variables de estado del sistema son $(\omega, \psi_{ra}, \psi_{rb}, i_{sa}, i_{sb})$.

2.4. Sistema de engranes planetarios

Debido a que este trabajo es para sistemas híbridos, en especial para la arquitectura en paralelo, se contempla el acoplamiento mediante un sistema de engranes planetarios. En la figura 2.3 se muestra un esquema de este dispositivo mecánico que cuenta con tres grados de libertad, de los cuales se emplean dos para acoplar las fuentes de potencia (el motor diésel y la máquina eléctrica) y el grado de libertad restante se emplea para la salida de potencia hacia las ruedas de tracción de (Ambarisha y Parcker (2007)).

2.4.1. Funcionamiento

El MCI se conecta mediante un embrague-freno al engrane solar del sistema de engranes planetarios. La máquina eléctrica se conecta a un reductor mecánico y al engrane anular. El porta planetas transmite (con signo positivo o negativo según sea el modo de operación)

la potencia generada por el motor de combustión y el motor eléctrico al engrane diferencial y de este a las ruedas de tracción, ó de las ruedas a la máquina eléctrica para funcionar en modo regenerativo como generador.

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

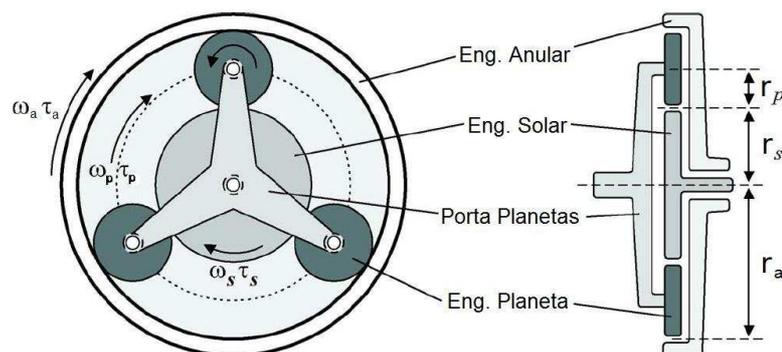


Figura 2.3: Sistema de engranes planetarios.

Tomando en cuenta tres modos de funcionamiento principales debido al origen de la potencia, se tiene: sólo eléctrico (ME), sólo motor de combustión (MCI) y el modo híbrido (H). 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, esta parte del eje está equipada con el freno, simultáneamente operando 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) 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 puramente eléctrico o motor de combustión (Szumanowski, Yuhua, y Piórkowski (2005)).

Cuando el MCI se apaga, el embrague desacopla y el freno detiene el engrane solar, de esto se puede obtener el frenado regenerativo, donde la energía cinética del vehículo es transferida desde las llantas de tracción vía el portaplanetas y el engrane anular a la máquina eléctrica que opera en modo generador para la recarga de baterías. En este momento el engranaje planetario opera como un reductor.

2.4.2. Relación cinemática

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

engrane solar, de (Kessels, Koot, van den Bosch, y Kok (2008)) y (Miller (2006))

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

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

Cuando se mantiene fijo el engrane anular para que sólo trabaje el MCI, la relación es:

$$R = \frac{\omega_s - \omega_p}{0 - \omega_p} = -\frac{r_a}{r_s},$$

a partir de lo anterior se llega a:

$$\frac{\omega_s}{\omega_p} = 1 + \frac{r_a}{r_s}.$$

De mantener fijo el engrane solar para que sólo trabaje el motor eléctrico se tiene:

$$R = \frac{0 - \omega_p}{\omega_a - \omega_p} = -\frac{r_a}{r_s},$$

de igual forma se llega a:

$$\frac{\omega_a}{\omega_p} = 1 + \frac{r_s}{r_a}.$$

Se declara una nueva variable a partir de las relaciones anteriores para facilitar las expresiones 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, se tiene

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

La expresión cuando el engrane anular se acopla al ME del 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 y queda como

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

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 el par de los engranes

solar, anular y el porta planetas, como

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

Para el modo MCI, el engrane anular está frenado y

$$T_p = (k + 1)T_s. \quad (2.18)$$

Para el modo ME, el engrane solar está frenado por lo que

$$T_p = \frac{(k + 1)}{k} T_a. \quad (2.19)$$

2.4.3. Cambios de relación de engranaje

Se considera que la relación de engranaje cambia de acuerdo a la velocidad de referencia que se tenga, esto para modelar la caja de velocidades en el vehículo híbrido. El diseño de la relación de cambios se basa en la demanda de par y velocidad por parte del ciclo de manejo y la potencia que aporta el motor de combustión interna, como si fuese un vehículo convencional.

La relación de engranaje k_1 para la caja de velocidades cambia por intervalos de velocidad. Se describe el cambio de relación en el cuadro 2.1 durante un ciclo de manejo que tenga velocidades menores a 100 km/h para un autobús urbano, en el cual solo se tienen 6 relaciones.

Cuadro 2.1: Caja de velocidades.

Engrane	Intervalo [km/h]	Relación k_1
1 ^o	0-18	1.91
2 ^o	18-28	1.1
3 ^o	28-43	0.66
4 ^o	43-54	0.46
5 ^o	54-70	0.38
6 ^o	70-100	0.26

2.5. Acoplamiento al sistema de engranes planetarios

Debido a que es necesario acoplar y desacoplar el motor de combustión interna para que trabaje en puntos de máxima eficiencia, el estado de carga de la batería se mantenga en cierto rango deseado y se trabaje lo más posible con el motor eléctrico para reducir al máximo las emisiones contaminantes, es necesario un sistema del embrague y un freno para detener el engrane solar al cual debe estar acoplado el MCI y otro freno para el engrane anular donde se acopla el motor eléctrico.

Si se requiere que el sistema solo trabaje en modo eléctrico, se debe tener el MCI con el embrague desacoplado, para que no haya contacto de par entre éste y el sistema de

engranes planetarios. Cuando el sistema trabaja en modo híbrido o es necesario contar con la potencia del MCI, el embrague debe acoplar el MCI y el engrane solar del sistema de engranes planetarios, para que el flujo de par llegue al engrane solar.

2.5.1. Embrague

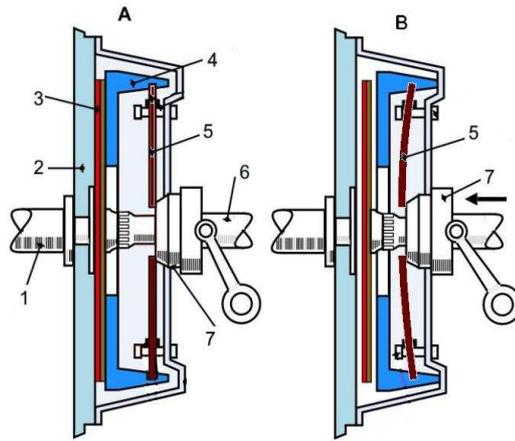


Figura 2.4: Sistema del embrague.

Con referencia a la figura 2.4 un sistema de embrague consta de un disco de embrague (3), que debe tener contacto por un lado con el motor (1,2) y el otro lado al plato de presión (4) que va sujeto al motor y hace la función de soltar (5B) y presar (5A) el disco de embrague. En el centro del disco de embrague se hace un acoplamiento estriado del eje de salida (6). El plato de presión es accionado por una palanca que tiene un balero (7) para permitir girar libremente al motor mientras el disco de embrague se libera. Según el accionamiento del embrague existen dos tipos: hidráulicos y mecánicos. En los hidráulicos el plato de presión es accionado por la acción del aceite sobre un pistón y en el embrague mecánico el plato de presión es accionado por fuerza aplicada al pedal. El plato de fricción del embrague, antes de ser completamente acoplado, 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. Se modelan tres estados del embrague: cuando el motor se encuentra completamente desembragado, deslizándose y embragado (Powell, Bailey, y Cikanek (1998)), (James y Narasimhamurthi (2005)).

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

$$(J_{MCI} + J_{Emb})\dot{\omega}_{MCI} = T_{MCI} - T_{Emb} - T_f, \quad (2.20)$$

donde J es el momento de inercia; ω es velocidad angular; T indica par; los subíndices MCI y Emb son para el motor de combustión interna y el embrague y f es para la fricción del

MCI. Cuando el embrague no está acoplado el par del embrague es $T_{Emb} = 0$.

Cuando el embrague se está deslizando, el par es:

$$T_{Emb} = \left[k_{e1} \int (|\omega_{MCI} - \omega_{Emb}|) dt \right] [|\omega_{MCI} - \omega_{emb}| (-0,0005) + 1] f(|\omega_{MCI} - \omega_{Emb}|), \quad (2.21)$$

donde, k_{e1} es el coeficiente de rigidez por deslizamiento por el lado del motor, la primera parte caracteriza la rigidez y la impulsión que es función de la integral de velocidad entre las partes del embrague; la segunda parte de la ecuación representa el porcentaje de par transmitido a través del embrague. Los dos primeros términos también son función de la temperatura del material de fricción del embrague y el desgaste del embrague. El último término muestra que el embrague puede ser modulado como función de resonancia del eje medio, para mejorar estabilidad y sensación del operador.

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

$$T_{Emb} = \left[k_{e2} \left(\int (\omega_{MCI} - \omega_{Emb}) dt \right) + f_{es} (\omega_{MCI} - \omega_{emb}) \right], \quad (2.22)$$

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

2.5.2. Freno

Es necesario un freno para el engrane solar que conecta con el MCI y otro freno para el engrane anular que conecta con la máquina eléctrica, para detener el movimiento de algún engrane en particular según el modo de operación del sistema. Por ejemplo, cuando se requiere que el MCI deje de aportar potencia al sistema, el engrane solar acoplado al MCI se desacopla y de inmediato se debe detener el engrane. Cuando solo se requiere que el MCI aporte potencia para la tracción, se embraga con el engrane solar y se libera del freno, y al mismo tiempo se debe detener el engrane anular que conecta con el motor eléctrico. El modelo que describe el freno es

$$T_{fr} = b_{fr} \omega_{eng} \beta, \quad (2.23)$$

donde, T_{fr} es el par del freno que se opone al movimiento; b_{fr} es el coeficiente de amortiguamiento del freno, ω_{eng} es la velocidad de rotación del engrane según sea el caso, solar o anular; β es el comando de entrada, que se encuentra entre 0 y 1, que corresponde a la posición deseada, es 0 en reposo y 1 cuando se quiere frenar totalmente.

