

SILVA, LUIS IGNACIO
Modelado y simulacio

2012

71139

71139

MFN:
Clasif:
T-761

71199



UNIVERSIDAD NACIONAL DE RÍO CUARTO

FACULTAD DE INGENIERÍA



**MODELADO Y SIMULACIÓN DE
ACCIONAMIENTOS ELÉCTRICOS USADOS
EN VEHÍCULOS ELÉCTRICOS**

Presentada

por

Luis Ignacio Silva

para la obtención del grado de
Doctor en Ciencias de la Ingeniería

Director: Dr.Ing. Cristian H. De Angelo

Co-Director: Dr.Ing. Guillermo O. García

Río Cuarto, Córdoba, Argentina - Marzo de 2012


MODELADO Y SIMULACIÓN DE ACCIONAMIENTOS ELÉCTRICOS USADOS EN VEHÍCULOS ELÉCTRICOS

Por

Luis Ignacio Silva




Dr. Ing. Cristian H. De Angelo
Director



Dr. Ing. Guillermo O. García
Co-director

Aprobada por:

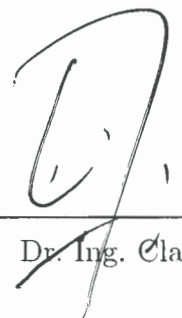


Dr. Ing. Ernesto Kofman




PhD. Ing. Leonardo Molisani

Dr. Ing. Néstor Roqueiro



Dr. Ing. Claudio Reineri



PhD. Ing. Leonardo Molisani
Secretario de Posgrado de la
Facultad de Ingeniería

M. Sc. Jorge Barral
Secretario de Posgrado y
Cooperación Internacional de la UNRC

Río Cuarto, Marzo de 2012

*Dedicada a Estela y Cacho,
que fueron mis primeros maestros y me mostraron que:*

*Uno se embarca hacia tierras lejanas,
indaga la naturaleza,
ansía el conocimiento de los hombres,
busca a Dios.*

Después comprende que el fantasma que persigue es Uno Mismo...

*Al actual gobierno,
que continúa creyendo en sus científicos e investigadores.*

Resumen

En este trabajo de tesis se estudian diferentes aspectos de los componentes que forman parte de los Vehículos Eléctricos (VE) y Vehículos Eléctricos Híbridos (VEH). El análisis está centrado en el desarrollo de modelos que representan la dinámica propia de cada componente como así también en el acoplamiento de los mismos de modo de conformar un modelo integrado que represente el comportamiento del vehículo completo.

Inicialmente se presentan los modelos dinámicos de cada componente, en forma separada, de acuerdo a la naturaleza del sistema físico estudiado. La idea central es proveer diversos modelos de cada dominio de modo de contar, para cada aplicación, con un modelo que se ajusta al caso analizado. El primer análisis se realiza sobre el sistema mecánico donde intervienen el chasis, las suspensiones, las ruedas y la interacción rueda-suelo. Posteriormente se presentan distintos modelos del sistema de tracción eléctrica que permiten analizar diferentes cuestiones como las pérdidas en el hierro de los motores de inducción (MI) o la evolución de las variables eléctricas que permiten el control de los MI por campo orientado. Seguidamente se introducen los conceptos necesarios para modelar la dinámica térmica del MI utilizado y se desarrolla un modelo dinámico del MI que contempla la interacción energética existente entre los dominios eléctrico, mecánico y térmico. El último dominio bajo análisis es la dinámica electroquímica que tiene lugar en las baterías de Pb-ácido utilizadas en los VE & VEH con dos enfoques diferentes. Primero se plantea un modelo electroquímico de la batería que modela cada componente por separado y posteriormente se plantea un modelo eléctrico equivalente que se ajusta al comportamiento visto desde sus terminales.

Dado que todos los modelos desarrollados individualmente se encuentran representados con el mismo formalismo (Bond Graphs), los mismos se integraron con facilidad para conformar diversos modelos multi-dominio que representan el comportamiento del vehículo completo. Dada la variedad de modelos desarrollados propios de cada dominio, las posibles configuraciones y las distintas aplicaciones, con las herramientas desarrolladas se pueden conformar diversos modelos multi-dominio. Una caracte-

terística sobresaliente de la propuesta es que el modelo multi-dominio completo puede ser exportado al entorno de simulación de Matlab-Simulink. Aquí se incluyen los controladores tal como están instalados en el prototipo experimental y se pueden simular condiciones reales de manejo y reproducir resultados experimentales. Usando este modelo multi-dominio se presenta primeramente un estudio del impacto que produce una falla en el bobinado de uno de los motores del sistema de tracción sobre las variables eléctricas y también sobre el sistema mecánico y el dominio térmico. Luego se acopla el modelo de la batería al sistema de tracción y el sistema mecánico y se estudia el consumo energético del vehículo cuando opera bajo diferentes condiciones de manejo. Estos casos presentados sientan las bases metodológicas para representar diversos modelos multi-dominio propios de los VE & VEH como así también de otros sistemas a gran escala donde intervienen fenómenos de distinta naturaleza.

Abstract

This thesis studies different aspects of the components that take part of Electric Vehicles (EV) and Hybrid Electric Vehicles (HEV). The analysis is oriented to develop models that represent the dynamics of each component as well as their integration into a complete model that represents the whole vehicle dynamics.

Initially, the dynamic models of each component are presented individually according to the nature of the physical system under study. The main idea is to provide different models of each domain in order to have a proper model for each application analyzed. The first study is performed on the mechanical components such as the chassis, suspension system, wheels and the tire-road interaction. Then, different models of the electric traction system are presented. They allow analyzing different aspects such as iron losses on the Induction Motors (IM) or the evolution of the electric variables needed to perform the field oriented control of the IM. Afterwards the theoretical concepts needed to model the thermal dynamics are introduced. Using these concepts, it is developed an IM dynamic model that considers the energetic interactions between the electrical, mechanical and thermal domains. Finally the electrochemical dynamics that takes place in the lead-acid batteries used in EV & HEV is assessed with two different approaches. An electrochemical model where each individual reaction is modeled separately, is first presented. Then an electric equivalent model that interpolates at best the battery behavior as seen from its terminals is developed.

Given that all the presented models are represented with the same modeling formalism (Bond Graph), they can be easily integrated to conform different multi-domain models that represent the complete vehicle behavior. Given the variety of models presented, all possible configurations and the different applications, it is feasible to construct different multi-domain models with the tools developed in this thesis. A remarkable characteristic of the proposal is that the complete multi-domain model can be exported to the Matlab-Simulink simulation environment. In this environment it is possible to incorporate the controllers and to simulate real driving conditions and to reproduce experimental results. As case of application it is first presented

the study of the impact of a winding stator fault on the electric variables as well as on the mechanical and thermal domains. Another case of application consists on coupling the battery model to the electric traction system and mechanical system in order to study the energy performance under different driving conditions. The cases presented settle down the methodological basis to construct different multi-domain models not only of EV & HEV but also of other large scale physical systems where different domains are involved.

Agradecimientos

El trabajo realizado en esta tesis fue posible gracias a las becas y subsidios otorgados por el Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET), por la Agencia Nacional de Promoción Científica y Tecnológica (ANPCyT), por la Secretaría de Ciencia y Técnica de la Universidad Nacional de Río Cuarto (UNRC) y por la escuela de posgraduación de la UNRC.

También quisiera expresar mi gratitud hacia mis directores por su continua orientación y apoyo que ayudaron a mejorar la tesis significativamente.

Índice general

Página de título	i
Dedicatoria	v
Resumen	vii
Abstract	ix
Agradecimientos	xi
Índice general	xiii
Lista de Figuras	xvii
Lista de Tablas	xxi
1 Introducción	1
1.1 Descripción del Problema	1
1.2 Objetivos	5
1.2.1 Objetivo General	5
1.2.2 Objetivos Particulares	6
1.3 Antecedentes y Discusión de los Temas Tratados	6
1.3.1 Modelado y simulación	7
1.3.2 Elección del Formalismo para Representar los Modelos	13
1.4 Aportes Realizados Durante la Tesis	14
1.5 Organización de la tesis	15
2 Modelado del Dominio Mecánico	17
2.1 Introducción	18
2.2 Modelo de un cuarto de vehículo	18
2.3 Modelo de medio vehículo	25
2.4 Modelo de Bicicleta	29
2.5 Dinámica en el plano del modelo de 4 ruedas	32
2.6 Interacción Rueda-Suelo	35
2.6.1 Modelos de Rozamiento	37
2.7 Modelo de Medio Vehículo con la Dinámica de las Ruedas	46
2.7.1 Fundamentos del modelado con MBG	47
2.7.2 Modelado del Chasis	52
2.7.3 Suspensión	53

2.7.4	Modelo de la Rueda	55
2.7.5	Modelo Resultante	56
2.8	Modelo de Cuatro Ruedas Completo	57
2.8.1	Chasis	57
2.8.2	Suspensión y Ruedas/Neumáticos	58
2.8.3	Integración del Modelo Completo	58
2.8.4	Resultados de Simulación	59
2.9	Sumario	65
3	Modelado del Sistema de Tracción Eléctrica	67
3.1	Introducción	68
3.2	Modelado del MI	69
3.2.1	Modelo del MI sin considerar PH	70
3.2.2	Modelo del MI considerando PH	76
3.3	Acoplamiento con el Sistema Mecánico	82
3.3.1	Modelo Integrado	83
3.3.2	Resultados de Simulación y Experimentales	84
3.4	Sumario	91
4	Modelado Térmico	93
4.1	Introducción	93
4.2	Modelo Térmico Puntual	95
4.2.1	Modelo Eléctrico	95
4.2.2	Modelo Térmico	95
4.2.3	Modelo Mecánico	98
4.2.4	Integración de los sistemas	98
4.2.5	Resultados de Simulación	99
4.3	Modelo Térmico 2D	101
4.3.1	Modelo Eléctrico	103
4.3.2	Modelo Térmico	105
4.3.3	Modelo mecánico	109
4.3.4	Resultados de Simulación del Modelo 2D	111
4.4	Sumario	114
5	Modelado del Dominio Químico: Baterías Pb-Ácido	117
5.1	Introducción	117
5.2	Modelo Electroquímico	118
5.2.1	Potencial de Equilibrio	119
5.2.2	Sobre-Potencial	122
5.2.3	Modelo Bond Graph con el Enfoque Electroquímico	124
5.3	Equivalente eléctrico	127
5.4	Resultados de Simulación	131

5.5	Sumario	134
6	Integración de los Modelos Propuestos	137
6.1	Análisis del Modelo Integrado Bajo Fallas	138
6.1.1	Motivación del Modelado Multi-Dominio	138
6.1.2	Modelo Multi-Dominio en Bond Graph	140
6.1.3	Modelado de las Fallas	141
6.1.4	Resultados de simulación	143
6.2	Evaluación de la performance energética	145
6.2.1	Modelo Multi-Dominio	145
6.2.2	Resultados de simulación	149
6.2.3	Diferentes Perfiles de Velocidad	149
6.2.4	Frenado Regenerativo versus No-Regenerativo	150
6.3	Sumario	153
7	Conclusiones y Trabajos Futuros	155
7.1	Conclusiones	155
7.2	Propuestas de Trabajos a Futuro	157
7.2.1	Propuestas a Corto Plazo	158
7.2.2	Propuestas a Mediano y Largo Plazo	158
	Referencias	161

Lista de Figuras

1.1	Diferentes componentes de un VEH.	4
2.1	Sistema físico considerado.	19
2.2	Modelo de Cuarto de Vehículo	20
2.3	Modelo de Cuarto de Vehículo y Equivalente Eléctrico	21
2.4	Respuesta en frecuencia de la suspensión.	23
2.5	Respuesta de la suspensión para $\omega_i = 1, 10.7$ y 20 [rad/s].	23
2.6	(a) Modelo con suspensión activa, (b) Modelo en BG.	24
2.7	Respuesta de la suspensión activa vs. pasiva para $\omega_i = 10.7$ [rad/s].	24
2.8	Sistema físico considerado.	25
2.9	Modelo de suspensión de mitad de vehículo, movimiento de cabeceo.	26
2.10	Modelo de medio vehículo en BG.	27
2.11	Velocidades en los extremos del chasis.	28
2.12	Modelo de suspensión de mitad de vehículo, movimiento de rolido.	28
2.13	Modelo de bicicleta, movimiento de guiño.	29
2.14	Modelo de bicicleta en BG, considera movimiento de guiño.	32
2.15	Fuerzas del vehículo en el plano.	33
2.16	Representación BG del modelo de cuatro ruedas.	35
2.17	Interacción Rueda-Suelo.	36
2.18	Diferentes efectos del rozamiento a considerar.	37
2.19	Elemento tipo <i>bristle</i>	42
2.20	Interacción Rueda-Suelo.	44
2.21	(a) Modelo puntual, (b) Modelo distribuido.	45
2.22	Modelo de medio vehículo con ruedas incluidas.	47
2.23	Composición del Multi-Bond.	48
2.24	Fuente de esfuerzo en Multi-Bond Graph.	48
2.25	Representación del transformador en Multi-Bond Graph.	49
2.26	Traslaciones fijas que conforman un brazo robótico.	50
2.27	Modelo MBG de la traslación fija.	51
2.28	Interacción entre Mecánica 3D y Multi-Enlaces.	52
2.29	Representación de un Cuerpo Libre en el Espacio	53

2.30	Modelo completo del chasis en Mecánica 3D.	54
2.31	Modelo de la Suspensión en MBG y Dymola	55
2.32	Modelo de la Rueda en MBG y Dymola	56
2.33	Modelo de medio vehículo con ruedas incluidas en el entorno Dymola.	56
2.34	Modelo completo del chasis en Mecánica 3D.	58
2.35	Modelo mecánico completo en Dymola.	59
2.36	Variables durante maniobra de giro/contra-giro	61
2.37	Ángulo de guiño.	61
2.38	Variables durante maniobra de giro/contra-giro	62
2.39	Velocidad y Fuerzas normales en las ruedas.	63
2.40	Variables durante el desplazamiento sobre un obstáculo	63
2.41	a) Ángulo de cabecco, b) Ángulo de rolido.	64
2.42	a) Velocidad longitudinal, b) Ángulo de guiño.	64
2.43	Fuerzas durante maniobra de frenado	65
3.1	Configuración del sistema d tracción	68
3.2	Circuito equivalente del MI en variables abc , sin considerar pérdidas.	70
3.3	Variables relacionadas con la transformación \mathbf{K}	72
3.4	Circuito equivalente en el marco qd	74
3.5	Circuito equivalente qd en BG.	74
3.6	Estructura que relaciona el dominio eléctrico y el mecánico.	75
3.7	Modelo del MI en MBG y Dymola	76
3.8	Circuito en abc , considerando PH en el estator.	76
3.9	Circuito equivalente en variables qd considerando PH.	77
3.10	Modelado de fuentes virtuales con \mathbf{MGY}	80
3.11	Representación BG del MI en qd que considera las PH.	81
3.12	Estructura que relaciona el dominio eléctrico con el mecánico.	82
3.13	Modelo del MI con Pérdidas en MBG y Dymola	82
3.14	Coenxión completa en Dymola.	83
3.15	Modelo Integrado con los controladores a lazo cerrado.	84
3.16	Experimentales y simulación para aceleración y movimiento libre	86
3.17	Experimentales y simulación para aceleración y frenado	86
3.18	Potencia eléctrica durante la maniobra.	87
3.19	Ángulo directriz δ durante las maniobras de giro.	88
3.20	Experimentales y simulación durante las maniobras de giro.	88
3.21	Velocidades de las ruedas traseras y del vehículo.	89
3.22	Potencia eléctrica de los motores.	90
3.23	Evolución del guiño y del rolido.	90
3.24	Deslizamiento lateral de las ruedas bloqueadas.	90
3.25	Corrientes del motor acoplado a la rueda bloqueada.	91
4.1	Representación BG del MI en qd que considera las PH.	96

4.2	Representación en BG del sub-sistema térmico.	97
4.3	Modelo en BG del sub-sistema mecánico.	99
4.4	Evolución de ω_r del reposo a ω_n	101
4.5	Potencia en el estator durante el arranque.	101
4.6	Temperatura del estator en el arranque.	102
4.7	Cambio en ω_r al aplicar $T_L = T_{en}$	102
4.8	Potencia en el estator al aplicar $T_L = T_{en}$	102
4.9	Temperatura del estator en todo el experimento.	103
4.10	Representación en BG del MI en variables qd	104
4.11	(a) Circuito eléctrico estándar. (b) Circuito equivalente en BG.	104
4.12	Definición de elementos en el estator.	105
4.13	Distribución espacial del bobinado estatórico.	106
4.14	Representación del modelo térmico 2D en BG.	110
4.15	Modelo de medio vehículo con ruedas incluídas.	111
4.16	Modelo de medio vehículo con ruedas incluídas en Dymola.	111
4.17	Perfil de velocidad.	113
4.18	Temperaturas con/sin ventilación.	114
4.19	a) Variación de R_r . b) Variación de R_s	115
5.1	(a) Celda galvánica, (b) Celda electrolítica.	120
5.2	Modelo BG de las reacciones principal y secundaria del cátodo.	124
5.3	Modelo isotérmico en Bond Graph.	125
5.4	Elementos del Dominio Térmico	127
5.5	Modelo completo de la batería en BG.	127
5.6	Modelo general de la batería.	129
5.7	Modelo usado para ajustar la respuesta al escalón.	129
5.8	Modelo BG para ajustar la respuesta al escalón.	129
5.9	Modelos de Batería en BG	130
5.10	Elementos BG del Dominio Térmico	131
5.11	Modelo completo de la batería en BG.	131
5.12	(a) Enfoque electro-químico. (b) Enfoque por red eléctrica equivalente.	132
5.13	Corriente de carga/descarga de la batería (I_B).	133
5.14	Estado de carga de la batería.	133
5.15	Tensión en bornes V_B	135
5.16	Temperatura del electrolito (θ_e).	135
6.1	Modelo de medio vehículo con ruedas incluídas en el entorno Dymola.	140
6.2	Modelo del Sistema de Tracción Eléctrica	141
6.3	Representación del modelo térmico 2D en BG.	141
6.4	Interacción entre dominios.	142
6.5	Representación de la Falla	142
6.6	a) Perfil de V_x . b) Potencia disipada sin/con falla.	143

6.7	Evolución de la temperatura sin/con falla.	144
6.8	Distribución Espacial de la Temperatura	144
6.9	Diagrama de Bloque con los Componentes del VE	145
6.10	Modelo completo de la batería en BG.	146
6.11	Modelo del Driver	147
6.12	Modelo en MBG que considera las pérdidas en el hierro.	147
6.13	Modelo de medio vehículo en BG.	148
6.14	Modelo completo del vehículo eléctrico en BG.	149
6.15	Perfiles de velocidad.	150
6.16	Corriente del estator I_{qs1}	150
6.17	Potencia que circula por el driver.	151
6.18	Tensión en los terminales de la batería.	151
6.19	Estado de carga porcentual.	151
6.20	Evolución del <i>SOC</i> durante la descarga/recarga.	152
6.21	Tensión en los terminales durante la descarga/recarga.	152
6.22	Temperatura del electrolito durante la descarga/recarga.	152

Lista de Tablas

2.1	Analogía entre sistema mecánico y eléctrico	22
2.2	Parámetros del modelo	22
2.3	Parámetros a reemplazar	29
2.4	VARIABLES Y PARÁMETROS DEL MODELO DE TRES GRADOS DE LIBERTAD.	34
2.5	Parámetros de suelo	40
2.6	Parámetros del Vehículo	60
3.1	Datos característicos y parámetros de los MI	85
4.1	Parámetros del Motor	100
4.2	Parámetros del Vehículo	112
5.1	Parámetros de la Batería	134

Capítulo 1

Introducción

1.1 Descripción del Problema

El cuerpo de la ONU galardonado con el premio Nobel de la Paz 2007 es el Panel Intergubernamental del Cambio Climático (IPCC, por sus siglas en inglés de Intergovernmental Panel on Climate Change). Este panel se encarga del análisis de los datos científicos relacionados con el calentamiento global, e indica que:

“[...] La mayoría de los aumentos observados en las temperaturas medias del globo desde la mitad del siglo XX son muy probablemente debidos al aumento observado en las concentraciones de gases de efecto invernadero (GEI) producidas por el hombre.”

El Protocolo de Kyoto [1], acuerdo promovido por el IPCC (firmado y ratificado por más de 140 países, incluida la Argentina), compromete a una reducción de las emisiones contaminantes. Principalmente CO y CO₂. En este contexto nacional e internacional se vuelven imperioso desarrollar medios de transporte alternativos que reduzcan las emisiones contaminantes.

Los vehículos convencionales accionados por motores de combustión interna (MCI) son los responsables de la mayor cantidad de emisión de GEI en las urbes de gran densidad poblacional. Por ello, en los últimos años se está trabajando, tanto en

centros de producción de la industria automotriz como en el ámbito científico, en el desarrollo Vehículos Eléctricos (VE) & Vehículos Eléctricos Híbridos (VEH). Dichos vehículos permiten un ahorro importante de energía y una disminución de la contaminación ambiental, llegando a ser prácticamente nula en el caso de los VE puros o alimentados con hidrógeno [2].

Acompañando la tendencia mundial que apunta a reemplazar la utilización de combustibles fósiles por fuentes de energías limpias y renovables, el Grupo de Electrónica Aplicada (GEA) de la UNRC incorpora a sus líneas de trabajo el estudio de sistemas de tracción para VE & VEH desde el año 1998. La presente propuesta de tesis corresponde a la continuación de esta línea de trabajo.

En la actualidad tanto los VE como los VEH han alcanzado un nivel de desarrollo tecnológico que les permite competir con los vehículos con MCI en potencia y desempeño, con una importante disminución en consumo y emisión de gases en ciclos urbanos. Una ventaja importante de los VE & VEH es la utilización de motores eléctricos en la tracción. Esto brinda la posibilidad de controlar en forma más rápida y precisa el par entregado a las ruedas de tracción. Así se facilita el control de la fuerza de tracción efectiva producida entre la rueda y la superficie del suelo en forma independiente.

Existen numerosas configuraciones propuestas para implementar la tracción de VE [3]. La configuración que emplea un motor por cada rueda de tracción es la que presenta mayor rendimiento del accionamiento en general y mayor capacidad de control. Como desventaja, se tiene un mayor costo y complejidad en el sistema de tracción. Por otro lado, la configuración con un único motor eléctrico acoplado a una caja de reducción con diferencial mecánico posee menor rendimiento y menor posibilidad de control pero mayor simplicidad y ventajas económicas. Atento a esta solución de compromiso, la configuración seleccionada para el prototipo construido en el GEA, es la de dos motores en las ruedas traseras que evitan el diferencial mecánico y permite disminuir el deslizamiento de las ruedas.

Si se evita el deslizamiento de las ruedas respecto a la superficie, se maximizan las fuerzas generadas en la huella de contacto (entre la rueda y el suelo) tanto en aceleración como en desaceleración. Esto mejora considerablemente la maniobrabi-

lidad en situaciones normales y riesgosas mientras que las pérdidas de energía son reducidas. Para conseguir la disminución y/o eliminación del deslizamiento se debe implementar un método para controlar la tracción.

La estrategia de control de tracción más elemental consiste en emular el comportamiento de un diferencial mecánico mediante el control de los motores eléctricos [4]. La posibilidad de control independiente en las ruedas puede ser explotada aún más llevando a cabo estrategias de control de tracción avanzadas. Estas estrategias están orientadas a:

- Controlar la adhesión rueda/suelo. Existe el control basado en modelo de referencia (model following control, MFC) [5]; y el control de deslizamiento (slip ratio control, SRC, anti-slip control, ASC) [6].
- Sistema de frenado anti-bloqueo (anti-lock brake systems, ABS), donde se emplean las estrategias anteriores, combinadas con el frenado mecánico.
- Control de estabilidad. Que tienen en cuenta un modelo dinámico más complejo ya que se debe controlar la aceleración angular respecto al eje vertical (direct yaw control, DYC) [7][8].

Para la implementación de este tipo de técnicas es necesario estudiar y comprender las ecuaciones dinámicas que rigen el comportamiento del vehículo, como así también sus parámetros constructivos y del entorno. Un punto crucial para lograr un buen control de tracción es estimar correctamente la fuerza neta transmitida por las ruedas tractoras al suelo. Para construir estos estimadores/observadores nuevamente debe hacerse uso del modelo dinámico del vehículo.

Un VEH puede considerarse un sistema Generador-Almacenador-Consumidor como el presentado en la Figura 1.1. El generador convierte en energía eléctrica la energía mecánica provista por un pequeño motor de combustión interna estacionario que trabaja en su polo económico (mínimo consumo y mínima contaminación). Los consumidores principales son un par de motores acoplados a las ruedas traseras del vehículo. El objetivo es el de acelerar y desacelerar según los requisitos del conductor. Se debe tener en cuenta el carácter bidireccional del flujo energético ya que durante

la desaceleración, se devuelve la energía cinética del vehículo al sistema. Si los flujos de potencia son elevados entra en juego el banco de super-capacitores que evita condiciones perjudiciales para el resto de los componentes.

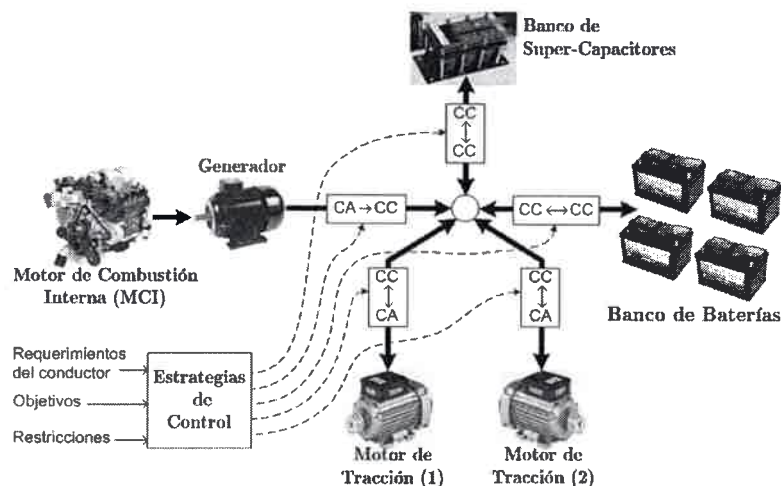


Figura 1.1: Diferentes componentes de un VEH.

Son premisas fundamentales en la concepción de los VEH, mejorar el rendimiento energético y disminuir la contaminación. En consecuencia, al considerarse la estrategia de gerenciamiento de los flujos de energía en estos vehículos, pueden plantearse múltiples objetivos a optimizar. Estos objetivos generalmente compiten entre sí, forzando soluciones de compromiso. La esencia del problema es determinar en cada instante la partición del flujo de energía entre los segmentos térmico y eléctrico para optimizar el objetivo. En este problema el objetivo es de naturaleza integral, ya que se trata de minimizar el consumo total en un período de tiempo dado. Por otra parte, el problema está sujeto a restricciones en los valores de las variables (tensiones, corrientes, par, velocidad, etc.) y a restricciones integrales (como mantener el estado de carga de las baterías entre límites permitidos al final del ciclo de trabajo). Por otra parte, aparecen componentes aleatorias como las exigencias de maniobrabilidad en condiciones de conducción reales.

En el prototipo experimental se utilizará para resolver este problema un algoritmo de “programación dinámica” [9]. Para abordar el enfoque se necesitan modelos

dinámicos que representan los componentes del sistema de tracción y calculan continuamente su efecto neto en el flujo de energía.

Para implementar estas estrategias, se debe contar con un modelo dinámico del vehículo (al igual que en la implementación del Control de Tracción) que permita evaluar el desempeño para distintas condiciones de operación. Todas estas posibles situaciones pueden ser simuladas antes de la implementación y así poder sintonizar y ajustar el algoritmo.

Por estas razones la presente tesis se centrará en el desarrollo de modelos dinámicos de los componentes propios de los VE & VEH y fundamentalmente en su acoplamiento. De este modo se podrán generar diversos modelos multi-dominio para diferentes aplicaciones. Estos modelos representan el comportamiento del vehículo completo con todos sus dominios interviniendo e interactuando simultáneamente.

1.2 Objetivos

La presente tesis fue concebida con una serie de objetivos generales y a medida que se avanzó en el desarrollo de la misma se fueron planteando objetivos particulares propios del tema tratado. A continuación se detallan ambos aspectos de los objetivos.

1.2.1 Objetivo General

El objetivo general de esta tesis consiste en el estudio y desarrollo de distintos modelos capaces de reproducir la dinámica involucrada en accionamientos eléctricos avanzados empleados en VE & VEH. Las aplicaciones están centradas en las líneas de trabajo que el GEA se encuentra investigando.

Con la presente tesis se pretende aportar al avance en el diferencial electrónico de alto rendimiento que se encuentra en una etapa avanzada de diseño [10, 11, 12, 13] como así también los algoritmos que optimizan el consumo de energía [14] y de detección de fallas en accionamientos eléctricos [15], todos trabajos llevados a cabo por miembros del equipo del GEA que tienen como línea de investigación los VE & VEH.

1.2.2 Objetivos Particulares

Existen dos objetivos particulares bien diferenciados:

- Por un lado se orientó el trabajo al desarrollo de modelos que representen el comportamiento de cada aspecto de un VE. Con esta idea se buscan diferentes modelos del dominio mecánico, eléctrico, térmico y electroquímico propios del VE donde cada modelo presenta su propio enfoque, características y ventajas.
- Por el otro lado, se planteó la necesidad de combinar estos modelos en un modelo multi-dominio donde los modelos que representan cada dominio se puedan acoplar fácilmente. De este modo el modelo multi-dominio del sistema físico se puede integrar con los controladores en un mismo ambiente de simulación. Este modelo integrado permite estudiar diversas estrategias de control, algoritmos de optimización, observadores, entre otras aplicaciones.

1.3 Antecedentes y Discusión de los Temas Tratados

Con el conocimiento previo del comportamiento de los Accionamientos Eléctricos Usados en Vehículos Eléctricos, es posible evaluar el desempeño de los mismos en las etapas tempranas de diseño. Para el caso de optimización del flujo energético se debe conocer la dinámica de los componentes que intervienen para poder aplicar sobre los mismos las estrategias desarrolladas. Haciendo uso de herramientas de simulación, distintas condiciones de operación que podrían resultar peligrosas (tanto como para las personas involucradas como para el medio) pueden ser evaluadas sin riesgo ni costos excesivos. Por otra parte, las distintas estrategias de control y los diferentes diseños y topologías de los componentes pueden ser estudiados vía simulación. De este modo, se reduce dramáticamente el tiempo empleado en la etapa de diseño y construcción. Por lo tanto, el trabajo se centrará en la obtención de modelos dinámicos de VEs & VEHs.

1.3.1 Modelado y simulación

Para facilitar el diseño y prueba de estrategias de control de tracción se utilizan modelos matemáticos que representan el comportamiento dinámico real del vehículo. Estos modelos se sintetizan en algoritmos que permiten la simulación numérica de la dinámica del vehículo.

Un VE posee la dinámica no lineal y compleja propia de todo vehículo terrestre; es decir que sus partes mecánicas interactúan entre sí con diferentes dinámicas y además son afectadas por el medio que lo rodea, lo cual dificulta la tarea de modelado. A su vez, existen otros componentes tales como el sistema de tracción eléctrica, los accionamientos con la electrónica de potencia para alimentar y controlar los motores y el conjunto de baterías. A pesar de la interacción existente entre todos estos componentes, comúnmente se realiza un análisis por separado de la dinámica longitudinal, lateral, vertical o de amortiguación del vehículo, la dinámica de las ruedas y su interacción con el suelo. También se analizan por separado la dinámica del sistema eléctrico, los accionamientos y controladores, las baterías y no son muy difundidos los estudios sobre la evolución de la temperatura en las baterías y/o motores de tracción.

El modelo del vehículo se puede clasificar dependiendo de la dirección del análisis: pueden ser modelos “hacia delante” o modelos “hacia atrás”. En los modelos hacia delante, el planteo del problema comienza en el motor y se trabaja con el par/fuerza transmitido hacia las ruedas. Estos modelos representan mejor la topología del sistema y se utilizan para analizar la dinámica de ciertas partes del sistema, para desarrollar controladores o emplear *hardware in the loop*. Por otra parte, los modelos hacia atrás comienzan a trabajar con la fuerza necesaria en las ruedas (para lograr una velocidad predefinida) y propagan el análisis hacia la fuente motriz. Del planteo de los modelos hacia delante, surge un conjunto de ecuaciones diferenciales mientras que en los modelos hacia atrás estándar se obtienen sólo ecuaciones estáticas, por lo que éstos son más rápidos de correr pero con limitaciones para el análisis de la dinámica de ciertas variables. En [16] se introduce el concepto de simulación dinámica inversa. Este novedoso modelo hacia atrás captura parte de la dinámica involucrada pero aún se necesita un bajo poder de cálculo.

Otra clasificación depende del grado de detalle empleado para modelar cada componente. Los modelos planteados pueden ser cuasi-estacionarios o dinámicos. En los cuasi-estacionarios se realizan mayores simplificaciones resultando en modelos más rápidos de correr pero la limitación se encuentra en la falta de precisión para simulaciones dinámicas donde interesan ciertos fenómenos transitorios. Cuando el interés se centra en el comportamiento dinámico, se debe obtener un buen modelo dinámico del vehículo. Los modelos dinámicos se obtienen del análisis físico del sistema y pueden reproducir fielmente la dinámica involucrada incluso para diversas escalas de tiempo.

Actualmente existe un amplio espectro de herramientas de simulación. Estas herramientas facilitan la construcción y simulación de modelos permitiendo evaluar rápidamente diferentes condiciones en la dinámica del vehículo. Entre estas herramientas, Advisor [17] y QSS-TB [18] se diseñaron para construir y simular modelos cuasi-estacionarios y han sido utilizados con éxito para evaluar el consumo de combustible y su optimización [19]–[21]. Para construir modelos dinámicos existen diversas herramientas de simulación que han probado su gran utilidad y aplicaciones potenciales. Entre las más generales existe MATLAB/SIMULINK donde el usuario debe definir y programar cada componente y realizar la correspondiente interconexión. Por otro lado existen herramientas más específicas que poseen librerías de componentes desarrolladas especialmente para vehículos; tales como Dymola [22], PSAT [23] y V-Elph [24]. Finalmente se pueden encontrar aquellos software específicamente diseñados para modelar vehículos tales como PSIM [25] o Carsim [26] donde el modelo se construye interconectando bloques predefinidos que representan cada componente del vehículo, facilitando y acelerando la tarea de modelado pero haciéndola, a su vez, menos flexible.

En aplicaciones centradas en el estudio del flujo energético en el vehículo y/o la interacción de potencia entre diferentes componentes, los enfoques de modelado previamente descritos no son del todo adecuados. En este contexto se debe recurrir a enfoques basados en principios energéticos [27] tales como los descritos a continuación:

Bond graphs (BG) permite interconectar diferentes sub-sistemas basándose en su intercambio de potencia [28][29]. Como resultado se facilita la interconexión de

sistemas multi-dominios [30]. Los BG contienen básicamente elementos disipativos, acumulativos y de conversión junto con elementos tipo unión. Los diversos elementos se interconectan por enlaces (“bonds”) que contienen las variables intercambiadas (flujo y esfuerzo generalizado) permitiendo una fácil visualización de la topología del sistema y el flujo de potencia existente.

Power Oriented Graphs (POG) derivan del BG y consisten en diagramas de bloques combinados con una estructura modular determinada y ciertas restricciones que permiten capturar y explicitar las principales características del flujo de potencia [31][32]. El flujo y el esfuerzo se dividen y se definen dos tipos de bloques principales (elementos de elaboración y de conversión) para simplificar el proceso de modelado. Además, el modelo matemático se puede obtener directamente, por inspección, del modelo gráfico. En [33] se presenta el modelo POG de la interacción rueda-suelo de un vehículo que presenta una correspondencia directa entre el modelo gráfico y los fenómenos representados. Como caso de estudio se lo acopló satisfactoriamente al modelo multi-cuerpo de un vehículo de cuatro ruedas.

Power Flow Diagrams (PFD) [34] se basa en la teoría desarrollada para los BG y consiste en dividir el enlace para diferenciar las variables de flujo y esfuerzo dado que se logra una mejor interpretación de ciertas propiedades y características del sistema. Se define una nueva serie de elementos gráficos para diferenciar cada componente del sistema. En [35] se han utilizado los PFDs para modelar el sistema de tracción de vehículos.

Energetic Macroscopic Representation (EMR) [36] es una representación que resalta el intercambio de potencia entre componentes y sub-sistemas. Esta constituido por elementos conectados que muestran las propiedades energéticas del sistema (tales como fuentes de energía, acumuladores, elementos de conversión, disipadores, etc). Las conexiones se basan en el principio de acción y reacción. Una importante ventaja de este enfoque es que, basado en el modelo EMR de un vehículo, es posible determinar en forma sistemática un esquema de control. Este enfoque ha sido utilizado exitosamente para modelar y controlar diferentes VE y VEH [37, 38, 39, 40]. En [41] el EMR se combina con el POG para modelar y controlar un vehículo cuyo modelo incluye la compleja interacción rueda-suelo.

Multi Bond graphs (MBG) [42] es una extensión vectorial del BG estándar. Con este enfoque se facilita considerablemente el modelado de la dinámica de sistemas mecánicos multi-cuerpos en el espacio de tres dimensiones (3D).

Modelado del Dominio Mecánico

Existen diversos modelos del sistema mecánico que presentan diferentes características y ventajas dependiendo del tipo de aplicación y análisis a realizar.

En [43] se desarrollan las bases para elaborar el modelo de un cuarto y de medio vehículo como así también el modelo de bicicleta que es el más simple entre aquellos que incluyen la dinámica en el plano, ya que incluyen la dinámica longitudinal, lateral y del guiño.

En [44] se presenta un modelo de tres grados de libertad que tiene en cuenta el ángulo de dirección de las ruedas delanteras y la velocidad de las ruedas de tracción, determinándose con ello la velocidad del vehículo, el ángulo de deslizamiento lateral, la velocidad de guiño y las fuerzas actuantes. Esta es una primera aproximación para estudiar la dinámica del vehículo completo.

En [45][46] se ha propuesto la representación de la dinámica 3D de los componentes mecánicos de un vehículo mientras que en [47][48] se han presentado modelos en MBG que resultan más compactos y comprensibles.

Modelado del Dominio Eléctrico

Como se mencionó anteriormente la configuración del prototipo es de dos motores en las ruedas traseras. Por lo tanto, el modelo del sistema de tracción eléctrica básicamente consta de un par de Motores de Inducción (MI) que luego se acoplan a través de una caja de reducción fija a cada rueda.

En la literatura existen diversas propuestas que consideran distintos fenómenos que tienen lugar en el MI y, a su vez, existen diferentes modos de representarlos. Existen análisis exhaustivos utilizando el método de elementos finitos [49, 50] que requieren alto poder de cálculo. El estudio mediante circuitos magnéticos equivalentes [51] permite analizar ciertas asimetrías e incluir fallas con un requerimiento de

cálculo menor. Los modelos en variables qd [52] son de parámetros concentrados por lo que requieren muy poca capacidad de cálculo, a costa de despreciar ciertos fenómenos eléctricos, magnéticos y mecánicos. Pese a esta limitación, estos modelos son ampliamente usados en el control de las máquinas eléctricas [53].

En [54] se presenta un modelo de tres grados de libertad del vehículo que además incluye el modelado de la parte eléctrica de un VE permitiendo controlar la dinámica mecánica y la energía eléctrica utilizada. Otras propuestas presentan un enfoque muy diferente para obtener el modelo del sistema mecánico y el eléctrico. En [55] se utilizan redes neuronales para la identificación del modelo dinámico, lo que permite una continua corrección y adaptación del modelo.

Modelos de la dinámica longitudinal de un vehículo y su integración con el sistema de tracción eléctrica usando BG fueron presentados en [56, 57, 58]. Además existen en la literatura modelos en el entorno de simulación de Dymola creados con la librería para VE y VEH que consideran sólo la dinámica longitudinal [59, 60, 61].

Modelado del Dominio Térmico

Cuando el sistema de tracción eléctrica se encuentra impulsando al vehículo, las características térmicas propias más su interacción con el medio, determinan la temperatura de trabajo. Debido al impacto negativo del exceso de temperatura sobre la vida útil de la máquina, el análisis del comportamiento térmico es un punto importante a tener en cuenta.

En [62] el modelo térmico del MI se representa como una serie masas puntuales representando al estator, rotor y los bobinados. Este enfoque también se presenta en [63] y necesita un bajo poder de cálculo por lo que es ideal para acoplar a sistemas de detección de fallas que operen en tiempo real.

Existen otros modelos con mayor grado de detalle que aún pueden estimar la temperatura en tiempo real. En [64] se presenta un modelo que con pocas ecuaciones diferenciales permite evaluar con cierta precisión la temperatura en varios puntos de la máquina mientras que en [65] se divide el hierro del estator en una serie de elementos con temperatura independiente cuya evolución puede calcularse fácilmente.