2.6. Modelo del vehículo

El vehículo se considera como una masa en movimiento sometida a la fuerza de tracción $F_{tr}(t)$. La potencia demandada P_d del tren de impulsión se calcula al inducir la fuerza

de resistencia aerodinámica $F_a(t)$, que es causada por la fricción del aire alrededor de la superficie del vehículo, la pérdida por resistencia al rodamiento de los neumáticos $F_r(t)$ y la fuerza gravitacional $F_g(t)$ por conducir en alguna superficie inclinada (Xiong, Zhang, y Yin (2009)), (Kessels, Koot, van den Bosch, y Kok (2008)), que están dadas por

$$\begin{aligned} F_a(t) &= 0,5\rho_a v(t)^2 C_d A_d \\ F_r(t) &= mg C_r \cos \gamma(t) \\ F_g(t) &= mg \sin \gamma(t), \end{aligned} \quad (2.24)$$

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

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

$$m \frac{dv(t)}{dt} = F_{tr} - F_a(t) - F_r(t) - F_g(t) - F_p(t). \quad (2.25)$$

El par del tren de impulsión $T_{trac}(t)$ y la velocidad rotacional $\omega_{trac}(t)$ en las arquitecturas serie y serie/paralelo (S-VEH y S/P-VEH) siguen teniendo en cuenta el radio de llanta r_{ll} y la relación final R_f , además de la relación de engranaje por la transmisión k_1

$$S - VEH \text{ y } S/P - VEH : \begin{cases} \omega_{trac}(t) = \frac{R_f}{r_{ll}} k_1 v(t) \\ T_{trac}(t) = \frac{r_{ll}}{R_f k_1} F_{tr}(t). \end{cases} \quad (2.26)$$

Para la arquitectura en paralelo (P-VEH) se incorpora la relación de engranes, por lo que K se agrega a las ecuaciones anteriores (Kessels, Koot, van den Bosch, y Kok (2008))

$$P - HEV : \begin{cases} \omega_{trac}(t) = \frac{R_f}{r_{ll}} k_1 K v(t) \\ T_{trac}(t) = \frac{r_{ll}}{R_f k_1 K} F_{tr}(t). \end{cases} \quad (2.27)$$

La potencia mecánica requerida P_d desde el tren de engranes es

$$P_{trac}(t) = \omega_{trac}(t) T_{trac}(t) = v(t) F_{tr}(t). \quad (2.28)$$

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

2.6.1. Propulsión en modo sólo MCI

Si se requiere que el sistema sólo opere con potencia del MCI, entonces el sistema de tracción debe estar acoplado mediante el embrague al MCI, el engrane solar debe estar

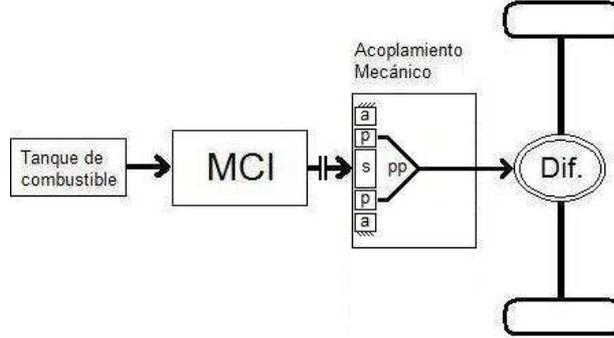


Figura 2.5: Solo MCI.

suelto para permitir el flujo de potencia y el engrane anular debe estar frenado para no permitir la participación de la máquina eléctrica. El par del MCI llega hasta el embrague como se muestra en la figura 2.5 y el embrague transmite el par hacia la tracción del vehículo.

La operación del sistema en este caso es como un vehículo convencional

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

con:

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

donde $P_b = (T_{Emb} + T_s)(\omega_s)$. El embrague tiene tres estados para el par y su velocidad es igual a la del engrane solar ω_s .

Sin acoplamiento el par del embrague es $T_{Emb} = 0$.

Cuando el embrague se esta deslizando

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

Acoplado completamente

$$T_{Emb} = \left[k_{e2} \left(\int (\omega_{MCI} - \omega_{Emb}) dt \right) + f_{es} (\omega_{MCI} - \omega_{emb}) \right].$$

El par de carga $T_s = T_{trac} = \frac{r_u}{R_f} \frac{1}{k_1 K} F_{tr}$ con $K = k + 1$ relación de engranes planetarios. $\omega_s = \omega_{trac} = \frac{R_f}{r_u} k_1 K v$, de la misma forma $K = k + 1$. El estado de par del embrague depende de si se cambia la relación de engranaje.

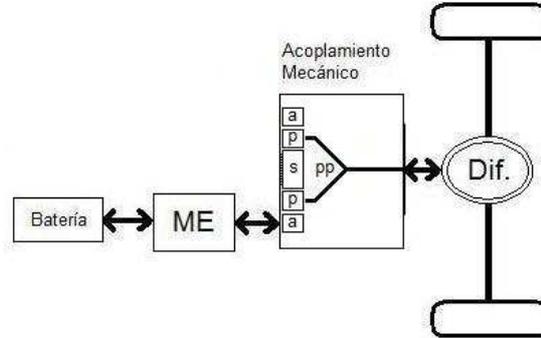


Figura 2.6: Solo ME.

2.6.2. Propulsión en modo sólo ME

Cuando es necesario que el sistema opere en modo eléctrico, ya sea que la máquina eléctrica aporte potencia al sistema de tracción o la reciba debido al frenado regenerativo, el engrane solar debe estar frenado y el embrague desacoplado para impedir el flujo de potencia del MCI. El engrane anular debe estar suelto para tener flujo de potencia entre la máquina eléctrica y la tracción del vehículo como se muestra en la figura 2.6.

En este caso el par de carga de la máquina eléctrica es $T_{trac} = \frac{r_u}{R_f} \frac{1}{k_1 K} F_{tr}$ con $K = \frac{k+1}{k}$ la relación de engranaje entre el porta planetas y el engrane anular, donde T_{trac} puede ser positivo o negativo según las condiciones de operación del vehículo. La velocidad de la máquina eléctrica debe ser $\omega_a = \omega_{trac} = \frac{R_f}{r_u} k_1 K v$ con la misma K anterior.

2.6.3. Propulsión en modo híbrido

En el modo híbrido (figura 1.2) el MCI funciona aportando potencia al sistema y la máquina eléctrica puede operar como motor, si el estado de carga de la batería es el adecuado y si el sistema requiere de más potencia. La máquina eléctrica funciona como generador si el estado de carga es bajo, es decir, el MCI aporta potencia para la tracción y para recargar las baterías. El embrague debe estar acoplado y ambos frenos libres para que se permita el movimiento al engrane solar y al anular. Cuando el sistema opera con la máquina eléctrica funcionando como motor, se tiene la potencia del porta planetas igualada a la suma de la potencia de los motores

$$T_p \omega_p = T_s \omega_s + T_a \omega_a,$$

esto es

$$T_{trac} = (T_{MCI} - T_{Emb})(k+1) + T_{ME} \left(\frac{k+1}{k} \right).$$

La velocidad de tracción se acopla al MCI y a la máquina eléctrica mediante su relación de engranaje K .

Cuando la máquina eléctrica funciona como generador

$$T_p \omega_p = T_s \omega_s - T_a \omega_a,$$

con lo que

$$T_{trac} = (T_{MCI} - T_{Emb})(k + 1) - T_{ME}\left(\frac{k + 1}{k}\right).$$

Y la velocidad de cada máquina se acopla de la misma forma por su relación K .

2.7. Consideraciones sobre los modelos empleados

El motor de combustión interna modelado no cuenta con turbocompresor. Este tipo de motor es menos eficiente que uno con turbocompresor. El MCI se encuentra funcionando todo el tiempo. Cuando no está embragado, lo hace a velocidad de ralentí.

Se decidió emplear una máquina eléctrica de corriente alterna debido a que sus dimensiones y peso son menores a las de una de corriente directa, con potencia de salida similar.

Para la interconexión de las fuentes de potencia se utilizó un sistema de engranes planetarios pues este tiene 2 grados de libertad, que son compatibles con los modos de operación descritos.

Es posible cambiar los modelos matemáticos del MCI y de la máquina eléctrica, sin que esto altere la naturaleza del problema a resolver. La estrategia a diseñar debe buscar el mejor uso de las máquinas seleccionadas.

Capítulo 3

Control

Para el control del vehículo híbrido se tienen como variables de entrada los pedales de acelerador y freno, para llegar a una velocidad deseada por el operador. Para la simulación se toma como referencia la velocidad de algún ciclo de manejo, donde ya están considerados el acelerador y el freno. Por esta razón los modelos obtenidos y los controladores siguientes se enfocan al control de velocidad de cada elemento de acuerdo al ciclo de manejo correspondiente, que está dado en términos de velocidad y tiempo. Al final, se debe diseñar una estrategia para administrar las potencias de cada elemento de la mejor manera y que el vehículo tenga un funcionamiento óptimo en cuanto a la mejora en gasto de combustible, reducción de emisiones contaminantes, manteniendo el estado de carga y un buen manejo.

Los controladores del motor de combustión interna y de la máquina eléctrica se tomaron de la literatura, ya que el objetivo del trabajo es el control del flujo de potencia disponible a través del dispositivo de interconexión.

3.1. Control del motor de combustión interna

Para el modelo del MCI presentado, se emplea como entrada el flujo de combustible que entra a la cámara de combustión, mientras que el aire necesario para la combustión es regulado por la relación aire-combustible de acuerdo al tipo de combustible. La ley de control se desarrolla para controlar la variable de velocidad angular, tomada como salida. Se reescribe el sistema no lineal que se describe en el modelo del MCI (Outbib, Dovifaaz, Rachid, y Ouladsine (2002)), como

$$\begin{cases} \dot{x}_1 &= h_0(x_1, x_2) \\ \dot{x}_2 &= h_1(x_1, x_2)u + h_2(x_1, x_2) + \frac{1}{u}h_3(x_1, x_2) \\ y &= x_2, \end{cases} \quad (3.1)$$

donde h_i con $i = 0, 1, 2, 3$ están dadas en las Ec. (2.5) y (2.6), $x_1 = p_a$, $x_2 = \omega$, $x_1 \in \mathbb{R}^n$; y , x_2 y $u \in \mathbb{R}$. Por las condiciones de las constantes $a_\lambda > 0$ y $c_\lambda < 0$ se asume que

$$h_1(x) > 0 \quad y \quad h_3(x) < 0 \quad \forall x \in \mathbb{R}^{n+1}$$

Se supone que para alguna función continua acotada $\rho : \mathbb{R}_+ \rightarrow \mathbb{R}$, las trayectorias del sistema

$$\dot{z}(t) = h_0(z(t), \rho(t)) \quad (3.2)$$

son acotadas para todo $t \geq 0$. El análisis en (3.2) es para el comportamiento de la presión, solo se requiere que sea acotada. Por lo que se tiene el siguiente resultado de (Outbib, Dovifaaz, Rachid, y Ouladsine (2002)).

Sea $y = y_0$. Para algún $x_2(0) \in \mathbb{R}$, el sistema en lazo cerrado definido en (3.1) con el control

$$u = \frac{-(h_2(x) + k_p(x_2 - y_0)) + \sqrt{\Delta}}{2h_1(x)} \quad (3.3)$$

donde $\Delta = (h_2 + k_p(x_2 - y_0))^2 - 4h_1(x)h_3$, $\forall x \in \mathbb{R}^n$, con esto $x_2 \rightarrow y_0$ cuando $t \rightarrow \infty$, ya que se cancelan las dinámicas no deseadas y se agrega el comportamiento deseado del sistema mediante el control u , la ganancia k_p se ajusta para la rápida convergencia del error.

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

$$\dot{m}_f = \frac{-(h_2 + k_p(\omega - \omega_{ref})) + \sqrt{\Delta_h}}{2h_1} \quad (3.4)$$

donde $\Delta_h = (h_2 + k_p(\omega - \omega_{ref}))^2 - 4h_1h_3$, para todo $\omega(0) > 0$, tenemos que $\omega(t) \rightarrow \omega_{ref}$ cuando $t \rightarrow +\infty$. La velocidad de referencia debe ser distinta a cero debido a que se considera que el MCI se encuentra encendido, esto indica que no puede dejar de girar, o que se encuentra a la velocidad de Ralentí, funcionando en el mínimo de velocidad.