Otros métodos más precisos incluyen fenómenos térmicos como la convección y la ventilación interna [66] y también existen aquellos que llevan a cabo el estudio por el método de los elementos finitos [67]. Todos estos modelos están más orientados al diseño de máquinas ya que requieren un alto poder de cálculo y su ejecución en tiempo real se torna dificultosa.

Modelado del Dominio Químico

Para poder estudiar el consumo y el desempeño de algoritmos de optimización del consumo, es necesario desarrollar modelos de baterías que se puedan integrar con el resto de los modelos.

Existen modelos específicos propuestos para estudiar las baterías cuando operan en VE & VEH ya que tienen una demanda aleatoria de energía. Aquí aparecen fenómenos electroquímicos complejos y de dinámica altamente no-lineal por lo que el modelo presenta gran complejidad [68, 69, 70, 71, 72]. Esta complejidad se reduce si se modela la batería como una red eléctrica equivalente cuya relación tensión - corriente se ajusta a resultados experimentales de la batería [73].

En [74] se presenta un modelo de batería para aplicaciones en VEH pero el análisis no incluye el modelo de la carga mecánica y sólo se centra en el desempeño cuando opera bajo alta frecuencia de conmutación. En [75] se presenta un modelo de batería y aquí se lo integra a un modelo de VEH pero tanto el modelo de la batería, que posee un único estado interno, como el del vehículo son muy simples y el análisis resulta limitado. Un modelo más complejo de batería que considera la dependencia térmica se presenta en [76] y se lo acopla a un modelo de VEH que permite simular el conjunto bajo diferentes ciclos de manejo.

Integración de los Modelos

El enfoque tradicional para integrar estos modelos consiste en escribir el conjunto completo de ecuaciones relacionadas con cada dominio y explicitar las interacciones entre dominios. En [77] se presenta la integración del dominio eléctrico y mecánico de un tren de alta velocidad utilizando este enfoque. Dado que, en sistemas a gran escala

este enfoque resulta poco práctico, se han desarrollado herramientas de simulación para esta tarea. Estas herramientas incorporan librerías dedicadas a cada dominio y permiten las interacciones pero carecen de flexibilidad. En [78] se utiliza “Comsol Multiphysics” [79] para modelar e integrar los modelos magnético/eléctrico/térmico de un conductor eléctrico. Para estudiar VE se presenta en [25] un modelo desarrollado con PSIM para simular la dinámica eléctrica, térmica y mecánica mientras que en [80] se modela el dominio eléctrico y térmico en Dymola para luego estudiarlo en *hardware in the loop*.

Existe un enfoque alternativo que presenta, por un lado, la flexibilidad necesaria para extender los modelos a futuras aplicaciones y, por otro lado, permite abordar la tarea de modelado en forma sistémica. La idea consiste en adoptar el mismo formalismo para representar cada dominio y luego realizar los acoplamientos entre los modelos obtenidos separadamente para evaluar el comportamiento del sistema completo. En [27] se presenta el modelo de diversas configuraciones de VEH y la integración de los sistemas eléctricos y mecánicos con el enfoque EMR. En [58] se modelan por separado el sistema de tracción eléctrica y el mecánico de un VE con BG mientras que en [65] se acoplan los dominios térmico, eléctrico y mecánico de un VE.

1.3.2 Elección del Formalismo para Representar los Modelos

Un aspecto crucial para el posterior desarrollo y maduración del presente trabajo de tesis radica en la elección del formalismo de modelado. Entre los objetivos originales de la tesis se planteó la necesidad de integrar fácilmente los modelos de cada dominio con el fin de conformar diferentes modelos multi-dominio. Para alcanzar este objetivo es conveniente representar los distintos modelos de cada dominio con el mismo formalismo.

Los diferentes formalismos desarrollados para representar sistemas físicos se pueden clasificar entre aquellos enfoques funcionales y los estructurales. Los enfoques funcionales realizan una representación a nivel entrada/salida de los subsistemas donde los enlaces entre sistemas son virtuales. Estos enfoques permiten un análisis del

funcionamiento del sistema global y se los utiliza principalmente en aplicaciones orientadas al control de dicho sistema. Por otro lado, los enfoques estructurales basan su análisis en la estructura topológica del sistema. Los enlaces entre sistemas guardan relación con un vínculo físico concreto, generando una correspondencia directa entre la estructura del sistema bajo estudio y su representación. Los enfoques estructurales son de gran utilidad en aplicaciones relacionadas con el diseño del sistema y su análisis bajo fallas.

A su vez, existe otra clasificación entre los formalismos. Por un lado están aquellos basados en principios de conservación energética y, por otro lado, los que no presentan este enfoque. Los enfoques energéticos se utilizan en aplicaciones centradas en el estudio del flujo energético del sistema y/o la interacción de potencia entre diferentes componentes.

Atento a los objetivos de la tesis planteados en la Sección 1.2 se propuso representar los distintos modelos de cada dominio con un enfoque energético que a su vez refleje las propiedades estructurales (de cada subsistema y del sistema completo). En este contexto se decidió tomar el Bond Graph como formalismo para representar los distintos componentes del vehículo eléctrico que serán desarrollados y analizados a lo largo de la tesis.

1.4 Aportes Realizados Durante la Tesis

Los aportes más significativos realizados durante la evolución de este trabajo de tesis presentan una correlación con trabajos presentados en diversos congresos y revistas especializadas en modelado y simulación de VE & VEH. Los mismos se detallan a continuación:

- Modelado del dominio mecánico del VEU con Multi-Bond Graph. Con este enfoque se logró un modelo compacto capaz de reproducir el comportamiento de un vehículo de cuatro ruedas que incluye además la dinámica de las suspensiones y el chasis [48][81].
- Desarrollo del modelo del sistema de tracción eléctrica instalado en el VEU.

Este modelo integrado al modelo del dominio mecánico permite estudiar la interacción electromecánica para diversas maniobras [82].

- Propuesta de integración del modelo dinámico con los controles en el mismo entorno de simulación. Esto permite comparar resultados experimentales y de simulación de maniobras de aceleración, giro, y acción del frenado regenerativo con el prototipo del VEU [83, 84].
- Presentación del modelo del dominio térmico relacionado con el sistema de tracción eléctrica que se integra con el dominio eléctrico y mecánico [63, 65, 85]. Con este modelo multi-dominio se pueden estudiar las interacciones entre los distintos dominios y la distribución de temperaturas en los motores.
- Modelado de las baterías con dos enfoques que presentan características y ventajas diferentes. El modelo electroquímico integrado con los dominios térmico - eléctrico - mecánico permite analizar el desempeño energético del vehículo bajo diferentes condiciones de manejo [86].
- El modelo del sistema de tracción propuesto permite incorporar fallas asociadas al hierro del estator [87, 88, 89] como así también al bobinado estatórico [90]. Particularmente se estudió el impacto sobre los dominios eléctrico, térmico y mecánico cuando ocurre una falla asociada al dominio eléctrico del sistema de tracción [91].

1.5 Organización de la tesis

Este trabajo de tesis está organizado de la siguiente manera:

En el Capítulo 1 se establece la problemática con la que trata la tesis y se realiza una breve descripción del estado de arte de los temas que se encuentran involucrados en la misma.

En el Capítulo 2 se realiza un análisis de la dinámica de los componentes mecánicos involucrados en un vehículo terrestre y su modelado, se construye un modelo dinámico completo del vehículo y se analiza comportamiento de las variables más importantes

para ser utilizadas en posteriores aplicaciones tales como el control del vehículo, evaluación del desempeño energético y respuesta del mismo bajo fallas, entre otras.

En el Capítulo 3 se presentan diversos modelos de motores eléctricos como los utilizados en el sistema de tracción. Se presentan también las características propias de cada modelo y su aplicación particular. Luego se adaptan estos modelos para interactuar con aquellos desarrollados para el dominio mecánico.

En el Capítulo 4 se desarrollan modelos que representan la dinámica del dominio térmico que comienzan considerando únicamente al estator como una masa puntual y se llega a un modelo de gran complejidad que permite determinar la distribución de temperatura en todo el estator y su interacción con los dominios eléctrico y mecánico.

En el Capítulo 5 se estudian dos enfoques diferentes para modelar la dinámica electroquímica que tiene lugar en las baterías instaladas en los vehículos eléctricos. Uno de estos enfoques propone modelar cada elemento que forma parte del proceso electroquímico y construir un modelo donde existe una correspondencia directa entre cada elemento del modelo con cada elemento de la batería. El otro enfoque apunta a construir un modelo eléctrico equivalente que reproduzca el comportamiento tensión - corriente visto desde los terminales de la batería.

En el Capítulo 6 se propone una metodología general para desarrollar estos modelos multi-dominio y en particular se realizan dos análisis. Primero se evalúa el impacto de una falla en el dominio eléctrico (en el bobinado estático) sobre los dominios térmicos y mecánicos. También se presenta el estudio del desempeño energético del vehículo bajo diferentes condiciones de manejo, considerando los dominios químico, térmico, mecánico y eléctrico.

Finalmente, en el Capítulo 7 se describen las conclusiones del trabajo de tesis y se establecen propuestas de trabajos a futuro como continuación de los temas tratados.

Capítulo 2

Modelado del Dominio Mecánico

En el presente Capítulo se realiza el análisis, modelado y simulación de la dinámica de los componentes mecánicos de un vehículo con el objetivo de comprender las interacciones existentes entre los mismos y las principales variables que afectan la tracción del vehículo determinando su estabilidad y maniobrabilidad. El desarrollo del Capítulo comienza con un modelo simple que considera únicamente la dinámica vertical de un cuarto de vehículo que posee una sola suspensión y la masa suspendida que representa el chasis. Posteriormente se incorpora la transferencia de carga entre eje delantero y trasero desarrollando un modelo de medio vehículo. El estudio de la dinámica lateral se realiza primeramente con el modelo de bicicleta que incluye una sola rueda trasera y una delantera y la dinámica en el plano horizontal.

Para poder llegar al modelo completo del vehículo en tres dimensiones (3D) se introduce la dinámica rotacional de la rueda y la compleja interacción rueda-suelo. Además se incorpora el concepto de marcos de referencia en el espacio 3D y su modelado. Con todas las herramientas desarrolladas se arriva finalmente al modelo que representa la dinámica de la mecánica 3D de un vehículo completo. Finalmente se proveen resultados de simulación del modelo dinámico que ilustran distintas maniobras y condiciones de funcionamiento y permiten obtener conclusiones.

2.1 Introducción

El modelado de los componentes mecánicos que intervienen en un vehículo tiene como objetivo su estudio en diferentes áreas de interés tales como: seguridad, estabilidad, maniobrabilidad; análisis de vibraciones y ruido; predicción y optimización del consumo de combustible; diseño y evaluación del desempeño de controladores y observadores, entre otras. Existe una solución de compromiso entre las hipótesis simplificadoras planteadas sobre el sistema a modelar y la cantidad de información útil que uno puede obtener con un cierto grado de precisión. Otra solución de compromiso que se debe resolver en la etapa de modelado es la existente entre el grado de detalle con el que se modela cada componente versus el tiempo necesario para correr una simulación. De acuerdo al campo de aplicación donde se utilizará el modelo, el mismo presenta sus propias características. En [92] se realiza una revisión exhaustiva de modelos de vehículos, sus propiedades y potenciales aplicaciones.

En [45][46] se ha propuesto la representación de la dinámica 3D de los componentes mecánicos de un vehículo mientras que en [47][48] se han presentado modelos en Multi Bond Graph (MBG) que resultan más compactos y comprensibles. Modelos de la dinámica longitudinal de un vehículo y su integración con el sistema de tracción eléctrico usando BG fueron presentados en [56, 57, 58]. Además existen en la literatura modelos en Dymola creados con la librería para VE y VEH que consideran solo la dinámica longitudinal [59, 60, 61].

A lo largo de las siguientes secciones se desarrollan diferentes modelos de vehículos en BG cuya complejidad va en aumento. Para cada modelo se presentan sus propiedades y aplicaciones y se proveen resultados de simulación. Finalmente se arriba al modelo que representa la dinámica de la mecánica 3D de un vehículo completo.

2.2 Modelo de un cuarto de vehículo

En aplicaciones centradas en el comportamiento dinámico de las suspensiones es importante contar con un modelo simplificado del vehículo que sólo contemple la dinámica vertical. Este modelo no considera la transferencia de carga de una rueda

hacia las otras y, por consiguiente, el chasis se puede representar con una única masa suspendida (que es la masa que descansa sobre esa rueda en reposo). En la Figura 2.1 se muestra la porción del vehículo que se considera como el sistema a modelar.

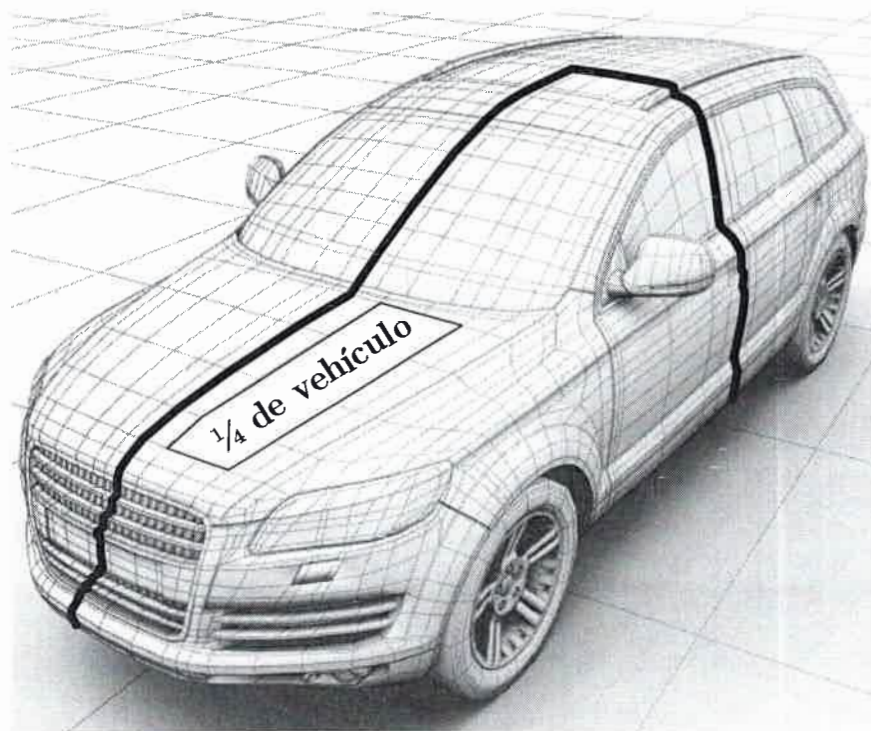


Figura 2.1: Sistema físico considerado.

A partir de la porción de vehículo considerada se obtiene el sistema físico idealizado que se muestra en la Figura 2.2(a) mientras que la Figura 2.2(b) muestra su representación en BG.

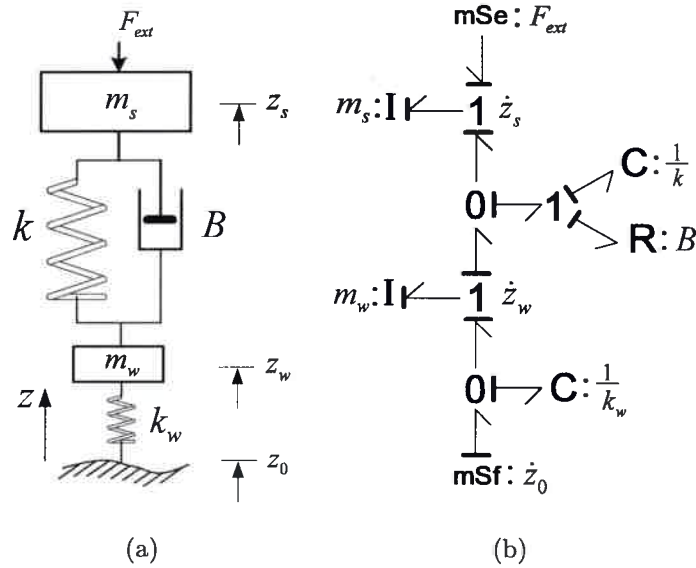


Figura 2.2: (a) Sistema físico idealizado, (b) Modelo en BG.

En donde,

m_s : masa suspendida.

k : rigidez del resorte.

B : coeficiente de rozamiento.

m_w : masa no suspendida.

k_w : rigidez del neumático.

F_{ext} : fuerza exterior (perturbación).

z_s, z_w, z_0 : Posición del CG de la masa suspendida, masa no suspendida y el suelo.

El sistema de ecuaciones diferenciales está dado por:

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s + B(\dot{z}_s - \dot{z}_w) + k(z_s - z_w) + F_{ext} &= 0 \\ m_w \ddot{z}_w + B(\dot{z}_w - \dot{z}_s) + k(z_w - z_s) + k_w(z_w - z_0) &= 0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

Aplicación 1

Una aplicación interesante donde este modelo se puede explotar es en el diseño de suspensiones pasivas. El objetivo es definir los parámetros de la suspensión (k y B)

de modo que se atenúen ciertas frecuencias que restan confort y son nocivas para la salud. Por consiguiente, la frecuencia de resonancia (f_n) se debe ubicar en el rango de frecuencias donde el cuerpo humano se mueve naturalmente al caminar o correr que es $[0.5 - 3] Hz$. Para la función transferencia se considera la velocidad del suelo (\dot{z}_0) como entrada y la salida es la velocidad de la masa suspendida (\dot{z}_s).

Para hacer el análisis de la respuesta en frecuencia se puede llevar el BG al circuito eléctrico análogo (ver Figura 2.3(b)) y a partir del mismo obtener la función transferencia con las herramientas empleadas en la teoría de circuitos. Otra opción es manipular directamente el sistema de ecuaciones 2.1.

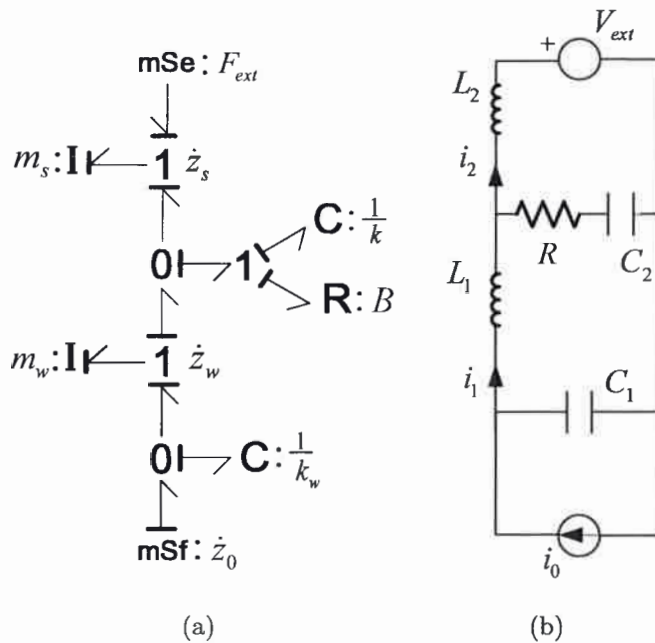


Figura 2.3: (a) Modelo en BG, (b) Circuito eléctrico análogo.

La analogía entre las variables y parámetros del sistema mecánico y eléctrico se encuentran en la tabla 2.1.

Tabla 2.1: Analogía entre sistema mecánico y eléctrico

Dominio eléctrico	Dominio mecánico
m_s	L_1
k	$1/C_1$
B	R
m_w	L_2
k_w	$1/C_2$
\dot{z}_0	i_0
\dot{z}_w	i_1
\dot{z}_s	i_2
F_{ext}	V_{ext}

Los valores de los parámetros utilizados para simular la respuesta en frecuencia corresponden al VEU experimental y se presentan en la tabla 2.2.

Tabla 2.2: Parámetros del modelo

Parámetro	Valor
m_s	200 Kg
k	23600 [N/m]
B	500 [Ns/m]
m_w	40 Kg
k_w	151200 [N/m]

La respuesta en frecuencia se presenta en la Figura 2.4 donde se muestra que $\omega_n = 10.7[\text{rad/s}] \rightarrow f_n \cong 1.7\text{Hz}$. La Figura 2.5 presenta la evolución de la velocidad de la masa no suspendida (\dot{z}_w), de la masa suspendida (\dot{z}_s) y la fuerza producida en el punto de contacto entre la rueda y el suelo (F_N) para tres frecuencias de entrada diferentes: $\omega_i = 1, 10.7$ y 20 [rad/s] (con $\dot{z}_0 = 0.1\sin(\omega_i t)$).

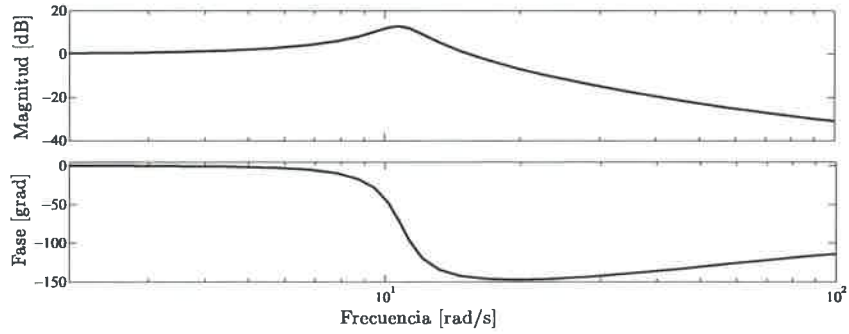


Figura 2.4: Respuesta en frecuencia de la suspensión.

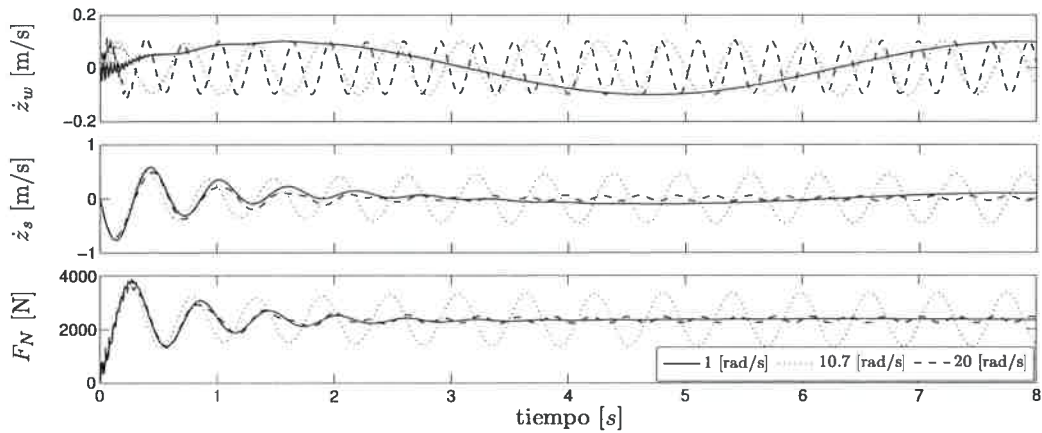


Figura 2.5: Respuesta de la suspensión para $\omega_i = 1, 10.7$ y 20 [rad/s].

Las respuestas mostradas en Figura 2.4 muestran el efecto resonante para $\omega = \omega_n = 10.7$ [rad/s] y la atenuación de las vibraciones para el resto de las frecuencias.

Aplicación 2

El modelo presentado en la Figura 2.2 posee una suspensión pasiva. De manera muy fácil e intuitiva se puede extender el modelo BG para incorporar una suspensión activa. El nuevo modelo se muestra en la Figura 2.6.

Incluyendo una estrategia de control se puede simular el sistema a lazo cerrado. La estrategia consiste en un control Proporcional-Integral que toma como error \dot{z}_s

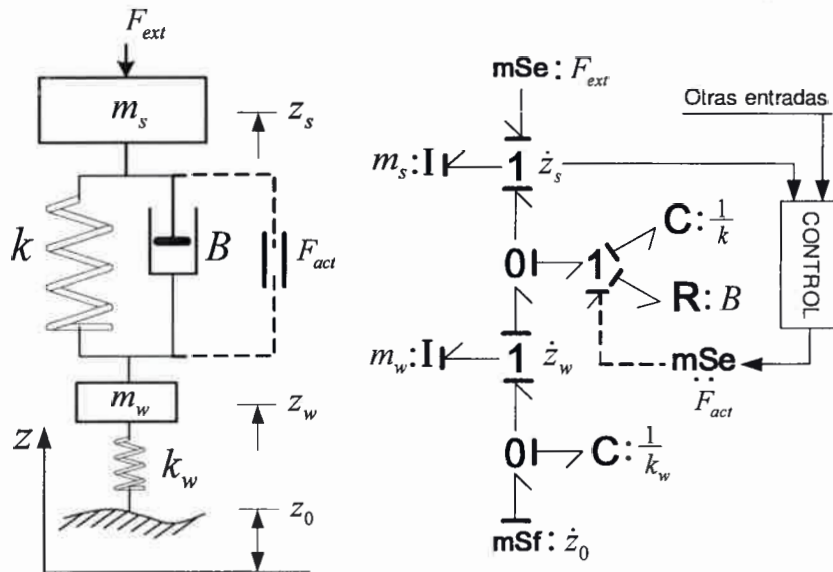


Figura 2.6: (a) Modelo con suspensión activa, (b) Modelo en BG.

por lo que tiende a evitar el movimiento de la masa suspendida. La Figura 2.7 muestra como la máxima oscilación de la masa suspendida (para $\omega_i = 10.7 \text{ [rad/s]}$) se reduce considerablemente utilizando la suspensión activa. A su vez, también se pudo constatar por simulación que las oscilaciones encontradas para $\omega_i = 1 \text{ [rad/s]}$ y $\omega_i = 20 \text{ [rad/s]}$ también se redujeron con esta simple suspensión activa.

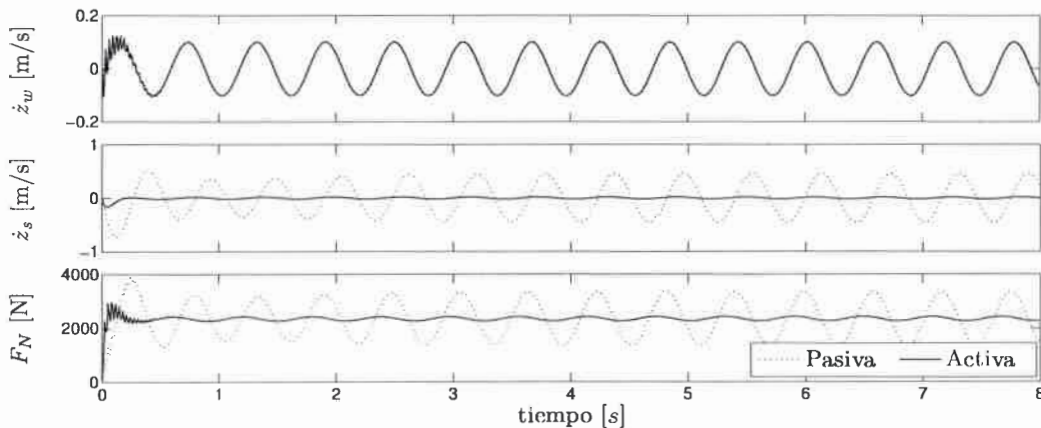


Figura 2.7: Respuesta de la suspensión activa vs. pasiva para $\omega_i = 10.7 \text{ [rad/s]}$.

2.3 Modelo de medio vehículo

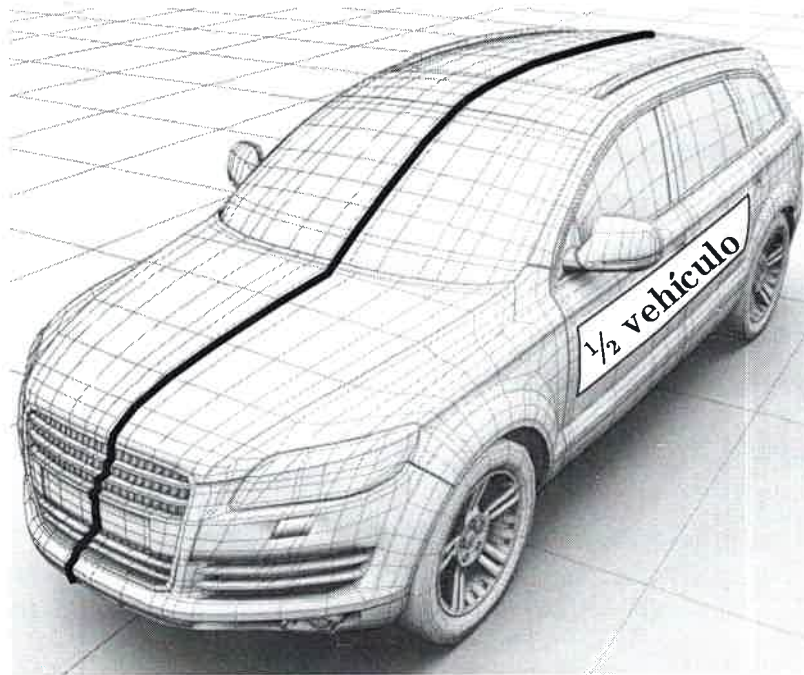


Figura 2.8: Sistema físico considerado.

En esta sección se presenta el modelo de medio vehículo [93]–[95]. En la Figura 2.8 se muestra la porción del vehículo que se considera como el sistema a modelar.

En este modelo se incorpora la transferencia de carga entre el eje trasero y delantero. Al igual que el modelo de la sección anterior, la aplicación principal está orientada al cálculo y diseño de las suspensiones. Este modelo es más preciso pero tampoco considera la dinámica lateral y longitudinal. El sistema físico idealizado se muestra en la Figura 2.9.

En donde,

m : masa suspendida del vehículo (chasis).

z : Posición del CG del chasis.

I_{yy} : inercia de rotación del chasis respecto del eje y del vehículo.

θ : ángulo de cabeceo (pitch).

l_f, l_r : distancia desde el CG del chasis hacia la suspensión delantera y trasera, res-

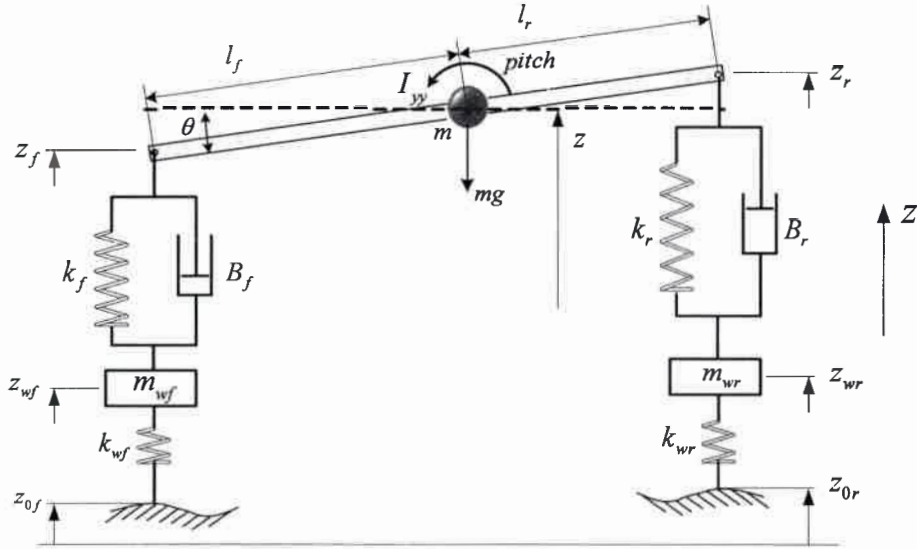


Figura 2.9: Modelo de suspensión de mitad de vehículo, movimiento de cabeceo.

pectivamente.

K_f, K_r : rigidez de la suspensión delantera y trasera, respectivamente.

B_f, B_r : amortiguación de la suspensión delantera y trasera, respectivamente.

m_{wf}, m_{wr} : masa de las ruedas traseras y delanteras.

K_{wf}, K_{wr} : rigidez del neumático delantero y trasero, respectivamente.

z_f, z_r : desplazamientos verticales de los extremos del chasis.

z_{wf}, z_{wr} : desplazamientos verticales de los ejes de la rueda.

z_{0f}, z_{0r} : altura del camino en las ruedas delanteras y traseras.

El sistema de ecuaciones diferenciales queda determinado por:

Dinámica vertical del chasis

$$m\ddot{z} + B_f(\dot{z}_f - \dot{z}_{wf}) + B_r(\dot{z}_r - \dot{z}_{wr}) + k_f(z_f - z_{wf}) + k_r(z_r - z_{wr}) = 0 \quad (2.2)$$

Dinámica vertical de las ruedas

$$\begin{aligned} m_{wf}\ddot{z}_{wf} - B_f(\dot{z}_f - \dot{z}_{wf}) - k_f(z_f - z_{wf}) + k_{wf}(z_{wf} - z_{0f}) &= 0 \\ m_{wr}\ddot{z}_{wr} - B_r(\dot{z}_r - \dot{z}_{wr}) - k_r(z_r - z_{wr}) + k_{wr}(z_{wr} - z_{0r}) &= 0 \end{aligned} \quad (2.3)$$

Dinámica de *pitch* o cabeceo

$$I_{yy}\ddot{\theta} + l_f[B_f(\dot{z}_f - \dot{z}_{wf}) + k_f(z_f - z_{wf})] - l_r[B_r(\dot{z}_r - \dot{z}_{wr}) + k_r(z_r - z_{wr})] = 0 \quad (2.4)$$

El modelo en BG se puede obtener a partir de dos modelos de cuarto de vehículo. En este caso la masa suspendida (m) es compartida por cada rueda y se debe incluir la inercia correspondiente a I_{yy} . El modelo en BG se presenta en la Figura 2.10.

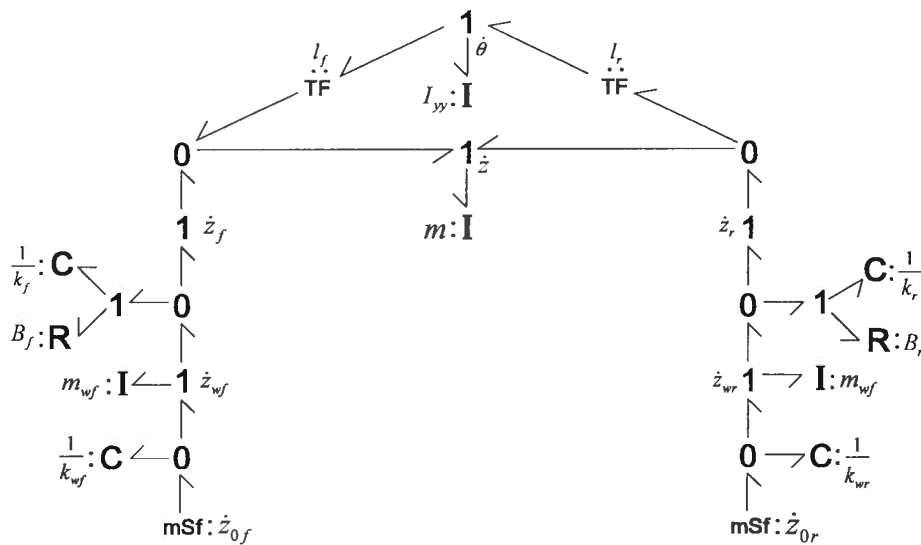


Figura 2.10: Modelo de medio vehículo en BG.

Para mostrar la mayor precisión de este modelo respecto del de cuarto de vehículo se presenta en la Figura 2.11 la velocidad vertical en los extremos del chasis (\dot{z}_f, \dot{z}_r) junto con la que se obtendría a partir del modelo de cuarto de vehículo. Ambas simulaciones se hicieron con la misma entrada y los mismos parámetros (en este caso la masa suspendida es el doble que en el cuarto de vehículo). Para el prototipo experimental: $l_f = 1.02 \text{ m}$ y $l_r = 0.68 \text{ m}$.

Tabla 2.3: Parámetros a reemplazar

Dinámica de pitch	Dinámica de roll	Descripción
I_{yy}	I_{xx}	inercia de rotación
θ	ϕ	ángulo desplazado
l_f, l_r	$d/2, d/2$	distancia del CG a la suspensión
K_f, K_r	K_l, K_r	rigidez de la suspensión
B_f, B_r	B_l, B_r	amortiguación de la suspensión
m_{wf}, m_{wr}	m_{wl}, m_{wr}	masa de las ruedas
z_{wf}, z_{wr}	z_{wl}, z_{wr}	desplazamiento vertical de la rueda
z_{0f}, z_{0r}	z_{0l}, z_{0r}	altura del camino en las ruedas

Aquí, los subíndices f y r indican la parte delantera y trasera, respectivamente, para la dinámica de cabeceo. Para la dinámica de rolido los subíndices l y r indican la parte derecha e izquierda, respectivamente.

2.4 Modelo de Bicicleta

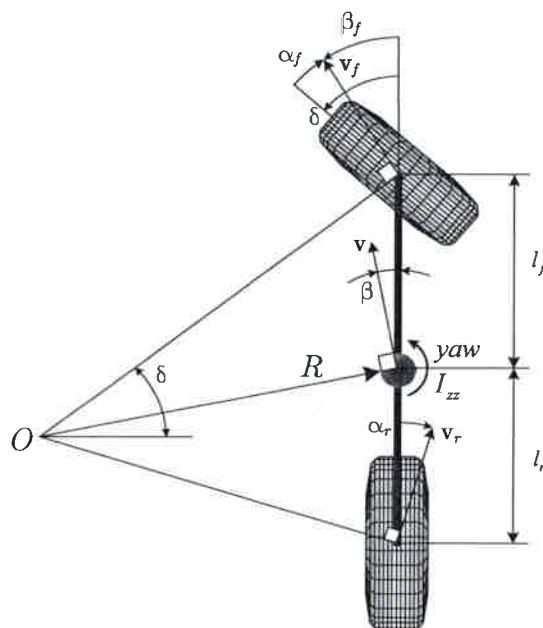


Figura 2.13: Modelo de bicicleta, movimiento de guiño.

Este modelo es el más simple entre aquellos que incluyen la dinámica en el plano; i.e. incluyen la dinámica longitudinal, lateral y del guiño (yaw). Aquí se ignora la dinámica de rolido por lo que el plano \mathbf{xy} del chasis y de las ruedas permanece paralelo al plano \mathbf{XY} del camino. El sistema físico idealizado se muestra en la Figura 2.13.

El sistema de ecuaciones está dado por:

Dinámica traslacional

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= {}^B F_x = {}^w F_{x,f} \cos \delta - {}^w F_{y,f} \sin \delta + {}^B F_{x,r} \\ m\ddot{y} &= {}^B F_y = {}^w F_{x,f} \sin \delta + {}^w F_{y,f} \cos \delta + {}^B F_{y,r} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Dinámica de *yaw* o guiño

$$I_{zz}\ddot{\psi} - l_f({}^w F_{x,f} \sin \delta + {}^w F_{y,f} \cos \delta) + l_r {}^B F_{y,r} = 0 \quad (2.6)$$

Asumiendo que la rueda i ésima se encuentra ubicada en la posición (x_i, y_i) en el sistema de coordenadas del cuerpo rígido. La velocidad de esta rueda está dada por

$${}^B \mathbf{v}_i = {}^B \mathbf{v} + {}^B \dot{\psi} \times {}^B \mathbf{r}_i \quad (2.7)$$

donde el subíndice i es f/r para la rueda delantera/trasera, ${}^B \mathbf{r}_i$ es el vector posición, ${}^B \dot{\psi}$ es el vector (colineal con el eje z) razón de cambio del guiño y ${}^B \mathbf{v}$ es la velocidad del CG. Expandiendo (2.7) se tiene

$$\begin{bmatrix} v_{x,i} \\ v_{y,i} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_x - y_i \dot{\psi} \\ v_y + x_i \dot{\psi} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

El ángulo de deslizamiento (α) para un cuerpo que se mueve en el plano es el determinado entre la velocidad instantánea y su eje longitudinal. Para obtener el deslizamiento delantero y trasero (α_f y α_r) se obtiene primeramente el ángulo de deriva (β), que es el formado por la velocidad instantánea y el eje longitudinal del chasis. A partir de la Figura 2.13 se tiene

$$\beta_f = \tan^{-1} \left(\frac{v_{y,f}}{v_{x,f}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{v_y + l_f \dot{\psi}}{v_x} \right) \quad (2.9)$$

$$\beta_r = \tan^{-1} \left(\frac{v_{y,r}}{v_{x,r}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{v_y - l_r \dot{\psi}}{v_x} \right) \quad (2.10)$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{v_y}{v_x} \right) \quad (2.11)$$

donde (2.9),(2.10) y (2.11) son el ángulo de deriva de la rueda delantera, la trasera y del vehículo, respectivamente. Dado que para la rueda delantera su eje logitudinal se encuentra desplazado un ángulo δ y la trasera se encuentra alineado con el chasis, se tiene finalmente

$$\alpha_f = \beta_f - \delta = \tan^{-1} \left(\frac{v_{y,f}}{v_{x,f}} \right) - \delta = \tan^{-1} \left(\frac{v_y + l_f \dot{\psi}}{v_x} \right) - \delta \quad (2.12)$$

$$\alpha_r = \beta_r = \tan^{-1} \left(\frac{v_{y,r}}{v_{x,r}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{v_y - l_r \dot{\psi}}{v_x} \right) \quad (2.13)$$

Como se verá en la Sección 2.6 las fuerzas laterales producidas en la interacción rueda-suelo dependen fuertemente del deslizamiento lateral α . Los últimos dos términos de (2.12) y (2.13) muestran que este deslizamiento se puede obtener tanto a partir de las velocidades de la rueda como así también con la velocidad del CG y $\dot{\psi}$.

La representación en BG del modelo de la Figura 2.13 se muestra finalmente en la Figura 2.14. Dado que las fuerzas longitudinales y laterales producidas en cada rueda se estudiará en detalle en la Sección 2.6, aquí han sido representadas simplemente por fuentes moduladas de esfuerzo (**mSe**). Aquí se pone de manifiesto la necesidad de contar con un enfoque sistemático que permita representar el vehículo como un sistema multi-cuerpos donde cada componente cuente con un marco de referencia propio y se puedan referir las variable dinámicas de un sistema de referencia a otro.

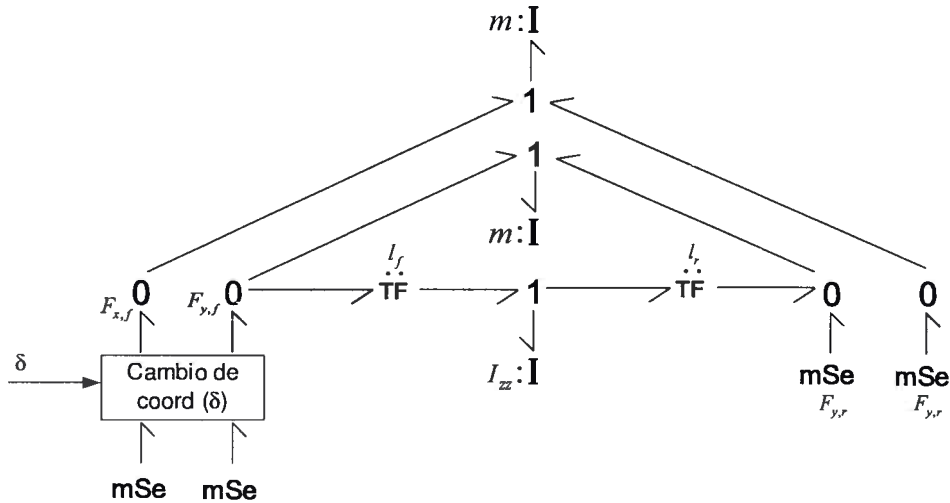


Figura 2.14: Modelo de bicicleta en BG, considera movimiento de guiño.

2.5 Dinámica en el plano del modelo de 4 ruedas

En aplicaciones centradas en mantener la maniobrabilidad del vehículo, los principales objetivos son controlar la aceleración longitudinal y la estabilidad del mismo. Esto se realiza a partir del monitoreo de la dinámica de las cuatro ruedas, la dinámica lateral del chasis y el ángulo de guiño. Para esta aplicación se puede extender el modelo de bicicleta (descrito en la Sección anterior) a un modelo que incluye las cuatro ruedas [96, 97, 98, 99]. La Figura 2.15 muestra este modelo que describe la dinámica en el plano con tres grados de libertad: movimiento longitudinal, lateral y de *yaw*.

Aunque este modelo no contempla la dinámica vertical, de cabeceo y de rolido, permite una primera aproximación a la interacción de las dinámicas longitudinales, laterales y su dependencia con el ángulo de las ruedas directrices. A partir del modelo, considerando el referencial del chasis ubicado en su centro de masa y aplicando la segunda ley de Newton para las fuerzas y momentos, puede obtenerse:

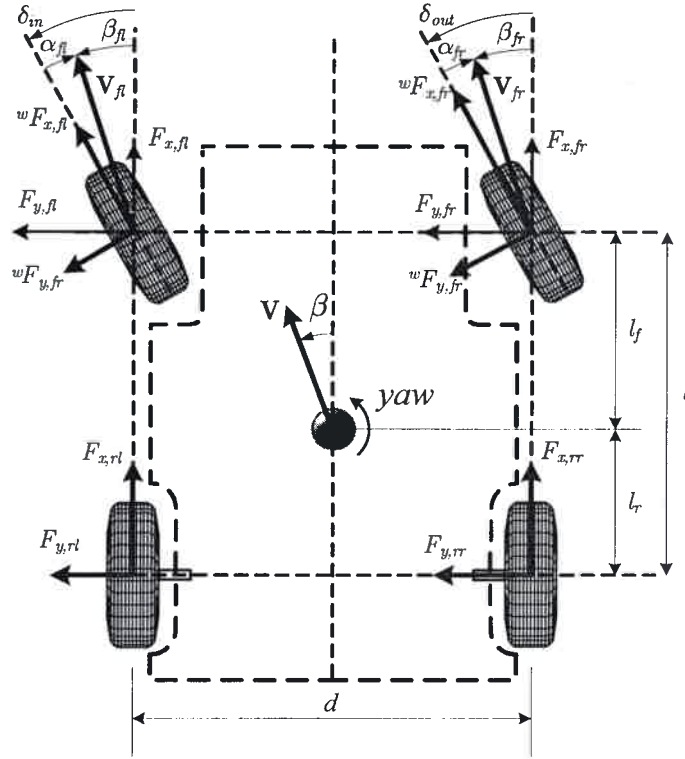


Figura 2.15: Fuerzas del vehículo en el plano.

Dinámica longitudinal:

$$\begin{aligned}
 m \cdot a_x &= F_{x,fl} + F_{x,fr} + F_{x,rl} + F_{x,rr} \\
 F_{x,fl} &= {}^w F_{x,fl} \cos(\delta_{in}) - {}^w F_{y,fl} \sin(\delta_{in}) \\
 F_{x,fr} &= {}^w F_{x,fr} \cos(\delta_{out}) - {}^w F_{y,fl} \sin(\delta_{out}) \\
 a_x &= \dot{v}_x - v_y \dot{\psi}
 \end{aligned} \tag{2.14}$$

Dinámica lateral:

$$\begin{aligned}
 m \cdot a_y &= F_{y,fl} + F_{y,fr} + F_{y,rl} + F_{y,rr} \\
 F_{y,fl} &= {}^w F_{y,fl} \cos(\delta_{in}) + {}^w F_{x,fl} \sin(\delta_{in}) \\
 F_{y,fr} &= {}^w F_{y,fr} \cos(\delta_{out}) + {}^w F_{x,fl} \sin(\delta_{out}) \\
 a_y &= \dot{v}_y + v_x \dot{\psi}
 \end{aligned} \tag{2.15}$$

Dinámica de *yaw*:

$$I_{zz}\ddot{\psi} = l_f(F_{y,fl} + F_{y,fr}) - l_r(F_{y,rl} + F_{y,rr}) + \frac{d}{2} \cdot (F_{x,fr} - F_{x,fl} + F_{x,rr} - F_{x,rl}) \quad (2.16)$$

Las variables y parámetros utilizados en este modelo se definen en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4: Variables y parámetros del modelo de tres grados de libertad.

VARIABLES Y PARÁMETROS	DESCRIPCIÓN
m	Masa del vehículo concentrada en CG.
$F_{x,fl}, F_{x,fr}, F_{x,rl}, F_{x,rr}$	Resultantes de las fuerzas longitudinales en el referencial del vehículo.
$F_{y,fl}, F_{y,fr}, F_{y,rl}, F_{y,rr}$	Resultantes de las fuerzas laterales en el referencial del vehículo.
\dot{v}_x, \dot{v}_y	Accleraciones lineales respecto al marco fijo a la tierra XY .
$\delta_{in}, \delta_{out}$	Ángulos de las ruedas directrices.
β	Ángulo de deriva.
I_{zz}	Inercia de rotación respecto del eje z .
Subíndices fl, fr, rl, rr	Adelante izq., adelante der., atrás izq., atrás der.

Las componentes de las fuerzas en x son producidas por: las fuerzas de tracción y las componentes aerodinámicas. El movimiento del vehículo en dirección del eje y describe la traslación lateral del vehículo respecto de este eje. Las principales fuerzas en y son producidas en la huella de contacto debido a la diferencia de direcciones entre el vector velocidad del vehículo y la dirección del eje x del marco de la rueda. En la siguiente Sección se presentan detalles acerca de estas fuerzas laterales. Como se muestra en las ecuaciones (2.14) y (2.15), en la dinámica longitudinal y lateral existen dos términos que contribuyen a la aceleración (considerando que no hay aceleración de *yaw*): uno es la aceleración lineal (\dot{v}_x o \dot{v}_y) y el otro es el producido por la aceleración centrípeta ($v_x\dot{\psi}$ y $v_y\dot{\psi}$ respectivamente) durante la maniobra de giro del vehículo.

La representación en BG del modelo de la Figura 2.15 se muestra finalmente en la Figura 2.16. Aquí se pone de manifiesto nuevamente la necesidad de contar con un enfoque sistemático que permita representar el vehículo como un sistema multicuerpos donde cada componente cuente con un marco de referencia propio y se puedan referir las variable dinámicas de un sistema de referencia a otro.

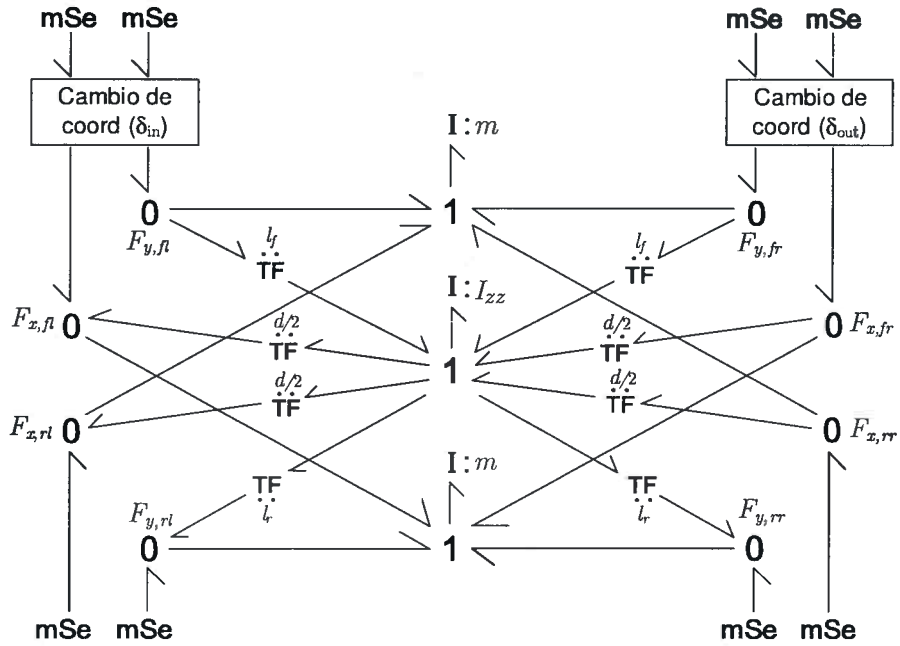


Figura 2.16: Representación BG del modelo de cuatro ruedas.

2.6 Interacción Rueda-Suelo

Las únicas fuerzas externas que recibe el vehículo son aquellas que el suelo produce sobre los neumáticos y, en menor medida, la aerodinámica. Estas fuerzas producidas en la interacción rueda-suelo dependen exclusivamente del rozamiento instantáneo entre el neumático y la superficie. Por lo tanto la característica del neumático es de vital importancia para el comportamiento dinámico del conjunto. En esta sección se discutirán las fuerzas laterales y longitudinales producidas en los neumáticos.

Por este motivo, para obtener un modelo que permita reproducir fielmente la dinámica del vehículo, con información realística de las fuerzas de tracción, es esencial incluir un modelo preciso de los efectos de rozamiento entre la rueda y el suelo. La determinación del rozamiento rueda-suelo representa un punto clave para poder obtener modelos de simulación precisos y para mejorar tanto el diseño de observadores como el control de tracción. La dificultad en el modelado radica en su comportamiento no lineal y la dependencia de muchos factores: tipo de neumático, presión, temperatura, condición del suelo, entre otros.

Este rozamiento (μ) se produce debido al movimiento relativo entre dos superficies y se define como la relación entre la fuerza normal al plano de contacto entre las superficies (F_N) y la fuerza de roce generada entre dichas superficies (F_r). Es importante destacar que dicha fuerza será siempre en dirección opuesta al movimiento instantáneo entre las superficies (v_r). Dicha relación implica:

$$\mu = \frac{F_r}{F_N} \quad (2.17)$$

La Figura 2.17(a) muestra estas componentes en el plano mientras que en la Figura 2.17(b) se presenta una ampliación de la huella de contacto.

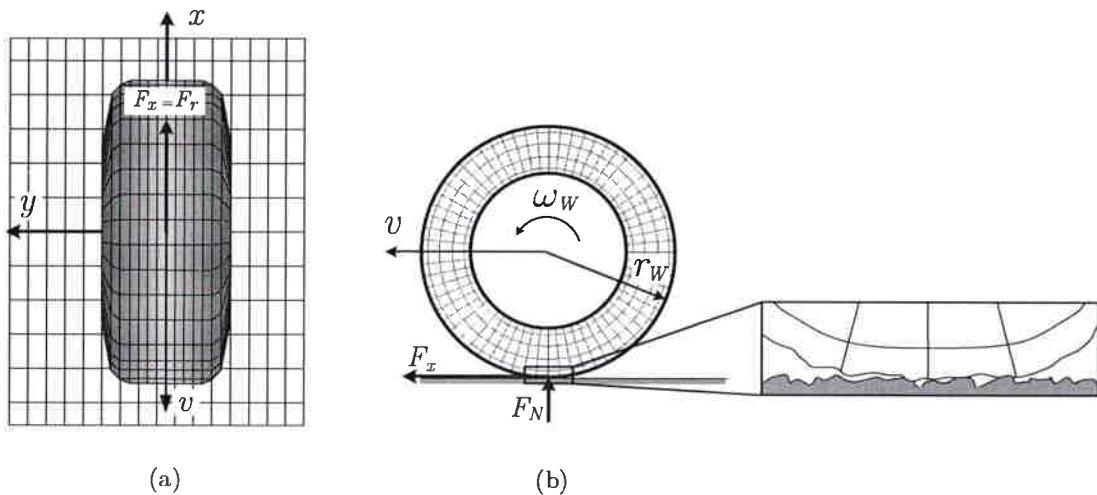


Figura 2.17: Interacción Rueda-Suelo.

Para este caso en particular la rueda se encuentra traccionando por lo que:

$$v_r = v - \omega_W r_W < 0 \quad (2.18)$$

donde v es la velocidad longitudinal del centro de la rueda, ω_W es su velocidad angular y r_W el radio.

2.6.1 Modelos de Rozamiento

El estudio del rozamiento se remonta a siglos atrás. Existen trabajos publicados en 1699 por la Real Academia de Ciencias de Francia [100] que proclamaron la proporcionalidad entre carga F_N y fuerza de roce (ver ec. (2.17)). Luego fue Coulomb quién, en 1785, realizó un estudio más exhaustivo y definió el rozamiento dinámico que actualmente se lo denomina “Rozamiento de *Coulomb*” [101]. Trabajos posteriores [102] presentaron modelos más precisos que incluyeron otros efectos. En general se definen cuatro factores estáticos.

- Rozamiento de *Coulomb*
- Rozamiento viscosa
- Rozamiento estática
- Efecto *Stribeck*

La Figura 2.18 muestra la influencia de la velocidad v sobre μ a medida que se van incorporando más efectos al modelo de rozamiento. Todos estos efectos son considerados estáticos ya que dependen unicamente de la velocidad.

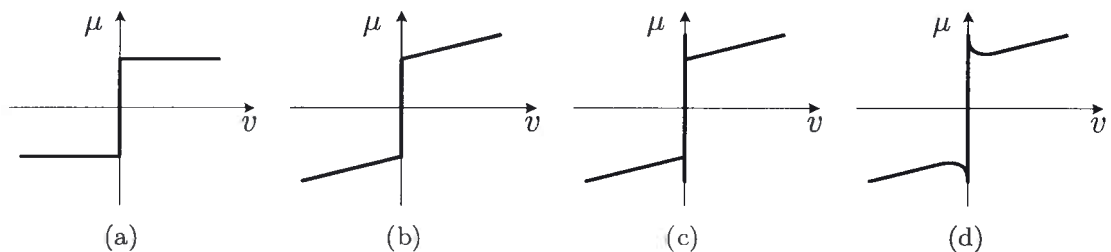


Figura 2.18: a) Rozamiento de *Coulomb*, b) *Coulomb* y viscosa, c) *Coulomb*, viscosa y estática, d) todos.

Además, en estudios más recientes se comprobó la existencia de efectos dinámicos. Los más relevantes son:

- Efecto Dahl

- Elevación del rozamiento estático
- Retraso en el rozamiento

Los modelos propuestos en la literatura se clasifican en dos grandes grupos: los que capturan sólo los efectos estáticos (empíricos o semi-empíricos) y los que capturan ambos efectos (estáticos y dinámicos). Además de estos modelos, en aplicaciones de desarrollo y construcción de neumáticos, donde se requiere una alta precisión, los modelos por elementos finitos son muy utilizados [103]. Cabe destacar que los modelos de vehículos desarrollados en la presente tesis tienen como aplicaciones potenciales el análisis y diseño de controladores y observadores. Para estas aplicaciones, los modelos por elementos finitos se tornan inaplicables debido a su gran complejidad.

Modelos empíricos/semi-empíricos

En esta Sección se presentan los modelos más utilizados para representar únicamente los efectos estáticos del rozamiento entre el suelo y la rueda de un vehículo. Dada la complejidad del fenómeno y la influencia de diversos factores, los cuatro efectos mostrados en la figura 2.18 resultan insuficientes para representar la curva μ versus v . Los modelos aquí presentados describen μ en función de s_x (deslizamiento longitudinal) que se define en (2.19) donde se tiene $v = v_x$. Estas curvas de rozamiento se definen partir de funciones no lineales y capturan el comportamiento en régimen permanente.

$$s_x = \frac{\omega_W r_W - v_x}{\max\{|\omega_W r_W|, |v_x|\}} \quad (2.19)$$

Modelo de Burckhardt

Este modelo fue definido inicialmente en [104] como

$$\mu_x = (C_1(1 - e^{-C_2|s_x|}) - C_3|s_x|) \cdot e^{C_4v_x} \quad (2.20)$$

donde los parámetros C_i con $i = 1, 2, 3, 4$ son determinados con el ajuste de datos experimentales. En estudios posteriores se realizaron simplificaciones para facilitar

la determinación de sus parámetros, obteniendo una expresión alternativa como la indicada a continuación

$$\mu_x = C_1 e^{-C_2 |s_x|} \cdot |s_x|^{C_3 |s_x| + C_4} \cdot e^{-C_5 v_x} \quad (2.21)$$

Modelo de Rill

Este modelo descrito en [105] sirve para calcular el deslizamiento longitudinal en régimen y estima la fuerza de rozamiento a partir de un ajuste de la curva utilizando los siguientes parámetros: la pendiente inicial $\frac{\partial F}{\partial s_x}|_{s_x=0}$, la localización y magnitud de la máxima fuerza y la magnitud de la fuerza cuando el neumático está deslizando completamente, $s_x = 1$. La dependencia de la fuerza normal es obtenida por interpolación de una serie de parámetros predefinidos para diferentes valores de carga en el eje vertical del neumático (i.e. la fuerza normal).

Modelo de Bakker - Pacejka (*la formula mágica*)

Uno de los modelos más utilizado en dinámica de vehículos fue desarrollado a finales de los 80's por *Bakker* y *Pacejka* en un trabajo conjunto con las empresas TU-Delft y Volvo [106][107]. En estos trabajos se propone una fórmula general (usualmente conocida como "*the magic formula*") que puede ser ajustada para poder calcular, en un neumático dado, la fuerza longitudinal, lateral y también el momento de alineación de la rueda. La forma general de esta fórmula está dada por

$$y = D \cdot \text{sen}(C \cdot \arctan(Bx - E \cdot (Bx - \arctan(Bx)))) \quad (2.22)$$

donde,

y : Variable de salida F_x , F_y o M_z (fuerza longitudinal, lateral y momento de alineación, respectivamente).

x : Variable de entrada s_x o $\tan(\beta_w)$.

B : Factor de elasticidad.

C : Factor de forma.

D : Valor pico.

E : Factor de curvatura.

Los parámetros B , C , D y E dependen a su vez de los parámetros del neumático y la fuerza normal, entre otros.

Modelo de Kiencke

En [108] se propone realizar una función de aproximación del coeficiente de rozamiento longitudinal un poco más sencilla que la ecuación (2.22). El comportamiento es modelado mediante la ecuación

$$\mu(s_x) = (c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 \cdot s_x}) - c_3 \cdot s_x) \cdot e^{c_4 \cdot g \cdot V_{CG}} \cdot (1 - c_5 \cdot F_N^2) \quad (2.23)$$

donde, V_{CG} es la velocidad lineal del centro de gravedad del vehículo y las constantes c_1 , c_2 y c_3 dependen del tipo de suelo. En la tabla 2.5 se muestran algunos valores comunes de suelos.

Tabla 2.5: Parámetros de suelo

Tipo de suelo	c_1	c_2	c_3
Asfalto seco	1.2801	23.99	0.52
Asfalto mojado	0.857	33.822	0.347
Concreto seco	1.1973	25.168	0.5373
Adoquín seco	1.3713	6.4565	0.6691
Adoquín mojado	0.4004	33.7080	0.1204
Nieve	0.1946	94.129	0.0646
Hielo	0.05	306.39	0

La constante c_4 se encuentra entre $0.002 \frac{s}{m}$ y $0.004 \frac{s}{m}$, mientras que c_5 depende del rango dinámico de F_N .

Modelos Dinámicos

En esta sección se presentan los modelos más utilizados para representar algunos de los efectos estáticos en conjunto con los efectos dinámicos. En estos modelos ya no es posible representar μ en función de la velocidad (ver Figura 2.18) o s_x . Estos

modelos de rozamiento se definen partir de ecuaciones diferenciales que capturan el comportamiento dinámico del fenómeno.

Modelo del efecto Dahl

Este modelo se desarrolló originalmente en [109] para modelar servo-sistemas con rodamiento a bolas. Aquí se modela la característica esfuerzo - deformación del acero mediante la siguiente ecuación diferencial

$$\frac{dF}{dx} = \sigma_0 \left(1 - \frac{F}{F_c} \text{sign}(v_r) \right)^\alpha \quad (2.24)$$

donde F y F_c son la fuerza de rozamiento y de *Coulomb*, respectivamente. Los parámetros σ_0 y α son el coeficiente de rigidez y un factor de ajuste, respectivamente. Para obtener la dependencia temporal del modelo se hace

$$\frac{dF}{dt} = \frac{dF}{dx} \frac{dx}{dt} = \frac{dF}{dx} v_r = \sigma_0 \left(1 - \frac{F}{F_c} \text{sign}(v_r) \right)^\alpha v_r \quad (2.25)$$

Para el caso $\alpha = 1$ y reemplazando $F = \sigma_0 z$, se tiene:

$$\begin{aligned} \frac{dz}{dt} &= v_r - \frac{\sigma_0 |v_r|}{F_c} z \\ F &= \sigma_0 z \end{aligned} \quad (2.26)$$

donde el sistema (2.26) es una forma generalizada del efecto *Coulomb* pero que no considera el rozamiento estático ni el efecto *Stribeck*. Este modelo se utilizó durante años en aplicaciones aeroespaciales y para compensación adaptativa del rozamiento, ver [110][111].

Modelo del efecto Bristle

El modelo fue introducido por Haessig y Friedland en una serie de modelos presentados en [112] que capturan el efecto microscópico en la gran cantidad de puntos de contacto entre las superficies, denominados *bristles*. Para la cantidad y ubicación de estos puntos de contacto se realiza un análisis probabilístico y cada uno se modela como un elemento flexible como el presentado en la figura 2.19. Al producirse un

movimiento relativo este elemento se deforma y actúa como un resorte generando una fuerza de rozamiento ($F_{r,i}$). La suma de todas estas fuerzas dan origen a la fuerza total de rozamiento (F_r) dada por:

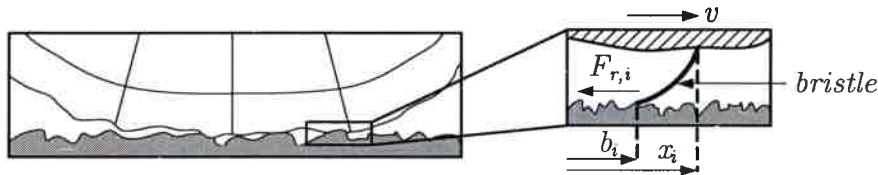


Figura 2.19: Elemento tipo *bristle*.

$$F_r = \sum_{i=1}^N F_{r,i} = \sum_{i=1}^N \sigma_0(x_i - b_i) \quad (2.27)$$

donde N es el número de puntos de contacto, σ_0 la rigidez del elemento, x_i la posición relativa del elemento y b_i la ubicación donde se produjo el contacto. Cuando el contacto desaparece (la fuerza también desaparece) y se forma un nuevo contacto. Existe una solución de compromiso para escoger el número de puntos de contacto. Un mayor valor de N incrementa la precisión pero también aumenta complejidad matemática. Una contribución importante del presente modelo es que captura la naturaleza aleatoria del efecto de rozamiento.

Modelos del efecto Bliman-Sorine

La determinación y descripción de este efecto se encuentran en [113][114] y se basan en los resultados experimentales presentados por Rabinowicz en [115] que infieren que el rozamiento sólo depende del signo de la velocidad y de la variable $s = \int_0^t |v(\tau)| d\tau$.

El modelo está dado por:

$$\begin{aligned} \frac{d\mathbf{X}}{ds} &= \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}v \\ F &= \mathbf{C}\mathbf{X} \end{aligned} \quad (2.28)$$

A partir del sistema (2.28) se puede obtener toda una familia de modelos dependiendo de la dimensión del espacio de estado adoptado. Para un solo estado el modelo se vuelve idéntico al modelo de Dahl. El caso más usado en la literatura posee dos estados desacoplados cuyo efecto es la suma de cada uno. Por ende el sistema se compone de dos sub-sistemas Dahl independientes que se eligen con constantes de tiempo muy distintas. Para este modelo de dos estados tenemos:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -1/(\eta\varepsilon) & 0 \\ 0 & -1/\varepsilon \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} f_1/(\eta\varepsilon) \\ f_2/\varepsilon \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

donde los parámetros η , ε , f_1 y f_2 se ajustan de acuerdo a los resultados experimentales. El sub-sistema “más rápido” poseerá un rozamiento, en estado estacionario, mayor. El efecto de resta del segundo estado (el más lento) produce un comportamiento similar al rozamiento estático pero evita los problemas de simulación numérica.

Modelo de LuGre

Este modelo desarrollado en las universidades de Lund y Grenoble, puede verse como un modelo de Dahl de un único estado pero con coeficiente de velocidad variable. El modelo ha ganado considerable popularidad en aplicaciones de vehículos ya que considera los cuatro fenómenos estáticos del rozamiento y los tres dinámicos manteniendo cierta simplicidad. A su vez, el estado interno tiene una interpretación física cuando se aplica al rozamiento rueda-suelo. Si se analiza el neumático en la dirección longitudinal a su periferia, el comportamiento se puede representar como una serie de resortes como se muestra en la figura 2.20. El estado interno viene a representar la deflexión media de los elementos que se encuentran en la huella de contacto. Visto de otra manera, este estado interno representa la deflexión de un único resorte cuyo efecto es el equivalente a todos los involucrados en la huella de contacto.

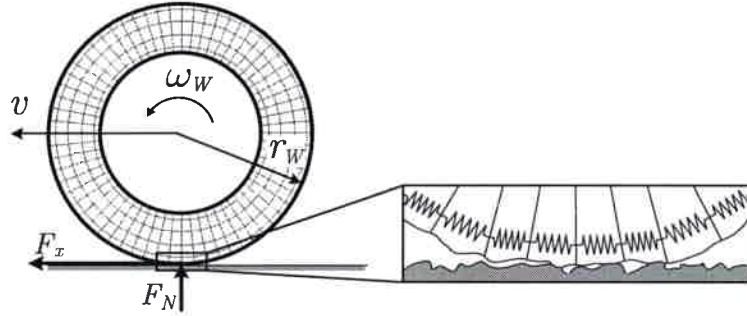


Figura 2.20: Interacción Rueda-Suelo.

La representación matemática esta dada por:

$$\begin{aligned} \frac{dz}{dt} &= v_r - \sigma_0 \frac{|v_r|}{g(v_r)} \cdot z \\ g(v_r) &= \mu_C + (\mu_S - \mu_C) e^{-|v_r/v_s|^{1/2}} \\ F_x = F &= (\sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v_r) \cdot F_N \end{aligned} \quad (2.30)$$

Aquí también los parámetros poseen una interpretación física del fenómeno ya que σ_0 es el coeficiente concentrado de rigidez longitudinal, σ_1 el coeficiente de amortiguamiento longitudinal y σ_2 es el coeficiente relativo de rozamiento viscoso. La función $g(v_r)$ depende de los materiales de las superficies y otros factores como temperatura, μ_C es el coeficiente de rozamiento de coulomb normalizado, μ_S es el rozamiento estático normalizado, v_s es la velocidad relativa de *Stribeck* y $v_r = \omega_W r_W - v$ la velocidad relativa. F es la fuerza de rozamiento y F_N la fuerza normal. La estructura del sistema dinámico es utilizada tanto para fuerzas de tracción longitudinales como laterales. A diferencia del modelo de Dahl, el modelo de LuGre reproduce la forma de pico en la curva característica de μ .

Todos los fenómenos de rozamiento tanto estáticos como dinámicos aquí descriptos pueden ser abordados con dos enfoques. Por un lado suponiendo que los fenómenos en la huella de contacto se producen en único punto, ver Figura 2.21(a), o que existe un área de contacto sobre la cual los fenómenos se dan de forma distribuida, ver Figura 2.21(b).

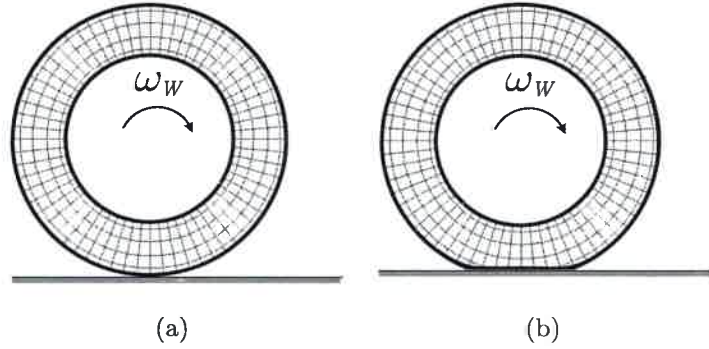


Figura 2.21: (a) Modelo puntual, (b) Modelo distribuido.

Naturalmente el hecho de considerar los fenómenos concentrados en un único punto facilitan el tratamiento matemático del problema a la vez que reducen la capacidad de cálculo necesaria para su simulación numérica. Como contrapartida la mayor simplicidad de este modelo puntual no permite estudiar ciertos fenómenos tales como la distribución de la carga normal sobre la huella de contacto o el radio efectivo de la rueda [43].

El Modelo de LuGre 2-D

El modelo de rozamiento de LuGre para el movimiento en el plano [116] expresa $\boldsymbol{\mu} = [\mu_x \mu_y]^T$ en término de los estados internos de rozamiento $\mathbf{z} = [z_x z_y]^T$ de acuerdo a la siguiente relación

$$\begin{aligned}\mu_i &= -\sigma_{0i}z_i - \sigma_{1i}\dot{z}_i - \sigma_{2i}v_{ri} \\ \dot{z}_i &= v_{ri} - \theta C_{0i}(v_r)z_i\end{aligned}\quad (2.31)$$

donde,

$$\begin{aligned}C_{0i}(v_r) &= \frac{\zeta(v_r)\sigma_{0i}}{\mu_{ki}^2}; \quad i = x, y \\ \zeta(v_r) &= \frac{\|M_k^2 v_r\|}{g(v_r)}\end{aligned}$$

$$g(v_r) = \frac{\|M_k^2 v_r\|}{\|M_k v_r\|} + \left(\frac{\|M_s^2 v_r\|}{\|M_s v_r\|} - \frac{\|M_k^2 v_r\|}{\|M_k v_r\|} \right) e^{-\left(\frac{\|v_r\|}{v_s}\right)^\gamma}$$

aquí M_s y M_k son las matrices de coeficientes de rozamiento estático y de Coulomb respectivamente;

$$M_s = \begin{bmatrix} \mu_{sx} & 0 \\ 0 & \mu_{sy} \end{bmatrix} ; M_k = \begin{bmatrix} \mu_{kx} & 0 \\ 0 & \mu_{ky} \end{bmatrix}$$

donde,

σ_0 : es la rigidez longitudinal normalizada (modelo concentrado);

σ_1 : es el amortiguamiento longitudinal normalizado (modelo concentrado);

σ_2 : amortiguamiento viscoso normalizado;

μ_s : rozamiento estático normalizada;

μ_k : rozamiento de Coulomb normalizada;

v_s : la velocidad relativa de Stribeck;

γ : parámetro de ajuste para el comportamiento en estado estacionario;

θ : parámetro de condición de suelo;

$v_r = \omega r_W - V_x$: velocidad relativa;

Existe un acoplamiento entre la dinámica del eje x y y que está representado a través de la función escalar $\zeta(v_r)$.

2.7 Modelo de Medio Vehículo con la Dinámica de las Ruedas

En esta Sección se presenta el modelo de medio vehículo con la dinámica de ambas ruedas que incorporan la interacción rueda-suelo. El sistema físico idealizado se muestra en la Figura 2.22. El mismo se basa en el modelo presentado en la Sección 2.3 pero ahora se encuentra aumentado ya que incluye tanto la rueda delantera como la trasera con sus correspondiente interacción con el suelo.

Dada la complejidad del modelo propuesto y la necesidad de contar con un enfoque sistemático que permita representar el vehículo como un sistema multi-cuerpos (donde cada componente cuente con un marco de referencia propio) se adoptó el Multi-Bond Graph (MBG) [42] como formalismo de modelado para representar cada sub-sistema.

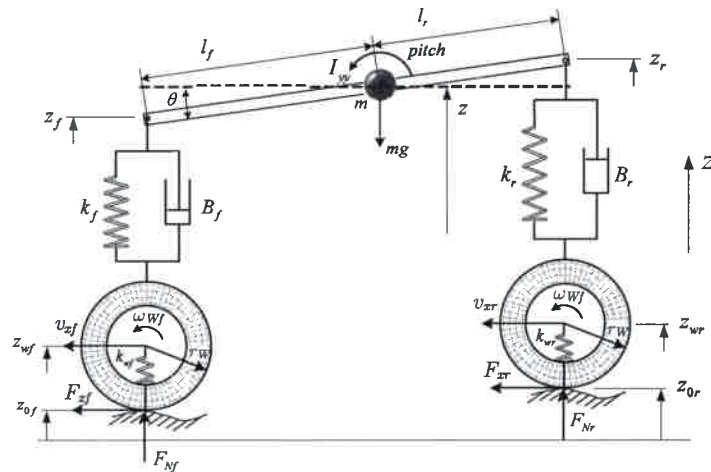


Figura 2.22: Modelo de medio vehículo con ruedas incluidas.

Una vez obtenidos los modelos propuestos en MBG los mismos se programan en el entorno de Dymola que posee una librería especial de Modelica para MBG (*multibond library*) en aplicaciones de mecánica 3D [117].

A lo largo de esta Sección se introducen primeramente los fundamentos del modelado con MBG y su representación en el entorno Dymola. Con estos conceptos se obtienen posteriormente los modelos del chasis, las suspensiones y las ruedas. Finalmente se presenta el modelo completo que incluye los componentes modelados y sus correspondientes interacciones.

2.7.1 Fundamentos del modelado con MBG

El presente resumen está basado en el detallado trabajo presentado por Behzadipour [118]. El MBG (también llamado Vector-Bond Graph) es una extensión vectorial del BG estándar. En aquellos sistemas donde ciertas variables dinámicas se encuentran fuertemente relacionadas, el comportamiento dinámico de las mismas se puede representar en forma compacta con este enfoque. La representación de enlaces (Bond) estándar se muestra en la Figura 2.23(a) mientras que el Multi-bond (ver Figura 2.23(b)) se representa por dos líneas paralelas con una dirección que indica el flujo de potencia.

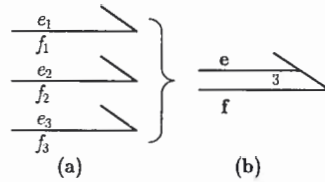


Figura 2.23: Composición del Multi-Bond.

La “cardinalidad” del Multi-Bond está dada por la cantidad de enlaces simples que se encuentran agrupados y puede indicarse dentro del Multi-Bond. Aquí:

$$\mathbf{e} = [e_1 \ e_2 \ e_3]^T \ ; \ \mathbf{f} = [f_1 \ f_2 \ f_3]^T \quad (2.32)$$

En los modelos MBG, la notación utilizada para el resto de los elementos no presenta cambios salvo que sus parámetros y/o señales de modulación cambian de simples escalares a vectores o matrices.

Para las fuentes (o fuentes moduladas) los parámetros (o señales de modulación) pasan de escalar a un vector $n \times 1$, ver Figura 2.24.

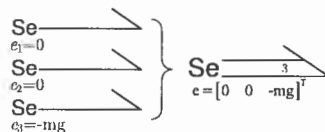


Figura 2.24: Fuente de esfuerzo en Multi-Bond Graph.

Para los elementos tipo I y tipo C se necesita evaluar las variables intermedias \mathbf{p} y \mathbf{q} (momento y desplazamiento, respectivamente). Para el caso lineal estas variables quedan definidas como:

$$\mathbf{p} = \int \mathbf{e} \ dt = [p_1 \ p_2 \ \dots \ p_n]^T \ ; \ p_i = \int e_i \ dt \quad (2.33)$$

$$\mathbf{q} = \int \mathbf{f} \ dt = [q_1 \ q_2 \ \dots \ q_n]^T \ ; \ q_i = \int f_i \ dt \quad (2.34)$$



Figura 2.25: Representación del transformador en Multi-Bond Graph.

Utilizando (2.33) para el elemento tipo I y (2.34) para el tipo C, las relaciones constitutivas quedan determinadas por:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{p} &= \mathbf{I} \mathbf{f} \implies \text{Elemento tipo I} \\
 \mathbf{q} &= \mathbf{C} \mathbf{e} \implies \text{Elemento tipo C} \\
 \mathbf{e} &= \mathbf{R} \mathbf{f} \implies \text{Elemento tipo R}
 \end{aligned}$$

donde I, C y R son las matrices $n \times n$ de inercia, capacidad y resistencia, respectivamente.

La extensión de las uniones tipo 1 y tipo 0 al MBG sigue la misma regla que para el caso estándar:

$$\left. \begin{aligned}
 \mathbf{f}_1 &= \mathbf{f}_2 = \dots = \mathbf{f}_n \\
 \mathbf{e}_1 + \mathbf{e}_2 + \dots + \mathbf{e}_n
 \end{aligned} \right\} \text{unión tipo 1}$$

$$\left. \begin{aligned}
 \mathbf{e}_1 &= \mathbf{e}_2 = \dots = \mathbf{e}_n \\
 \mathbf{f}_1 + \mathbf{f}_2 + \dots + \mathbf{f}_n
 \end{aligned} \right\} \text{unión tipo 0}$$

Los elementos de dos puertos (giradores y transformadores) pueden relacionar los Multi-Bonds de diversas formas. La forma general de la relación de transformación (\mathbf{A}) es una matriz no cuadrada $n \times m$. Para el caso mostrado en la Figura 2.25, la relación constitutiva queda determinada por:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{e}_{1(n \times 1)} &= \mathbf{A}_{(n \times m)} \mathbf{e}_{2(m \times 1)} \\
 \mathbf{f}_{2(m \times 1)} &= \mathbf{A}_{(m \times n)}^T \mathbf{f}_{1(n \times 1)}
 \end{aligned}$$

Equivalentemente la relación constitutiva del girador queda determinada por:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{e}_{1(n \times 1)} &= \mathbf{A}_{(n \times m)} \mathbf{f}_{2(m \times 1)} \\
 \mathbf{e}_{2(m \times 1)} &= \mathbf{A}_{(m \times n)}^T \mathbf{f}_{1(n \times 1)}
 \end{aligned}$$

Cuando ambos Multi-Bonds poseen la misma cardinalidad ($n=m$) es posible realizar otra transformación que resulta de utilidad. Aquí \mathbf{A} es un vector $n \times 1$ y la transformación está dada por el siguiente producto vectorial:

$$\begin{aligned} \mathbf{e}_{1(n \times 1)} &= \mathbf{A}_{(n \times 1)} \times \mathbf{e}_{2(n \times 1)} \\ \mathbf{f}_{2(n \times 1)} &= \mathbf{f}_{1(n \times 1)} \times \mathbf{A}_{(n \times 1)} \end{aligned}$$

Esta transformación resulta útil en el siguiente ejemplo.