3.2. Control de la máquina eléctrica

Para el control de velocidad de la máquina de inducción a partir del modelo mostrado, con estado $x = [\omega; \psi_a; \psi_b; i_a; i_b]^T$, se considera que el modelo es controlable y observable. Se emplea un controlador de la teoría de modos deslizantes, de (Mezouar, Fellah, Hadjeri, y Sahali (2006)), que consiste en dos partes:

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

Se hace una transformación de los vectores de corriente y flujo (a, b) , al marco de referencia (d, q) , mediante los vectores de flujo (ψ_a, ψ_b) ; en (Marino, Peresada, y Valigi (1993)) se define la posición del vector de enlaces de flujo magnético del estator como

$$\theta = \arctan \left(\frac{\psi_b}{\psi_a} \right)$$

para que la transformación quede de la siguiente forma

$$\begin{bmatrix} i_d \\ i_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \end{bmatrix}; \begin{bmatrix} \psi_d \\ \psi_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_a \\ \psi_b \end{bmatrix}$$

mediante la transformación, el sistema en las nuevas coordenadas (d, q) queda expresado de la siguiente forma

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{dt} &= \frac{n_p L_m}{J L_r} \psi_{rd} i_{sq} - \frac{1}{J} T_L - \frac{f}{J} \omega = f_1 \\ \frac{d\psi_{rd}}{dt} &= -\frac{R_r}{L_r} \psi_{rd} + \frac{L_m}{L_r} R_r i_{sd} + (\omega_s - \omega) \psi_{rq} = f_2 \\ \frac{d\psi_{rq}}{dt} &= -\frac{R_r}{L_r} \psi_{rq} - (\omega_s - \omega) \psi_{rd} - \frac{L_m}{L_r} R_r i_{sq} = 0 \\ \frac{di_{sd}}{dt} &= -\left(\frac{R_s R_r}{\sigma L_s} + \frac{L_m^2 R_r}{\sigma L_s L_r^2} \right) i_{sd} + \omega_s i_{sq} + \frac{L_m R_r}{\sigma L_s L_r^2} \psi_{rd} + \frac{1}{\sigma L_s} v_{sd} \\ &= f_3 + \frac{1}{\sigma L_s} v_{sd} \\ \frac{di_{sq}}{dt} &= -\left(\frac{R_s R_r}{\sigma L_s} + \frac{L_m^2 R_r}{\sigma L_s L_r^2} \right) i_{sq} - \omega_s i_{sd} - \frac{L_m}{\sigma L_s L_r} \omega \psi_{rd} + \frac{1}{\sigma L_s} v_{sq} \\ &= f_4 + \frac{1}{\sigma L_s} v_{sq} \end{aligned} \quad (3.5)$$

donde para el controlador que se desarrolla en (Mezouar, Fellah, Hadjeri, y Sahali (2006)), se considera $\psi_{rq} = 0$ y la velocidad angular síncrona como

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

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

$$\begin{cases} S_{c1}(\omega) = \lambda_\omega (\omega_{ref} - \omega) + \frac{d}{dt} (\omega_{ref} - \omega) \\ S_{c2}(\psi_r) = \lambda_\psi (\psi_{rref} - \psi_{rd}) + \frac{d}{dt} (\psi_{rref} - \psi_{rd}) \end{cases} \quad (3.6)$$

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

Para determinar la ley de control a partir de las superficies deslizantes (3.6), que convergen a cero en tiempo finito es necesario considerar la dinámica de $S_c = (S_{c1}, S_{c2})^T$, descrita por

$$\dot{S}_c = F + D V_s \quad (3.7)$$

donde

$$F = \begin{bmatrix} (\ddot{\omega}_{ref} + \lambda_\omega \dot{\omega}_{ref} + \frac{1}{J} \dot{T}_L) + (-\lambda_\omega + \frac{f}{J}) f_1 - \frac{n_p L_m}{J L_r} (i_{sq} f_2 + \psi_{rd} f_4) \\ (\ddot{\psi}_{rref} + \lambda_\psi \dot{\psi}_{rref}) + (\frac{R_r}{L_r} - \lambda_\psi) f_2 - \frac{R_r L_m}{L_r} f_3 \end{bmatrix},$$

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

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

$$\begin{bmatrix} v_{sq} \\ v_{sd} \end{bmatrix} = -D^{-1}F - D^{-1} \begin{bmatrix} K_\omega & 0 \\ 0 & K_\psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \text{sign}(S_{c1}) \\ \text{sign}(S_{c2}) \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

donde $K_\omega > 0$, $K_\psi > 0$. Para que exista D^{-1} , es necesario que $\psi_{rd} \neq 0$, que se consigue al iniciar $\psi_{rd} > 0$ y tomar la referencia $\psi_{rref} > 0$.

Con esta ley de control se cumple que al elegir una función de Lyapunov positiva definida $V = \frac{1}{2} S_c^T S_c$, su derivada es negativa definida y el punto de equilibrio $S_c = 0$ es asintóticamente estable del teorema 3.1 de (Khalil (1996)).

Debido a que los modos deslizantes causan cambios drásticos en las variables de control introduciendo componentes de alta frecuencia (chattering). Esto se reduce al remplazar la función $\text{sign}(S_c)$ por la función $\text{sat}(S_c)$.

3.3. Ciclos de manejo

Para las simulaciones, como ya se mencionó, es necesario emplear una referencia de velocidad para el vehículo. Se tomaron tres ciclos de manejo representativos de la operación de los autobuses de transporte público en el Distrito Federal diseñados por la West Virginia University (WVU). A varios autobuses de distintos recorridos se les colocó un sistema de posicionamiento global (GPS) para obtener datos de velocidad y tiempo para más de 50 horas de operación, con la combinación de los datos se obtuvieron tres ciclos de manejo, con duración de 1,000 segundos cada uno (Vega (2006)).

Los ciclos de manejo para la Ciudad de México fueron seleccionados por la WVU debido a que representan mejor las características de velocidad-tiempo de todos los datos.

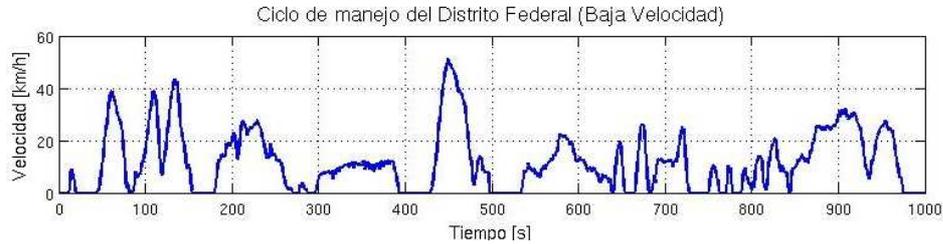


Figura 3.1: Ciclo de manejo para autobus a baja velocidad en el DF.

La figura 3.1 representa los datos recopilados de velocidad-tiempo de autobuses circulando a baja velocidad en el Distrito Federal. En este caso los autobuses circulan en cierta cantidad de tráfico y no es posible que se muevan muy rápido. La velocidad máxima es cercana de

los 52 km/h , y el promedio es menor a los 12 km/h , la distancia que se recorre en este ciclo es de $3,202 \text{ km}$.



Figura 3.2: Ciclo de manejo para autobús a velocidad media en el DF.

La figura 3.2 representa el ciclo de manejo en términos de velocidad-tiempo de autobuses a velocidad media en el Distrito Federal. El autobús es conducido cuando el tráfico no es muy lento, la velocidad máxima alcanzada es cercana a los 70 km/h , y el promedio es apenas mayor de 20 km/h , la distancia total que se recorre en este ciclo es de $5,737 \text{ km}$.

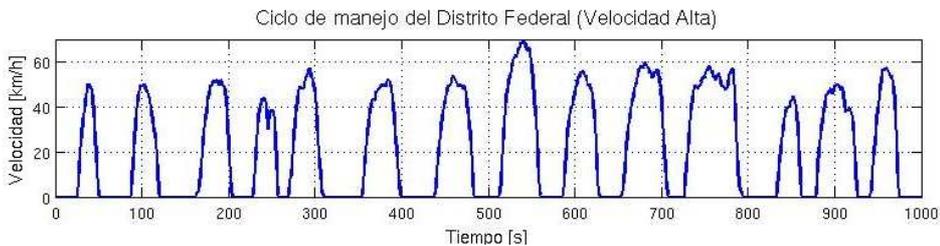


Figura 3.3: Ciclo de manejo para autobús a velocidad alta en el DF.

La figura 3.3 representa el ciclo de manejo en términos de velocidad tiempo de autobuses a velocidad alta en el Distrito Federal. Los datos se obtuvieron cuando los autobuses son conducidos por carriles construidos para uso exclusivo de los autobuses de pasajeros, la velocidad máxima alcanzada es cercana a los 70 km/h , el promedio es cerca de 23 km/h , la distancia que se recorre en este ciclo es de $6,033 \text{ km}$. En el último ciclo de manejo se tienen velocidades alrededor de los 50 km/h con mayor frecuencia, mientras que en los primeros dos ciclos se observa menos uniformidad en la velocidad.

3.4. Estrategia para la distribución de potencia

De acuerdo a la literatura, ((Pisu y Rizzoni (2007)), (Kessels, Koot, van den Bosch, y Kok (2008)), (Xiong, Zhang, y Yin (2009))), la mayoría de las estrategias para la distribución de potencia en un vehículo eléctrico híbrido están basadas en reglas, pues en los cambios de modos de operación hay dinámicas discontinuas que se reflejan en el funcionamiento del vehículo híbrido y se producen reglas específicas para cada modo. En el presente trabajo se propone una estrategia de control para la distribución del flujo de potencia, la cual se

desarrolla con el interés de evitar la conmutación abrupta entre las fuentes de potencia, considerando el ahorro de combustible sin descuidar el estado de carga de la batería.

A partir de la ecuación del balance de potencias en el porta planetas Ec. (2.17), el problema que se quiere resolver consiste en hallar la forma de distribuir la potencia demandada por el porta planetas entre las fuentes de potencia para economizar lo más posible el combustible. Este problema tiene múltiples soluciones, ya que la combinación de par y velocidad en cada fuente de potencia puede ser arbitraria, aún cuando finalmente la suma de las potencias resulte ser la potencia demandada.

Las ecuaciones a resolver para la solución de este problema son las del sistema de engranes planetarios para potencia Ec. (2.17) y velocidad Ec. (2.16),

$$P_p = T_{me}\omega_{me} + T_{mci}\omega_{mci} \quad (3.9)$$

$$\omega_p = \frac{1}{(k+1)}\omega_{mci} + \frac{k}{(k+1)}\omega_{me} \quad (3.10)$$

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

Como se mencionó, lo que se busca principalmente en un vehículo híbrido es economizar combustible, lo que equivale, en cierto modo, a que la máquina eléctrica funcione el mayor tiempo posible. Además, otro aspecto que se considera es que cuando funcione el MCI, lo haga en un rango de alta eficiencia.

La metodología empleada se describe mediante el diagrama de la figura 3.4

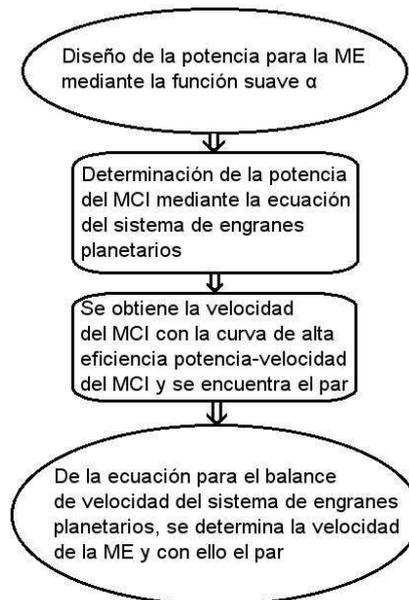


Figura 3.4: Metodología para el desarrollo de la estrategia.

La decisión sobre qué tanto debe intervenir la máquina eléctrica se debe tomar a partir de la potencia demandada, para contrarrestar las fuerzas que impiden el movimiento del vehículo, y del estado de carga de las baterías, con lo anterior evitar que las baterías se descarguen por completo. Con base en lo anterior se establecen los siguientes criterios.