Ejemplo

Los elementos de la Figura 2.26 se consideran como varillas indeformables de masa despreciable. Se las denomina “traslaciones fijas” y se las puede utilizar para conformar tanto la estructura del chasis de un vehículo como un brazo robótico (ver Figura 2.26). La unión mecánica entre dos traslaciones fijas puede ser rígida (como en el chasis) o puede realizarse mediante una junta que proporcione ciertos grados de libertad (en la Figura 2.26 es una junta de revolución).

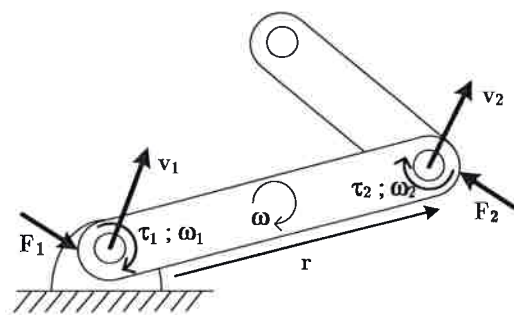


Figura 2.26: Traslaciones fijas que conforman un brazo robótico.

Las fuerzas y velocidades están referidas al marco global mientras que los pares y velocidades angulares están referidos al marco local. El conjunto de ecuaciones derivadas del diagrama de cuerpo libre de la Figura 2.26 está dado por:

$$\mathbf{v}_2 = \mathbf{v}_1 + \mathbf{R}(\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) \tag{2.35}$$

$$\mathbf{F}_2 = \mathbf{F}_1 \tag{2.36}$$

$$\boldsymbol{\omega}_1 = \boldsymbol{\omega}_2 \tag{2.37}$$

$$\boldsymbol{\tau}_1 = \boldsymbol{\tau}_2 + \mathbf{r} \times \mathbf{R}^T \mathbf{F} \tag{2.38}$$

donde \mathbf{R} es la matriz ortonormal de orientación que indica la orientación instantanea de la varilla. Esta matriz se utiliza para proyectar los vectores expresados en el marco local sobre el marco global. La representación en MBG correspondiente se presenta en la Figura 2.27.

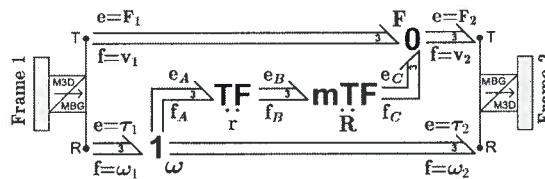


Figura 2.27: Modelo MBG de la traslación fija.

Aquí (2.35) y (2.36) son representadas gráficamente en el “0” de la parte superior mientras que (2.37) y (2.38) se encuentran representados en el “1” de la parte inferior. La relación de transformación del \mathbf{TF} es \mathbf{r} que representan la longitud y orientación de la varilla en el marco global. La relación del \mathbf{mTF} es la matriz ortonormal de rotación \mathbf{R} que indica la orientación instantanea de la varilla. Aquí, Los flujos y esfuerzos se relacionan por el producto matricial con \mathbf{R} y esto equivale a una transformación al marco local. Este conjunto de transformadores proyecta las fuerzas como pares de uno a otro extremo (en el “1” de la parte rotacional) y las rotaciones como velocidades lineales (en el “0” de la parte traslacional) de acuerdo a la ubicación instantánea del brazo de palanca.

Las interfaces mostradas en ambos extremos (marcos externos) son incorporadas por el entorno Dymola para encapsular el modelo MBG y poder conectar posteriormente estos elementos a través de estos marcos externos.

Para aplicaciones en mecánica 3D, el número de enlaces simples agrupados en cada multi-enlace es siempre tres: uno por cada grado de libertad traslacional (o rotacional). Para conectar fehacientemente dos componentes estos deben interactuar a través de dos multi-enlaces (uno traslacional y uno rotacional). De este modo, los seis grados de libertad se encuentran asociados. El modelo que se detalla a continuación se programó en el entorno de Dymola con la librería de Modelica para MBG en aplicaciones de mecánica 3D.

En forma general los elementos de mecánica 3D, pueden ser acoplados entre sí o con otros MBGs mediante su marco externo que desacopla las variables traslacional y rotacional pasando del dominio mecánico al de MBG y viceversa. Los elementos mecánicos 3D, se encuentran programados internamente en MBG y su estructura genérica se muestra en la Figura 2.28.

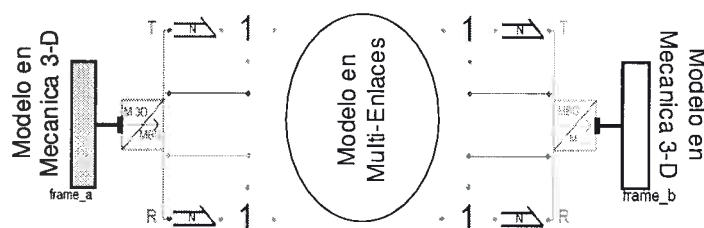


Figura 2.28: Interacción entre Mecánica 3D y Multi-Enlaces.

Al crear un modelo donde intervienen elementos de mecánica 3D conectados entre sí, Dymola se encarga de reemplazar los componentes del dominio 3D por su modelo interno en MBG. De esta manera, los marcos que permiten la conexión desaparecen y el resultado final es un modelo completamente expresado en MBG.

2.7.2 Modelado del Chasis

El chasis se modeló como un cuerpo rígido [119]; esto es una masa suspendida por las cuatro suspensiones. Este cuerpo posee 6 grados de libertad; 3 movimientos rotacionales y 3 traslacionales con respecto a cada eje. La característica del movimiento del cuerpo en el sistema de referencia local está dado por las ecuaciones de Euler:

$$\mathbf{F} = m \mathbf{a} \tag{2.39}$$

$$\mathbf{T} = \left(\frac{d\mathbf{L}}{dt} \right)_{\text{local}} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{L} \tag{2.40}$$

$$\mathbf{L} = \mathbf{I}_{\text{CH}} \boldsymbol{\omega} \tag{2.41}$$

donde $\mathbf{F} = [F_x \ F_y \ F_z]^T$ y $\mathbf{T} = [T_x \ T_y \ T_z]^T$ son las fuerzas (en el marco global) y pares (en el marco local) aplicados sobre el cuerpo, respectivamente. \mathbf{L} , $\boldsymbol{\omega}$ and \mathbf{I}_{CH} representan el momento angular, velocidad angular y tensor de inercia del chasis, respectivamente.

La Figura 2.29 muestra la representación del cuerpo libre 3D junto con su representación interna en MBG.

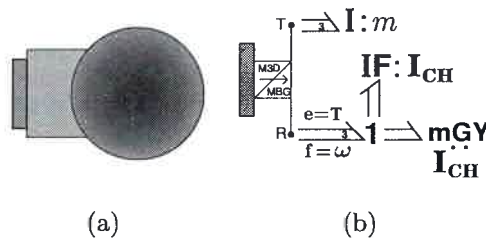


Figura 2.29: (a) Modelo de cuerpo libre en Mecánica 3D, (b) Representación interna en MBG.

También forman parte del modelo del chasis un par de “traslaciones fijas” cuyo comportamiento fue detallado en la Sección anterior (ver Figura 2.27). Estas traslaciones fijas transmiten los esfuerzos producidos en los puntos de contacto chasis-suspensión hacia el centro de gravedad del chasis donde se encuentra emplazada la masa suspendida. El modelo completo del chasis se muestra en la Figura 2.30) donde los puntos de contacto con la suspensión delantera y trasera se indican con $\textcircled{1}$ y $\textcircled{2}$, respectivamente.

2.7.3 Suspensión

El sistema de suspensión considerado es el propuesto para el modelo de medio vehículo de la Sección 2.3 salvo que en este caso se la debe modelar en el espacio 3D.

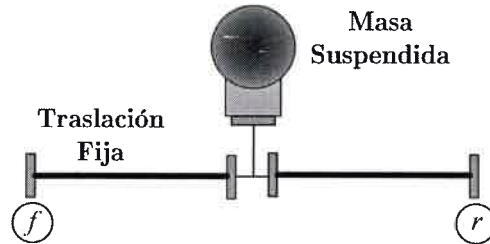


Figura 2.30: Modelo completo del chasis en Mecánica 3D.

El modelo en el entorno Dymola de la Figura 2.31(a) está compuesto por un resorte y amortiguador ideales (pertenecientes a la librería de Mecánica 3D) que se encuentran conectados del mismo modo que la configuración mecánica real.

La fuerza del resorte (\mathbf{F}_k), la del amortiguador (\mathbf{F}_B) y la fuerza total de la suspensión (\mathbf{F}_{susp}) están dadas por

$$\mathbf{F}_k = -\mathbf{k}_S \Delta \mathbf{x} = -k_S \Delta \mathbf{x} \quad (2.42)$$

$$\mathbf{F}_B = \mathbf{B}_S (\mathbf{v}_2 - \mathbf{v}_1) = B_S (\mathbf{v}_2 - \mathbf{v}_1) \quad (2.43)$$

$$\mathbf{F}_{\text{susp}} = \mathbf{F}_B + \mathbf{F}_k \quad (2.44)$$

donde las velocidades de los marcos 1 y 2 son \mathbf{v}_1 y \mathbf{v}_2 . $\Delta \mathbf{x}$ es el desplazamiento respecto del reposo \mathbf{x}_0 . Las matrices de rigidez del resorte y coeficiente de amortiguamiento son $\mathbf{k}_S = k_S \mathbf{I}_{3 \times 3}$ y $\mathbf{B}_S = B_S \mathbf{I}_{3 \times 3}$, respectivamente. La Figura 2.31(b) muestra el modelo interno en MBG.

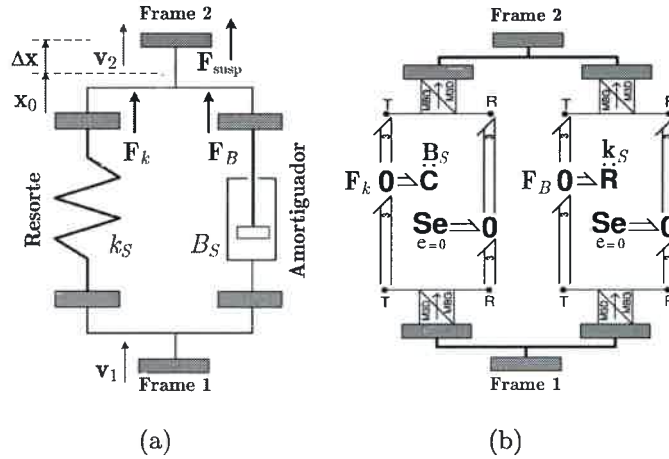


Figura 2.31: (a) modelo en Mecánica 3D, (b) Composición interna en MBG.

2.7.4 Modelo de la Rueda

La Figura 2.32(a) muestra el modelo interno en MBG de la rueda que incluye el cálculo de la fuerza normal en la huella de contacto (F_N) proveniente del modelo BG de la dinámica vertical. Las fuerzas longitudinal/lateral (F_x/F_y) dependen de las características del neumático y son de crucial importancia para el comportamiento dinámico del vehículo. Estas fuerzas se calculan en el bloque “LuGre” cuyo modelo fue explicado en la Sección 2.6.1. La dinámica rotacional está representada en un BG que recibe el par proveniente del motor (T_e) y devuelve su velocidad angular (ω_r). El balance de pares también incluye: la resistencia a la rodadura, momento de inercia de la rueda (I_W) y el par que se opone debido a la fuerza longitudinal en la huella de contacto a una distancia r_W . La dinámica rotacional sobre los ejes x y y no se consideran. Se incluyen dos fuentes de esfuerzo nulas para completar los tres grados de libertad y conformar el Multi-Bond. Del mismo modo, la dinámica de traslación sobre cada eje se agrupa en otro Multi-Bond y ambos se conectan al marco externo de la Mecánica 3D. La Figura 2.32(b) muestra el modelo en Mecánica 3D resultante que posee el marco externo para conectar a la suspensión, un enlace simple para interactuar con el motor de tracción y recibe, como señal, el ángulo directriz δ .

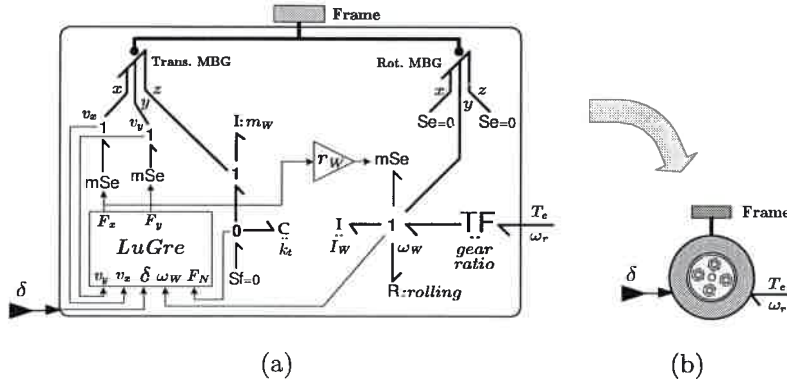


Figura 2.32: (a) Modelo interno de la rueda en BG-MBG, (b) Representación en Mecánica 3D.

2.7.5 Modelo Resultante

Para obtener el modelo completo, cada parte debe ser ensamblada. La conexión de la suspensión al chasis se realiza a través de una junta de revolución que permite el cabeceo del chasis mientras el conjunto de la suspensión permanece vertical. Del mismo modo, el marco inferior de la suspensión se conecta al marco de la rueda por medio de otra junta de revolución que permite la rotación de la rueda. La Figura 2.33 muestra el modelo completo en el entorno Dymola. Aquí también se observa la incorporación de la resistencia no lineal "rnl" que modela la resistencia aerodinámica.

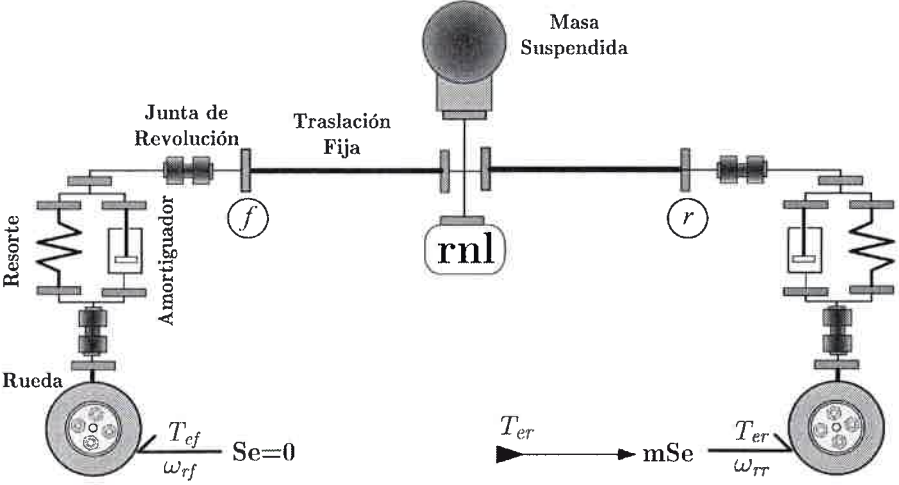


Figura 2.33: Modelo de medio vehículo con ruedas incluidas en el entorno Dymola.

Este modelo resultante permite analizar la dinámica longitudinal, de cabeceo y vertical del chasis, de las suspensiones y de las ruedas. Este modelo sirve también para analizar aspectos relacionados con el consumo cuando es acoplado con el modelo del sistema de tracción como el que se desarrollará en el Capítulo 3.

2.8 Modelo de Cuatro Ruedas Completo

En esta última parte se presenta el modelo mecánico completo con las cuatro ruedas. El chasis se encuentra vinculado a cada una de las ruedas por medio del sistema de suspensión equivalente al presentado la Sección anterior. A continuación se detalla el modelado de cada una de los componentes mecánicos y su posterior integración en el modelo completo. Finalmente se presentan resultados de simulación que ilustran distintas maniobras y condiciones de funcionamiento.

2.8.1 Chasis

El modelo del chasis está basado en el de medio vehículo (Sección 2.7.2) salvo que en este caso la estructura se modifica de modo de incluir las cuatro suspensiones. La Figura 2.34 muestra el modelo del chasis en el entorno de Dymola. El conjunto de traslaciones fijas se utilizan para componer la estructura indeformable del mismo que proyecta los flujos y esfuerzos desde la masa suspendida (ubicada en el centro de masa) hacia los marcos donde se conectan las suspensiones, indicados con ①, ②, ③ y ④.

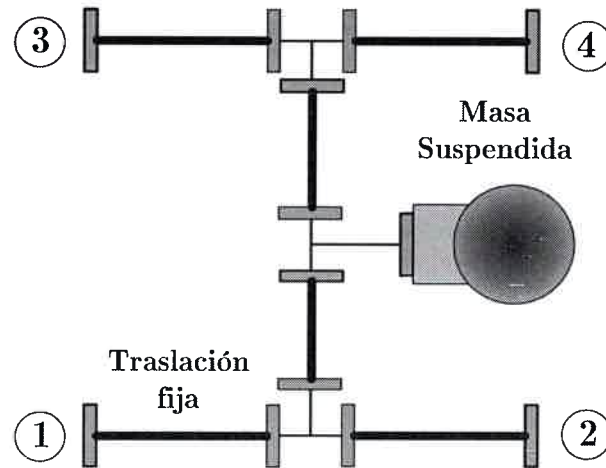


Figura 2.34: Modelo completo del chasis en Mecánica 3D.

2.8.2 Suspensión y Ruedas/Neumáticos

El modelo de cada suspensión es idéntico al presentado en la Sección 2.7.3 mientras que el modelo de las ruedas es el mismo que se presentó en la Sección 2.7.4 lo que muestra el carácter modular de los modelos presentados en este Capítulo.

2.8.3 Integración del Modelo Completo

Para obtener el modelo completo, cada parte debe ser ensamblada. La conexión de la suspensión al chasis es a través de una junta de revolución que permite el cabeceo del chasis mientras el conjunto de la suspensión permanece vertical. Del mismo modo, el marco inferior de la suspensión se conecta al marco de la rueda por medio de otra junta de revolución que permite la rotación de la rueda. La Figura 2.35 muestra la conexión de la suspensión y rueda trasera izquierda al chasis. La composición y conexión de las otras tres suspensiones y ruedas son análogas a la mostrada aquí.

Aquí también se observa la incorporación de la resistencia no lineal “*rnl*” que modela la resistencia aerodinámica que aparece sólo en la dirección longitudinal.

Este modelo es ideal para comprender el funcionamiento de Dymola ya que en el mismo intervienen partes que tratan con señal, BG standard (de cardinalidad=1), MBG y modelos mecánicos 3D. En primera instancia, Dymola reemplaza los elemen-

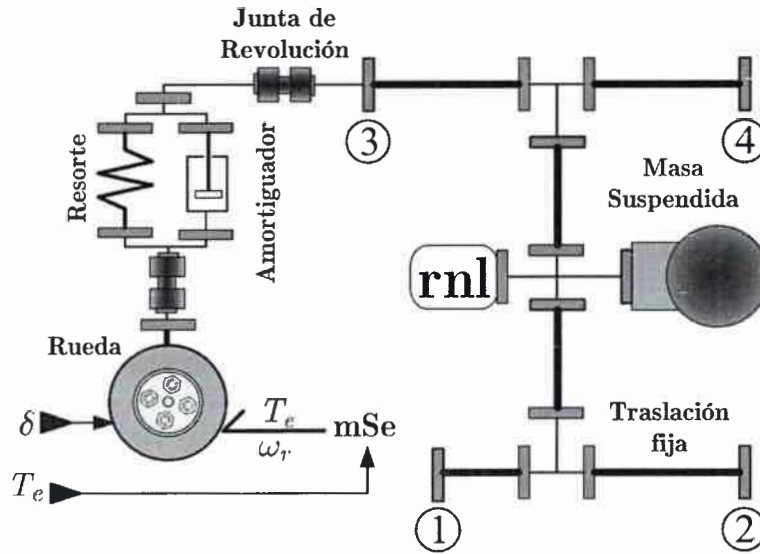


Figura 2.35: Modelo mecánico completo en Dymola.

tos gráficos de Mecánica 3D por sus modelos en MBG internos. Luego, descompone los Multi-Bonds en enlaces simples, donde surgen los acoplamientos entre los distintos grados de libertad. Cada componente de este modelo únicamente en BG se encuentra definido en las librerías de Modelica. El compilador se encarga de traducir el modelo en ecuaciones diferenciales y algebraicas para luego ordenarlas y resolverlas numéricamente.

2.8.4 Resultados de Simulación

En primer lugar el modelo se validó comparando los resultados con los obtenidos en [47] en el que los parámetros del vehículo corresponden a un Renault Clio RL 1.1. Luego se cargaron en el modelo los parámetros correspondientes al prototipo bajo construcción en el Grupo de Electrónica Aplicada de la Universidad Nacional de Río Cuarto. Estos valores se muestran en la tabla 2.6.

Tabla 2.6: Parámetros del Vehículo

Coefficiente aerodinámico (C_{drag})	0.5
Area frontal (A_f)	1.4 m^2
Densidad del Aire (ρ)	$1.225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Masa total del vehículo (m)	690 Kg
Tipo de neumático	14570R13S
Distancia entre ruedas (t)	1.10 m
Distancia del CG al eje delantero (a)	1.02 m
Distancia del CG al eje trasero (b)	0.68 m
Radio de la rueda (descargado) (r_w)	0.268 m
Masa no suspendida (en cada rueda) (m_w)	38.42 Kg
Rigidez vertical de la rueda (K_t)	$150000 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
Momento de inercia de la rueda (I_w)	1.95 Kg m^2
Coefficiente del amortiguador (B_s)	$483 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$
Rigidez del resorte (k_s)	$23600 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
Momento de inercia de guiño (I_{zz})	352 Kg m^2
Momento de inercia de cabeceo (I_{yy})	356 Kg m^2
Momento de inercia de rolido (I_{xx})	152 Kg m^2

Respuesta a maniobra de giro/contra-giro

En el primer experimento se realizó una maniobra de zigzag. El vehículo comienza a una velocidad de 43 Km/h y el par sobre ambas ruedas traseras es sólo el necesario para vencer las fuerzas resistivas a esa velocidad. La velocidad no cambia sustancialmente a lo largo del experimento. La evolución temporal del ángulo de las ruedas directrices (δ : es una entrada del modelo) se muestra en la Figura 2.36-a. Un valor de δ positivo implica giro hacia la izquierda (sentido positivo de y) tal como se ve en las Figuras 2.36-b y 2.36-c. La Figura 2.37 muestra que, como es de esperarse, el ángulo de guiño crece para delta positivo y viceversa. En la Figura 2.38-a se puede apreciar la transferencia de carga hacia las ruedas externas a la curva y el ángulo de rolido producto de esta transferencia de carga se evidencia en la Figura 2.38-b.

Desplazamiento sobre un obstáculo

El segundo test apunta a excitar la dinámica vertical del vehículo. Para ello se dispuso que ambas ruedas derechas circulen sobre un obstáculo de 20 m de largo

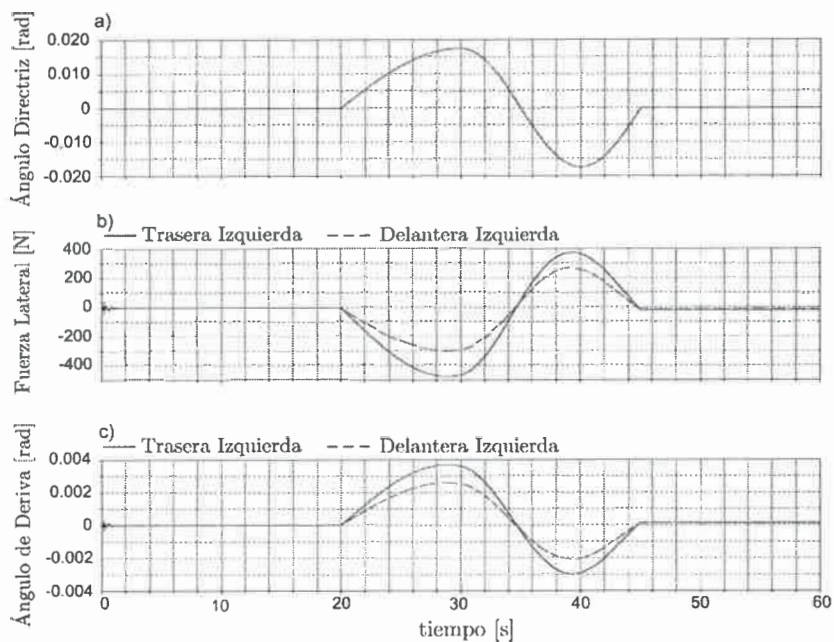


Figura 2.36: a) δ aplicado en ruedas delanteras, b) Fuerzas laterales en ruedas izquierdas, c) Deslizamiento sobre ruedas izquierdas.

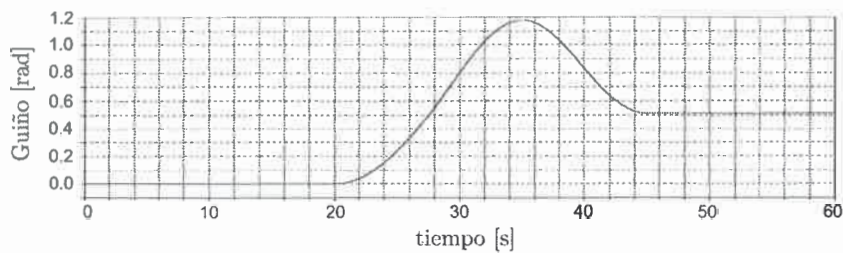


Figura 2.37: Ángulo de guiño.

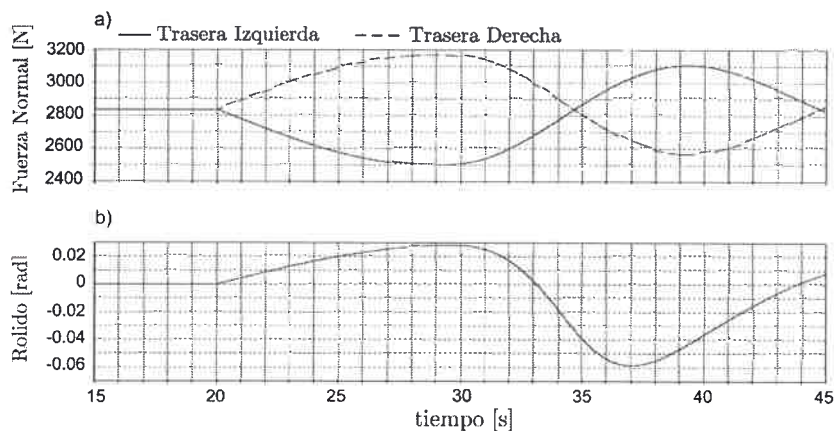


Figura 2.38: a) Fuerzas normales en ruedas traseras, b) Ángulo de rolido.

y que aumenta gradualmente de altura hasta alcanzar los 0.5 m en el centro. El vehículo comienza a 50 km/h y el par es el necesario para vencer las fuerzas resistivas. La velocidad permaneció casi invariante durante el experimento. Dicho obstáculo produjo sobre ambas ruedas la velocidad vertical mostrada en la Figura 2.39-a. La evolución de las fuerzas normales aparece en la Figura 2.39-b, donde la dinámica continúa luego del obstáculo debido al efecto de las suspensiones. El deslizamiento longitudinal (s_x) definido en la ecuación (2.19) se grafica en la Figura 2.40-a. Aquí, se muestra que la rueda trasera (donde se hace la tracción motriz) posee un mayor deslizamiento y produce una F_x positiva (Figura 2.40-b). Por el otro lado, sobre la rueda frontal existe una F_x negativa mucho menor (Figura 2.40-c) y el deslizamiento producido también es de menor magnitud. La Figura 2.41-a, muestra el cabeceo producido que comienza positivo porque la rueda delantera encuentra primero el obstáculo. Finalmente se grafica en la Figura 2.41-b el rolido que presenta un valor negativo dado que el obstáculo ocurre sólo en el lado derecho.

Maniobra de frenado

El tercer experimento ilustra una situación en la que ambas ruedas izquierdas se bloquean durante el frenado. El vehículo inicia la maniobra a 74 km/h y a los 3.5 segundos comienza el frenado en las cuatro ruedas. Luego de 0.1 segundos ($t = 3.6s$) se

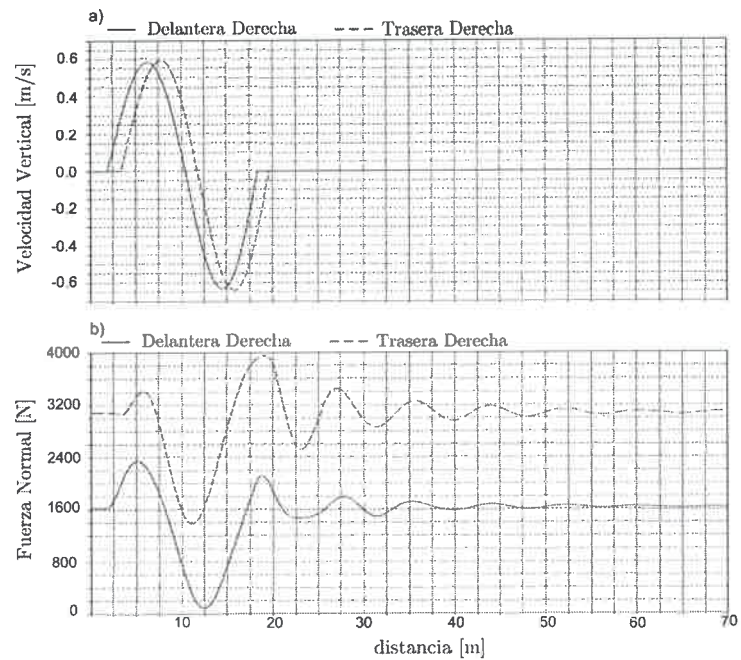


Figura 2.39: a) Velocidad vertical en las ruedas , b) Fuerzas normales en ruedas derechas.

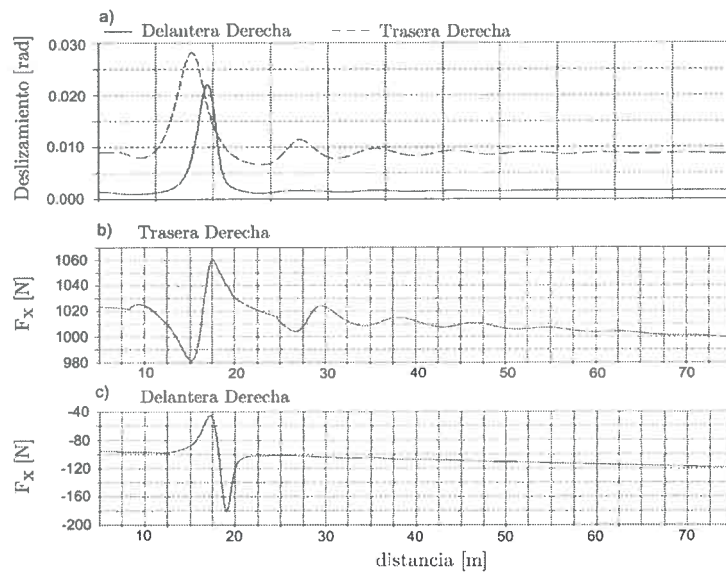


Figura 2.40: a) Deslizamiento sobre ruedas derechas, b) Fuerza longitudinal en rueda trasera-derecha, c) Fuerza longitudinal en rueda delantera-derecha.

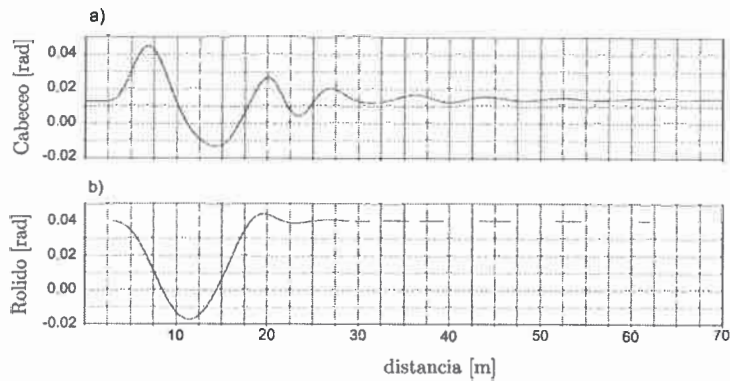


Figura 2.41: a) Ángulo de cabeceo, b) Ángulo de rolido.

produce el bloqueo sobre el lado izquierdo. Dado que el freno continúa aplicado sobre el lado derecho, la velocidad longitudinal sigue disminuyendo (ver Figura 2.42-a) pero esta asimetría en las fuerzas longitudinales produce un ángulo de guiño importante (Figura 2.42-b) que implica una gran inestabilidad. La Figura 2.43-a muestra esta asimetría en las ruedas traseras que se manifiesta luego de producido el bloqueo. Finalmente se ve en la Figura 2.43-b la transferencia de carga hacia las ruedas del lado izquierdo como consecuencia de este violento giro.

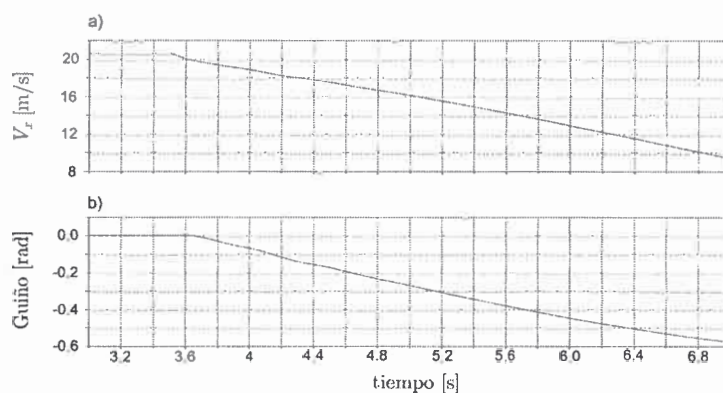


Figura 2.42: a) Velocidad longitudinal, b) Ángulo de guiño.

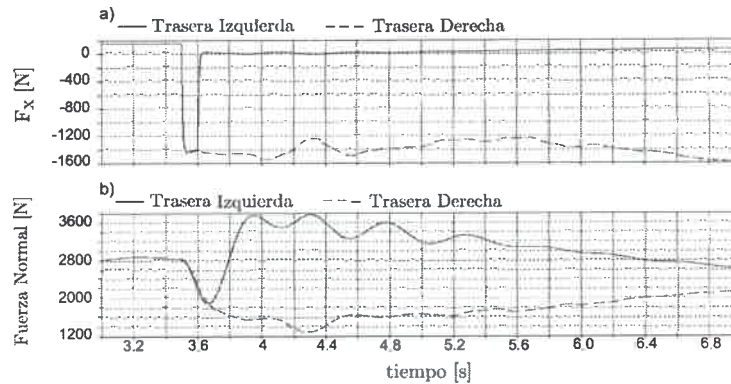


Figura 2.43: a) Fuerza longitudinal en ruedas traseras, b) Fuerza normal sobre ruedas traseras.

2.9 Sumario

La tarea de modelado y simulación de la dinámica del vehículo permite evaluar el desempeño del prototipo antes de su construcción. Esto ayuda enormemente en la etapa de diseño permitiendo simular fallas y situaciones peligrosas sin exponer personas, ahorrando tiempo y dinero. Además es de gran utilidad para el análisis de diferentes estrategias y configuraciones de controles de tracción.

Debido a la cantidad de componentes presentes en un vehículo y a las complejas interacciones presentes, un modelo que contemple todos los componentes y los fenómenos intervinientes no siempre es la opción más adecuada. En aplicaciones específicas y dependiendo de las características que se pretenden estudiar del vehículo es posible obtener modelos simplificados que requieren un menor costo computacional.

En el presente Capítulo se introdujo primeramente el modelo de un cuarto y medio vehículo cuyas aplicaciones más frecuentes están relacionadas con el diseño de suspensiones activas y/o pasivas. Luego se incorporó el estudio de la dinámica lateral que es necesario para analizar la estabilidad del vehículo en diferentes condiciones. Seguidamente se estudió la interacción rueda-suelo que muestra ser clave para reproducir la dinámica real de las fuerzas de tracción y, por consiguiente, la dinámica completa del vehículo.

Para poder emplear estos modelos con mayor flexibilidad y facilidad se introdujo

el concepto del Multi-Bond Graph (MBG) y se presentó la librería para MBG en aplicaciones de mecánica 3D para modelar en el entorno Dymola. Esta herramienta permite construir en forma modular y compacta diversos modelos de vehículos. Para mostrar la aplicación de este enfoque se presentaron el modelo de medio vehículo y de cuatro ruedas que incluyen la compleja interacción rueda-suelo.

Los resultados de simulación del modelo de cuatro ruedas muestran que, incluso en condiciones normales de manejo, el vehículo se puede inestabilizar. La necesidad de sistemas de control adicionales (como control avanzado de tracción o ABS) se hizo evidente para preservar la seguridad del vehículo y sus ocupantes. Además, el hecho de tener disponible la evolución de las variables dinámicas, permite incluir las estrategias de control de tracción y, una vez diseñado este control, simular el desempeño del sistema completo a lazo cerrado.

Para poder llevar a cabo estos análisis se estudian en el siguiente Capítulo los diferentes modelos del sistema de tracción eléctrica y su integración con los modelos del sistema mecánico aquí presentados.

Capítulo 3

Modelado del Sistema de Tracción Eléctrica

El prototipo de vehículo posee dos motores idénticos que traccionan ambas ruedas traseras en forma independiente por medio de una caja de reducción (CR) fija. La Figura 3.1(a) muestra dichos motores y la CR que le permite acoplarse a la ruedas. La Figura 3.1(b) muestra un esquema donde aparece esta configuración.

En el presente Capítulo se proponen, se analizan y se comparan diferentes modelos del MI utilizado en el VEU. En primer lugar se plantea el modelo trifásico en variables abc que posee una relación directa entre las variables eléctricas representadas en el modelo y su construcción física. Luego, se presenta el modelo en variables qd que reduce y simplifica el modelado y su tratamiento matemático. Estas ventajas han difundido y expandido su uso a muchas aplicaciones principalmente enfocadas en su control. Posteriormente se plantea el modelo qd que considera las Pérdidas en el Hierro (PH) que resultan de importancia para el análisis de la eficiencia y la mejora en el desempeño del control.

Estos modelos son desarrollados en MBG dando como resultado una representación compacta del MI. Finalmente se muestra su acoplamiento con el modelo del sistema mecánico y la incorporación de los controladores. Con este modelo integrado se reproducen resultados experimentales y se estudian, por simulación, la respuesta del vehículo frente a situaciones potencialmente riesgosas.

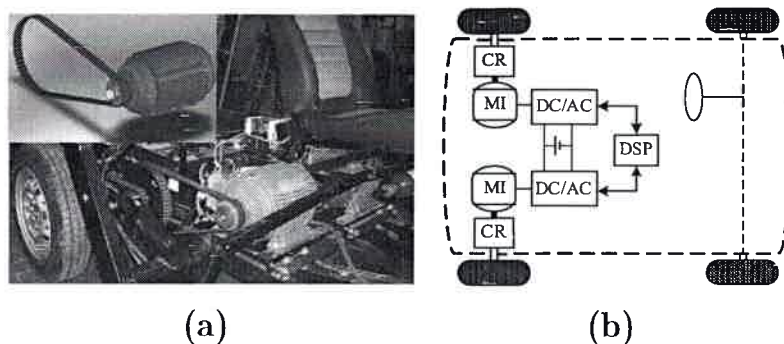


Figura 3.1: a) Motores de tracción (MI) y caja de reducción (CR). b) Esquema de los MI y CR.

3.1 Introducción

En la literatura existen diversas propuestas para representar matemáticamente el MI. Algunas propuestas representan dinámicamente distintos fenómenos electromagnéticos y/o térmicos, tales como los modelos que son resueltos a partir del método de los elementos finitos [120, 121, 122, 123] que requieren un gran esfuerzo computacional dificultando su aplicación en tiempo real [124].

Existen otros modelos que, con menor esfuerzo de cálculo para su resolución, permiten evaluar asimetrías electromagnéticas, mecánicas y fallas. Entre estos últimos se puede citar los basados en circuitos múltiplemente acoplados [125, 126] o circuitos magnéticos equivalentes [51, 127, 89].

Los modelos del MI en variables qd [52], del tipo de parámetros concentrados, requieren muy poca capacidad de cálculo, a costa de desprestigiar el efecto de la distribución no sinusoidal de los bobinados y las barras, variaciones del entrehierro y otros efectos. Estos modelos son ampliamente usados en el control de las máquinas eléctricas [53].