El criterio para la potencia demandada $P_p > 0$, es decir, se requiere potencia para mover el vehículo, es

$$J_1 = \text{máx} \int_0^{T_c} (\text{sign}(P_p) \text{sign}(soc - soc_{ref}) P_{me}) dt \quad (3.11)$$

donde, T_c es el tiempo total del ciclo de manejo, que puede ser dividido en ciertos lapsos, soc_{ref} el estado de carga de referencia de las baterías y P_{me} la potencia de la máquina eléctrica. Hay que notar que la expresión (3.11) cubre tanto el caso de tracción, como el híbrido de tracción-recarga de baterías, cuando estas se empiezan a descargar.

Para el caso en el que se quiere frenar el vehículo $P_p < 0$, lo que interesa es que las baterías se recarguen lo más posible, por lo que la máquina eléctrica debe funcionar como generador, por lo tanto, el criterio a tomar es:

$$J_2 = \text{máx} \int_0^{T_c} (\text{sign}(P_p) P_{me}) dt \quad (3.12)$$

De los resultados clásicos de control óptimo se sabe que la maximización de las Ec. (3.11)-(3.12) ocurre cuando se maximiza su argumento, es decir, cuando $P_{me} = P_{me}^{max}$. Esta solución tipo “bang-bang” tiene el inconveniente de ser discontinua y de producir cambios muy abruptos en la potencia. Por ello en las Ec. (3.11)-(3.12) donde aparece P_{me} , se hará que esta potencia sea función del estado de carga de las baterías y de la potencia máxima de la máquina eléctrica de tal forma que

$$P_{me} = P_{me}(soc) = \alpha_i(soc) P_{me}^{max} \quad (3.13)$$

El subíndice i en la Ec. (3.13) es 1 cuando $P_p > 0$ y 2 cuando $P_p < 0$.

Si se suponen conocidas P_p y ω_p , la solución que se propone al problema de control del flujo de potencia se establece como sigue: En la Ec. (3.9) se sustituye $T_{me}\omega_{me}$ por la variable α_i junto con la potencia máxima de la máquina eléctrica, esto con objeto de no sobrepasar la potencia máxima de la máquina eléctrica, claramente $\alpha \in [-1, 1]$ esto es

$$P_p = \alpha_i P_{me}^{max} + P_{mci} \quad (3.14)$$

El objetivo es hacer a α_i dependiente del estado de carga de las baterías, por un lado y del signo de la potencia del porta planetas por el otro, como en los criterios mencionados anteriormente. Además se desea que la función $\alpha_i(soc, P_p)$ sea continua en soc pero se permite que sea discontinua en P_p . La estrategia de decisión se desarrolló a partir del estado de carga de las baterías, ya que se pretende emplear al máximo la potencia eléctrica para economizar combustible, pero sin agotar las baterías. La forma elegida para $\alpha_i(soc, P_p)$ se muestra en la figura 3.5

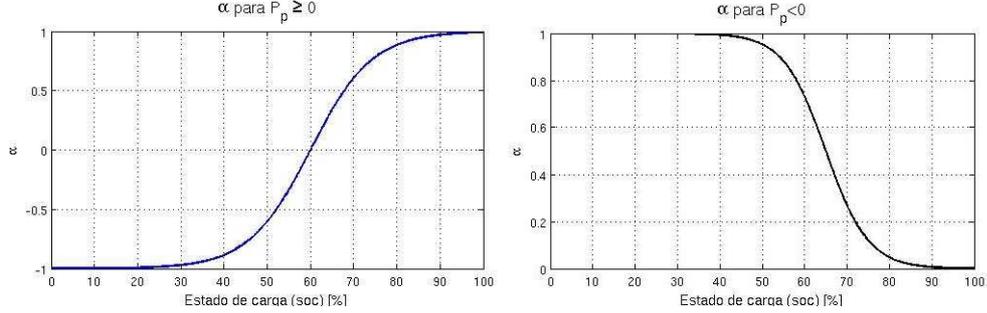


Figura 3.5: α para $P_p \geq 0$ y para $P_p < 0$

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

$$\alpha_1 = \tanh(A_1(\text{soc} - \text{soc}_{ref1})) \quad \text{para} \quad P_p \geq 0 \quad (3.15)$$

$$\alpha_2 = A_2 - A_3(\tanh(A_4(\text{soc} - \text{soc}_{ref2}))) \quad \text{para} \quad P_p < 0 \quad (3.16)$$

donde A_i $i = 1, \dots, 4$ son constantes, soc_{ref1} y soc_{ref2} son estados de carga de referencia.

Como puede verse de la forma de la función α_1 en la figura 3.5, cuando la potencia demandada es $P_p \geq 0$, la función α_1 puede variar entre 1 y -1 dependiendo del estado de carga en las baterías, si α_1 es positiva la máquina eléctrica funciona como motor, de lo contrario funciona como generador, en la figura 3.5 se eligieron $A_1 = 0,08$ y $\text{soc}_{ref1} = 60\%$. Para el frenado regenerativo, en la figura 3.5 para $P_p < 0$ se eligieron $A_2 = A_3 = 0,5$; $A_4 = 0,13$ y $\text{soc}_{ref2} = 65\%$. En este caso la máquina eléctrica funciona únicamente como generador mientras las baterías no estén completamente cargadas, es por esto que α_2 es mayor que cero mientras $\text{soc} < 100\%$.

Mediante la función α_i , se distribuye la potencia en la Ec. (3.9), de la siguiente forma:

1. La potencia de la máquina eléctrica se establece como $P_{me} = \alpha_i P_{me}^{max}$, esto sirve para utilizar al máximo la potencia de la máquina eléctrica ya sea para aportar o recuperar. Con esto se cumplen los criterios de maximización establecidos en las Ec. (3.11)-(3.12) de forma suave, tomando en cuenta el estado de carga de la batería y considerando la potencia demandada por la tracción.
2. Para determinar la potencia que aporta el MCI cuando la potencia demandada es $P_p \geq 0$, se utiliza la ecuación

$$P_{mci} = \min(P_p - P_{me}, P_{mci}^{max}). \quad (3.17)$$

La expresión 3.17 sirve para no exigir que el MCI proporcione más potencia de la máxima especificada en su diseño y utilizando al máximo la máquina eléctrica.

3. Cuando se requiere frenar, es decir $P_p < 0$ y el generador ya no puede recuperar mas potencia: $P_{Frenos} = P_p - P_{me}$, la potencia restante se disipa mediante los frenos de fricción.

Una vez determinada la potencia del motor de combustión interna P_{mci} , la velocidad angular a la que debe funcionar el MCI, se obtiene con base en la curva de máxima eficiencia para la relación potencia-velocidad angular, ya que otro criterio tomado en cuenta para economizar combustible es que el MCI funcione lo más posible en regiones de alta eficiencia.

Esta curva tiene una forma semejante a la que se muestra en la figura 3.6. La curva de máxima eficiencia potencia-velocidad real se aproxima con un polinomio de cuarto grado.

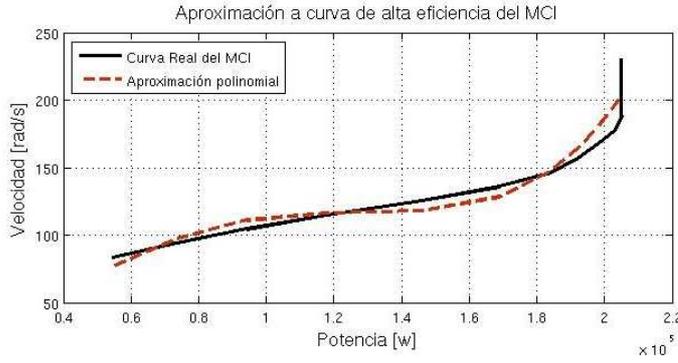


Figura 3.6: Curva que aproxima la potencia contra la velocidad en alta eficiencia del MCI

Así, mediante la curva aproximada de la figura 3.6 se obtiene la velocidad angular a la cual debe funcionar el MCI a partir de la potencia y una vez que se tiene la velocidad se encuentra el par como sigue:

$$T_{mci} = \frac{P_{mci}}{\omega_{mci}} \quad \text{para} \quad \omega > 0 \quad (3.18)$$

$$T_{mci} = 0 \quad \text{para} \quad \omega = 0 \quad (3.19)$$

lo anterior es para cuando se utilice el MCI sea con alta eficiencia, lo cual ayuda al ahorro de combustible.

De la Ec. (3.10) para el balance de velocidad del porta planetas con las fuentes de potencia en el modo híbrido, se encuentra la velocidad a la que debe operar la máquina eléctrica ya que se conocen la relación de engranaje k , la velocidad del porta planetas ω_p y la del MCI ω_{mci} , por lo tanto, la velocidad de la máquina eléctrica es:

$$\omega_{me} = \frac{(k+1)}{k} \left(\omega_p - \frac{1}{(k+1)} \omega_{mci} \right) \quad (3.20)$$

Mediante la velocidad obtenida para la máquina eléctrica en la Ec. (3.20) ω_{me} y con la potencia P_{me} se encuentra el par que debe aportar la máquina eléctrica, como

$$T_{me} = \frac{P_{me}}{\omega_{me}} \quad \text{para} \quad \omega > 0 \quad (3.21)$$

$$T_{me} = 0 \quad \text{para} \quad \omega = 0 \quad (3.22)$$

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

3.5. Comentarios sobre los controladores utilizados

- Para el controlador del MCI se consideró que este no deja de funcionar y que cuando no está embragado funciona a velocidad de ralentí. Esto evita que $\omega = 0$ e indetermine la solución del modelo matemático.
- La implantación del controlador propuesto para la ME implica el uso de un observador que no se incluyó en este trabajo.
- La forma para asignar la potencia de la ME en función del estado de carga de las baterías tiene semejanza con la funciones de pertenencia empleadas en la lógica difusa. El problema completo de distribución del flujo de potencia no es, sin embargo, similar a la forma de solución empleada en la lógica difusa y está resuelto como un problema de optimización.
- Para conseguir que el MCI funcione a la máxima eficiencia posible, se aproximó la curva potencia vs. velocidad a través de un polinomio. La eficiencia de la ME, normalmente más alta, queda determinada al fijar el par y la velocidad requeridas en ella.
- Es posible utilizar otros controladores para la MCI y la ME que ofrezcan mejores prestaciones.

Capítulo 4

Resultados

Para la simulación se supone un autobús urbano con un motor diésel de combustión interna, una máquina eléctrica de inducción trifásica tipo jaula de ardilla, un embrague para el MCI y un sistema de engranes planetarios para la mezcla de potencias.

4.1. Datos usados para la simulación

Los cuadros 4.1 a 4.4 contienen los parámetros empleados para la simulación: del vehículo, del motor diésel, de la máquina eléctrica y de la batería respectivamente.

Cuadro 4.1: Datos del vehículo

Masa del vehículo (m)	15,000 (kg)
Área frontal (A_d)	7.5 (m^2)
Coefficiente de resistencia aerodinámico (C_d)	0.7
Coefficiente de resistencia al rodamiento (C_r)	0.02
Radio de las llantas	0.508 (m)

El cuadro 4.1 contiene las características físicas principales del vehículo.

Cuadro 4.2: Datos del motor diésel de combustión interna

Motor diésel	6 cilindros
Potencia	205 (kw)-275 (hp)
Velocidad	2200 (rpm)
Volumen de desplazamiento	7.2 Litros

El cuadro 4.2 contiene los principales datos del MCI.

Las figuras 4.2 a 4.3 son las curvas de rendimiento del Motor diésel de combustión interna para un rango de datos donde tiene un buen funcionamiento. En el catálogo (Engine (2010)), se menciona que las pruebas de rendimiento se hacen a condiciones estándar de aire de admisión de barómetro seco de 99 kPa y temperatura de 25° C.