El modelo convencional en variables qd es uno de los más utilizados para sintetizar distintos controladores digitales. Además, con el agregado de pequeñas modificaciones es posible tener en cuenta algunos fenómenos tales como las Pérdidas en el Hierro (PH) y/o las pérdidas adicionales (“stray load losses”) [128] al igual que algunas fallas [129, 130, 90]. En [131] se presenta un modelo en variables qd que incluye las PH. Éstas son

modeladas por medio de una resistencia no lineal (R_{Fe}) en paralelo con la inductancia de magnetización del MI. Propuestas anteriores, como las presentadas en [132] y [133], modelan dichas pérdidas no sólo con una resistencia equivalente sino también con una inductancia equivalente (L_{Fe}) en serie con R_{Fe} . La inductancia equivalente modela la dinámica de las pérdidas por corrientes parásitas o de Foucault en el transitorio. En trabajos posteriores [134] se demuestra que la inductancia equivalente que representa a las PH [132] puede despreciarse, aún en el régimen transitorio, siendo una buena aproximación el modelo presentado en [131].

Por otra parte, una vez definidos los fenómenos a incluir en el modelo y obtenido el circuito eléctrico equivalente se puede llegar a su representación en BG [135] en forma sistemática. Para lograr una representación más compacta, en [136] se han propuesto diversos modelos en MBG que fueron reformulados en [137] logrando modelos más precisos desde un enfoque energético.

A lo largo del presente Capítulo se plantea el modelo convencional del MI y luego el modelo que considera las PH. En ambos casos se logra su representación en MBG para poder ser acoplado sin mayor dificultad a los modelos del dominio mecánico propuestos en el Capítulo anterior.

3.2 Modelado del MI

Con el objetivo de incluir en el modelo del VEU el sistema de tracción eléctrica y poder analizar su comportamiento cuando interactúa con otras partes del vehículo se propone obtener un modelo de los motores instalados en el prototipo. El mismo será deducido, en primera instancia, en la Sección 3.2.1 a partir del modelo en variables de la máquina que no considera las PH. Posteriormente, en la Sección 3.2.2, se plantea el modelo que considera las PH. Para el modelado del MI en *abc* se realizan las siguientes consideraciones generales:

- los bobinados del estator son idénticos, distribuidos en forma sinusoidal y desplazados 120 grados.

Definición de la transformación generalizada $qd0$

Para reducir la complejidad de los modelos dinámicos de las máquinas eléctricas de corriente alterna se utilizan, generalmente, cambios de variables. Estos cambios de variables se llevan a cabo por medio de una transformación, la cual refiere las variables de la máquina (abc) a un marco de referencia que gira a una velocidad angular arbitraria. De esta forma se define un nuevo conjunto de variables, generalmente llamadas variables $qd0$ [52]. Considerando un conjunto trifásico de variables abc , (\mathbf{f}_{abc}), se puede obtener por medio de una transformación \mathbf{K} , otro conjunto de variables $qd0$ (\mathbf{f}_{qd0}), de la forma

$$\mathbf{f}_{qd0} = \mathbf{K}\mathbf{f}_{abc} \quad (3.1)$$

donde

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_{qd0} &= \begin{bmatrix} f_q & f_d & f_0 \end{bmatrix}^T \\ \mathbf{f}_{abc} &= \begin{bmatrix} f_a & f_b & f_c \end{bmatrix}^T \end{aligned} \quad (3.2)$$

Una transformación que suele utilizarse comúnmente es la invariante en amplitud. Esta denominación se debe a que las amplitudes de las variables no cambian luego de ser transformadas, permitiendo mantener una idea directa entre las variables tanto en el marco abc como en el $qd0$. Dicha matriz de transformación \mathbf{K} está definida de la siguiente manera:

$$\mathbf{K} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos \beta & \cos \left(\beta - \frac{2\pi}{3} \right) & \cos \left(\beta + \frac{2\pi}{3} \right) \\ \sin \beta & \sin \left(\beta - \frac{2\pi}{3} \right) & \sin \left(\beta + \frac{2\pi}{3} \right) \\ 1/2 & 1/2 & 1/2 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

$$\beta = \int_0^t [\omega_{qd0}(\xi) - \omega(\xi)] d\xi + [\theta_{qd0}(0) - \theta(0)] \quad (3.4)$$

donde ξ es una variable auxiliar de integración.

En las ecuaciones anteriores f representa cualquier variable eléctrica tal como: tensión, corriente o flujo; el supra índice T denota la transpuesta de una matriz; ω , θ

y ω_{qd0} , θ_{qd0} son las velocidades y desplazamientos angulares del referencial abc y del referencial $qd0$, respectivamente. En la Figura 3.3 se han representado gráficamente estas variables.

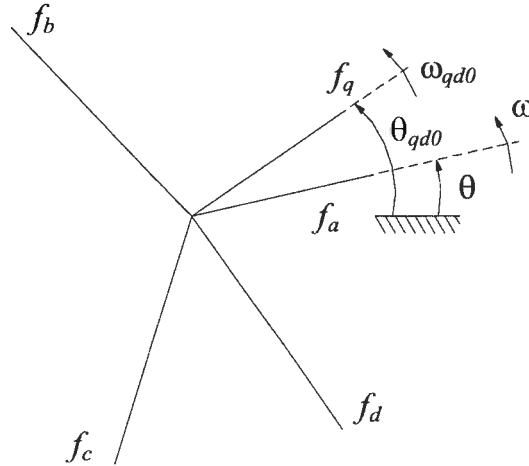


Figura 3.3: Representación gráfica de las principales variables relacionadas con la transformación \mathbf{K} .

La transformación inversa se define como

$$\mathbf{f}_{abc} = \mathbf{K}^{-1} \mathbf{f}_{qd0} \quad (3.5)$$

donde

$$\mathbf{K}^{-1} = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 1 \\ \cos \left(\beta - \frac{2\pi}{3} \right) & \sin \left(\beta - \frac{2\pi}{3} \right) & 1 \\ \cos \left(\beta + \frac{2\pi}{3} \right) & \sin \left(\beta + \frac{2\pi}{3} \right) & 1 \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

Modelo del MI en variables qd sin considerar PH

Una vez realizada la transformación, el conjunto de ecuaciones que relacionan las tensiones y flujos concatenados en coordenadas qd [52] son

$$\mathbf{v}_{qds} = \mathbf{R}_s \mathbf{i}_{qds} + \omega \mathbf{J} \boldsymbol{\lambda}_{qds} + \dot{\boldsymbol{\lambda}}_{qds} \quad (3.7)$$

$$\mathbf{v}'_{qdr} = \mathbf{R}_r \mathbf{i}'_{qdr} + (\omega - \omega_r) \mathbf{J} \boldsymbol{\lambda}'_{qdr} + \dot{\boldsymbol{\lambda}}'_{qdr} \quad (3.8)$$

$$\boldsymbol{\lambda}_{qds} = \mathbf{L}_s \mathbf{i}_{qds} + \mathbf{L}_m \mathbf{i}'_{qdr} \quad (3.9)$$

$$\boldsymbol{\lambda}'_{qdr} = \mathbf{L}_r \mathbf{i}'_{qdr} + \mathbf{L}_m \mathbf{i}_{qds} \quad (3.10)$$

donde

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_{qds} &= [v_{qs} \ v_{ds}]^T ; & \mathbf{v}'_{qdr} &= [v'_{qr} \ v'_{dr}]^T \\ \mathbf{i}_{qds} &= [i_{qs} \ i_{ds}]^T ; & \mathbf{i}'_{qdr} &= [i'_{qr} \ i'_{dr}]^T \\ \boldsymbol{\lambda}_{qds} &= [\lambda_{qs} \ \lambda_{ds}]^T ; & \boldsymbol{\lambda}'_{qdr} &= [\lambda'_{qr} \ \lambda'_{dr}]^T \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{R}_s &= R_s \mathbf{I}_{2 \times 2} ; & \mathbf{R}'_r &= R'_r \mathbf{I}_{2 \times 2} \\ \mathbf{L}_s &= (L_{ls} + L_m) \mathbf{I}_{2 \times 2} ; & \mathbf{L}'_r &= (L'_{lr} + L_m) \mathbf{I}_{2 \times 2} \\ \mathbf{L}_m &= L_m \mathbf{I}_{2 \times 2} ; & \mathbf{J} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1 & 0 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

aquí, todas las variables se encuentran referidas a un marco arbitrario rotando con una velocidad angular $\omega_{qd0} = d\theta_{qd0}/dt$. El ángulo θ_{qd0} se encuentra alineado con la posición del eje q de dicho marco. $\mathbf{I}_{2 \times 2}$ es la matriz identidad de 2 por 2.

El par electromagnético en función de las variables eléctricas está dado por

$$T_e = k P L_m (i_{qs} i'_{dr} - i_{ds} i'_{qr}) \quad (3.11)$$

donde k es una constante que depende de la transformación seleccionada. (c.g. $k = 1$ para invariante en potencia; $k = 3/2$ para invariante en amplitud). El parámetro P es el número de pares de polos. El conjunto de ecuaciones (3.7), (3.8), (3.9) y (3.10) sugieren el circuito de la Figura 3.4.

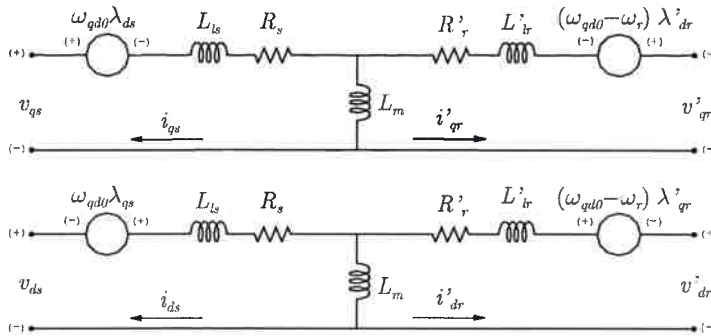


Figura 3.4: Circuito equivalente en el marco qd .

Modelo del MI sin incluir PH en Bond Graph

A partir del circuito en el marco qd de la Figura 3.4 se puede obtener sistemáticamente el equivalente en BG tal como se lo presenta en la Figura 3.5.

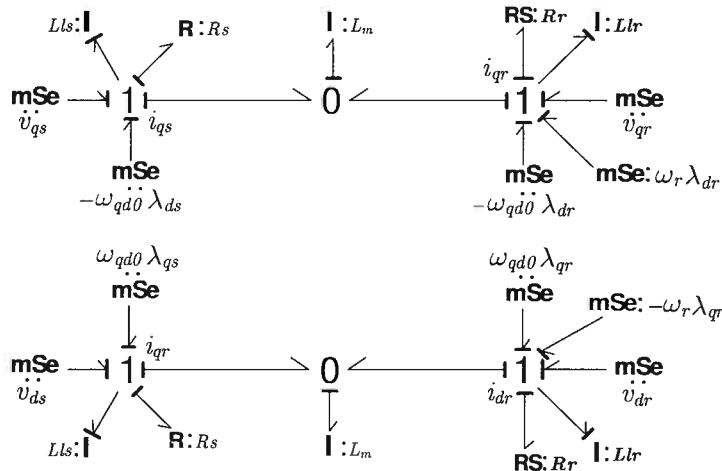


Figura 3.5: Circuito equivalente qd en BG.

Aquí resulta difícil ver la conservación de potencia entre el dominio eléctrico y el mecánico. Entonces, para acoplar estos modelos y hacer esta conservación más clara, se utilizaron en el modelo BG Giradores Modulados (MGY) como se muestra en la Figura 3.6 donde se encuentra el modelo en BG y su equivalente en MBG.

A partir de la Figura 3.6(a) se deducen las siguientes ecuaciones:

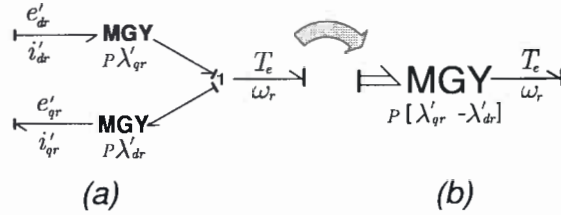


Figura 3.6: Estructura que relaciona el dominio eléctrico y el mecánico.

$$e'_{qr} = P \lambda'_{dr} \omega_r ; e'_{dr} = P \lambda'_{qr} \omega_r \quad (3.12)$$

teniendo en cuenta que los MGY's no agregan o disipan potencia y utilizando el principio de conservación de potencia en el "1" se puede obtener la siguiente ecuación

$$T_e \omega_r = e'_{dr} i'_{dr} - e'_{qr} i'_{qr} \quad (3.13)$$

A partir de (3.12) y (3.13) se presenta una expresión alternativa para el T_e :

$$T_e = P (\lambda'_{qr} i'_{dr} - \lambda'_{dr} i'_{qr})$$

Esta expresión se podría deducir de (3.9), (3.10) y (3.11) para $k=1$. La condición de $k=1$ es porque en los modelos BG la transformada es siempre la invariante en potencia. Para ser consistentes con el modelo mecánico, ambas partes del circuito equivalente del MI de la Figura 3.5 se pueden representar en un modelo MBG de cardinalidad dos. El modelo resultante [136] se presenta en un diagrama compacto mostrado en la Figura 3.7(a) junto con su representación en el entorno Dymola (Figura 3.7(b)) para su acoplamiento a los modelos del dominio mecánico.

Finalmente se presentan los parámetros indicados en la Figura 3.7 que son

$$\begin{aligned} \mathbf{Sta} &= [\omega_{qd0} \lambda_{qs} - \omega_{qd0} \lambda_{ds}]^T \\ \mathbf{Rot} &= [\omega_{qd0} \lambda'_{qr} - \omega_{qd0} \lambda'_{dr}]^T \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$\mathbf{L} = \begin{bmatrix} \mathbf{L}_s & \mathbf{L}_m \\ \mathbf{L}_m & \mathbf{L}_r \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

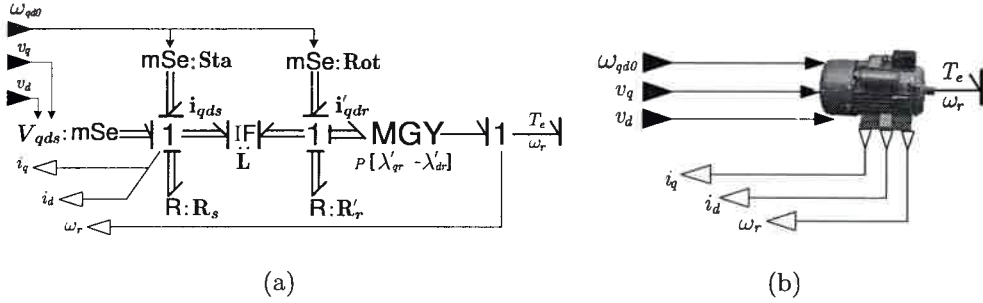


Figura 3.7: (a) Modelo del MI en Multi-Bond Graph, (b) Representación en el entorno Dymola.

3.2.2 Modelo del MI considerando PH

A partir del modelo dinámico del MI sin considerar las PH (Figura 3.2), se pueden incluir las PH con una simple modificación. Este nuevo modelo de octavo orden incluye las PH representándolas como resistencias equivalentes en paralelo con la inductancia de magnetización, [131]. En la Figura 3.8 se muestra el circuito equivalente en variables abc del MI que considera estas pérdidas.

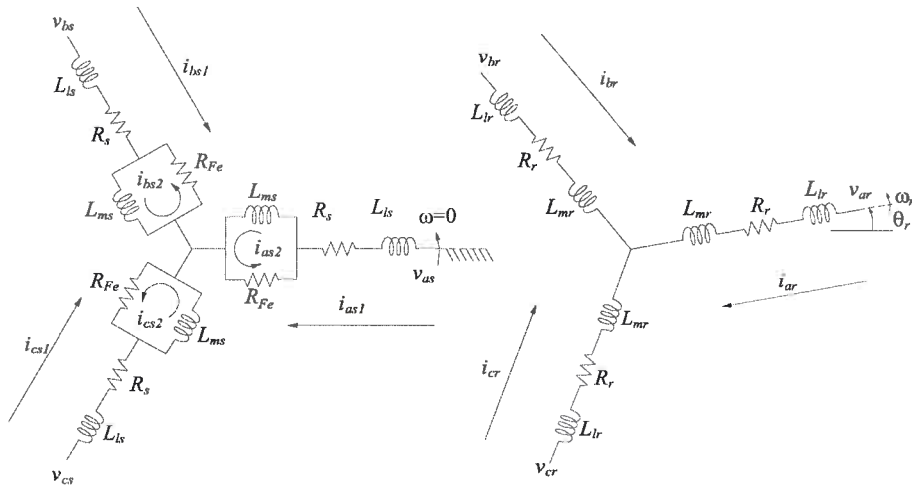


Figura 3.8: Circuito equivalente del MI en variables abc , considerando PH en el estator.

En esta figura, los subíndices utilizados corresponden a los mismos parámetros y variables indicadas en el circuito que no considera las PH que se mostró en la

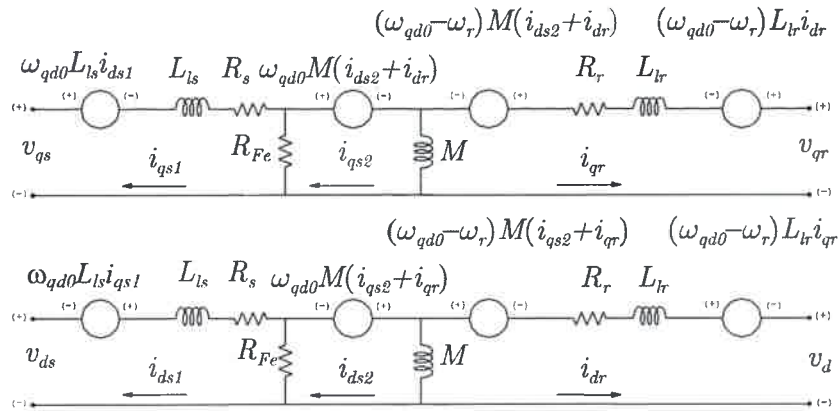


Figura 3.9: Circuito equivalente en variables qd considerando PH.

Figura 3.2. Se agrega aquí el subíndice Fe que indica que el parámetro se refiere a las PH.

Modelo en variables qd con Pérdidas en el Hierro

En esta Sección se presenta el modelo qd del MI en un marco estacionario [52]. Pese a que este modelo es a parámetros concentrados, con pequeñas modificaciones, respecto al considerado en la Sección 3.2.1, es posible considerar diferentes tipos de pérdidas y fallas del motor. Considerar estos fenómenos es muy importante para realizar estudios de eficiencia y confiabilidad cuando se utilizan en VEs y VEHs. Estos modelos resultan muy útiles para incorporar y chequear estrategias de minimización de pérdidas para el control del MI [138]–[141] como así también métodos para la detección y el diagnóstico de fallas [56][142].

El circuito equivalente del MI que considera las pérdidas en el hierro del estator, en variables qd se muestra en la Figura 3.9. Los voltajes del rotor y estator, en el marco qd estacionario, se pueden obtener por inspección a partir de la Figura 3.9, como se muestra a continuación

$$\begin{aligned}
\mathbf{V}_{qds} &= \frac{1}{\omega_b} \frac{d}{dt} \psi_{qds1} + \mathbf{R}_s \mathbf{i}_{qds1} + \mathbf{R}_{Fe} (\mathbf{i}_{qds1} - \mathbf{i}_{qds2}) \\
\mathbf{0} &= \frac{1}{\omega_b} \frac{d}{dt} \psi_{qds2} + \mathbf{R}_{Fe} (\mathbf{i}_{qds2} - \mathbf{i}_{qds1}) \\
\mathbf{V}_{qdr} &= \left(\frac{\omega_r}{\omega_b} \right) \mathbf{J} \psi_{qdr} + \frac{1}{\omega_b} \frac{d}{dt} \psi_{qdr} + \mathbf{R}_r \mathbf{i}_{qdr}
\end{aligned} \tag{3.16}$$

donde

$$\begin{aligned}
\mathbf{V}_{qds} &= \begin{bmatrix} v_{qs} & v_{ds} \end{bmatrix}^T ; \quad \mathbf{V}_{qdr} = \begin{bmatrix} v_{qr} & v_{dr} \end{bmatrix}^T \\
\mathbf{i}_{qds1} &= \begin{bmatrix} i_{qs1} & i_{ds1} \end{bmatrix}^T ; \quad \mathbf{i}_{qds2} = \begin{bmatrix} i_{qs2} & i_{ds2} \end{bmatrix}^T \\
\mathbf{i}_{qdr} &= \begin{bmatrix} i_{qr} & i_{dr} \end{bmatrix}^T \\
\psi_{qds1} &= \begin{bmatrix} \psi_{qs1} & \psi_{ds1} \end{bmatrix}^T ; \quad \psi_{qds2} = \begin{bmatrix} \psi_{qs2} & \psi_{ds2} \end{bmatrix}^T \\
\psi_{qdr} &= \begin{bmatrix} \psi_{qr} & \psi_{dr} \end{bmatrix}^T \\
\mathbf{R}_s &= R_s \mathbf{I}_{2 \times 2} ; \quad \mathbf{R}_r = R_r \mathbf{I}_{2 \times 2} \\
\mathbf{R}_{Fe} &= R_{Fe} \mathbf{I}_{2 \times 2} \\
\mathbf{J} &= \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

Los subíndices 1 y 2 representan las mallas 1 y 2 de la Figura 3.4; subíndices Fe , s y r indican variables del hierro, estator y rotor, respectivamente; todas las variables del rotor en (3.16) están referidas al estator de la máquina; v , i y ψ representan los valores instantáneos de la tensión, corriente y flujos, respectivamente; R representa resistencias; $\mathbf{I}_{2 \times 2}$ indica la matriz identidad de 2 por 2 y el superíndice T representa la matriz transpuesta.

Las ecuaciones para el flujo son:

$$\begin{aligned}\psi_{qds1} &= \mathbf{X}_{ls} \mathbf{i}_{qds1} \\ \psi_{qds2} &= \mathbf{X}_{ms} \mathbf{i}_{qds2} + \mathbf{X}_{sr} \mathbf{i}_{qdr} \\ \psi_{qdr} &= \mathbf{X}_{lr} \mathbf{i}_{qdr} + \mathbf{X}_{mr} \mathbf{i}_{qdr} + \mathbf{X}_{rs} \mathbf{i}_{qds2}\end{aligned}\quad (3.17)$$

donde

$$\begin{aligned}\mathbf{X}_{ls} &= \omega_b L_{ls} \mathbf{I}_{2 \times 2} \\ \mathbf{X}_{lr} &= \omega_b L_{lr} \mathbf{I}_{2 \times 2} \\ \mathbf{X}_{ms} = \mathbf{X}_{mr} = \mathbf{X}_{sr} &= \omega_b M \mathbf{I}_{2 \times 2} \\ M &= \frac{3}{2} L_m \quad ; \quad \omega_r = \frac{d}{dt} \theta_r\end{aligned}$$

Los subíndices l y m indican las inductancias de dispersión y magnetización, respectivamente; L y \mathbf{X} representan inductancias y reactancias, respectivamente. θ_r y ω_b indican la posición del rotor y la frecuencia angular base, respectivamente.

El par electromagnético en variables qd se puede calcular como

$$T_e = \left(\frac{P}{2} \right) \left(\frac{1}{\omega_b} \right) (\psi_{qs2} i_{dr} - \psi_{ds2} i_{qr}) \quad (3.18)$$

donde ψ_{qs2} y ψ_{ds2} son las componentes en cuadratura y en eje directo de ψ_{qds2} , respectivamente; i_{qr} e i_{dr} son las componentes en cuadratura y en eje directo de \mathbf{i}_{qdr} , respectivamente.

Modelo del MI en Bond Graph con PH

El modelo en BG desarrollado en esta Sección posee un enfoque innovador respecto de los presentados en la literatura actual. En el modelo se utilizan giradores modulados “MGY” para representar las fuentes virtuales de tensión en lugar de fuentes de csfuerzo moduladas “mSe”. Estas fuentes se incluyen cuando las variables eléctricas se representan en un marco de referencia arbitrario, que gira con velocidad angular $\omega_{dq0} = \omega$. Estos giradores se encuentran modulados por ω afectado por un parámetro magnético.

A continuación se analiza esta propuesta aplicada a las fuentes virtuales de tensión que se encuentran en la primera malla del modelo eléctrico que se presentó en la Figura 3.9.

Para el análisis, se denomina con el subíndice d al enlace superior y con el q al inferior (ver Figura 3.10.b).

La relación constitutiva del **MGY** indica que:

$$\begin{aligned} e_d &= \omega L_{ls} f_q \\ e_q &= \omega L_{ls} f_d \end{aligned} \quad (3.19)$$

donde los flujos y esfuerzos generalizados se indican con f y e , respectivamente. Reemplazando f_d por i_{ds1} y f_q por i_{qs1} en (3.19) puede verse que la potencia consumida en la fuente virtual inferior es igual a la que entrega al sistema la fuente superior. Es decir, la potencia consumida/entregada por cada una de estas fuentes varía con la elección del marco de referencia pero la suma es siempre nula.

Este mismo análisis puede extenderse y reemplazar todas las fuentes virtuales de tensión por los giradores, demostrando en forma gráfica la siguiente propiedad:

“La potencia total consumida/entregada por las fuentes virtuales de tensión es siempre nula, independientemente del marco de referencia elegido”.

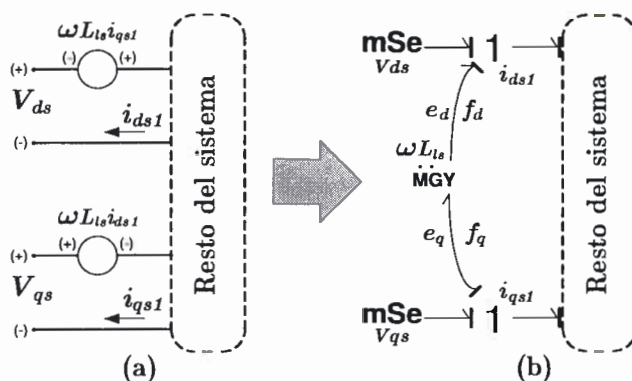


Figura 3.10: Modelado de fuentes virtuales con MGY.

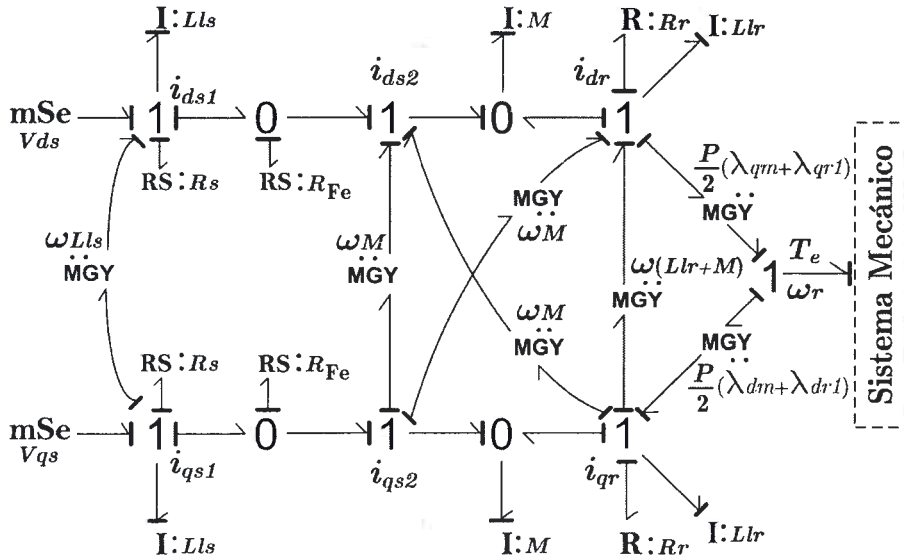


Figura 3.11: Representación BG del MI en qd que considera las PH.

El modelo completo del MI en BG se muestra en la Figura 3.11. Aquí se representan las fuentes virtuales de tensión con giradores. El resto de los componentes eléctricos se representan como indica el formalismo. Las fuentes de tensión V_{dr} y V_{qr} son nulas por tratarse de un rotor “jaula de ardilla”.

En el circuito equivalente del MI con PH presentado en la Figura 3.9 nuevamente resulta difícil ver la conservación de potencia entre el dominio eléctrico y el mecánico. Para acoplar estos modelos y hacer esta conservación más clara, se utilizará en el modelo en MBG, que se presentará a continuación, Giradores Modulados (MGY) como los mostrados en la Figura 3.12. De esta figura se deducen las siguientes ecuaciones

$$e_{qr} = \frac{P}{2\omega_b} \psi_{ds2}\omega_r ; e_{dr} = \frac{P}{2\omega_b} \psi_{qs2}\omega_r \tag{3.20}$$

Al igual que en la Sección anterior, si se tiene en cuenta que los MGY's no agregan o disipan potencia y utilizando el principio de conservación de potencia en el “1” se obtiene la siguiente ecuación

$$T_e\omega_r = e_{dr}i_{dr} - e_{qr}i_{qr} \tag{3.21}$$

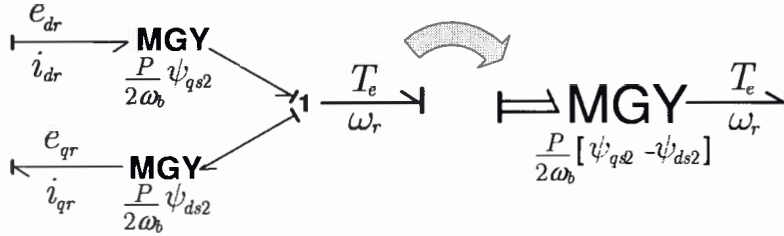


Figura 3.12: Estructura que relaciona el dominio eléctrico con el mecánico.

Sustituyendo (3.20) en (3.21), la expresión de T_e es equivalente a (3.18).

Para ser consistentes con el modelo mecánico, ambas partes del modelo BG del MI de la Figura 3.11 se pueden representar en un modelo MBG de cardinalidad dos. El modelo resultante se presenta en un diagrama compacto mostrado en la Figura 3.13(a) junto con su representación en el entorno Dymola, Figura 3.13(b).

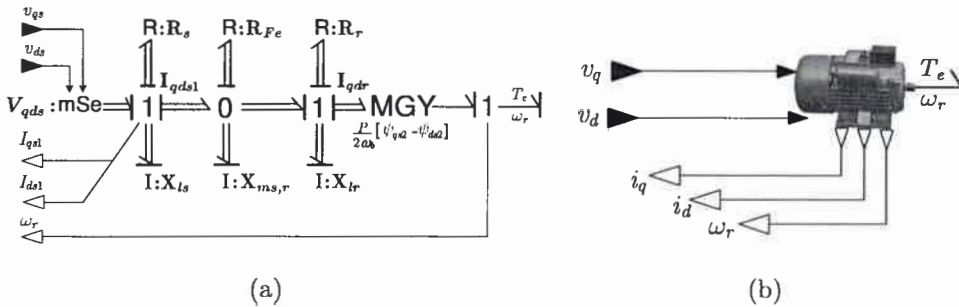


Figura 3.13: (a) Modelo del MI en Multi-Bond Graph, (b) Representación en el entorno Dymola.

3.3 Acoplamiento con el Sistema Mecánico

Para poder implementar, validar e integrar en una simulación los modelos desarrollados en este Capítulo, se remite al modelo completo del dominio mecánico del vehículo de la Figura 2.35. Para lograr el acoplamiento simplemente se conecta el enlace de salida de potencia mecánica del modelo del MI correspondiente (con/sin PH) al modelo de la rueda. La Figura 3.14 muestra la conexión completa del chasis,

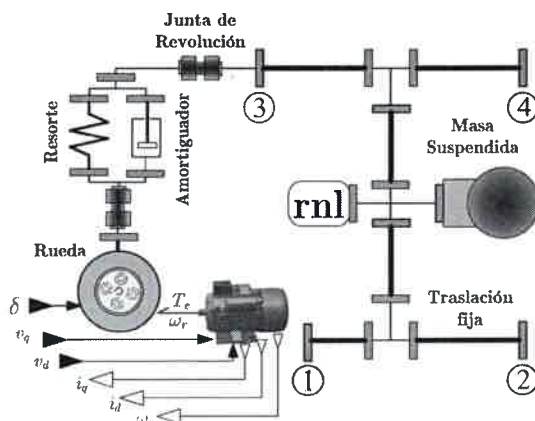


Figura 3.14: Coexión completa del motor, rueda y suspensión trasera izquierda en Dymola.

el sistema de suspensión y el sistema de tracción de la rueda trasera izquierda. Las conexiones de las otras tres ruedas son análogas sólo que las ruedas delanteras no poseen el MI ya que el prototipo posee tracción trasera independiente.

Una vez acoplado el sistema de tracción eléctrica al modelo mecánico (modelo del sistema electro-mecánico), el mismo se adecua proveyendolo con las correspondientes entradas y salidas para su simulación. Las entradas son: el ángulo δ de las ruedas directrices y las tensiones de referencia para cada motor. Las corrientes y velocidad angular de los motores son las salidas que serán necesarias para implementar un Control por Campo Orientado Directo [143] sobre cada motor. La idea de este control y su simulación a lazo cerrado se explican en la siguiente Sección.

3.3.1 Modelo Integrado

Una vez concluido el modelo del sistema electro-mecánico el mismo se exporta al entorno Matlab-Simulink. Este modelo es incluido como un único bloque que posee una S-function la cual permite acceder al código C generado por Dymola.

En la Figura 3.15 se muestra este bloque junto con los controles de cada motor (FOC) y el sistema de tracción diferencial (EDS) [13] a lazo cerrado. Este esquema es el utilizado para obtener los resultados de simulación.

El bloque que realiza el control de par sobre los motores (FOC) se implementó

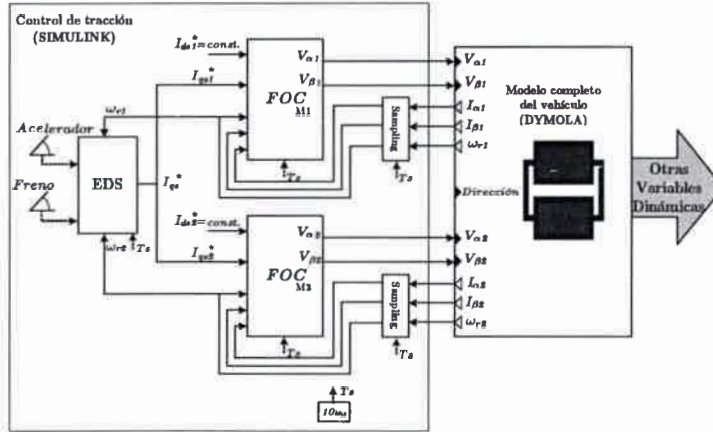


Figura 3.15: Modelo Integrado con los controladores a lazo cerrado.

utilizando un Control por Campo Orientado Directo que permite trabajar con el modelo en coordenadas qd alineado con el flujo del rotor. Esta estrategia permite un control independiente del flujo rotórico y el par. La estrategia implementada en el EDS consiste en mantener un balance de par en ambas ruedas traseras emulando el comportamiento del diferencial mecánico [13].

3.3.2 Resultados de Simulación y Experimentales

En primer lugar se presentan resultados experimentales y de simulación con el fin de validar la metodología de simulación y los modelos propuestos. Luego, para mostrar aplicaciones potenciales de la propuesta, se presentan únicamente resultados de simulación.

Los resultados experimentales se adquieren de los sensores instalados en el prototipo experimental, mientras que los de simulación se obtienen a partir del esquema presentado en la Figura 3.15. Los parámetros correspondientes al dominio mecánico se presentaron en el Capítulo anterior en la Tabla 2.6 y los correspondientes a los motores se indican en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Datos característicos y parámetros de los MI

Potencia	3 kW-4 HP
Tensión de línea nominal	28 V _{rms}
Corriente nominal	81.56 A _{rms}
Pares de polos	2
Velocidad nominal	1455 r.p.m.
R_s	10.476 m Ω
R_r	22.231 m Ω
L_m	1.21 mH
$L_{ls} = L_{lr}$	89.03 μ H
R_{Fe}	340.5 Ω

Validación del Modelo

En esta Sección se presentan maniobras propias del manejo en ciclos urbanos. Se estudian aceleraciones y frenados en línea recta como también maniobras de giro. La finalidad es excitar tanto la dinámica longitudinal como la lateral para validar completamente el modelo.

Aceleración y movimiento libre (en línea recta)

La Figura 3.16 muestra resultados de simulación y experimentales del motor trasero derecho (IM1). El experimento comienza con el vehículo detenido y para $t \approx 0.3$ s se impone el máximo par (i.e. máxima corriente I_{qs}) en ambos motores hasta llegar a una velocidad de 1060 rpm. Luego se mantiene dicha velocidad por lo que I_{qs} decrece al valor necesario para compensar las pérdidas por fricción. Para $t = 3$ s, los motores fueron desenergizados, I_{qs} e I_{ds} son nulas, y el vehículo continúa libre solo afectado por su inercia y las diferentes fricciones.

Estas gráficas muestran una gran correlación entre resultados experimentales y de simulación.

Aceleración y frenado

Este experimento apunta a evaluar la potencia electromagnética intercambiada entre dominios. El vehículo se lleva desde el reposo hasta su máxima velocidad y se

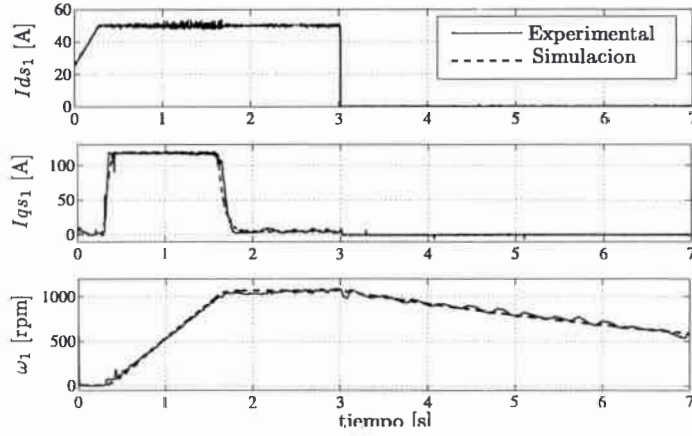


Figura 3.16: Resultados experimentales y simulación para la aceleración y movimiento libre (IM1).

lo vuelve a detener. Esta maniobra es efectuada dos veces consecutivas. La Figura 3.17 muestra nuevamente los resultados de simulación y experimentales del IM1.

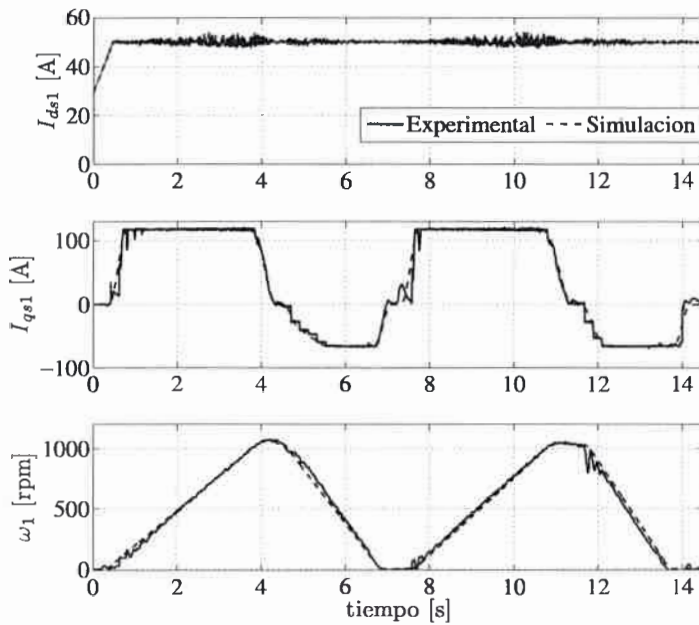


Figura 3.17: Resultados experimentales y simulación para la aceleración y frenado (IM1).

Además, en la Figura 3.18 se presenta la potencia eléctrica consumida por el IM1. El valor negativo durante el frenado indica el frenado regenerativo. Nuevamente existe una alta correlación entre resultados experimentales y de simulación por lo que se infiere que para un ciclo de manejo predeterminado, el modelo propuesto es capaz de predecir con gran precisión la energía total consumida. Esta característica se puede explotar en aplicaciones orientadas al desarrollo de estrategias de optimización de energía.

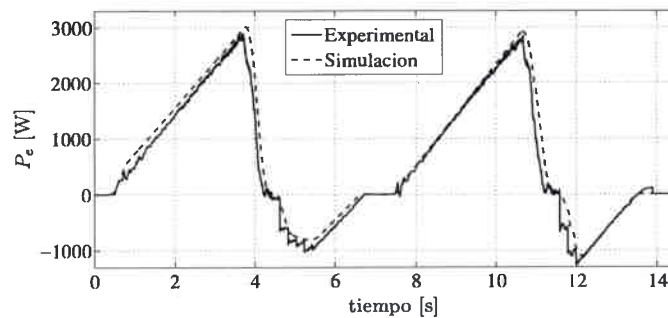


Figura 3.18: Potencia eléctrica durante la maniobra.