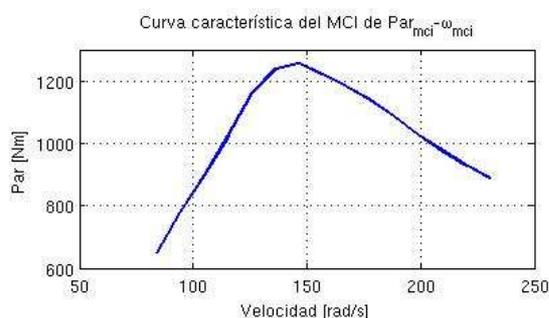


Figura 4.1: Curva característica de par contra velocidad del MCI.

La figura 4.1 muestra la curva del par contra la velocidad en rango de eficiencia alta para el MCI.

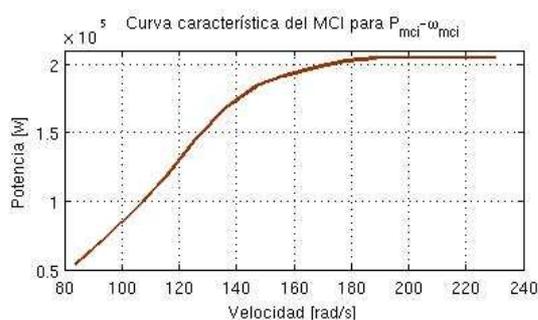


Figura 4.2: Curva característica de potencia contra velocidad del MCI.

La figura 4.2 muestra la curva de la potencia contra velocidad en rango de eficiencia alta para el MCI.

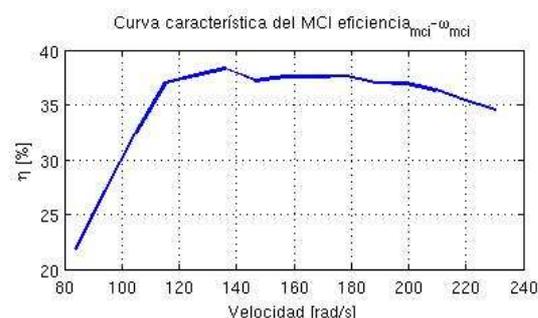


Figura 4.3: Curva característica de eficiencia contra velocidad del MCI.

La figura 4.3 muestran la curva de la eficiencia contra velocidad en un rango de datos para par y velocidad altos. La curva es obtenida con datos del catálogo y datos del cuadro C.2. En los datos del MCI solo se muestra el consumo de combustible para la velocidad y

par.

Cuadro 4.3: Datos de la máquina eléctrica

Motor de inducción	Jaula de ardilla
Potencia nominal	93 (<i>kw</i>)-125 (<i>hp</i>)
Velocidad nominal	3600 (<i>rpm</i>)
Voltaje nominal	460 (<i>V</i>)
Pares de polos (n_p)	2
Resistencia del estator (R_s)	0.18 (Ω)
Resistencia del rotor (R_r)	0.15 (Ω)
Inductancia del estator (L_s)	0.0699 (<i>H</i>)
Inductancia del rotor (L_r)	0.0699 (<i>H</i>)
Inductancia mutua (L_m)	0.068 (<i>H</i>)
Inercia del rotor (J)	0.0586 (<i>kg · m²</i>)

El cuadro 4.3 contiene los principales datos de la máquina eléctrica.

Cuadro 4.4: Datos de baterías

Batería	Plomo-ácido
Configuración	serie
Densidad de potencia	180 (<i>w/kg</i>)
Voltaje	12 (<i>v</i>)
Número de baterías	2 × 12
Capacidad (Q)	25 (<i>Ah</i>)
Peso	13 (<i>kg</i>)
Resistencia interna R_b	1,6 (Ω)

En el cuadro 4.4 se presentan los datos de las baterías. El diseño del banco de baterías se hace a partir de un escalamiento con el vehículo Honda Civic Hybrid 2010, mediante la máquina eléctrica y el tamaño de la batería. Se pretende operar la máquina eléctrica en modo motor durante 10 minutos a 45 *kw*, con base en el tiempo de funcionamiento se diseña el banco de baterías.

Para el sistema de engranes planetarios se utilizó una relación de engranaje $k = 5$.

4.2. Seguimiento del ciclo de manejo

Se produce el seguimiento de tres ciclos de manejo para autobuses urbanos en la Ciudad de México a distintas velocidades.

La figura 4.4 muestra el seguimiento y el error de seguimiento de la velocidad del vehículo eléctrico híbrido con respecto al ciclo de manejo a baja velocidad.

Los puntos donde el error es mayor coinciden con aquellos donde los cambios de velocidad son más rápidos. Se observa un buen seguimiento a pesar de los múltiples cambios de

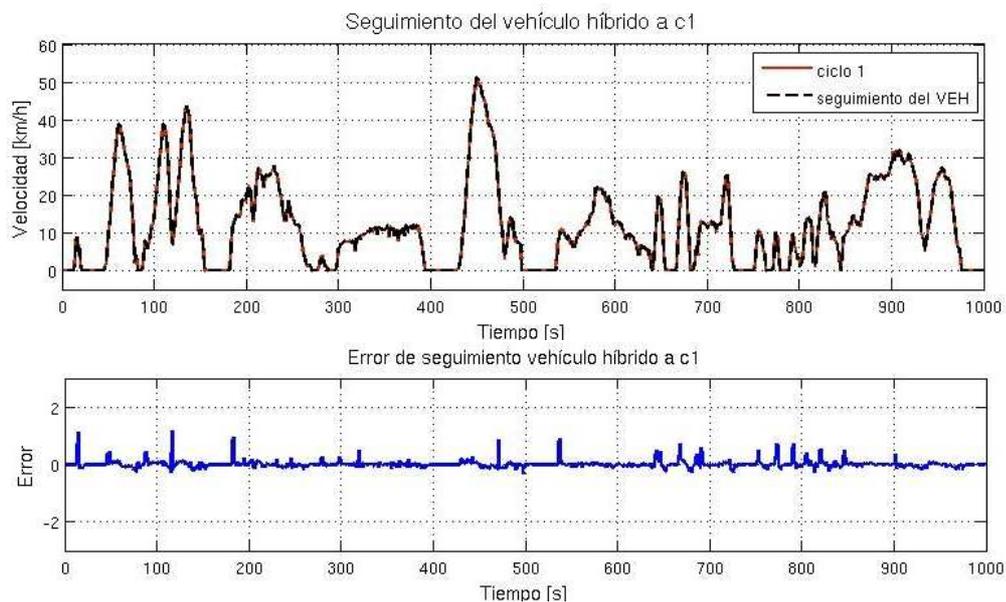


Figura 4.4: Seguimiento del vehículo eléctrico híbrido ciclo 1.

velocidad en el ciclo de manejo.

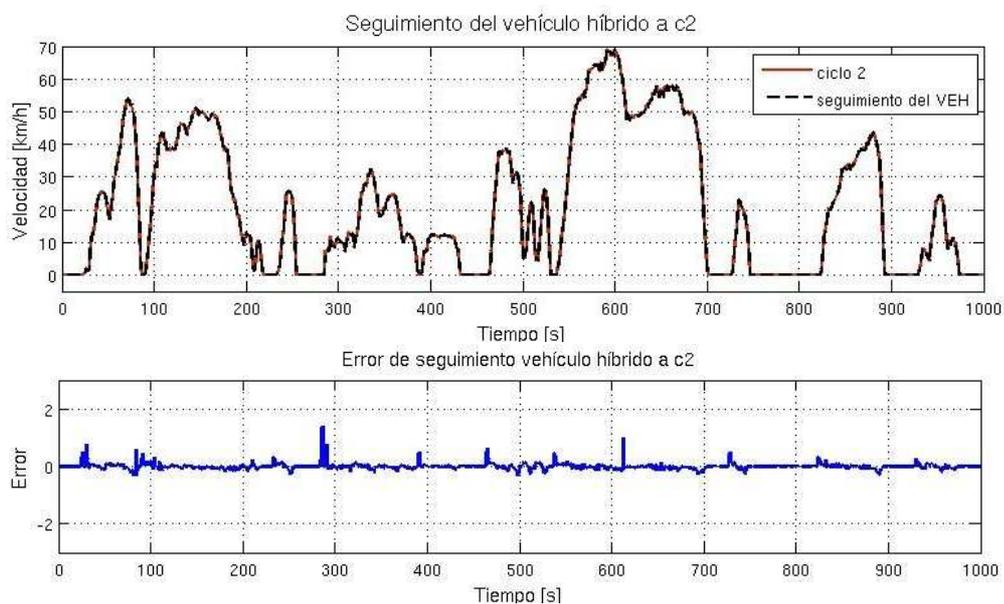


Figura 4.5: Seguimiento del vehículo eléctrico híbrido ciclo 2.

La figura 4.5 muestra el seguimiento y el error de seguimiento de velocidad del vehículo híbrido con respecto al ciclo de manejo a velocidad media. En este seguimiento hay pocos

cambios rápidos de velocidad y es por esto que en el error tampoco se aprecian valores muy altos.

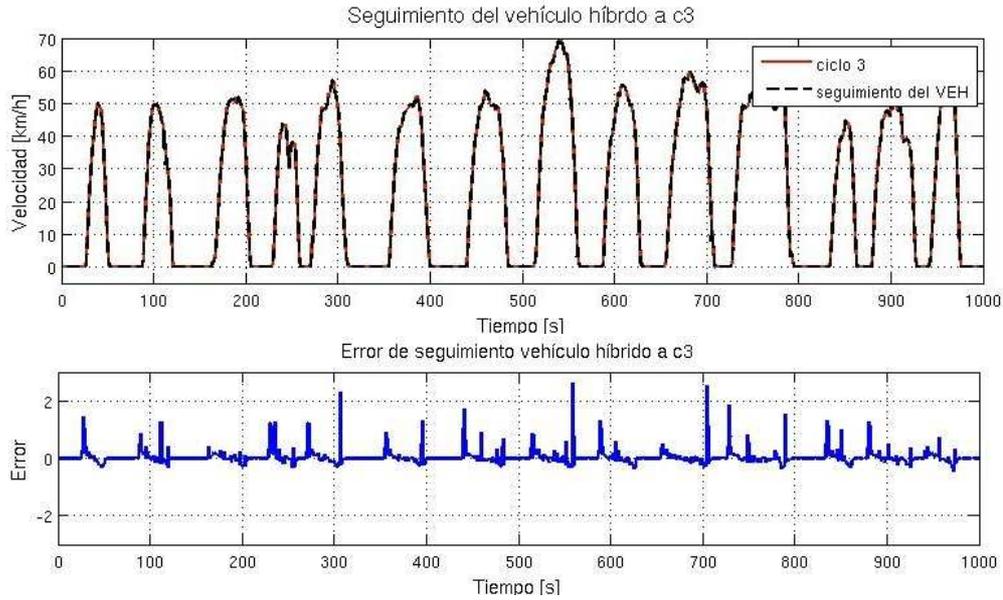


Figura 4.6: Seguimiento del vehículo eléctrico híbrido ciclo 3.

Figura 4.6 muestra el seguimiento y el error de seguimiento de velocidad del vehículo híbrido con respecto al ciclo de manejo a velocidad alta. En la gráfica del error se tienen valores mayores por el rápido cambio de velocidad y que indican que las fuentes de potencia no pueden responder a un cambio de velocidad de forma muy rápida.

4.3. Estado de carga de la batería

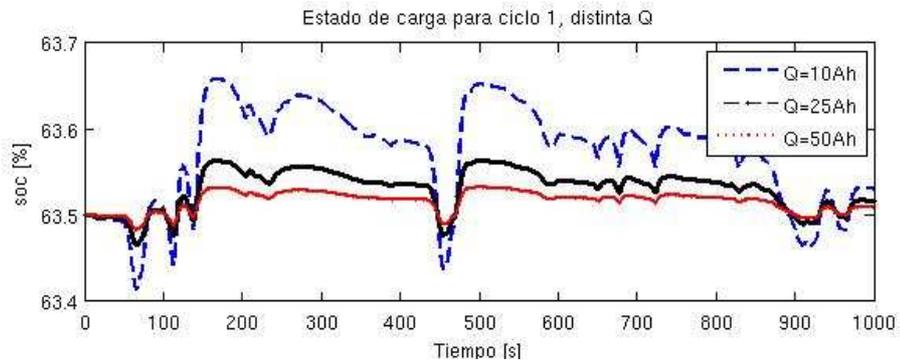


Figura 4.7: Estado de carga en la batería del vehículo híbrido para el ciclo 1.

Para el comportamiento del estado de carga durante el seguimiento de velocidad en

cada ciclo de manejo, se ilustran tres distintas capacidades de baterías, para la misma configuración, las capacidades son: 10 Ah, 25 Ah y 50 Ah.

La figura 4.7 muestra el comportamiento del estado de carga a lo largo del seguimiento de la velocidad por parte del vehículo híbrido al ciclo de manejo a baja velocidad. Se propone capacidad distinta de batería para analizar el comportamiento y se observa que para menor capacidad se tiene mayor oscilación en el estado de carga.

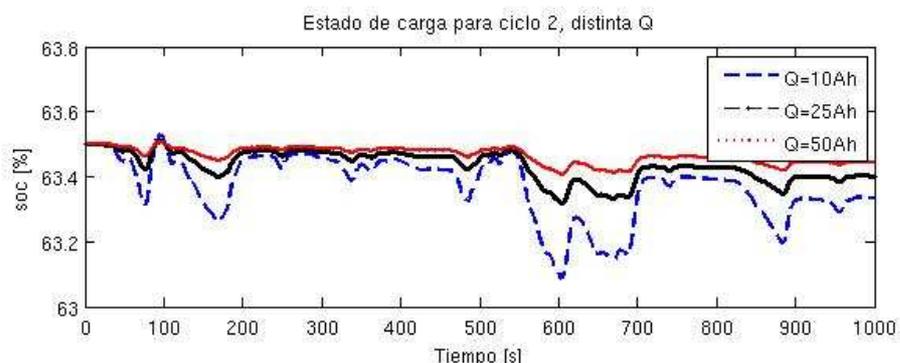


Figura 4.8: Estado de carga en la batería del vehículo híbrido para el ciclo 2.

La figura 4.8 muestra el comportamiento del estado de carga a lo largo del seguimiento de la velocidad por parte del vehículo híbrido al ciclo de manejo a velocidad media, para tres distintas capacidades de batería y nuevamente se tiene mayor oscilación del estado de carga para la menor capacidad.

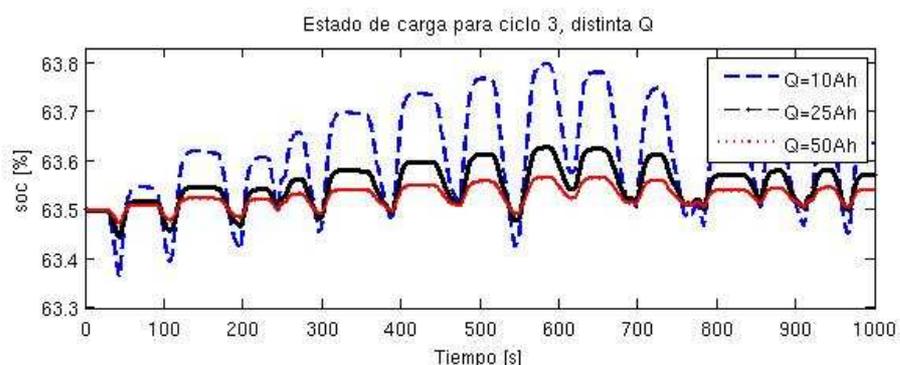


Figura 4.9: Estado de carga en la batería del vehículo híbrido para el ciclo 3.

La figura 4.9 muestra el comportamiento del estado de carga durante el seguimiento de velocidad del vehículo híbrido al ciclo de manejo a velocidad alta, con tres distintas capacidades de batería, donde de igual forma que los anteriores, a menor capacidad se tiene mayor oscilación del estado de carga.

Note que la variación en el rango de carga está relacionado con la demanda de potencia de cada ciclo de manejo.

4.4. Consumo de combustible y comparación con el vehículo convencional

Se muestran las gráficas del consumo de combustible del vehículo convencional y del híbrido, así como los datos en cuadros para la comparación. Se presentan estos resultados para una capacidad de carga de batería de 25 Ah y para dos distintas condiciones iniciales del estado de carga de la batería.

Cuadro 4.5: Comparación del consumo de combustible para ciclo 1

Vehículo	(soc)	consumo en <i>kg</i>	consumo en <i>Lts.</i>	% Consumo
Convencional	-- %	8,952 <i>kg</i>	10,5318 <i>Lts.</i>	100 %
Híbrido	63,5 %	7,558 <i>kg</i>	8,892 <i>Lts.</i>	84,43 %
Híbrido	85 %	6,466 <i>kg</i>	7,607 <i>Lts.</i>	72,23 %

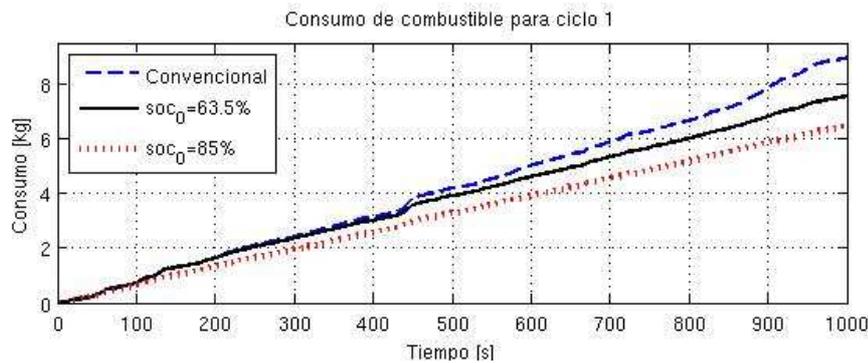


Figura 4.10: Consumo de combustible para el ciclo 1.

En el cuadro 4.5 se tiene el consumo de combustible del vehículo híbrido y del convencional para el ciclo de manejo a baja velocidad. Aquí el ahorro aproximado del combustible es de entre 15 % y 27 % dependiendo de donde se inicie el estado de carga en la batería. En la figura 4.10 se muestra el comportamiento del consumo de combustible para el ciclo de manejo a baja velocidad, para el vehículo híbrido y para el convencional, con lo que se aprecia el incremento en consumo del vehículo convencional.

Cuadro 4.6: Comparación del consumo de combustible para ciclo 2

Vehículo	(soc)	consumo en <i>kg</i>	consumo en <i>Lts</i>	% Consumo
Convencional	-- %	10,13 <i>kg</i>	11,9176 <i>Lts</i>	100 %
Híbrido	63,5 %	8,986 <i>kg</i>	10,5718 <i>Lts</i>	88,71 %
Híbrido	85 %	7,027 <i>kg</i>	8,2671 <i>Lts</i>	69,37 %

En el cuadro 4.6 se tiene el consumo de combustible del vehículo híbrido y del vehículo convencional para el ciclo de manejo a velocidad media. En la figura 4.11 se muestra el

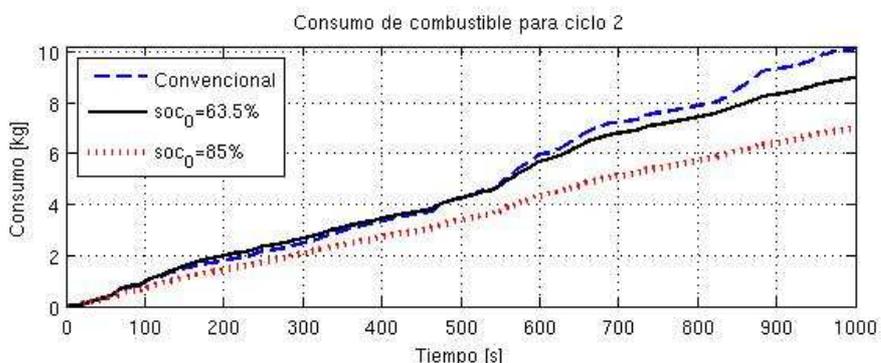


Figura 4.11: Consumo de combustible para el ciclo 2.

comportamiento del consumo de combustible para el ciclo de manejo a velocidad media para el vehículo híbrido y el convencional.

Cuadro 4.7: Comparación del consumo de combustible para ciclo 3

Vehículo	(soc)	consumo en <i>kg</i>	consumo en <i>Lts</i>	% Consumo
Convencional	-- %	17,36 <i>kg</i>	20,4235 <i>Lts</i>	100 %
Híbrido	63,5 %	10,65 <i>kg</i>	12,53 <i>Lts</i>	61,35 %
Híbrido	85 %	7,956 <i>kg</i>	9,36 <i>Lts</i>	45,83 %

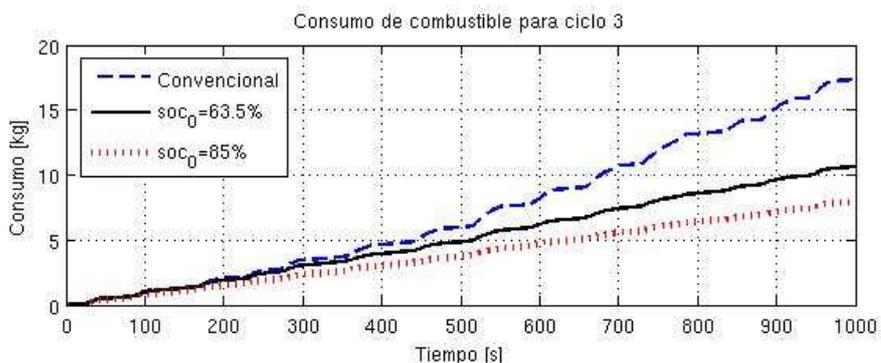


Figura 4.12: Consumo de combustible para el ciclo 3.

En el cuadro 4.7 se tiene el consumo de combustible del vehículo híbrido y del vehículo convencional para el ciclo de manejo a velocidad alta. En este caso se tiene un ahorro de combustible del 40 % para la menor condición inicial del estado de carga, el ahorro es mayor que en los anteriores dos ciclos de manejo. En la figura 4.12 se muestra el comportamiento del consumo de combustible para el ciclo de manejo a velocidad alta, para el vehículo híbrido y para el convencional. Es posible apreciar claramente que el incremento en consumo del vehículo convencional es mayor que los anteriores.

4.5. Operación de las fuentes de potencia

En las siguientes figuras se muestra la potencia total, la potencia de la máquina eléctrica y del motor de combustión interna durante los tres ciclos de manejo para el análisis del modo de operación, ya sea en modo solo MCI, solo motor eléctrico, modo híbrido con ME como motor, híbrido con ME como generador, etc.