Maniobra de giro y contra-giro

Las Figuras 3.19 y 3.20 muestran, para esta maniobra, los resultados de simulación y experimentales del ángulo directriz δ y las variables eléctricas de los motores, respectivamente.

El experimento comienza con el vehículo en reposo y una vez acelerado el pedal se mantiene en esa posición hasta el final. La Figura 3.19 indica que el vehículo primero gira a la derecha, luego un realiza un contra-giro a la izquierda para finalmente volver a moverse en línea recta. La Figura 3.20 muestra que durante el giro a la derecha la velocidad de la rueda interior al giro (IM1) es inferior a la exterior (IM2) y viceversa cuando se invierte la dirección del giro. Durante todo el experimento el par aplicado (proporcional a I_{qs}) fue el mismo para ambos motores. La condición de igual par aplicado es justamente la estrategia de control planteada en el EDS para emular el diferencial mecánico.

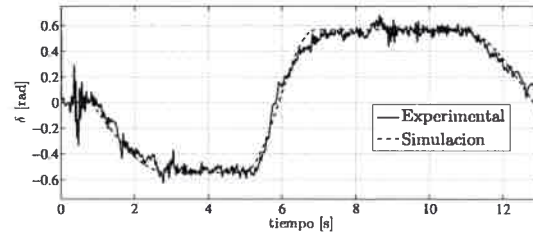


Figura 3.19: Ángulo directriz δ durante las maniobras de giro.

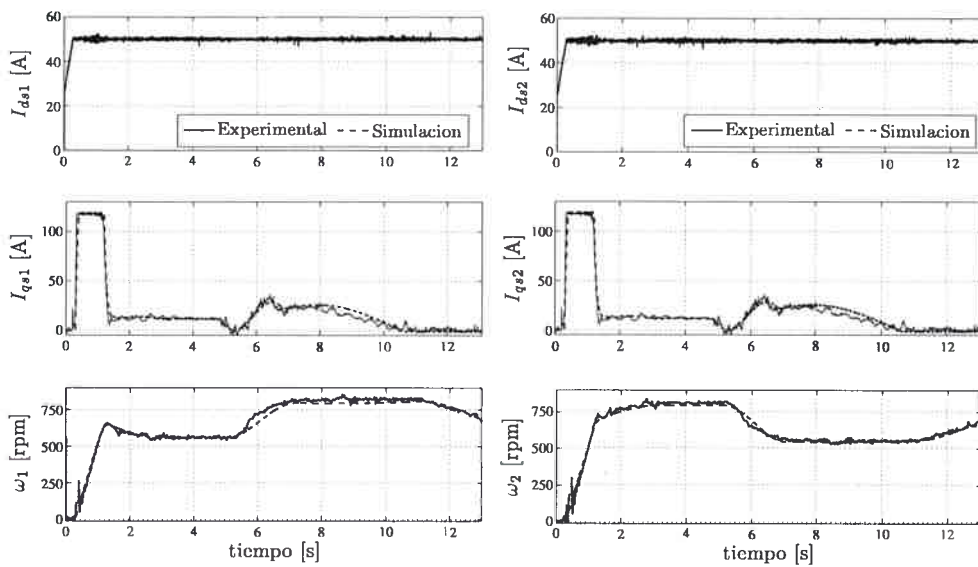


Figura 3.20: Resultados experimentales y simulación durante las maniobras de giro. (a) Motor trasero derecho (b) Motor trasero izquierdo.

La incorporación de la dinámica lateral permitió reproducir maniobras de giro en forma precisa. Esta propiedad es vital para estudiar la maniobrabilidad y estabilidad del vehículo en situaciones de riesgo. También transforma al modelo en una herramienta importante para el diseño de estrategias de control del guiño y analizar su desempeño bajo simulación.

Aplicaciones Potenciales

Los resultados que se presentan en esta Sección enfatizan la capacidad del modelo para simular situaciones riesgosas y y/o reproducir la evolución de variables difícil o directamente imposibles de medir. La Figura 3.21 muestra un experimento donde ambas ruedas izquierdas se bloquean durante un frenado violento. El vehículo comienza con una velocidad de 70km/h y luego de 0.5 segundos se aplica el freno (freno mecánico en las ruedas delanteras). Para $t = 0.6$ s, el coeficiente utilizado para representar la condición de suelo del lado izquierdo se cambió. Se utilizó el que representa la formación de hielo sobre el camino, lo cual produjo el bloqueo de las ruedas izquierdas. Las ruedas derechas continúan frenando con una fuerza mucho mayor lo que produce un par neto sobre el vehículo. El vehículo sigue frenando luego del bloqueo (ver Figura 3.21) pero las velocidades tangenciales de las ruedas bloqueadas y no bloqueadas resultan muy diferentes.

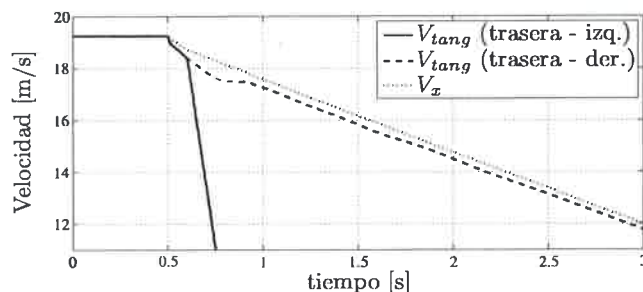


Figura 3.21: Velocidades de las ruedas traseras y del vehículo.

Debido al bloqueo, el motor trasero izquierdo pierde el frenado regenerativo (línea continua en la Figura 3.22) mientras que el motor trasero derecho (línea de trazos) sigue recuperando energía.

La figura 3.23 muestra un cambio importante en el ángulo de guiño (ψ) debido a las asimetrías en las fuerzas de frenado. Este cambio en ψ produce transferencia de carga hacia el lado izquierdo dando lugar a un ángulo negativo de rolido que se muestra en la misma figura.

El deslizamiento lateral se muestra en la Figura 3.24. Finalmente en la Figura

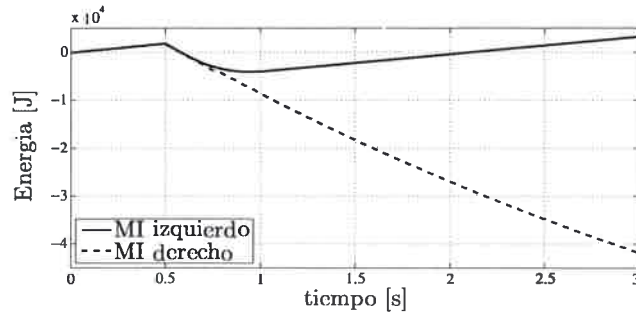


Figura 3.22: Potencia eléctrica de los motores.

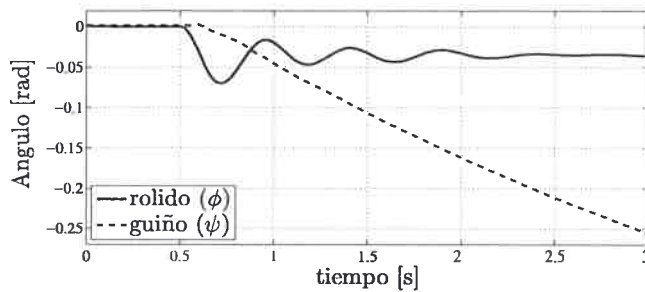


Figura 3.23: Evolución del guiño y del rolido.

3.25 se muestra la corriente de par (I_{qs}) y la misma corriente en el marco estacionario (I_α) para el motor conectado a la rueda bloqueada.

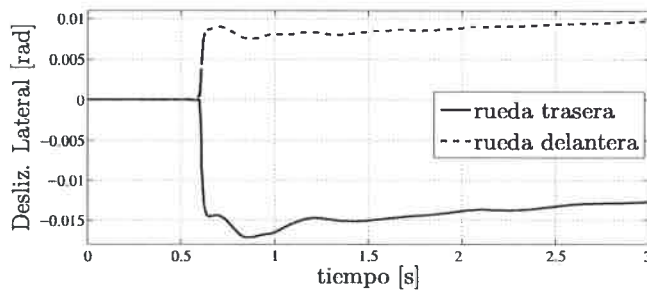


Figura 3.24: Deslizamiento lateral de las ruedas bloqueadas.

Las simulaciones presentadas muestran la posibilidad de estudiar la respuesta dinámica del vehículo frente a situaciones riesgosas como así también el flujo de energía entre dominio mecánico y eléctrico y las variables relacionadas con el esquema

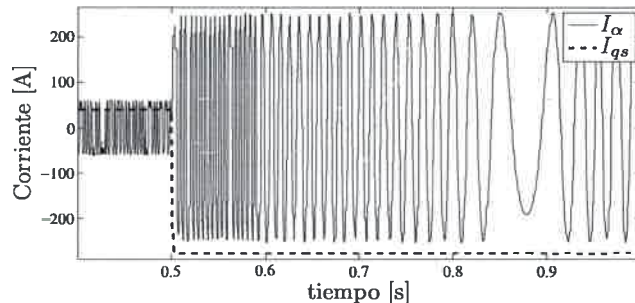


Figura 3.25: Corrientes del motor acoplado a la rueda bloqueada.

de control implementado. Además es posible estudiar la interacción rueda-suelo. Las variables involucradas en esta interacción son necesarias para estimar en tiempo real y controlar las fuerzas producidas en la huella de contacto. En [144] la dinámica longitudinal del modelo propuesto se utilizó exitosamente para esta aplicación.

3.4 Sumario

En el presente Capítulo se presentaron ciertas hipótesis sobre los MI que permitieron obtener el modelo del mismo en variables de la máquina. Con un cambio de variables al marco qd (alineado con el flujo del rotor) se obtiene un modelo más simple a partir del cual se pudo obtener en forma sistemática su representación en BG. Analizando la interacción eléctrica-mecánica se llegó a un modelo, que incluye esta interacción, en MBG. A posteriori, se incorporan las PH con simples modificaciones sobre el modelo ya presentado.

Dado que los modelos finalmente propuestos se encuentran representados con el mismo formalismo empleado para modelar el sistema mecánico, el acoplamiento entre los modelos se realiza en forma simple. Este modelo electro-mecánico fue exportado del entorno Dymola a Simulink permitiendo integrar los controles. Estos controles se incorporaron al modelo tales como se instalaron en el prototipo dando como resultado un modelo integrado que permite reproducir resultados experimentales.

En primera instancia, este modelo integrado fue validado con experimentos variados que son propios del manejo urbano. Posteriormente se presentaron una serie de

simulaciones que ilustran situaciones potencialmente riesgosas. En base a las simulaciones presentadas se demostró que el modelo integrado es una herramienta útil para evaluar la interacción entre dominios (eléctrico/mecánico) y también para estudiar el consumo energético. Además el modelo permite estudiar la respuesta del vehículo en situaciones riesgosas y ayuda en el diseño y evaluación de estrategias de control y/u observadores.

Capítulo 4

Modelado Térmico

Este Capítulo se centra en el modelado de la dinámica térmica del motor inducción (MI) utilizado en el sistema de tracción del VEU. El desarrollo consiste en un modelo dinámico del MI utilizando Bond Graph (BG) que contempla la interacción energética existente entre los dominios eléctrico, mecánico y térmico. Una vez obtenidos e integrados los distintos dominios del modelo, se realizan diversas simulaciones. Los resultados de las simulaciones muestran el impacto sobre el dominio térmico cuando el vehículo opera en diferentes condiciones.

4.1 Introducción

El creciente avance de la electrónica de potencia y microcontroladores determinó que los accionamientos de velocidad variable con máquinas eléctricas rotativas -antiguamente implementados con máquinas de CC- se realicen con máquinas de CA. Este reemplazo se debe a que las máquinas de CA necesitan un menor mantenimiento y presentan ventajas económicas. Sin embargo, la mayor complejidad en el principio de funcionamiento y su control llama al desarrollo de modelos capaces de reproducir fielmente su comportamiento dinámico. En particular, cuando los controladores basados en el modelo en régimen permanente no satisfacen los requerimientos, se debe recurrir a la estrategia del control vectorial [143] que se basa en el modelo dinámico. El eje de este Capítulo es la obtención de un modelo térmico preciso del

MI para ser acoplado a los modelos previamente desarrollados.

El modelo convencional del MI en variables qd [52] es uno de los más utilizados para sintetizar distintos controladores digitales. En el Capítulo 3 se mostró que con una pequeña modificación es posible tener en cuenta las pérdidas en el hierro (PH). Éstas son modeladas por medio de una resistencia no lineal (R_{Fe}) en paralelo con la inductancia de magnetización del MI.

En base a este modelo es posible deducir nuevos esquemas de control capaces de tener en cuenta las PH y de esta forma evitar los efectos nocivos sobre el desempeño del accionamiento eléctrico [145, 146, 147]. Más aún, dado que los accionamientos eléctricos se utilizan acoplados a cargas mecánicas, la evaluación del desempeño del controlador necesita inevitablemente de un modelo preciso del sistema mecánico.

Cuando este sistema “Motor - Carga Mecánica” se encuentra operando, las características térmicas propias más su interacción con el medio, determinan la temperatura de trabajo. Debido al impacto negativo del exceso de temperatura sobre el aislante de la máquina, el análisis del comportamiento térmico es un punto importante a tener en cuenta para preservar la vida útil de la máquina.

Esta realidad hace esencial el desarrollo de métodos capaces de simular la dinámica completa tanto del dominio eléctrico como así también del mecánico y térmico. Esto permite evaluar el desempeño de distintos tipos de motores, incluso antes de su construcción, ayudando significativamente en la etapa de diseño. En esta fase de diseño es esencial poder simular distintas configuraciones, dimensiones y materiales; poder incluir fallas y testear distintas estrategias de control; produciendo un importante ahorro de tiempo y dinero.

En los Capítulos previos se mostró que los BG se adecuan al modelado y la simulación de sistemas físicos en forma eficiente independientemente de la naturaleza del mismo. Por lo tanto esta herramienta se vuelve fundamental para modelar sistemas multi-dominio en general y la naturaleza eléctrica-mecánica-térmica del MI en particular.

En la Sección 4.2 se obtiene primeramente el modelo de la parte eléctrica que considera las PH. Luego, con el sólo propósito de validar la metodología, se presentan modelos muy simples del dominio térmico y mecánico y su integración en un mo-

delo completo para analizar el comportamiento del conjunto. Posteriormente en la Sección 4.3 se presenta un modelo del dominio térmico bidimensional que guarda una correlación con la topología del motor. En dicha Sección también se reemplaza el modelo mecánico, antes modelado con un sistema Inercia-Rozamiento, por el modelo del vehículo para presentar aplicaciones orientadas al VEU.

4.2 Modelo Térmico Puntual

Con el fin de mostrar la interacción entre los diferentes dominios en el MI se presenta inicialmente el modelo eléctrico del motor. Posteriormente, se presenta un modelo mecánico muy simple que consta de una carga tipo “Inercia-Rozamiento” lineal. Finalmente se introducen una serie de conceptos y elementos de modelado propios de la termodinámica para construir el modelo térmico, en esta primera parte se considera sólo la dinámica térmica del estator y, a su vez, todo el estator como una masa puntual.

4.2.1 Modelo Eléctrico

El modelo en BG desarrollado en esta Sección está basado en el modelo presentado en la Figura 3.11 que oportunamente se presentó en el Capítulo 3. A partir de dicho modelo se obtiene el de la Figura 4.1 que muestra el modelo en BG que representa la dinámica eléctrica del MI en variables qd que incluye las PH.

Aquí se observa la interacción energética entre el sistema eléctrico, el sistema térmico y el sistema mecánico. El sistema térmico está asociado al estator del MI y representa la dinámica térmica del núcleo y las bobinas del estator. La interacción energética entre el sistema eléctrico y el sistema térmico se modela con fuentes resistivas lineales “RS”.

4.2.2 Modelo Térmico

El modelo térmico se representó con ayuda de la librería térmica incluida en el paquete BondLib que provee Modelica. En este trabajo se utilizó Dymola [22][148]

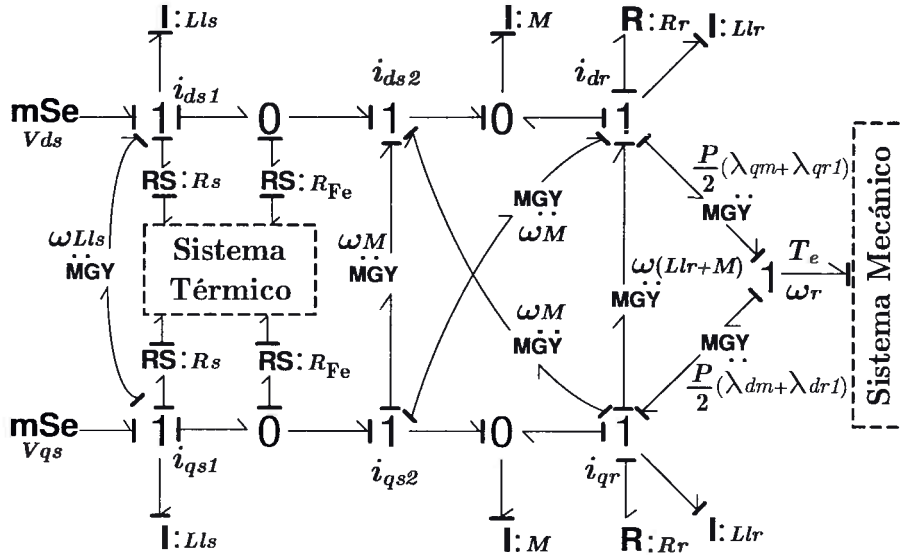


Figura 4.1: Representación BG del MI en qd que considera las PH.

para realizar las simulaciones. Al estator del MI se lo modela como una masa puntual que recibe el calor disipado por las resistencias estáticas y la potencia de pérdida en el núcleo (disipada por las R_{Fe}). La relación constitutiva de las fuentes resistivas lineales “RS” esta dada por

$$\begin{aligned} e_1 &= R f_1 \\ f_2 &= f_1 e_1 / e_2 \end{aligned} \tag{4.1}$$

El enlace primario (ver Figura 4.2), que se indica con el subíndice 1, corresponde al dominio eléctrico y posee causalidad libre. Las variables del enlace secundario, subíndice 2, pertenecen al dominio térmico.

En el dominio térmico los flujos y esfuerzos generalizados representan flujo de entropía y temperatura, respectivamente. Para el caso del elemento RS la causalidad del lado secundario (que pertenece al dominio térmico) es fija y siempre opera como una fuente de entropía, por lo tanto, la temperatura queda determinada por el resto del sistema térmico.

En el modelo, las resistencias que disipan potencia en el estator se representan como RS, cuyo lado secundario actúa como fuente de entropía en el dominio térmico del estator.

Otro intercambio energético se produce con el medio ambiente, que se considera una fuente fija de temperatura (t_{amb}). Este fenómeno se modela como una resistencia térmica **RSt_h** que responde a la ley experimental de Fourier:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = -\frac{A}{\rho} \frac{\partial T}{\partial x} \tag{4.2}$$

donde A es el área a través de la cual se intercambia el calor y ρ es la resistividad térmica. $\frac{\partial T}{\partial x}$ es el gradiente de temperatura. En este caso:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\Delta T}{\Delta x} = \frac{(t_{amb} - t_{est})}{\Delta x} \tag{4.3}$$

donde t_{est} es la temperatura del estator y Δx es la distancia donde el ambiente se considera con temperatura fija t_{amb} .

El lado izquierdo de (4.2) es la potencia térmica que se transfiere (que es igual a la potencia en ambos lados del elemento **RSt_h**). Tomando como referencia el lado primario, se tiene:

$$f_1 e_1 = \frac{1}{\theta} (e_1 - e_2) \tag{4.4}$$

$$f_2 = f_1 \frac{e_1}{e_2} \tag{4.5}$$

donde $\theta = \rho \frac{\Delta x}{A}$ es la resistencia térmica.

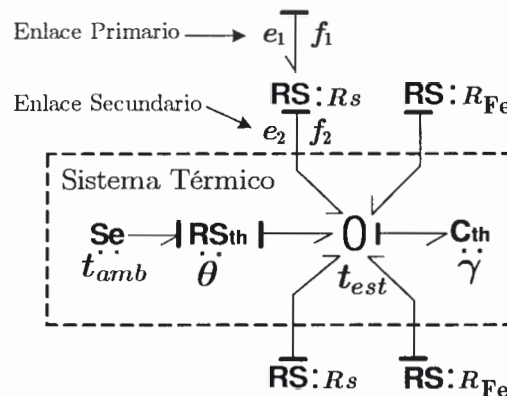


Figura 4.2: Representación en BG del sub-sistema térmico.

El último elemento es el capacitor térmico (**Cth**). Basado en la primera ley de la termodinámica y asumiendo que no existe ni cambio de fase ni trabajo neto realizado sobre el elemento se tiene:

$$Q = \gamma \Delta T \quad (4.6)$$

donde Q representa el flujo de calor; γ y ΔT son la capacidad calorífica y la variación de temperatura, respectivamente.

En el modelo, todas las fuentes de entropía ingresan al estator conformando el flujo neto (f). Dado que el producto entre flujo neto y temperatura (e) es la tasa de flujo de calor ($\partial Q/\partial t$), (4.6) puede reescribirse en forma diferencial como:

$$f = \frac{\gamma de}{e dt} \quad (4.7)$$

Finalmente, el modelo térmico completo se muestra en la Figura 4.2.

4.2.3 Modelo Mecánico

El modelo mecánico acoplado al rotor está conformado por el par electromecánico (T_e), el de carga (T_L) y el producido por el rozamiento viscoso. La suma de los esfuerzos generalizados (en el dominio mecánico rotacional son pares) ingresan al elemento I cuya relación constitutiva es:

$$e = J_{eq} \frac{df}{dt} \quad (4.8)$$

Dado que aquí el flujo generalizado representa la velocidad angular del rotor (ω_r) puede reescribirse (4.8) mostrando que representa la conservación del momento angular:

$$T_e - T_L - \omega_r B_{eq} = J_{eq} \frac{d\omega_r}{dt} \quad (4.9)$$

La Figura 4.3 muestra el modelo en BG del sub-sistema mecánico que incluye las partes explicadas.

4.2.4 Integración de los sistemas

Una vez desarrollados los modelos correspondientes al dominio eléctrico, mecánico y térmico se integran en un único modelo capaz de reproducir la dinámica completa.

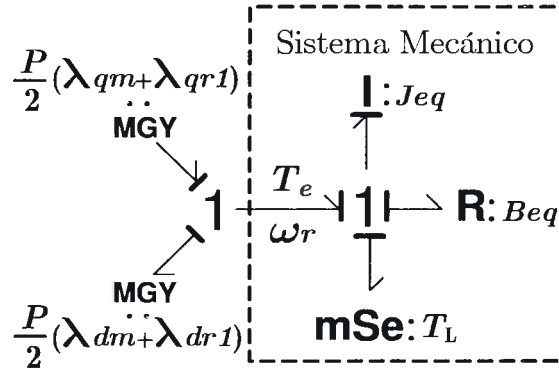


Figura 4.3: Modelo en BG del sub-sistema mecánico.

Para conseguirlo se reemplazan los cuadros indicados como “Sistema Térmico” y “Sistema Mecánico” en la Figura 3.11 por los modelos en BG de la Figura 4.2 y Figura 4.3, respectivamente.

4.2.5 Resultados de Simulación

Con el objetivo de poner de manifiesto la interacción existente entre los sub-sistemas descritos en las secciones anteriores, se realizaron distintos experimentos numéricos. En esta sección se presenta un experimento que tiene como objetivo analizar el cambio de temperatura en el estator a partir de cambios en la condición de operación del sistema mecánico.

La condición mecánica de operación modifica el estado de las variables eléctricas y a través de éstas se modifica la dinámica del sistema térmico. Los valores de los parámetros utilizados para el experimento numérico se muestran en la Tabla 4.1.

El ensayo numérico realizado consistió de dos partes, la primera: un arranque en vacío, desde el reposo hasta la velocidad nominal (ω_n). En la Figura 4.4 se muestra la evolución de la velocidad angular.

La Figura 4.5 muestra la potencia total disipada en el estator (i.e. la potencia disipadas en las resistencias estáticas junto con las PH). Dado que la corriente no fue limitada, en el arranque se observa un alto valor de la potencia total.

Finalmente, en la Figura 4.6 se muestra la temperatura del estator (t_{est}) a partir

Tabla 4.1: Parámetros del Motor

Dominio Eléctrico		
Potencia nominal (P_n)	5.5	[kW]
Tensión nominal (V_n)	220/380	[V]
Corriente nominal (I_n)	19.9/11.1	[A]
Frecuencia nominal (f_n)	50	[Hz]
Par nominal (T_{en})	35	[Nm]
R_s	0.67	[Ω]
R_r	1.17	[Ω]
R_{Fe}	157	[Ω]
$L_{ls} = L_{lr}$	1.895	[mH]
M	125.7	[mH]
Dominio Mecánico		
Inercia (J_{eq})	0.1	[kgm ²]
Resistencia viscosa (B_{eq})	0.0023	[$\frac{Ns}{m}$]
Dominio Térmico		
Capacidad Calorífica (γ)	15000	[$\frac{J}{^\circ K}$]
Resistencia térmica (θ)	0.06	[$\frac{^\circ K}{W}$]
Temperatura ambiente	25	[$^\circ C$]

de la condición inicial ($t_{est} = t_{amb}$). Como puede observarse, durante el arranque el incremento de temperatura es mayor, debido a que en este momento se disipa la mayor potencia. Pese a esto, la variación de temperatura es casi imperceptible ya que es un período corto de tiempo y el motor tiene una gran capacidad calorífica dando como resultado una constante de tiempo mucho mayor.

La segunda parte del experimento consiste en la aplicación de un par de carga de valor nominal, luego de estabilizada la temperatura del MI en aproximadamente 100 minutos ($t = 6000$ [s]).

La Figura 4.7 muestra la evolución de la velocidad angular del rotor para esta condición. Debido a que el MI se encuentra a lazo abierto es posible observar una variación importante de ω_r .

En la nueva condición de operación la corriente aumenta y por ello la potencia disipada en el estator varía desde aproximadamente 0.9 [kW] a 1.22 [kW], tal como se muestra en la Figura 4.8.

Este incremento en la potencia disipada en el estator trae aparejado un nuevo

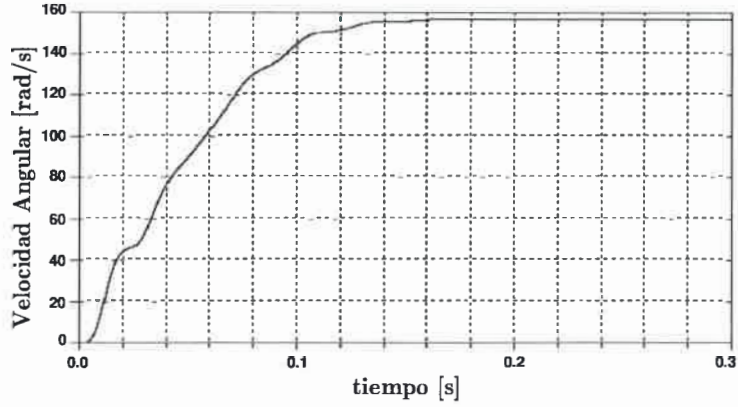
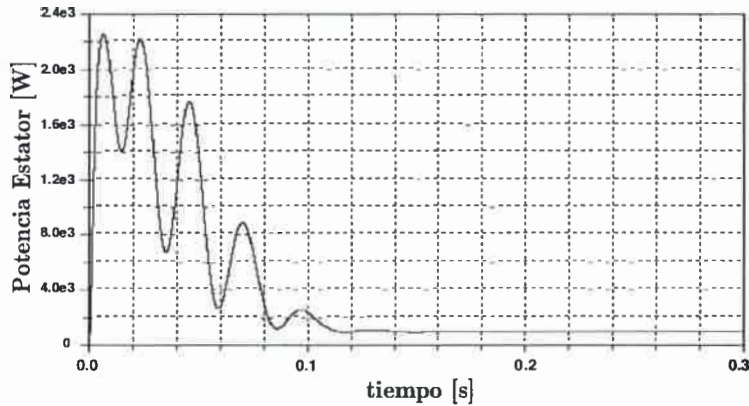
Figura 4.4: Evolución de ω_r del reposo a ω_n .

Figura 4.5: Potencia en el estator durante el arranque.

incremento en la temperatura. La evolución de la temperatura a lo largo de todo el experimento se muestra en la Figura 4.9. Se observa que en vacío la temperatura se estabiliza aproximadamente en 83 [°C] mientras que al operar en plena carga el motor alcanza una temperatura de 98 [°C].

4.3 Modelo Térmico 2D

En esta Sección se presenta un modelo del dominio térmico bidimensional que guarda una correlación con la topología del motor. Esta característica permite analizar

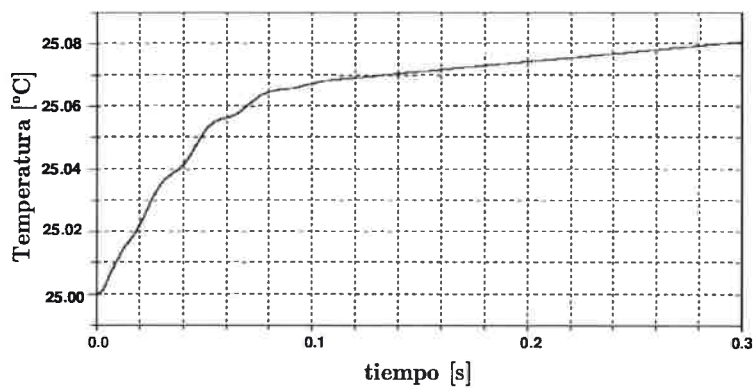


Figura 4.6: Temperatura del estator en el arranque.

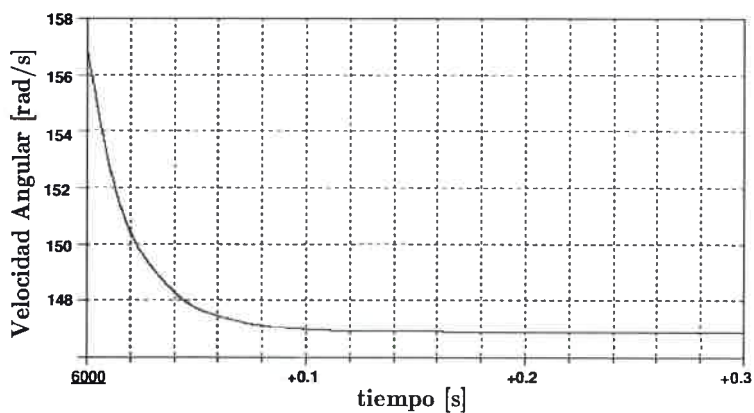


Figura 4.7: Cambio en ω_r al aplicar $T_L = T_{en}$.

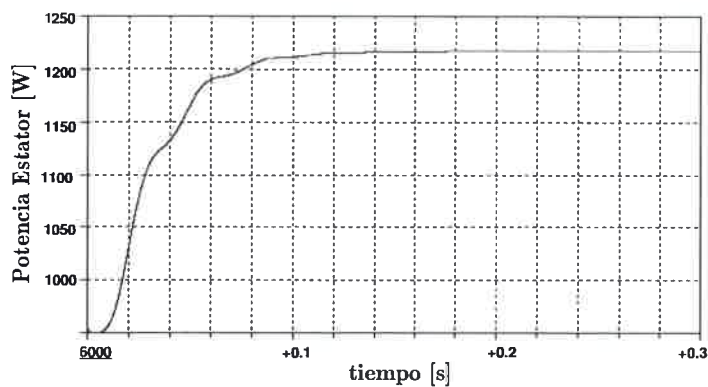


Figura 4.8: Potencia en el estator al aplicar $T_L = T_{en}$.

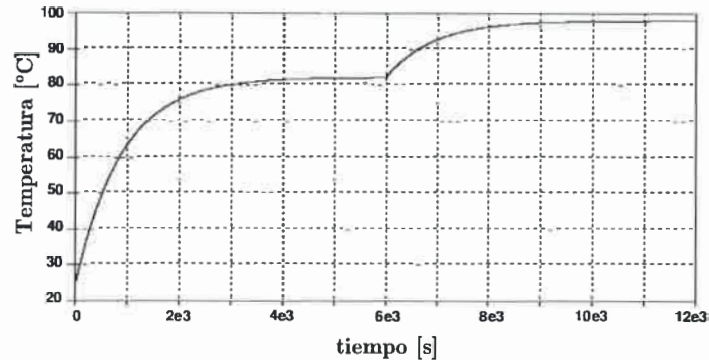


Figura 4.9: Temperatura del estator en todo el experimento.

el efecto producido por la distribución espacial del bobinado estatórico sobre el dominio térmico. Además esta relación “uno a uno” entre el modelo y su topología permite, en futuras aplicaciones, estudiar el impacto producido por fallas en el dominio eléctrico y/o mecánico sobre la distribución de la temperatura en el motor. Además se reemplaza el modelo mecánico (Inercia-Rozamiento lineal en la Sección anterior) por el del vehículo para presentar aplicaciones orientadas al VEU.

4.3.1 Modelo Eléctrico

El modelo eléctrico en BG del MI posee dos modificaciones respecto del presentado en la sección anterior, ver Figura 3.11.

1) Dado que en el modelo térmico 2D se tiene en cuenta también al rotor, la potencia disipada por las resistencias rotóricas ingresa al dominio térmico. Para contemplar este nuevo fenómeno, las resistencias rotóricas se reemplazan por fuentes resistivas lineales “RS” como las utilizadas en las R_s y R_{Fe} . Este modelo se presenta en la Figura 4.10.

2) Las resistencias estatóricas se representan como una serie (eléctrica) de doce fuentes resistivas lineales “RS” en el marco abc .

La Figura 4.11.a muestra esta idea representada en la forma utilizada tradicionalmente en teoría de circuitos mientras que en la Figura 4.11.b se muestra el modelo equivalente en BG. Aquí \mathbf{K} y \mathbf{K}^T son las matrices que realizan la transformación

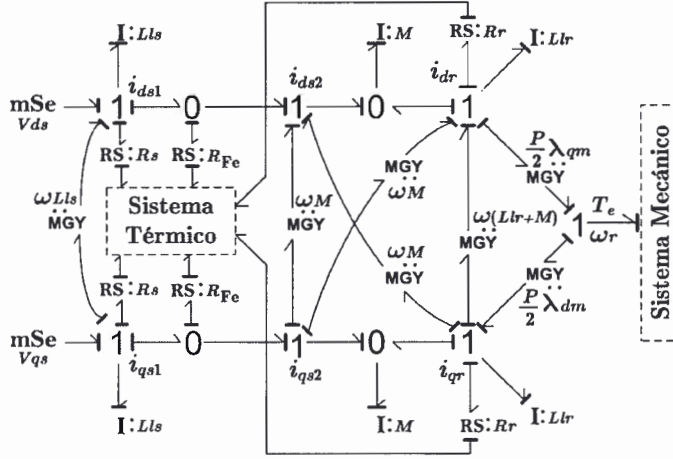


Figura 4.10: Representación en BG del MI en variables qd .

invariante en potencia para pasar del marco abc al qd y del qd al abc , respectivamente [52]. En el “lado” qd estas tres resistencias (R_a, R_b y R_c) se ven como las dos resistencias estáticas usadas en el modelo estándar (i.e. R_{sq} y R_{sd}).

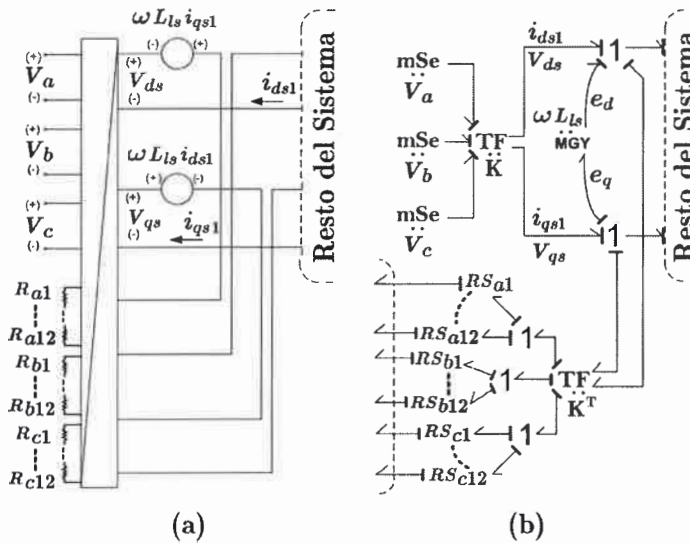


Figura 4.11: (a) Circuito eléctrico estándar. (b) Circuito equivalente en BG.

La idea de representar las resistencias estáticas como una serie en el marco abc resulta de utilidad para modelar la distribución espacial de las mismas en el bobinado estático. El enlace primario de la “RS” pertenece al dominio eléctrico mientras que

el enlace secundario ingresa al dominio térmico. Este concepto se explica en detalle en la siguiente Sección.

4.3.2 Modelo Térmico

El modelo térmico considera los dientes y ranuras del estator como elementos independientes (ver E_3 y E_4 en Figura 4.12). Para ser consistentes, el yugo del estator también se divide en dos elementos (ver E_1 y E_2). Este arreglo de cuatro elementos se repite a lo largo de todo el anillo del estator 36 veces que es el número de dientes/ranuras del estator.

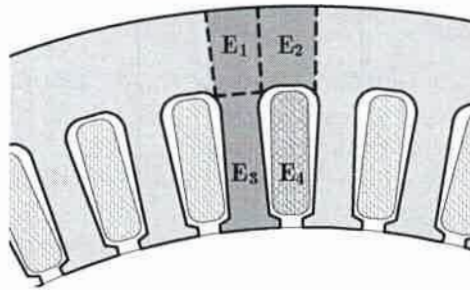


Figura 4.12: Definición de elementos en el estator.

A continuación se resumen las hipótesis adoptadas para modelar el comportamiento del dominio térmico del motor:

- Los elementos externos (E_1 y E_2) solo intercambian calor entre ellos y con los elementos internos (E_3 y E_4) por conducción y disipan calor hacia el ambiente.
- Los elementos internos intercambian calor entre ellos y con los elementos externos por conducción e interactúan con el rotor a través del entrehierro.
- El rotor recibe el calor disipado por las resistencias rotóricas, interactúa con los elementos internos (a través del entrehierro) y disipa calor hacia el ambiente.
- El hierro del estator (E_1 , E_2 y E_3) recibe el calor disipado en ambas R_{Fe} que se distribuye proporcionalmente al área de cada elemento.

- Las 36 ranuras reciben el calor disipado por las 36 resistencias rotóricas (distribuidas en el marco *abc*). La ranura donde cada resistencia disipa la potencia eléctrica depende de la distribución del bobinado estatórico (ver Figura 4.13).
- No se considera la radiación térmica.

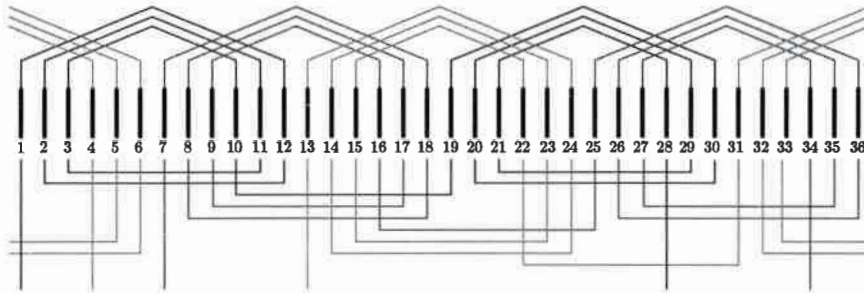


Figura 4.13: Distribución espacial del bobinado estatórico.

Conducción entre elementos

Cada elemento posee una temperatura independiente y producto de la diferencia de temperatura con los elementos vecinos intercambia calor por conducción de acuerdo a la ley experimental de Fourier

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = -\frac{A}{\rho} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (4.10)$$

la transferencia de calor tiene lugar a través de la sección transversal A ; ρ es la resistividad térmica entre los elementos. $\partial T/\partial x$ es el gradiente térmico espacial. En este caso

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\Delta T}{\Delta x} = \frac{(t_i - t_j)}{\Delta x} \quad (4.11)$$

donde $t_{i,j}$ es la temperatura del elemento i, j y Δx es la distancia entre los centros geométricos de cada elemento.

Representación del entrehierro

Debido a la alta velocidad relativa producida en el entrehierro se demostró experimentalmente en [149] que la transferencia de calor por conducción y convección entre

rotor y estator se puede modelar considerando el entrehierro como una resistencia térmica. Asumiendo un valor superior al propio de la conducción, ambos fenómenos son incluidos.