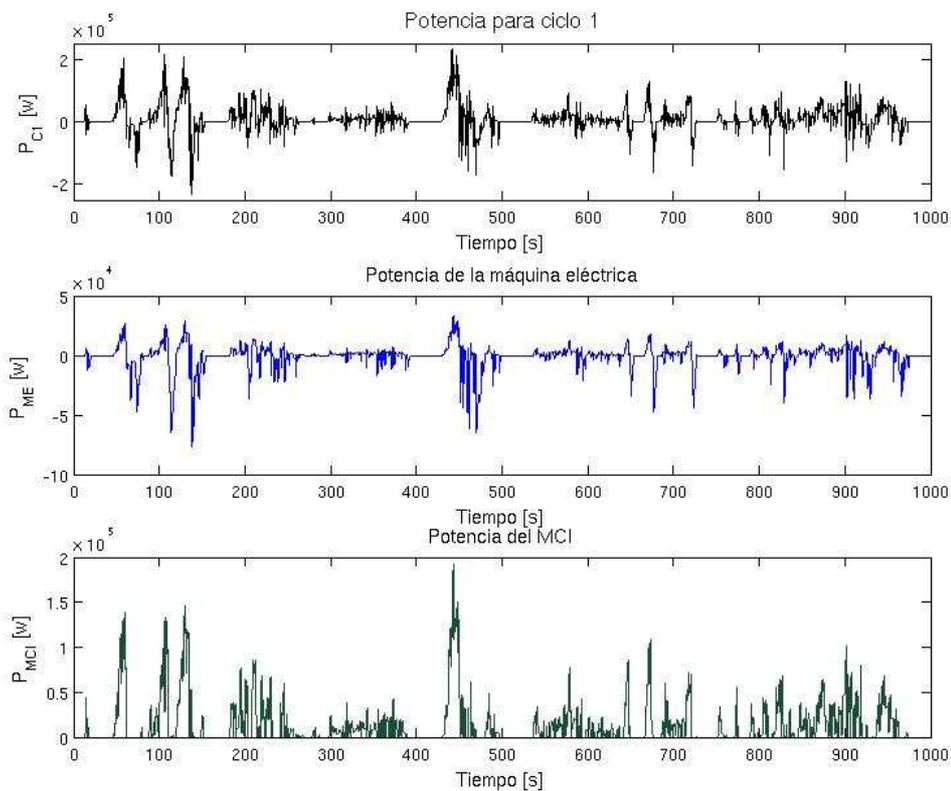


Figura 4.13: Potencia del ciclo, de la máquina eléctrica y del MCI durante el ciclo 1.

La figura 4.13 muestra el funcionamiento de las fuentes de potencia mecánica durante el ciclo de manejo a baja velocidad. Es posible notar que entre 300 y 400 segundos la batería se encuentra cerca de su nivel de referencia (ver Fig. 4.7), por lo que el MCI intenta cargarla en una zona donde su eficiencia no es alta.

La figura 4.14 muestra el funcionamiento de las fuentes de potencia mecánica durante el ciclo de manejo a velocidad media. Las mayores demandas de potencia implican una mejor eficiencia en el uso de ambas máquinas.

La figura 4.15 muestra el funcionamiento de las fuentes de potencia mecánica durante el ciclo de manejo a velocidad alta. Para este ciclo la mayor parte del tiempo que se emplea el MCI funciona con alta eficiencia.

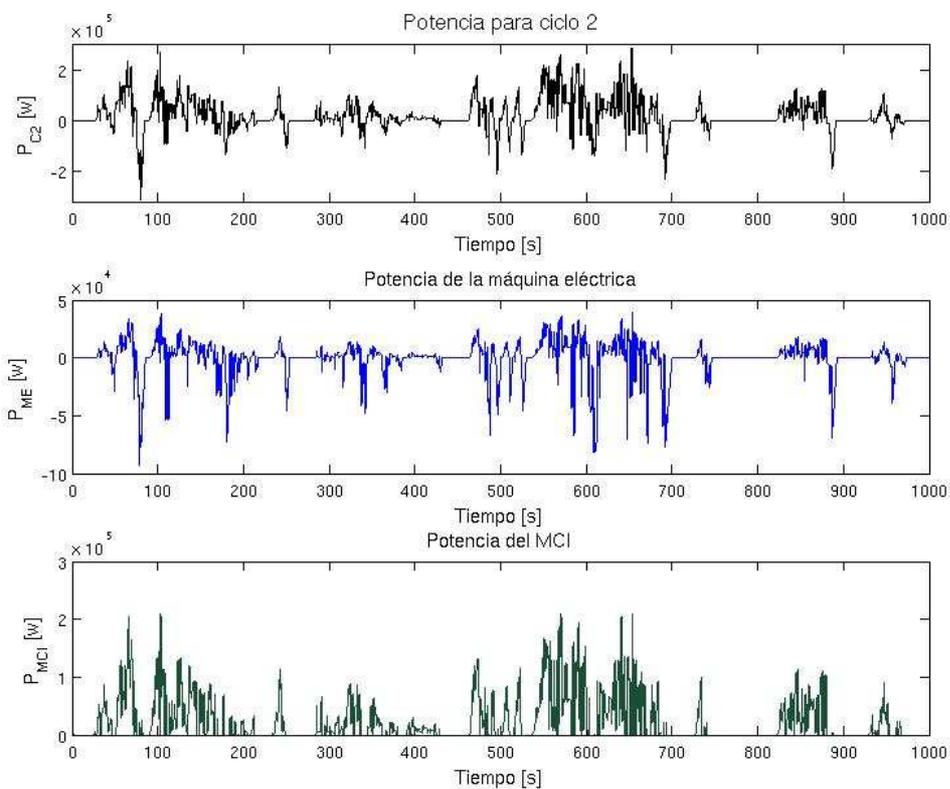


Figura 4.14: Potencia del ciclo, de la máquina eléctrica y del MCI durante el ciclo 2.

El análisis conjunto de las potencias en los tres ciclos de manejo indican que los ciclos con alta demanda de potencia implican una mayor eficiencia en el uso del MCI y por tanto un mayor ahorro de combustible. Si el vehículo híbrido simulado fuese empleado únicamente en ciclos de baja velocidad, la dimensión del MCI debiese ser menor, para así conseguir que este funcione de manera más eficiente.

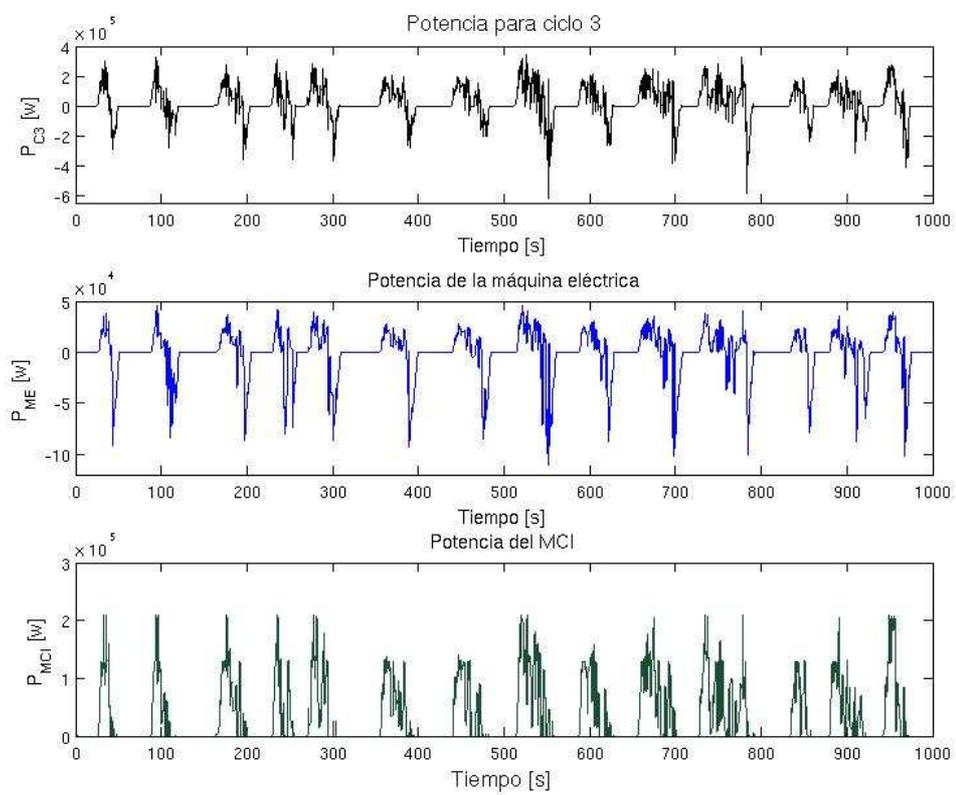


Figura 4.15: Potencia del ciclo, de la máquina eléctrica y del MCI durante el ciclo 3.

Capítulo 5

Conclusiones

En esta tesis se hace una propuesta para resolver el problema de control de flujo de potencia en un sistema de propulsión híbrido paralelo que utiliza un sistema de engranes planetarios como dispositivo para la mezcla de potencias. La propuesta de solución es distinta a las presentadas en la literatura pues no está basada en reglas ni en la solución de un problema de programación dinámica, como ocurre en la mayoría de los casos.

Se parte del objetivo de economía de combustible para decidir que es deseable el uso del motor eléctrico siempre que esto sea posible. Se encontraron dos criterios para potencia demandada positiva y negativa, respectivamente, que garantizan el uso de la máquina eléctrica sin descuidar el nivel de carga de las baterías. Por otro lado, se utiliza el frenado regenerativo y la potencia excedente del motor de combustión interna, funcionando este en regiones de alta eficiencia, para conseguir la recarga efectiva de las baterías.

El esquema resultante resuelve las ecuaciones dinámicas y cinemáticas en el sistema de engranes planetarios de tal forma que es posible obtener una solución que determina los pares y velocidades angulares para las flechas de los dos medios de propulsión. La solución obtenida es una función suave que evita transiciones bruscas en el uso de las fuentes de potencia y puede ser explicada usando nociones de control óptimo.

Para probar el esquema de control de flujo de potencia se desarrolló un modelo matemático de los principales componentes de un autobús urbano: motor diésel de combustión interna, máquina eléctrica, embrague, sistema de engranes planetarios y transmisión. Para el control de las máquinas de combustión interna y eléctrica se adoptaron controladores publicados en la literatura especializada.

Se adoptaron ciclos de manejo para autobuses urbanos de la Ciudad de México que tienen distintas velocidades promedio y que corresponden a situaciones de tráfico ligero, medio y pesado. Estos ciclos de manejo se representan como curvas de velocidad contra tiempo.

Se realizaron simulaciones de la estrategia de control de flujo de potencia y se obtuvieron muy buenos resultados, tanto en la calidad del seguimiento de la velocidad de los ciclos de manejo, como en el ahorro de combustible, comparado este con el de un autobús convencional. En todos los casos se consigue, además, mantener el estado de carga de las baterías en el rango deseado.

Además de permitir la verificación del esquema de control de flujo de potencia, el sistema de simulación desarrollado sirve también para analizar las dimensiones apropiadas de los

componentes. En particular, uno de los hallazgos más interesantes se refiere al tamaño del banco de baterías, cuyo dimensionamiento es dominado más por la autonomía deseada que por las demandas del ciclo de manejo.

5.1. Trabajo futuro

Quedan aún tareas pendientes:

- Utilizar un modelo más completo de la máquina de combustión interna que incluya el turbocompresor y probar otros esquemas de control.
- Incluir un observador para los estados no medibles de la máquina eléctrica.
- Explorar otros controladores para la máquina eléctrica, por ejemplo, control basado en pasividad.
- Probar la estrategia de distribución de potencia propuesta para un vehículo híbrido de configuración serie-paralelo.
- Realizar análisis más profundos para optimizar el tamaño de todos los componentes del sistema.
- Validar experimentalmente el modelo obtenido para el vehículo híbrido contemplando la interconexión y dinámicas de todos sus componentes.