Disipación hacia el ambiente

Bajo las mismas hipótesis asumidas para modelar el entrehierro, es posible modelar la disipación hacia el ambiente como una resistencia térmica modulada. La resistividad de dicha resistencia será función de la ventilación. Para el caso de estudio, el motor no presenta ventilación forzada. Por lo tanto existen dos escenarios posibles:

- el motor se encuentra expuesto al exterior \rightarrow la ventilación es función de la velocidad del vehículo.
- el motor se encuentra confinado \rightarrow la resistencia térmica es constante.

La temperatura del elemento al otro lado de la resistencia térmica es la temperatura ambiente t_{amb} .

Almacenamiento de calor

Al igual que en el modelo puntual, la primera ley de la termodinámica (asumiendo que no existe ni cambio de fase ni trabajo neto realizado en el elemento) indica:

$$Q = \gamma \Delta T \quad (4.12)$$

donde Q es el calor absorbido, γ es la capacidad calorífica y ΔT es la variación de temperatura producida en el elemento.

Todas las fuentes de entropía junto con la entropía entrante/saliente por conducción conforman el flujo total de entropía (\dot{S}). La razón de cambio del calor ($\partial Q/\partial t$) se obtiene haciendo el producto entre \dot{S} y la temperatura del elemento. Por lo tanto, la ecuación (4.12) se puede reescribir en forma diferencial como

$$\dot{S} = \frac{d}{dt} S = \frac{\gamma}{T} \frac{d}{dt} T \quad (4.13)$$

La ecuación (4.13) resulta útil para determinar la evolución de la temperatura del elemento cuando tanto la temperatura inicial como el flujo total de entropía son conocidos.

Modelo en BG

El comportamiento térmico previamente descrito se modela en BG como se lo muestra en la Figura 4.14. Aquí se utilizan fuentes de esfuerzo para fijar t_{amb} y tres tipos de elementos. Aquí la variable generalizada de esfuerzo (e) representa temperatura (T) y el flujo generalizado (f) es el flujo de entropía (\dot{S}).

- La conductividad térmica se representa con una resistencia térmica “ R_{th} ” cuya relación entre el enlace primario y el secundario está dada por

$$f_1 e_1 = \frac{1}{\theta}(e_1 - e_2) \quad (4.14)$$

$$f_2 e_2 = f_1 e_1 \quad (4.15)$$

donde el producto $f_1 e_1$ es la razón de cambio del flujo de calor ($\partial Q/\partial t$). Reemplazando $\theta = \rho \Delta x/A$ (resistencia térmica), (4.14) se vuelve equivalente a (4.10). Para modelar el efecto de la ventilación en la disipación hacia el ambiente [150], el parámetro θ varía de acuerdo a

$$\theta = \theta_0(1 - \beta V_x) \quad (4.16)$$

donde β produce la reducción de la resistencia térmica.

La ecuación (4.15) indica que el calor saliente de uno de los elementos es totalmente transferido hacia el otro elemento.

- El calor que ingresa debido a la disipación en las resistencias eléctricas se modela con fuentes de resistencia moduladas “ RS ”. La relación entre el enlace primario y el secundario está dada por

$$\begin{aligned} e_1 &= R f_1 \\ f_2 &= f_1 e_1 / e_2 \end{aligned} \quad (4.17)$$

El enlace primario (indicado con el subíndice 1) pertenece al dominio eléctrico y posee causalidad libre. El enlace secundario (subíndice 2) ingresa al modelo térmico como una fuente de entropía. En las resistencias estáticas, el valor de R se modula de acuerdo a la temperatura de la ranura donde se encuentra ubicada. La resistencia eléctrica rotórica varía de acuerdo a la temperatura del rotor (t_{rot}). La dependencia del valor respecto de la temperatura está dada por

$$R = R_{20} [1 + \alpha (t_i - 20)], \quad (4.18)$$

donde R_{20} es el valor de la resistencia a $20^\circ C$, t_i es la temperatura del elemento expresada en $[^\circ C]$ y α es el coeficiente de temperatura de la resistencia.

- El almacenamiento de calor se representa con una capacidad térmica C_{th} que hereda la relación de un elemento capacitor estándar ($C\dot{e} = f$) pero en este caso el valor de la capacidad es inversamente proporcional a la temperatura del elemento (i.e. $C = \gamma/e$). Con esta sustitución, la relación se vuelve equivalente a la de la ecuación (4.13).

El modelo térmico en BG se presenta finalmente en la Figura 4.14. En los parámetros se utilizan los subíndices 1, 2, 3, 4, r y a para referir a los elementos $E_{1,2,3,4}$, al rotor y al ambiente, respectivamente.

4.3.3 Modelo mecánico

El modelo mecánico se corresponde con el prototipo del VEU. Dado que considerar la dinámica lateral no afecta significativamente el consumo energético para un determinado ciclo de manejo, se resolvió adoptar el modelo de medio vehículo que incluye la dinámica rotacional y longitudinal de las ruedas. Este modelo se explicó en detalle en la Sección 2.7. La Figura 4.15 muestra nuevamente el sistema físico idealizado y posteriormente se encuentra en la Figura 4.16 su representación en Dymola.

Dado que el vehículo posee tracción trasera se acopló un único MI a la rueda trasera. La dinámica rotacional de la ruda trasera esta dada por

$$I_W \dot{\omega}_W = T_e N - \bar{F}_r r_W - B_W \omega_W \quad (4.19)$$

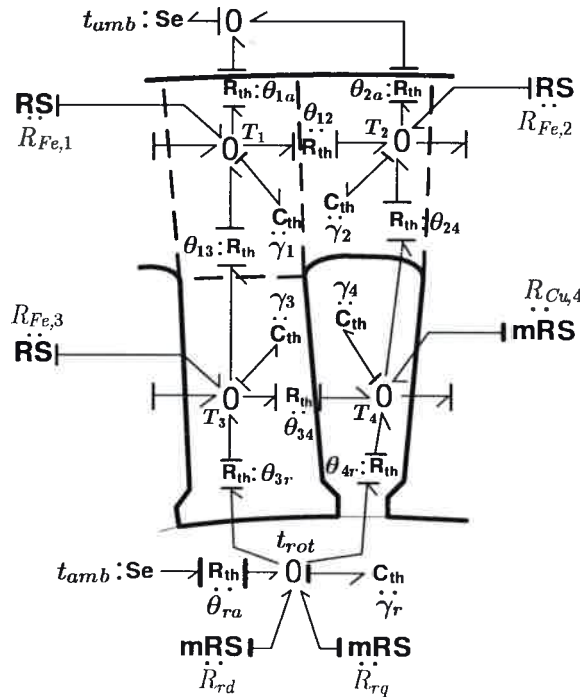


Figura 4.14: Representación del modelo térmico 2D en BG.

donde I_W , ω_W , r_W y B_W son el momento de inercia, velocidad, radio y coeficiente de fricción de la rueda, respectivamente. N es la relación en la caja reductora que relaciona el motor con la rueda. F_r es la fuerza longitudinal producida en la huella de contacto. La dinámica de la rueda delantera es la misma sólo que $T_e = 0$.

La dinámica longitudinal sobre el chasis recibe las fuerzas producidas sobre la huella de contacto de la rueda trasera y delantera (F_r y F_f) y determina la velocidad (V_x). La fuerza de resistencia aerodinámica F_{drag} es función de V_x y tiende a detener el vehículo. La dinámica longitudinal responde al siguiente conjunto de ecuaciones diferenciales

$$F_r + F_f - F_{drag} = (m_{tot}/2) \dot{V}_x \quad (4.20)$$

$$F_{drag} = \frac{1}{2} C_X (A_f/2) \rho_a V_x^2 \quad (4.21)$$

donde m_{tot} y A_f son la masa total y el área frontal del vehículo, respectivamente. C_X es el coeficiente aerodinámico y ρ_a representa la densidad del aire.

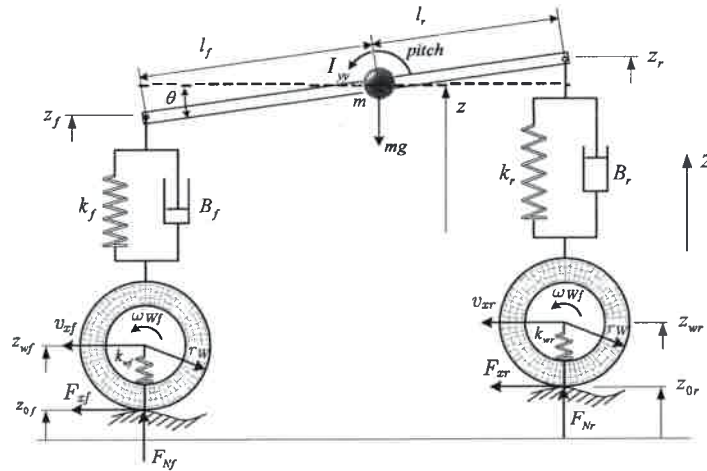


Figura 4.15: Modelo de medio vehículo con ruedas incluidas.

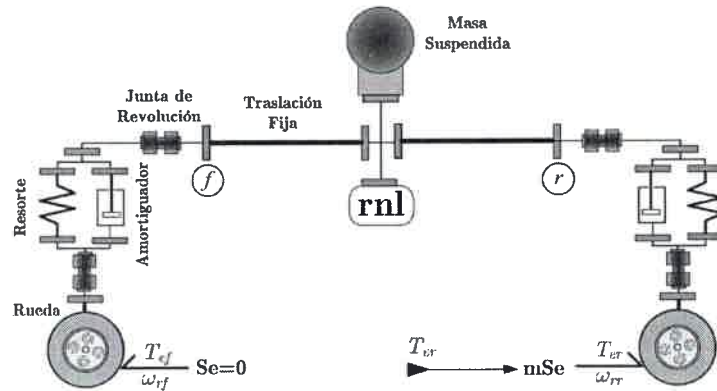


Figura 4.16: Modelo de medio vehículo con ruedas incluidas en Dymola.

4.3.4 Resultados de Simulación del Modelo 2D

En esta sección se analizan las evoluciones de las variables térmicas junto con las mecánicas y eléctricas. Los parámetros corresponden al VEU y se muestran en la Tabla 4.2.

Se realizaron una serie de simulaciones que resaltan la interacción entre los diferentes dominios que intervienen en el modelo propuesto. Para este fin, se maniobró el vehículo en línea recta con un perfil de velocidad del tipo **SAE J227a Schedule C** [151] que se repitió 75 veces. La Figura 4.17 muestra V_x durante un ciclo completo.

Tabla 4.2: Parámetros del Vehículo

Dominio Eléctrico (nominal)		
Potencia (P_n)	3	[kW]
Tensión de Línea (V_n)	28	[V]
Corriente (I_n)	81.56	[A]
Frecuencia (f_n)	50	[Hz]
Par (T_e)	19.4	[Nm]
Polos (P)	4	
$R_a = R_b = R_c$	10.476	[mΩ]
R_r	22.231	[mΩ]
R_{Fe}	157	[Ω]
$L_{ls} = L_{lr}$	89.03	[μH]
M	1.21	[mH]
Dominio Térmico		
Capacidad Calorífica del Rotor (γ_r)	1480	[J/°C]
Capacidad Calorífica Elemento 1 (γ_1)	105.7	[J/°C]
Capacidad Calorífica Elemento 2 (γ_2)	71.1	[J/°C]
Capacidad Calorífica Elemento 3 (γ_3)	178.8	[J/°C]
Capacidad Calorífica Elemento 4 (γ_4)	43.8	[J/°C]
Resistencia Térmica θ_{12}	0.140	[°C/W]
Resistencia Térmica θ_{13}	0.097	[°C/W]
Resistencia Térmica θ_{24}	0.464	[°C/W]
Resistencia Térmica θ_{34}	0.232	[°C/W]
Resistencia Térmica θ_{3r}	0.521	[°C/W]
Resistencia Térmica θ_{4r}	0.975	[°C/W]
Resistencia Térmica θ_{ra}	1.115	[°C/W]
Resistencia Térmica Nominal $\theta_{1a,0}$	5.188	[°C/W]
Resistencia Térmica Nominal $\theta_{2a,0}$	9.980	[°C/W]
Resistance Reduction Coeff. (β)	0.0376	[s/m]
Coef. de Temperatura ($\alpha_r = \alpha_s$)	0.00393	[°C ⁻¹]
Temperatura Ambiente	25	[°C]
Dominio Mecánico		
Inercia de la Rueda (I_W)	1.95	[kgm ²]
Radio de la Rueda (r_W)	0.268	[m]
Coef. de Fricción de la Rueda (B_W)	0.023	[Nms]
Relación Caja Reductora (N)	3	
Masa Total del Vehículo (m_{tot})	640	[kg]
Area Frontal del Vehículo (A_f)	1.4	[m ²]
Coef. Aerodinámico (C_X)	0.5	
Densidad del Aire (ρ_a)	1.225	[$\frac{kg}{m^3}$]

La interacción entre el dominio térmico y mecánico se pone de manifiesto en la Figura 4.18. Aquí se muestra la evolución de la temperatura en tres puntos diferentes del MI con y sin ventilación durante este experimento. Los tres puntos son: el rotor, el cobre de la ranura número 1 (Cu 1) y el diente del estator que se encuentra diametralmente opuesto (Fe 19). La figura muestra un incremento significativo de la temperatura de régimen cuando el motor no se encuentra ventilado adecuadamente. Este punto debe ser considerado al diseñar la ventilación del sistema de tracción del vehículo.

El impacto del incremento de temperatura sobre los parámetros eléctricos del MI (interacción entre el dominio eléctrico y el térmico) se manifiesta en la Figura 4.19. Esta figura muestra la evolución de la resistencia estática y rotórica para tres escenarios diferentes. En línea continua se muestra el valor que no considera la dependencia de la temperatura por lo que resulta en un valor constante obtenido de los ensayos (DC, sin carga y carga nominal). Sin embargo, para analizar una situación más realista se incluye la dependencia con la temperatura y se muestra el valor para la condición de ventilación (línea de trazos) y condición sin ventilación (línea de puntos). La variación en los valores de resistencia entre las tres diferentes condiciones varía entre un 10 % y 20 %. Este experimento muestra la importancia de considerar la interacción mecánica-eléctrica-térmica ya que, si dicha variación no se tiene en cuenta para reajustar el controlador, el desempeño del control por campo orientado implementado es afectado considerablemente [152].

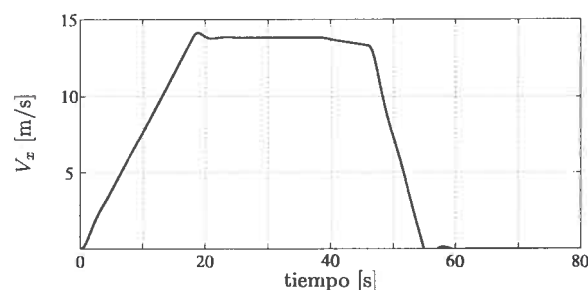


Figura 4.17: Perfil de velocidad.

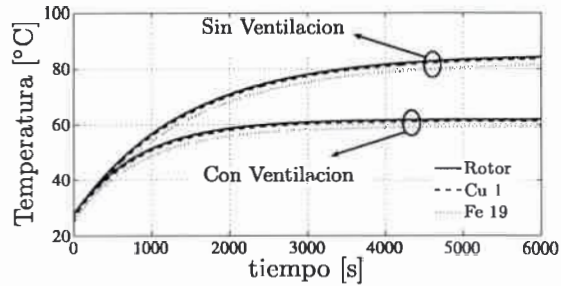


Figura 4.18: Temperaturas con/sin ventilación.

4.4 Sumario

En este Capítulo se logró modelar con el mismo formalismo la dinámica térmica eléctrica y mecánica. De esta forma, utilizando BG, quedan expresados claramente los principios de transformación y conservación de energía involucrados entre los distintos dominios. Por lo tanto, el modelo presentado permite evaluar la interacción existente entre los dominios eléctrico, térmico y/o mecánico.

De lo expuesto a lo largo del Capítulo parece innecesario modelar la dinámica eléctrica y/o mecánica junto con la térmica debido a la gran diferencia que existe entre sus constantes de tiempo. Sin embargo, éste no es el caso cuando ocurren fallas. Por lo tanto, en el Capítulo 6, donde se analizan en detalle las consecuencias producidas en el dominio térmico por distintas fallas asociadas al estator, se podrá apreciar la ventaja de este modelo. Además, este modelo mostró ser de utilidad para estudiar el desempeño de diferentes controladores frente a los desajustes de parámetros debido a la variación de temperatura.

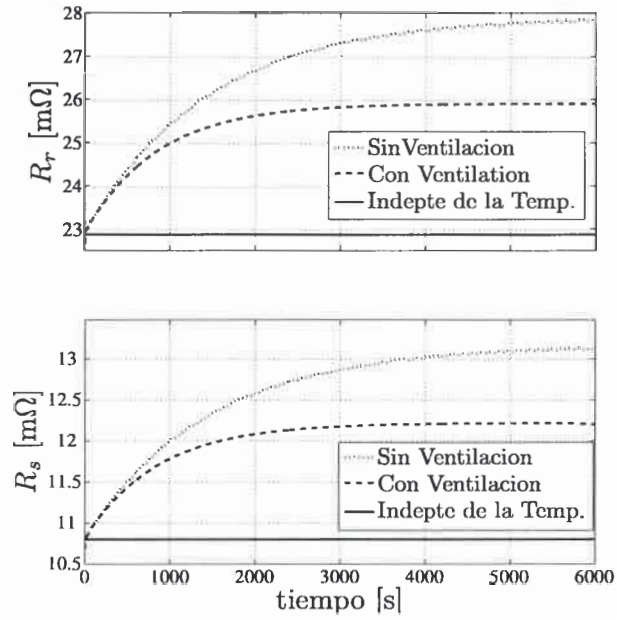


Figura 4.19: a) Variación de R_r . b) Variación de R_s .

Capítulo 5

Modelado del Dominio Químico: Baterías Pb-Ácido

En este Capítulo se estudia el comportamiento dinámico de las baterías de Pb-Ácido que son las instaladas en el VEU. A partir de este análisis se desarrollan modelos en BG de las baterías con dos enfoques diferentes. Cada enfoque presenta distintas características y es el más adecuado dependiendo del tipo de aplicación. Primeramente se presenta en la Sección 5.2 el modelo de la batería con el enfoque tradicional donde se construye el modelo a partir del equivalente de cada componente por separado. Luego en la Sección 5.3 se presenta el modelo con un enfoque alternativo que busca un equivalente eléctrico visto desde los terminales de la batería. Finalmente, en la Sección 5.4 se comparan los resultados de simulación obtenidos con ambos enfoques y se presentan conclusiones a partir de los mismos.

5.1 Introducción

En [59, 60, 61] se han presentado diversos modelos de Vehículos Eléctricos (VE) en el entorno de simulación de Dymola que centran su análisis en diferentes propiedades. En todos estos estudios se construyeron los modelos del vehículo a partir de la librería predefinida para VE que provee el software por lo que la tarea de modelado pierde flexibilidad y carece de un enfoque sistémico. En esta dirección existen trabajos

que proponen un enfoque flexible y sistémico como el BG para modelar la dinámica longitudinal y su integración con el sistema de tracción eléctrica [56, 57, 58, 82] pero en todos los estudios propuestos no se incluye ningún análisis sobre el sistema de almacenamiento de energía y su interacción con el sistema de tracción.

Por otro lado, los modelos propuestos para estudiar las baterías operando en ciclos de plena carga/descarga [153] no se adecuan a aquellos sistemas operando con una demanda aleatoria de energía como es el caso de los VE. Cuando existe esta demanda aleatoria de energía se manifiestan fenómenos electroquímicos complejos y de dinámica altamente no-lineal y el modelo de la batería se vuelve más complejo, como los presentados en [68, 69, 70, 71, 72].

En [154] se planteó la idea de un modelo de batería basado en impedancias. En trabajos recientes [155, 156, 157, 158] se encuentran modelos en BG con este enfoque. La principal desventaja de estos modelos radica en que cada componente de la batería (electrodos, interface electrodo/electrolito, electrolito, etc.) se modela por su propio equivalente eléctrico dando como resultado un modelo de gran orden y complejidad. Para disminuir la complejidad en el modelado de la batería se han propuesto modelos cuyo enfoque alternativo consiste en encontrar un equivalente eléctrico visto desde los terminales de la batería [73]. Estos modelos reducen significativamente la complejidad y tiempo de cálculo pero impiden realizar estudios sobre fenómenos propios del dominio químico como el potencial del electrolito o concentración de PbO_2 , entre otros.

Este escenario motiva el presente Capítulo donde se desarrollan modelos de baterías en BG que pueden ser fácilmente acoplados al resto de los modelos del VE presentados en los Capítulos anteriores. Esta integración con el resto de los modelos previamente desarrollados amplía considerablemente los posibles estudios que se pueden llevar a cabo sobre el comportamiento y prestaciones del vehículo.

5.2 Modelo Electroquímico

En esta Sección se propone un modelo electroquímico de las baterías de Pb-ácido que se basa en trabajos recientes [156, 157, 158, 159, 160, 161]. La propiedad más

destacable sobre otras propuestas es que con estos modelos se puede reproducir el comportamiento de la celda tanto en condición de carga como en descarga manteniendo una estructura simple. En primer lugar se presenta un modelo isotérmico (independiente de la temperatura) que está conformado por elementos de un único puerto. El resultado es una estructura en BG donde se puede distinguir cada uno de los electrodos. Además, dentro del sub-sistema de cada electrodo se puede visualizar gráficamente la reacción principal y la evolución de los gases.

Los modelos isotérmicos modelan los elementos resistivos y capacitivos (**R** y **C**) de un modo simplificado a través de la ecuación de Nernst y Tafel [160]. En muchas aplicaciones este modelo isotérmico resulta insuficiente para representar en forma adecuada el comportamiento de la celda. Los efectos térmicos resultan considerables cuando la demanda de energía se extiende por largos períodos y se hace de forma aleatoria como en las aplicaciones estudiadas en esta tesis.

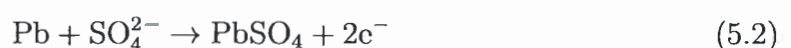
Para contar con un modelo adecuado se incorpora la dinámica térmica para poder incluir los fenómenos que dependen de la temperatura. El modelo resultante mantiene la estructura del modelo isotérmico sólo que ahora se considera además la potencia generada en la celda. Para incluir estos efectos, los elementos **R** y **C** de un puerto se reemplazan por elementos bi-puerto del tipo **RS** y **C**, respectivamente.

5.2.1 Potencial de Equilibrio

La celda considerada en la Figura 5.1 representa esquemáticamente una batería de Pb-ácido típica. La misma consiste en un electrodo de plomo (Pb) y otro de óxido de plomo (PbO₂) sumergido en una solución de H₂SO₄. Al unir galvánicamente ambos electrodos (Figura 5.1.(a)), circula una corriente eléctrica entre ellos debido a la diferencia de potencial electrostático entre ellos. La reacción que da origen a esta fuerza electromotriz es:



Esta reacción se puede dividir en dos partes. Una que tiene lugar en el electrodo del lado izquierdo,



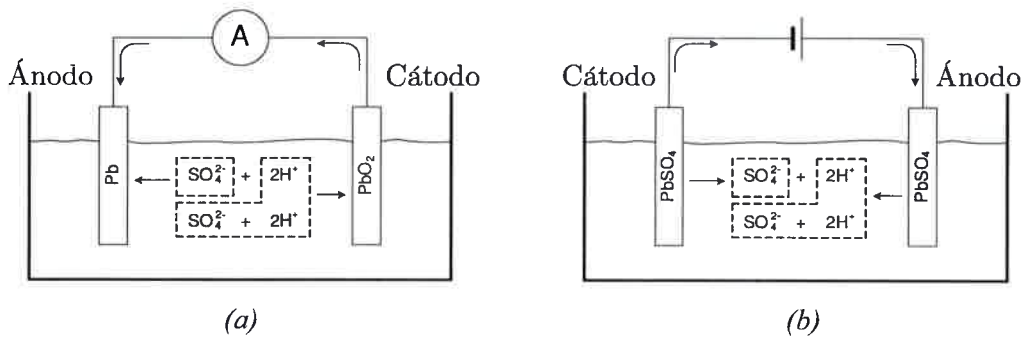


Figura 5.1: (a) Celda galvánica, (b) Celda electrolítica.

y la otra tiene lugar en el lado derecho,



El electrodo donde ocurre la oxidación se denomina ánodo y donde ocurre la reducción se denomina cátodo. La fuerza electromotriz de una celda galvánica se define como:

$$E = E_c - E_a \quad (5.4)$$

donde E_c y E_a son los potenciales de reducción del cátodo y el ánodo, respectivamente.

Si se aplica a la celda un potencial eléctrico mayor a esta fem, el proceso químico en los electrodos se invierte (Figura 5.1.(b)), al igual que las direcciones de las reacciones (5.2) y (5.3). El electrodo de Pb se transforma en el cátodo y el de PbO₂ en el ánodo y el sistema se encuentra funcionando como una celda electrolítica.

La dependencia de la fem respecto de la concentración de sustancias involucradas en la reacción esta gobernada por la ley de Nernst

$$E = E^0 - \frac{R\theta}{nF} \ln \prod_i (m_i \gamma_i)^{v_i} \quad (5.5)$$

donde E^0 es la fem estándar, R es la constante molar del gas, θ es la temperatura del electrolito, F es la constante de Faraday, n es el número de electrones intercambiados, v es el coeficiente estequiométrico, m la molaridad y γ el coeficiente de actividad. Debido a las altas concentraciones electrolíticas utilizadas en las baterías de Pb-ácido, la actividad del solvente no puede considerarse constante e igual a la unidad. Por ello debe incluirse la escala de fracción molar, $\chi_{\text{H}_2\text{O}} \gamma_{\text{H}_2\text{O}}$, en la expresión (5.5).

Debido a la condición de neutralidad eléctrica existente en los electrolitos, la concentración de unos iones no puede modificarse sin modificar la de los otros iones ya que los efectos de unos y otros son inseparables. Por lo tanto, el coeficiente de actividad iónica se define como

$$\gamma_{\pm}^v = \gamma_+^{v_+} \times \gamma_-^{v_-} \quad (5.6)$$

Este coeficiente puede encontrarse en tablas o, en su defecto, medirse experimentalmente. El procedimiento para estimar el coeficiente de actividad iónica de los positivos y negativos por separado se basa en la teoría de Debye-Hückel para electrolitos fuertes que relaciona estos coeficientes con el coeficiente principal de la siguiente manera,

$$\ln \gamma_+ = \frac{\frac{v}{v_-} \ln \gamma_{\pm}}{\left(\frac{z_-}{z_+}\right)^2 + \frac{v_+}{v_-}} \quad ; \quad \ln \gamma_- = \frac{\frac{v}{v_+} \ln \gamma_{\pm}}{\left(\frac{z_+}{z_-}\right)^2 + \frac{v_-}{v_+}} \quad (5.7)$$

donde z_+ y z_- son las cargas de los iones positivos y negativos (en este caso los iones SO_4^{2-} y H^+). Finalmente γ_+ y γ_- pueden expresarse a partir de γ_{\pm} como sigue

$$\gamma_+ = (\gamma_{\pm})^{1/2} \quad ; \quad \gamma_- = (\gamma_{\pm})^2 \quad (5.8)$$

donde γ_{\pm} se puede obtener experimentalmente para cualquier concentración de H_2SO_4 .

El valor que se obtiene con (5.5) corresponde a la fem de la reacción reversible, i.e. cuando la corriente que circula por los electrodos es nula o despreciable. Por lo tanto este potencial se denomina el potencial de equilibrio. Cuando la celda del electrodo opera en forma idealmente reversible, se la representa en BG con un elemento **C** que acumula energía de forma reversible. Aquí el esfuerzo generalizado corresponde al potencial electroquímico y el flujo generalizado a la corriente eléctrica que lo circula. Por lo tanto, a partir de (5.5) se puede establecer la siguiente relación constitutiva para la reacción principal del ánodo

$$E(0) = E^0 - \frac{R\theta}{2F} \ln \left(\frac{\gamma_-}{M_d F} Q_{ma} \right) \quad (5.9)$$

donde M_d es la masa de solvente (H_2O) y la carga Q_{ma} se calcula a partir de la integral de la corriente que lo circula.

5.2.2 Sobre-Potencial

Cuando existe una corriente circulando por los electrodos la condición de operación se torna irreversible y el potencial electroquímico ya no se corresponde con el potencial de equilibrio. Esta diferencia se conoce como sobre-potencial y se la representa con η . En el caso de estudio los fenómenos más significativos que dan lugar al sobre-potencial son la transferencia de carga y la difusión. A continuación se describen ambos mecanismos y su modelo matemático.

Sobre-Potencial por Transferencia de Carga

Es causado por el proceso mismo de la transferencia de carga entre el electrodo y el electrolito a través de la doble capa. La dinámica electroquímica que muestra la relación de este sobre-potencial con la densidad de corriente está dada por la ley de Butler-Volmer que indica,

$$\frac{i}{i_0} = \exp\left(\frac{z\alpha F}{R\theta}\eta_t\right) - \exp\left(-\frac{z(1-\alpha)F}{R\theta}\eta_t\right) \quad (5.10)$$

donde i_0 es la densidad de corriente de intercambio, z es el número de electrones intercambiados, α es el coeficiente de transferencia de carga y η_t el sobre-potencial por transferencia de carga resultante. Para valores altos de $|\eta_t|$, uno de los términos de (5.10) puede despreciarse y es posible obtener η_t en función de i . Esta relación es conocida como la ecuación de Tafel e indica:

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{R\theta}{z\alpha F} \ln \frac{i}{i_0} & \text{para } \eta_t \gg \frac{R\theta}{zF} \\ \eta_t &= \frac{R\theta}{z(1-\alpha)F} \ln \frac{i_0}{|i|} & \text{para } \eta_t \ll \frac{R\theta}{zF} \end{aligned} \quad (5.11)$$

Sobre-Potencial de Difusión

Para las aplicaciones bajo análisis el gradiente de concentración puede considerarse constante por lo que el modelo se simplifica considerablemente. De este modo, la dinámica electroquímica que relaciona el sobre-potencial de difusión y la densidad de corriente queda

$$\eta_d = \frac{R\theta}{nF} \ln \prod_j \left(1 - \frac{i}{i_{l,j}}\right)^{v_j} \quad (5.12)$$

donde $i_{l,j}$ es la densidad de corriente límite de cada especie que difunde a través de la interface electrodo/electrolito y $n = \sum_j v_j z_j$ donde v_j y z_j son el coeficiente estequiométrico y la carga de la especie j , respectivamente.

Sobre-Potencial Completo

Para obtener la relación entre *esfuerzo* y *flujo* del elemento disipativo \mathbf{R} que representa el sobre-potencial total, se suman los términos de (5.11) y (5.12) dando como resultado:

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{R\theta}{z\alpha F} \ln \frac{i}{i_0} + \frac{R\theta}{nF} \ln \prod_j \left(1 - \frac{i}{i_{l,j}}\right)^{v_j} \quad \text{para } \eta_t \gg \frac{R\theta}{zF} \\ \eta_t &= \frac{R\theta}{z(1-\alpha)F} \ln \frac{i_0}{|i|} + \frac{R\theta}{nF} \ln \prod_j \left(1 - \frac{i}{i_{l,j}}\right)^{v_j} \quad \text{para } \eta_t \ll \frac{R\theta}{zF} \end{aligned} \quad (5.13)$$

Reacción Secundaria y Potencial Mixto

Simultáneamente con la reacción principal ya estudiada, en el ánodo se lleva a cabo un segundo proceso donde aparece la siguiente reacción del hidrógeno,



Por lo tanto, la densidad total de corriente se obtiene como:

$$i = i_{am} - i_{as} \quad (5.15)$$

donde i_{am} y i_{as} son las densidades de corriente en el ánodo para la reacción principal y secundaria, respectivamente. El signo negativo aparece porque la reacción secundaria es una oxidación y produce una caída en la concentración de iones SO_4^{2-} y consecuentemente en la carga.

Considerando esta reacción secundaria, el potencial resultante es el denominado potencial mixto y viene dado por

$$E_{aM}(i) = E_{am}(0) + \eta_{am} = E_{as}(0) + \eta_{as} \quad (5.16)$$

Del mismo modo la siguiente reacción secundaria tiene lugar en el cátodo



Al igual que en el ánodo, la densidad total de corriente y el potencial mixto para el cátodo viene dado por

$$i = i_{cm} + i_{cs} \quad (5.18)$$

$$E_{cM}(i) = E_{cm}(0) + \eta_{cm} = E_{cs}(0) + \eta_{cs} \quad (5.19)$$

5.2.3 Modelo Bond Graph con el Enfoque Electroquímico

El modelo resultante en BG para el cátodo se presenta en la Figura 5.2 donde cada “1” representa el segundo y tercer término de (5.19) y el “0” es la representación gráfica de (5.18) y (5.19).

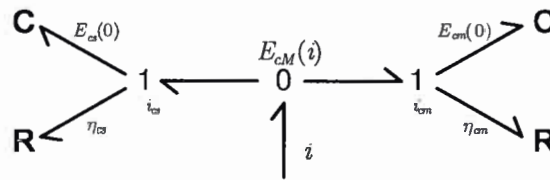


Figura 5.2: Modelo BG de las reacciones principal y secundaria del cátodo.

La relación entre *flujo* y *esfuerzo* en los elementos **R** incluidos en este modelo representan el sobre-potencial y está determinada por (5.13) mientras que los elementos **C** responden a (5.9) y determinan los potenciales de equilibrio.

Para completar el modelo del dominio químico de la celda electrolítica se debe incluir el modelo del ánodo. La Figura 5.3 muestra el modelo del dominio químico junto con el modelo del circuito eléctrico que produce la carga/descarga. para los elementos **R** del dominio químico se prefiere mantener la causalidad mostrada en la Figura 5.3 para evitar problemas numéricos al invertir la relación (5.13). Al fijar esta causalidad se genera una singularidad estructural que es salvada incluyendo una pequeña inercancia que no modifica substancialmente el comportamiento.

El modelo BG del circuito eléctrico se explica en detalle en [159] y se incluye de forma ilustrativa. En nuestro caso será inicialmente reemplazado por una fuente de

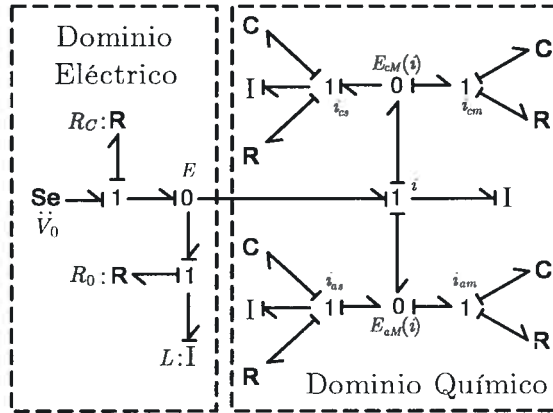


Figura 5.3: Modelo isotérmico en Bond Graph.

corriente (para validar el modelo) y más adelante será acoplado al circuito eléctrico del vehículo.

Dinámica Térmica

Para completar el modelo de la batería se debe considerar la dinámica térmica. Los elementos BG utilizados en el dominio térmico han sido descritos detalladamente en el Capítulo 4. El electrolito se considera como una masa puntual con una capacidad térmica C_θ y cuya resistencia térmica hacia el ambiente es R_θ . La evolución de la temperatura queda determinada por

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{1}{C_\theta} \left[P_s - \frac{(\theta - \theta_a)}{R_\theta} \right] \quad (5.20)$$

donde P_s es el calor generado internamente en la batería que está conformado por el calor generado en los elementos disipativos junto con el generado/absorvido por los elementos capacitivos que representan las reacciones reversibles. Para incorporar P_s al modelo térmico cada elemento resistivo se reemplaza por una fuente resistiva ‘RS’ (ver Figura 5.4(a)) cuya relación entre el enlace primario y secundario está dado por

$$\begin{aligned} e_1 &= \frac{Re_2}{z\alpha F} \ln \frac{f_1}{i_0} + \frac{Re_2}{nF} \ln \prod_j \left(1 - \frac{f_1}{i_{l,j}} \right)^{v_j} \quad \text{for } e_1 \gg Re_2/zF \\ e_1 &= \frac{Re_2}{z(1-\alpha)F} \ln \frac{i_0}{|e_1|} + \frac{Re_2}{nF} \ln \prod_j \left(1 - \frac{e_1}{i_{l,j}} \right)^{v_j} \quad \text{for } e_1 \ll Re_2/zF \\ f_2 &= f_1 e_1 / e_2 \end{aligned} \quad (5.21)$$

El enlace primario (subíndice 1) pertenece al dominio químico mientras que el enlace secundario (subíndice 2) ingresa al dominio térmico como una fuente de entropía.

El resto del calor intercambiado con el dominio químico proviene de las reacciones reversibles producidas en los elementos capacitivos **C**. Ahora cada elemento es reemplazado por un nuevo elemento bi-puerto **C** como el mostrado en la Figura 5.4(b) cuya relación es

$$\begin{aligned} e_1 &= E^0 - \frac{R e_2}{2F} \ln \left(\frac{\gamma_-}{M_d F} Q_{ma} \right) \\ f_2 &= f_1 e_1 / e_2 \end{aligned} \quad (5.22)$$

donde $Q_{ma}(t) = \int_{t_0}^t f_1 d\tau$ representa la carga acumulada y el resto de los parámetros vienen de la expresión (5.9). El efecto térmico producido será un calentamiento o enfriamiento del electrolito (debido a la reversibilidad de la reacción).

La transferencia de calor por conducción hacia el ambiente se representa con una resistencia térmica " R_{th} " (ver Figura 5.4(c)) cuya relación entre enlace primario y secundario es

$$\begin{aligned} f_1 e_1 &= \frac{1}{R_\theta} (e_1 - e_2) \\ f_2 e_2 &= f_1 e_1 \end{aligned} \quad (5.23)$$

donde el producto $f_1 e_1$ es la razón de cambio del calor intercambiado ($\partial Q / \partial t$) y (5.23) representa la ley experimental de Fourier para la conductividad térmica.

El almacenamiento de calor se representa con una capacidad térmica C_{th} como la indicada en la Figura 5.4(d). Ésta hereda la relación del elemento **C** estándar ($C\dot{e} = f$) salvo que aquí el valor de la capacidad es inversamente proporcional a su temperatura (i.e. $C = C_0/e$). Con esta substitución y sabiendo que el producto $f e$ es la razón de cambio del calor acumulado ($\partial Q / \partial t$), la relación queda:

$$C_0 \Delta T = \Delta Q \quad (5.24)$$

que corresponde a la primera ley de la termodinámica cuando no existe trabajo neto ni cambio de fase en el electrolito.

El modelo completo de la batería considerando el dominio térmico se presenta finalmente en la Figura 5.5.

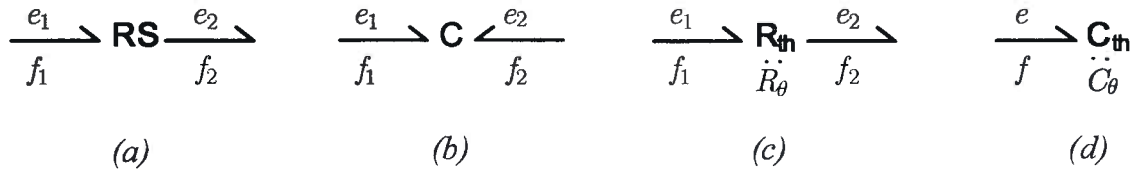


Figura 5.4: (a) Fuente Resistiva. (b) Capacitor bi-puerto. (c) Resistencia Térmica. (d) Capacidad Térmica.

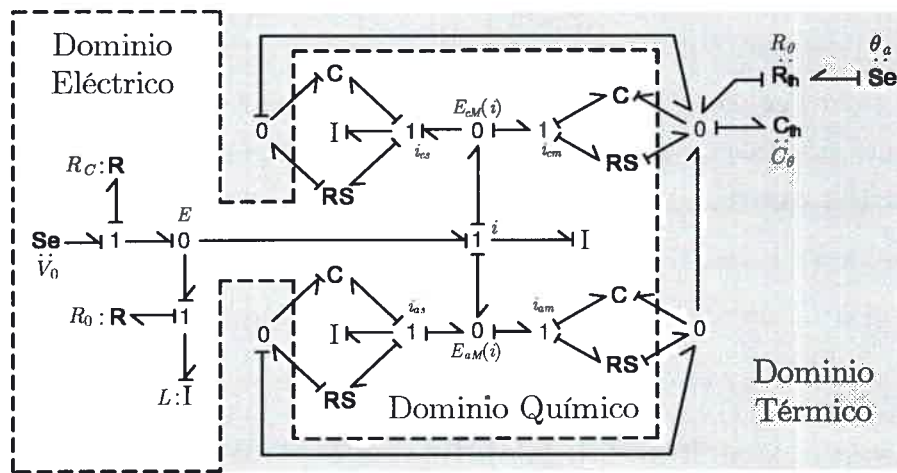


Figura 5.5: Modelo completo de la batería en BG.