Apéndice A

Normas de SEMARNAT para las emisiones de fuentes móviles

NOM-041-SEMARNAT-2006. Establece los límites máximos permisibles de emisión de gases contaminantes provenientes del escape de los vehículos automotores en circulación que usan gasolina como combustible. Diario Oficial de la Federación (DOF) 06/Mar/07.

NOM-042-SEMARNAT-2003. Establece los límites máximos permisibles de emisión de hidrocarburos no quemados totales, monóxido de carbono, óxidos de nitrógeno y partículas provenientes del escape de los vehículos automotores nuevos cuyo peso bruto vehicular no exceda los 3,857 kilogramos, que usan gasolina, gas licuado de petróleo, gas natural y diésel, así como de las emisiones de hidrocarburos evaporativos provenientes del sistema de combustible de dichos vehículos. (DOF) 07/Sep/05.

NOM-044-SEMARNAT-2006. Establece los límites máximos permisibles de emisión de hidrocarburos totales, hidrocarburos no quemados, monóxido de carbono, óxidos de nitrógeno, partículas y opacidad de humo provenientes del escape de motores nuevos que usan diésel como combustible y que se utilizarán para la propulsión de vehículos automotores nuevos con peso bruto vehicular mayor de 3,857 kilogramos, así como para unidades nuevas con peso bruto vehicular mayor a 3,857 kilogramos equipadas con este tipo de motores. (DOF) 12/Oct/06.

NOM-045-SEMARNAT-2006. Establece, para vehículos en circulación que usan diésel como combustible, límites máximos permisibles de capacidad, procedimiento de prueba y características técnicas del equipo de medición. (DOF) 13/Sep/07.

NOM-050-SEMARNAT-1993. Determina los niveles máximos permisibles de emisión de gases contaminantes provenientes del escape de los vehículos automotores en circulación que usan gas licuado de petróleo, gas natural u otros combustibles alternos como combustible. (DOF) 22/Oct/93.

NOM-076-SEMARNAT-1995. Dicta 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 alternos y que se utilizarán para la propulsión de vehículos automotores con peso bruto vehicular mayor de 3,857 kilogramos nuevos en planta. (DOF) 26/Dic/05.

Apéndice B

Producción de VEH

- 1997: Toyota Prius. Se puso a la venta en Japón y después se introdujo en EUA en el 2000.
- 1999: Honda Insight 2000. Honda comercializa el primer vehículo híbrido a la venta en EUA, termina su producción en 2006.
- 2000: Toyota Prius 2001 Generación 1. Se vende en Japón y en EUA. Termina su producción en 2003 al ser remplazado por la Generación 2.
- 2002: Honda Civic Hybrid 2003 Generación 1. Mejora en cuanto a emisiones y consumo de combustible.
- 2003: Toyota Prius 2004 Generación 2. Primer automóvil de tamaño mediano. Termina su producción en 2009 al ser remplazado por la Generación 3.
- 2004: Ford Escape Hybrid 2005. Primer vehículo deportivo utilitario (SUV) y primer híbrido hecho en América. Honda Accord Hybrid 2005. Honda lo descontinúa después del modelo 2007 por sus bajas ventas.
- 2005: Toyota Lexus RX 400h 2006. Es introducido al mercado de los SUV de lujo, es un híbrido de tamaño mediano. Toyota Highlander Hybrid 2006. Se crea para aumentar el tamaño y la potencia sin aumentar el consumo de combustible. Ford Mercury Mariner Hybrid 2006; es más eficiente que la versión normal de tracción delantera. Honda Civic Hybrid 2006 Generación 2. Aumenta el rendimiento y disminuye las emisiones.
- 2006: Toyota Camry Hybrid 2007. Primer toyota híbrido construido en América. Toyota Lexus GS 450h 2007. Auto deportivo V6 de 3.5L equivalente en potencia al V8 4.5L.
- 2007: Nissan Altima Hybrid 2007. Nissan entra en el mercado híbrido mejorando en 31 por ciento la economía de combustible del convencional. Toyota Lexus LS 600h. Es mucho más potente que el GS, ahora el motor es V8 5L. Chevrolet Tahoe Hybrid 2008. Mejora en 25 % el consumo de combustible. GMC Yukon Hybrid 2008. Es muy similar a la Tahoe Hybrid solo difiere en detalles interiores y carrocería. Mazda Tribute Hybrid 2008. Está basado en la propulsión de la Ford Escape.

- 2008: Dodge Durango Hybrid 2009. La producción terminará en 2010 cuando se sustituirá por la camioneta Dodge Ram 2010. Chrysler Aspen Hybrid 2009. Similar a Dodge Durango Hybrid, sistemas que prometen alta eficiencia con motores grandes. Cadillac Escalade Hybrid 2009. SUV de lujo, que sustituye al convencional.
- 2009: Chevrolet Silverado 1500 Hybrid 2009. Primera camioneta en modo híbrido. GMC Sierra 1500 Hybrid 2009. Similar a la Chevrolet Silverado 1500 Hybrid, solo difiere en la carrocería. Ford Fusion Hybrid 2010. Mercury Milan Hybrid 2010. Honda Insight Generación 2 2010. Toyota Prius Generación 3 2010. Lexus RX 450h 2010. Lexus HS 250h 2010.

El Honda Civic Hybrid fue el primer vehículo híbrido en México a principios de 2006. La producción de vehículos híbridos en México la realiza General Motors en el estado de Coahuila, donde fabrica la Chevrolet Captiva Sport híbrida a partir de 2007.

Apéndice C

Análisis de unidades y valores de parámetros

Cuadro C.1: Unidades

Flujo másico (\dot{m})	(kg/kg o j/kg)
Presión (p)	(Pa)
Volumen (V)	(m^3)
Joule (j)	($kg \cdot m^2/s^2$)
Momento de inercia (J)	$kg \cdot m^2$
Fuerza (F)	(N)
Par (T)	($N \cdot m$)
Velocidad lineal (v)	(m/s)
Velocidad angular (ω)	(rad/s)
Aceleración lineal (\dot{v})	(m/s^2)
Aceleración angular ($\dot{\omega}$)	(rad/s^2)
Potencia (P)	(w o $N \cdot m/s$)
Densidad (ρ)	(kg/m^3)
Temperatura (T)	($^{\circ}C$ o $^{\circ}K$)

Cuadro C.2: Otros valores para la simulación

Constante del gas ideal para aire (r)	0.287 ($kg/kg \cdot ^{\circ}K$)
Valor calorífico del combustible, diésel (p_{th})	43000 (kg/kg)
Densidad del diésel (ρ_d)	850 (kg/m^3)
Densidad del aire (ρ_a)	1.202 (kg/m^3)

Referencias

- Ambarisha, V. K. y R. G. Parcker (2007, January). Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite element models. *Journal of sound and vibration* 302, 577–595.
- Chau, K. T. y C. C. Chan (2007, April). Emerging energy-efficient technologies for hybrid electric vehicles. *Proceedings of the IEEE* 95, 821–835.
- Chiasson, J. y B. Vairamohan (2005, May). Estimating the state of charge of battery. *Control Systems Technology* 13, 465–470.
- Ehsani, M., Y. Gao, y J. M. Miller (2007, April). *Hybrid Electric Vehicles: Architecture and Motor Drives*. *Proceedings of the IEEE* 95, 719–728.
- Engine, I. (2010, March). *C7 ACERT*. Caterpillar. 205 kw/275 hp.
- Fanti in Automocion, I. (2008). Funcionamiento de un motor diesel de cuatro tiempos. <http://aaiuc3m.wordpress.com/2008/11/12/funcionamiento-de-un-motor-diesel-de-cuatro-tiempos/>.
- Guzzella, L. y A. Sciarretta (2007, April). Control of hybrid electric vehicles. *IEEE Control Systems Magazine* 27, 60–70.
- Hybrid-vehicle.org (2005). *Hybrid vehicle the next step in the evolution of the automobile*. <http://www.hybrid-vehicle.org>.
- James, D. y N. N. Narasimhamurthi (2005, 8-10, June). Design of a optimal controller for commercial trucks. en *American Control Conference, Portland, Oregon, USA.*, pp. 1599–1606.
- Kessels, J. T. B. A., W. T. Koot, P. P. J. van den Bosch, y D. B. Kok (2008, november). Online Energy Management for Hybrid Electric Vehicles. *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 57, 3428–3440.
- Khalil, H. K. (1996). *NONLINEAR SYSTEMS*, second ed.. Michigan State University, Prentice-Hall.
- Marino, R., S. Peresada, y P. Valigi (1993, February). Adaptive Input-Output Linearizing Control of Induction Motors. *IEEE Transaction on Automatic Control* 38, 208–221.
- Mezouar, A., M. K. Fellah, S. Hadjeri, y Y. Sahali (2006, Nov 6-10). Adaptive speed sensorless vector control of induction motor using singularly perturbed sliding mode observer. *IEEE Industrial Electronics*, 932–939.

- Miller, J. M. (2006, May). *Hybrid Electric Vehicle Propulsion System Architectures of the e-CVT Type*. *IEEE Transactions on Power Electronics* 21, 756–767.
- Mudannayake, C. y M. Rahman (2004, August). A matlab/simulink model for a prototype integrated starter alternator for automobiles. en *Power Electronics and Motion Control Conference*, vol. 03, pp. 1679–1684.
- Ouadi, H., F. Giri, A. Elfadili, y L. Dugard (2009, January). Induction machine speed control with flux optimization. *Control Engineering Practice* 18, 55–66.
- Outbib, R., X. Dovifaaz, A. Rachid, y M. Ouladsine (2002, May). *Speed control of a diesel engine: a nonlinear approach*. en *American Control Conference, Anchorage, Alaska, USA.*, pp. 3293–3294.
- Pang, S., F. Jay, D. Jie, y B. Matthew (2001, 25-27, June). *Battery state of charge estimation*. en *American Control Conference, Arlington, VA, USA.*, pp. 1644–1649.
- Peresada, S., A. Tilli, y A. Tonielli (2004). *Power control of a doubly fed induction machine via output feedback*. *Control Engineering Practice* 12, 41–57.
- Pisu, P. y G. Rizzoni (2007, may). A Comparative Study Of Supervisory Control Strategies for Hybrid Electric Vehicles. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 15, 506–518.
- Powell, B. K., K. E. Bailey, y S. R. Cikanek (1998, October). *Dynamic modeling and control of hybrid electric vehicle powertrain systems*. *IEEE Control Systems*, 17–33.
- SEMARNAT (2010). *Secretaría de medio ambiente y recursos naturales*. <http://www.semarnat.gob.mx/Pages/inicio.aspx>.
- Szumanowski, A., C. Yuhua, y P. Piórkowski (2005, sept). *Analysis of Different Control Strategies and Operating Modes of Compact Hybrid Planetary Transmission Drive*. *Vehicle Power and Propulsion* 7, 673–680.
- Tzeng, S., K. D. Huang, y C. C. Chen (2005). Optimization of the dual energy-integration mechanism in a parallel-type hybrid vehicle. *Applied Energy* 80, 225–245.
- Union of Concerned Scientists, U. (2007). *Hybrid vehicle timeline*. <http://www.hybridcenter.org/hybrid-timeline.html>.
- Vega, E. (2006, Mayo). *Pruebas en Campo de Autobuses de Tecnologías Alternativas en la Ciudad de México*. Gobierno del Distrito Federal, Secretaría del Medio Ambiente, 30–32.
- Xiong, W., Y. Zhang, y C. Yin (2009, July). *Optimal Energy Management for a Series-Parallel Hybrid Electric Bus*. *Energy conversion and management* 50, 1730–1738.
- Xiong, W. W. y Y. C. L. (2009, May). Design of series-parallel hybrid electric propulsion systems and application in city transit bus. *WSEAS Transaction on Systems* 8, 578–590.