5.3 Equivalente eléctrico

En esta Sección se presenta un modelo dinámico de la batería basado en impedancias. El mismo se basa en trabajos previos [73, 162, 163, 164] donde se analizan y estudian las baterías de Pb-ácido y se plantea el modelo dinámico en términos de una red eléctrica equivalente. La idea es encontrar un modelo eléctrico que reproduzca el comportamiento de la batería visto desde sus terminales.

El modelo más general que se puede plantear con este enfoque se presenta en la Figura 5.6 donde la rama principal (subíndice m) se compone de la fuerza electromotriz propia (E_m) en serie con una impedancia interna (Z_m). Dado que la eficiencia de la carga no es ideal, parte de la corriente entrante se deriva hacia una rama parásita (subíndice p) que representa alguna de las pérdidas debido a las reacciones irreversibles. Este modelo, a su vez, presenta fuertes no-linealidades ya que las fuentes

internas E son función no-lineal del estado de carga (SOC) y de la temperatura del electrolito (θ). Además, las impedancias Z_m y Z_p dependen de la variable de Laplace s como así también de SOC y θ .

El modelo de la rama principal se obtiene a partir de la respuesta $V(t)$ cuando se introduce una corriente escalón como entrada a la batería. La misma puede aproximarse como una suma de exponenciales con diferentes constantes de tiempo [73]. Cada curva agregada al modelo reduce el error en la aproximación al tiempo que aumenta la complejidad del modelo ya que introduce un nuevo paralelo $R-C$ como se muestra en la Figura 5.7. En esta figura también se muestra la rama parásita donde la corriente se plantea como una función genérica (no-lineal) de la tensión V_{PN} .

El circuito eléctrico equivalente de la Figura 5.7 se puede representar en BG de forma sistemática [165]. Con este simple procedimiento se llega al modelo BG presentado en la Figura 5.8 que presenta una correspondencia directa con el circuito eléctrico.

Dado que la fuerza electromotriz E_m se obtiene como

$$E_m = E_{m0} - K_E \theta (1 - SOC) \quad (5.25)$$

donde E_{m0} es una tensión constante y el parámetro K_E da una idea de la caída de tensión como consecuencia de la carga extraída ($1 - SOC$) y del incremento de temperatura.

En base a (5.25) se puede inferir que una representación más adecuada de esta fuente E_m no es con una fuente de tensión modulada (como se sugiere en [73][162]) si no que se debe realizar en dos elementos BG bien diferenciados. El primer término de (5.25) corresponde a una fuente de esfuerzo (**Se**) mientras que el segundo término se representa por un capacitor modulado (**mC**) que almacena la carga de la batería y se encuentra modulado por la temperatura. Este concepto se muestra en la Figura 5.9(a) donde el conjunto **Se-mC** compone la tensión E_m . En esta figura también aparece el resto de los elementos reorganizados dando lugar a un modelo en BG más compacto.

Partiendo del modelo más general previamente planteado, se puede llegar a un modelo de batería ampliamente difundido para diversas aplicaciones. El mismo está

compuesto por dos bloques R - C salvo que el elemento C_2 no es considerado. Con esta consideración se obtiene el modelo BG representado en la Figura 5.9(b).

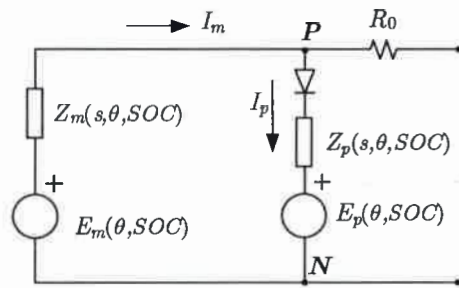


Figura 5.6: Modelo general de la batería.

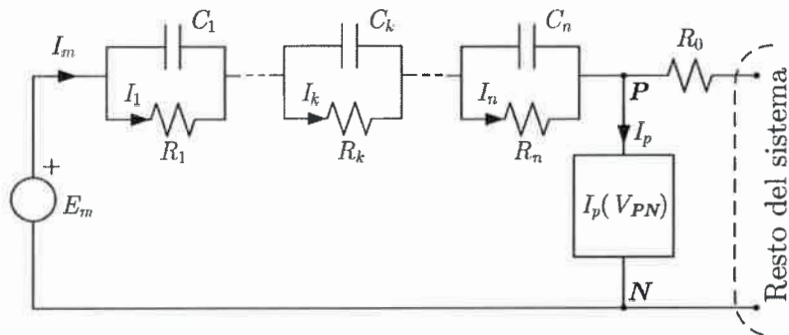


Figura 5.7: Modelo usado para ajustar la respuesta al escalón.

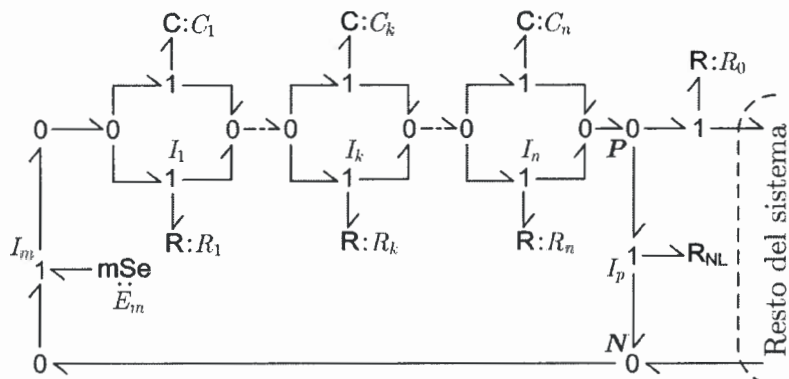


Figura 5.8: Modelo BG para ajustar la respuesta al escalón.

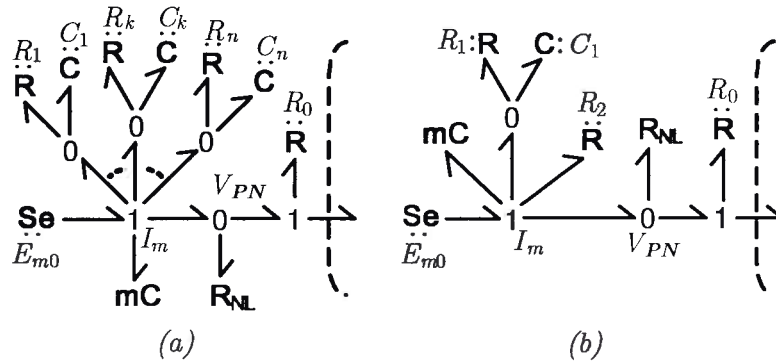


Figura 5.9: (a) Modelo BG genérico. (b) Modelo usado para baterías de Pb-ácido.

Dado que los parámetros de algunos de los elementos utilizados en la red eléctrica equivalente dependen de la temperatura del electrolito, el modelo se debe completar incluyendo el dominio térmico. Al igual que en la Sección 5.2, el electrolito se considera como una masa puntual con una capacidad térmica C_θ y cuya resistencia térmica hacia el ambiente es R_θ . Por lo tanto, la evolución de la temperatura queda determinada por

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{1}{C_\theta} \left[P_s - \frac{(\theta - \theta_a)}{R_\theta} \right] \quad (5.26)$$

Para incluir P_s , que es el calor total generado internamente por la batería, cada elemento resistivo debe reemplazarse por una fuente resistiva “RS” (ver Figura 5.10(a)) cuya relación entre enlace primario y secundario está dada por

$$\begin{aligned} e_1 &= R f_1 \\ f_2 &= f_1 e_1 / e_2 \end{aligned} \quad (5.27)$$

Aquí el enlace primario pertenece al dominio eléctrico equivalente y el secundario ingresa al dominio térmico como fuente de entropía.

La disipación de calor hacia el ambiente y el almacenamiento de calor son representados, al igual que en la Sección anterior, por una resistencia térmica “ R_{th} ” y una capacidad térmica C_{th} . Los elementos en BG se muestran en las Figuras 5.10(b) y (c), respectivamente.

El modelo completo es finalmente presentado en la Figura 5.11. El dominio térmico considera todo el calor generado internamente en la batería, su almacenamiento y

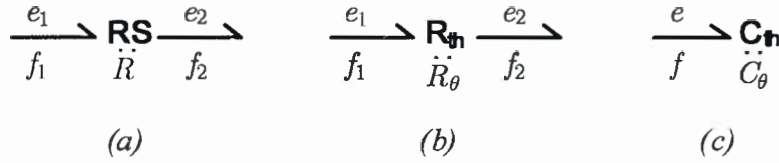


Figura 5.10: (a) Fuente Resistiva. (b) Resistencia Térmica. (c) Capacidad Térmica.

la disipación al ambiente. Aquí evoluciona la temperatura del electrolito que es realimentada a ciertos elementos del dominio eléctrico equivalente.

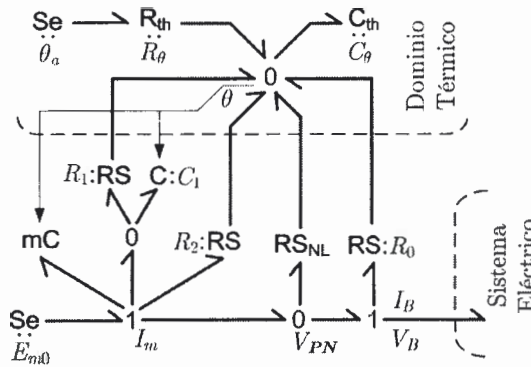


Figura 5.11: Modelo completo de la batería en BG.

5.4 Resultados de Simulación

En esta Sección se presentan resultados de simulación obtenidos con ambos enfoques. Para poder realizar una comparación significativa se necesita modelar la misma batería de Pb-Ácido con ambos enfoques y utilizar un método que permita obtener los parámetros de cada modelo y encontrar sus relaciones. En la Tabla 5.1 se muestran los parámetros utilizados en el modelo de la red eléctrica equivalente que son tomados de [162]. Con el propósito de poder realizar estas comparaciones, en [158] y en [159] se ajustaron los parámetros del modelo obtenido con el enfoque electro-químico para representar esta misma batería.

A continuación se muestran los modelos utilizados para obtener las simulaciones. Los mismos presentan ligeras modificaciones respecto de los previamente presentados

de modo de poder forzar en ambos casos un ciclo de corriente de carga/descarga. En primer lugar se muestra en la Figura 5.12(a) el modelo Bond Graph de la batería con el enfoque electro-químico presentado en la Sección 5.2 con la posibilidad de forzar exteriormente la corriente I_B a través de la fuente modulada de flujo. Posteriormente en la Figura 5.12(b) se presenta el modelo obtenido por medio de su red eléctrica equivalente desarrollado en la Sección 5.3 que también incluye la fuente modulada de flujo. Ambos modelos se encuentran con la correspondiente causalidad.

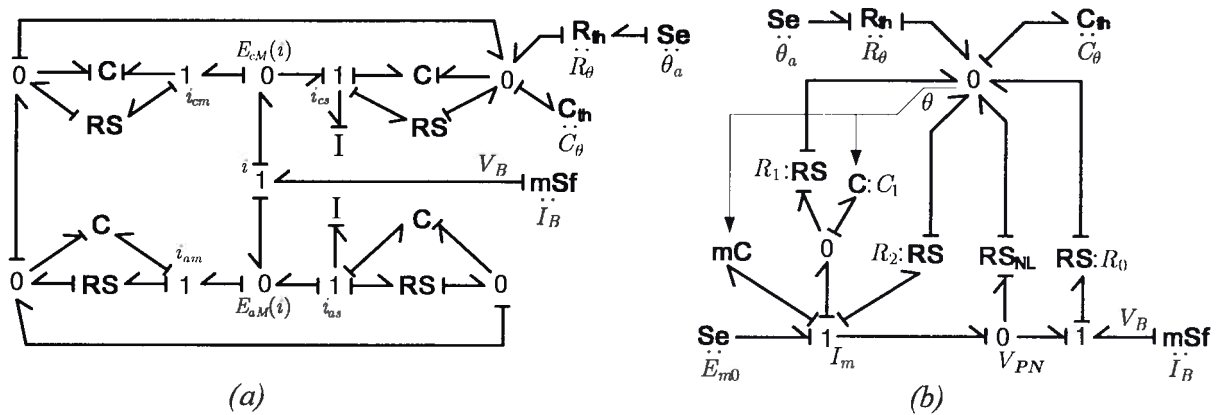


Figura 5.12: (a) Enfoque electro-químico. (b) Enfoque por red eléctrica equivalente.

Para el experimento numérico realizado se comienza con la batería completamente cargada y luego se excitan ambos modelos con una corriente (I_B) como se muestra en la Figura 5.13 de modo de producir una descarga de 30A durante 10 hs seguido de un período de reposo y una carga de 30A durante 8.3 hs aproximadamente. Para llevar a cabo la comparación de la evolución de ambos modelos, se presenta en la Figura 5.14 la evolución del estado de carga (SOC) para ambos modelos junto con la tensión en bornes (V_B) y la temperatura del electrolito (θ_e) en las Figuras 5.15 y 5.16, respectivamente.

En todas las evoluciones se observa una alta correlación entre los resultados de ambos modelos. Esta fuerte correlación resulta esperable dado que los parámetros fueron ajustados de modo de representar el mismo tipo y tamaño de batería.

La pequeña discrepancia encontrada en el estado de carga (Figura 5.14) se debe a que, como se concluye en [158], la capacidad efectiva de la batería resulta ligeramente

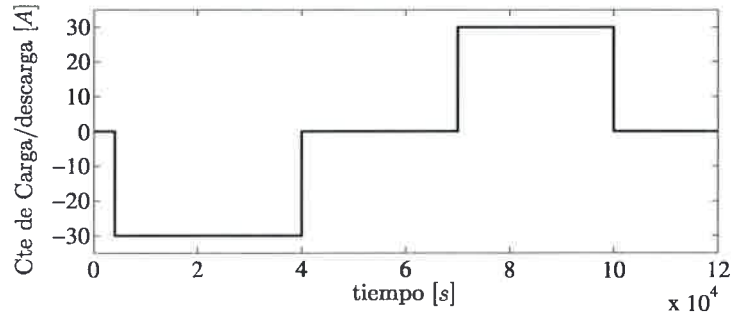


Figura 5.13: Corriente de carga/descarga de la batería (I_B).

mayor para el modelo electro-químico resultando en un SOC un poco mayor para la misma carga extraída $Q_{ma} = \int_{t_0}^t I_B d\tau$.

Para el caso de la tensión en bornes (Figura 5.15) se parte con valores ligeramente distintos: $V_B(t_0) = 2.119 V$ para el modelo electro-químico y $V_B(t_0) = 2.135V$ para el equivalente eléctrico. De todos modos, durante el proceso de carga/descarga las evoluciones de ambos modelos arrojan resultados muy similares.

Por último se encuentra una gran correlación en la evolución de la temperatura del electrolito (θ_e) para ambos modelos. Esto se debe a que los modelos térmicos son los mismos salvo que difiere ligeramente la potencia química transmitida al dominio térmico (en el modelo electro-químico) respecto de la transmitida desde el dominio eléctrico al térmico (en el modelo equivalente eléctrico).

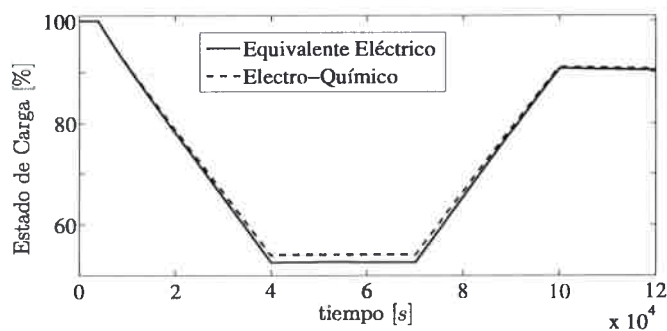


Figura 5.14: Estado de carga de la batería.

Tabla 5.1: Parámetros de la Batería

Parámetros de la Rama Principal		
Tensión (E_{m0})	2.135	[V]
Sensitividad Térmica (K_E)	0.58	[mV/°C]
Resistencia (R_{00})	2.0	[mΩ]
Sensitividad (A_0)	-0.3	
Resistencia (R_{10})	0.7	[mΩ]
Constante de Tiempo (τ_1)	5000	[s]
Resistencia (R_{20})	15	[mΩ]
Sensitividad (A_{21})	-8	
Sensitividad (A_{22})	-8.45	
Parámetros de la Rama Parásita		
Voltage (V_{p0})	0.1	[V]
Conductance (G_{p0})	2	[pS]
Sensitivity (A_p)	2	
Relacionados con la Capacidad de la Batería		
Capacidad Nominal (C_0)	261.9	[Ah]
Corriente Nominal (I_n)	49	[A]
Sensitividad (K_c)	1.18	
Coeficientes Empíricos (ϵ & δ)	1.29 & 1.40	
Temperatura de Congelamiento (θ_f)	-40	[°C]
Sub-Sistema Térmico		
Capacidad Térmica (C_θ)	15	[Wh/°C]
Resistencia Térmica (R_θ)	0.2	[°C/W]
Temperatura Ambiente (θ_a)	25	[°C]

5.5 Sumario

Pese a que los enfoques adoptados para el modelo electro-químico y el modelo equivalente eléctrico sean diferentes, para las evoluciones presentadas resulta indistinto contar con uno u otro modelo. La evolución de las variables mostradas son las que se necesitan para monitorear el estado de la batería (carga, tensión y temperatura) y la energía entregada/absorbida.

En aplicaciones donde se necesita evaluar variables del dominio químico como concentración del ácido o cantidad de gases generados, el modelo electro-químico resulta de utilidad. Con este modelo también se puede evaluar el impacto de fallas asociadas a la batería dado que existe una relación directa entre la falla y el elemento

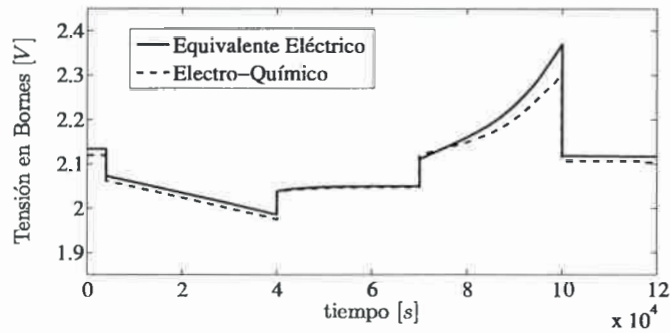


Figura 5.15: Tensión en bornes V_B .

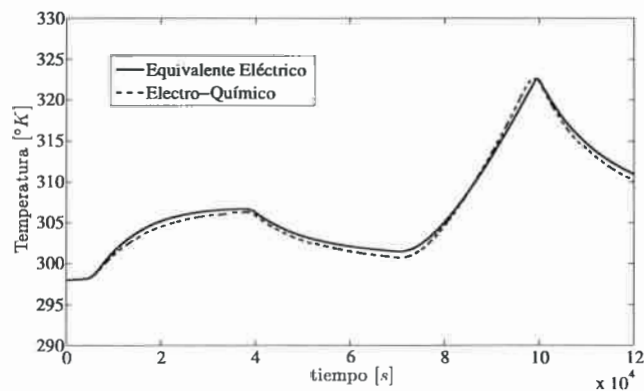


Figura 5.16: Temperatura del electrolito (θ_e).

del modelo.

Por el otro lado, la ventaja del modelo equivalente eléctrico reside en su simplicidad y, por lo tanto, en su bajo requerimiento de capacidad de cálculo. Esta característica lo hace ideal para integrarlo al resto de los sistemas propios del vehículo y de este modo poder evaluar el desempeño del sistema completo, siempre dentro de condiciones normales de operación.

El capítulo muestra y desarrolla los dos enfoques para poder elegir de acuerdo a cada aplicación. Como ejemplo de aplicación, en la Sección 6.2, se integra el modelo equivalente eléctrico con el inversor, el control, el sistema de tracción eléctrica y el modelo mecánico de medio vehículo para evaluar la performance energética del vehículo para diferentes ciclos de manejo y con/sin frenado regenerativo.

Capítulo 6

Integración de los Modelos Propuestos

En este Capítulo se presentan dos casos de aplicaciones de los modelos desarrollados en los capítulos precedentes. Las aplicaciones presentadas resultan de utilidad a la hora de plantear el análisis y el diseño de un vehículo eléctrico.

En primer lugar se estudia en la Sección 6.1 el impacto que produce una falla en el bobinado de uno de los motores del sistema de tracción. El análisis se realiza sobre las variables eléctricas pero también el modelo presentado permite analizar el impacto sobre el desempeño del sistema mecánico y el dominio térmico.

Como otra aplicación, en la Sección 6.2 se acoplan el modelo de la batería al sistema de tracción y el sistema mecánico. Con este modelo integrado se puede realizar el estudio del consumo energético del vehículo cuando opera bajo diferentes ciclos de manejo. También se puede estudiar el consumo ahorrado al implementarse el frenado regenerativo.

A partir de los resultados de simulación obtenidos en ambas secciones se derivan conclusiones que se presentan finalmente en la Sección 6.3

6.1 Análisis del Modelo Integrado Bajo Fallas

En esta sección se propone el modelo Multi-Dominio del vehículo eléctrico. El modelo del dominio mecánico, eléctrico y térmico se corresponden con los desarrollados en los Capítulos 2, 3 y 4, respectivamente. Dado que el bobinado está representado en el marco *abc*, existe una relación directa entre el modelo y su topología permitiendo incluir fallas asociadas a este bobinado. A su vez, la discretización espacial realizada en el dominio térmico permite evaluar el impacto de dicha falla sobre la distribución de temperatura en el motor.

Primero se introducen ciertos conceptos que motivan el modelado multi-dominio y se muestra el sistema completo donde se pueden incluir fallas en el dominio eléctrico. Luego, se realizan simulaciones que muestran las interacciones entre dominios cuando se presentan dichas fallas.

6.1.1 Motivación del Modelado Multi-Dominio

Las tareas de modelado y simulación se han vuelto una herramienta muy útil durante la etapa de diseño de un VE. Sin embargo puede ocurrir que, pese a contar con un modelo detallado y preciso del sistema de tracción, éste trabaje fuera de las condiciones de operación cuando se construye el prototipo. Este problema puede ocurrir porque el modelo de la carga mecánica de los motores no es modelado con suficiente detalle o porque el impacto negativo que produce el calentamiento sobre la vida útil del motor no es tenido en cuenta [166]. Por consiguiente, para evitar este inconveniente, el modelo debe extenderse de modo de incorporar estos fenómenos.

Por esta razón el desarrollo de un modelo multi-dominio que integre el comportamiento de los dominios mecánico, eléctrico y térmico se vuelve indispensable para realizar correctamente la etapa de diseño. Con la ayuda de estos modelos es posible realizar tanto el análisis térmico como así también el análisis de: sistemas de detección de fallas, desempeño de distintos controladores, configuraciones, topologías y materiales utilizados en el motor. Este análisis minucioso puede llevarse a cabo incluso previo a la construcción del prototipo.

El enfoque tradicional usado para crear modelos multi-dominio que incorporan todos estos fenómenos consiste en escribir el conjunto completo de ecuaciones relacionadas con cada dominio. Luego es necesario explicitar las interacciones entre dominios e incorporar las variaciones de parámetros debido a la evolución de variables pertenecientes a otros dominios. Dado que este enfoque consume mucho tiempo, se vuelve impracticable para sistemas a gran escala y es tendiente a errores, se suelen hacer muchas simplificaciones a expensas de una pérdida de su fidelidad. En [77] se presenta la integración del dominio eléctrico y mecánico de un tren de alta velocidad utilizando este enfoque.

Para facilitar el modelado de sistemas físicos multi-dominio se han desarrollado software especialmente orientados a esta tarea. Estos software incorporan sub-sistemas o librerías dedicadas a cada dominio en particular y permiten la interacción con el modelo de otro dominio pero la tarea requiere conocimiento específico del software volviéndose menos flexible. En [78] se utiliza “Comsol Multyphysics” [79] para modelar e integrar los modelos magnético/eléctrico/térmico de un conductor aislado en presencia de una corriente de valor crítico mientras que para modelar y simular la dinámica eléctrica/térmica/mecánica de un vehículo eléctrico el software PSIM [25] mostró su potencialidad.

La principal motivación en este Capítulo es modelar cada componente de vehículo con un mismo mismo enfoque. De este modo, se pueden diseñar los aspectos relacionados con cada dominio con las herramientas y criterios propios de cada disciplina. Así mismo, una vez logrado el modelo de cada dominio, el acoplamiento entre los mismos se puede realizar en forma sencilla. Este aspecto permite, a posteriori, evaluar el comportamiento de cada dominio cuando interactúa en el sistema completo.

Entre los enfoques muy difundidos para construir modelos de sistemas multi-dominio se encuentran las redes Kirchhoffianas [167], el Energetic Macroscopic Representation [36] y el Bond Graph (BG) [168, 169], entre otros. Aunque estos enfoques presentan fuertes analogías [170], en estas aplicaciones se utilizarán los modelos en BG desarrollados en los capítulos previos dada la correspondencia directa entre la representación en BG y la topología física [65].

A continuación se describen los modelos propios de cada dominio junto con su

integración para conformar el modelo completo.

6.1.2 Modelo Multi-Dominio en Bond Graph

El modelo del sistema mecánico utilizado para realizar el presente estudio es el de medio vehículo que incluye la dinámica de las ruedas. El desarrollo de cada componente mecánico (chasis, suspensión, rueda, etc.) involucrado en este modelo es analizado detalladamente en la Sección 2.7 como así también sus interacciones. Su representación en el entorno Dymola se muestra en la Figura 6.1.

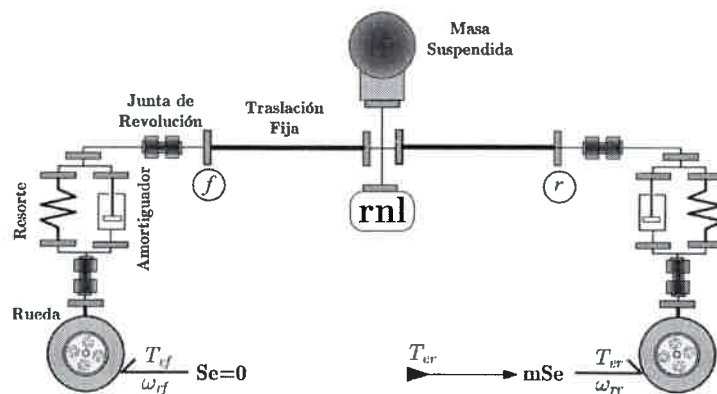


Figura 6.1: Modelo de medio vehículo con ruedas incluidas en el entorno Dymola.

El modelo en MBG del sistema eléctrico es el desarrollado en la Sección 3.2.2 que representa al motor de inducción en variables qd y contempla las pérdidas en el núcleo del estator. El modelo resultante se presenta en un diagrama compacto mostrado en la Figura 6.2(a) junto con su representación en el entorno Dymola, Figura 6.2(b).

Para estudiar el impacto sobre el dominio térmico se utiliza el modelo que discretiza espacialmente el estator diferenciando dientes de ranuras como así también el yugo del núcleo. Los fundamentos y criterios para obtener este modelo se describen en la Sección 4.3.2. El modelo resultante consiste en repetir 36 veces (el número de ranuras/dientes) el arreglo de cuatro elementos mostrado en la Figura 6.3.

Al integrar estos tres dominios en un único modelo, quedan determinadas las interacciones entre los mismos tal como se muestra en la Figura 6.4

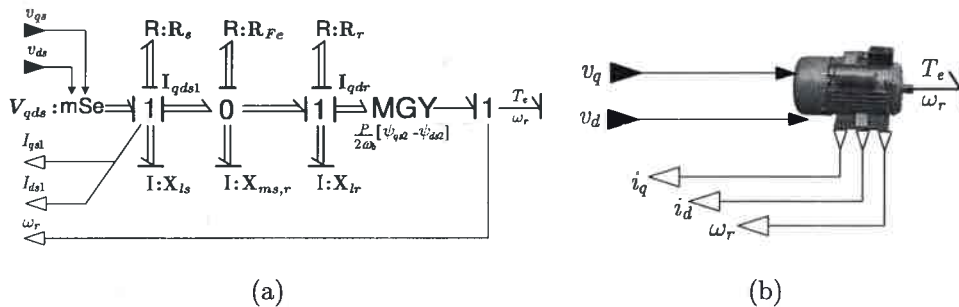


Figura 6.2: (a) Modelo del MI en Multi-Bond Graph, (b) Representación en el entorno Dymola.

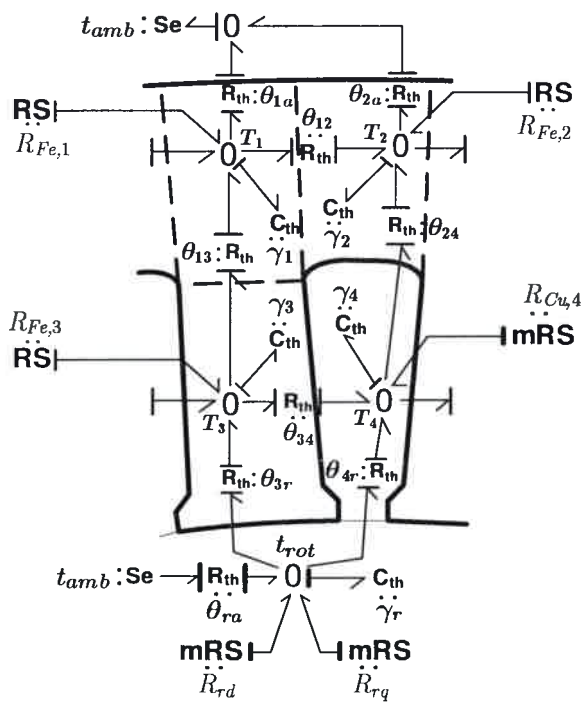


Figura 6.3: Representación del modelo térmico 2D en BG.

6.1.3 Modelado de las Fallas

La falla que se modela consiste en emular el deterioro del bobinado estático. Esta falla puede modelarse en forma simple como un incremento de la resistencia eléctrica. Dado que el modelo del dominio eléctrico contiene las resistencias del bobinado estático en el marco abc (ver Figura 6.5), la incorporación de la falla se logra

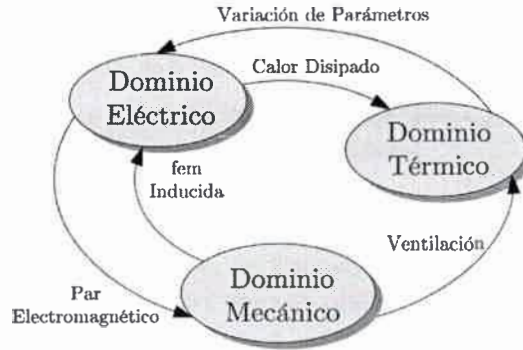


Figura 6.4: Interacción entre dominios.

simplemente modificando el valor de una de las doce resistencias en serie que conforman una fase.

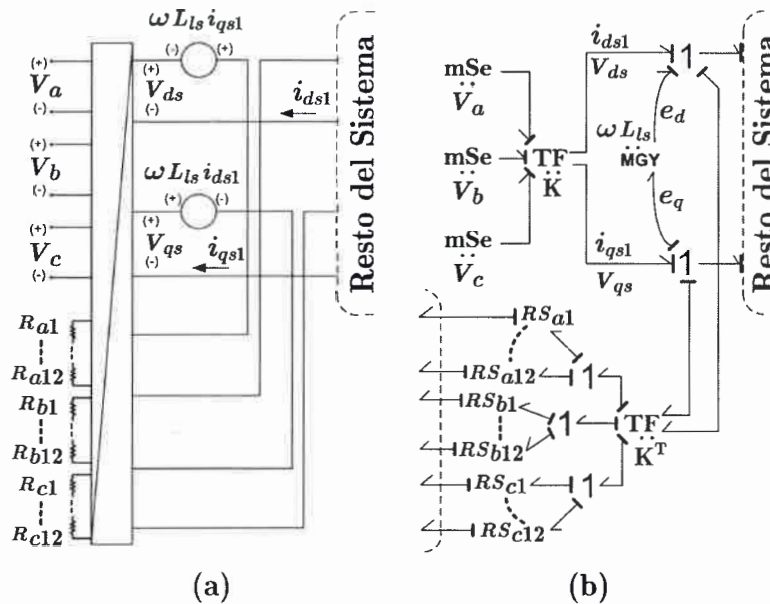


Figura 6.5: (a) Circuito eléctrico estándar. (b) Circuito equivalente en BG.

Para el caso de estudio la falla incorporada consiste en duplicar el valor de R_a y agregar todo este valor adicional a la resistencia emplazada en la ranura número 1.

6.1.4 Resultados de simulación

Para analizar el impacto de esta falla, se maniobró el vehículo en línea recta con un perfil de velocidad del tipo **SAE J227a Schedule C** [151] que se repitió durante 3000 segundos. Luego de este tiempo se simula la falla en la fase “a” del bobinado estático. Bajo esta condición de falla el vehículo sigue sometido al mismo perfil de velocidad por otros 3000 segundos (hasta $t = 6000$ [s]).

La Figura 6.6(a) muestra V_x para dos ciclos consecutivos. El inmediatamente anterior y el posterior a la falla. Se puede observar que el perfil de la velocidad permanece inalterado. Esto se debe a que el control de velocidad resulta tolerante a dicha falla pero la potencia disipada por las resistencias estáticas aumenta considerablemente como puede verse en la Figura 6.6(b). Esta figura también muestra que la oscilación en la potencia debido a la falla es del doble de frecuencia que la de alimentación. Este efecto es propio de los MI que presentan asimetría en el estator [171].

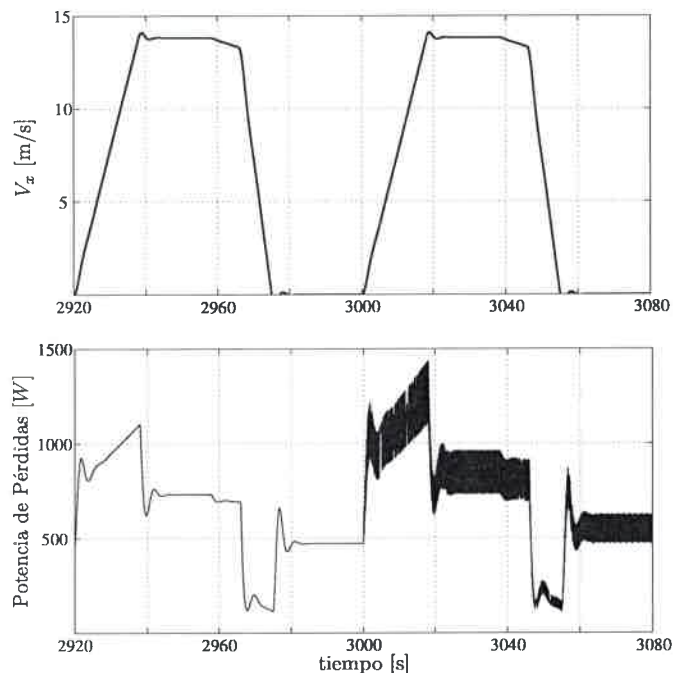


Figura 6.6: a) Perfil de V_x . b) Potencia disipada sin/con falla.

La Figura 6.7 muestra la temperatura del rotor, del cobre de la ranura número 1

(Cu 1) y el diente del estator que se encuentra diametralmente opuesto a la falla (Fe 19). Se puede ver que previo a la falla el motor opera dentro del rango admisible de temperaturas. Sin embargo, debido al incremento de la potencia disipada durante la falla, el motor sufre sobrecalentamiento. Como es de esperarse, la zona más crítica es justamente la ranura donde se produjo la falla.

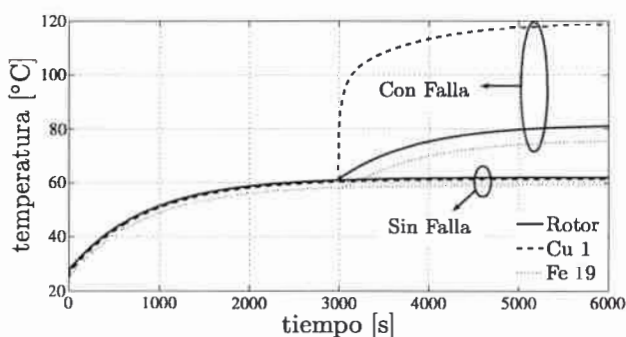


Figura 6.7: Evolución de la temperatura sin/con falla.

Dada la característica del modelo térmico, además de la evolución de temperatura en un punto específico también se puede obtener la distribución espacial de la temperatura en el motor, tal como muestra la Figura 6.8. Esta figura muestra también el importante gradiente térmico alrededor del punto donde se produjo la falla.

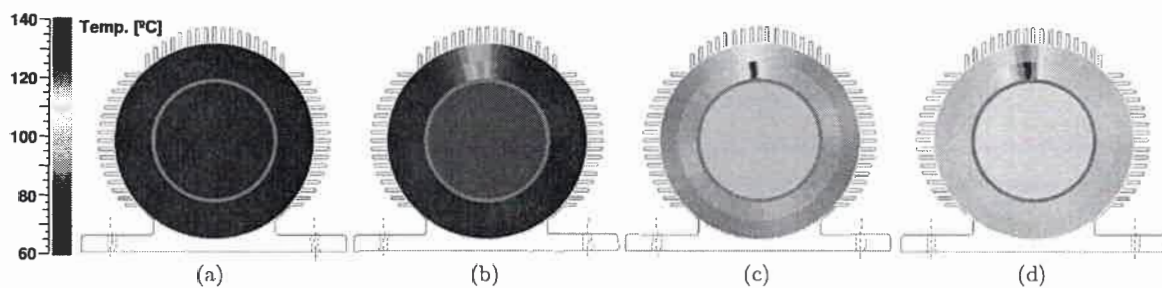


Figura 6.8: Distribución de la temperatura. (a) Previo a la falla. (b) 100 [s] luego de la falla. (c) 1500 [s] luego de la falla. (d) 3000 [s] luego de la falla.

6.2 Evaluación de la performance energética

Al igual que en el caso previamente presentado, en esta Sección se muestra la importancia de contar con un modelo multi-dominio para evaluar el desempeño energético del vehículo completo. El desarrollo está basado en [86] donde se detallan los componentes de cada dominio que forman parte del modelo completo. A continuación se presentan los modelos de: las baterías de Pb-ácido que incluye su dinámica térmica, el motor eléctrico y el sistema mecánico. Los mismos son integrados para conformar el modelo completo que se utiliza para obtener las simulaciones. La Figura 6.9 muestra la disposición topológica de los componentes involucrados en el modelo del vehículo.

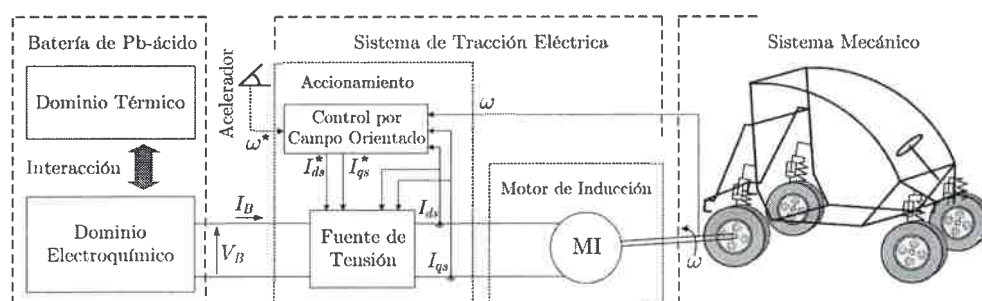


Figura 6.9: Diagrama de Bloque con los Componentes: Batería Pb-ácido, motor de inducción y sistema mecánico.

6.2.1 Modelo Multi-Dominio

Dado que el análisis estará centrado en el estudio del rendimiento energético del vehículo, el modelo de la batería que se basa en modelar cada componente electroquímico involucrado no resulta adecuado. Para este análisis se utiliza el modelo de batería discutido en la Sección 5.3 que logra un modelo eléctrico equivalente que se ajuste al comportamiento visto desde los terminales. El modelo resultante requiere menos esfuerzo computacional y se presenta en la Figura 6.10.

El driver que conecta la batería al motor de inducción se muestra en la Figura 6.11(a).

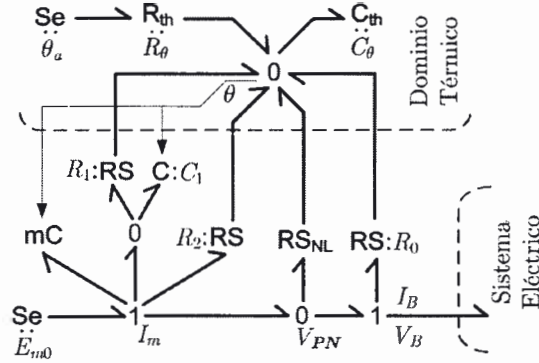


Figura 6.10: Modelo completo de la batería en BG.

En la parte superior genera las corrientes de referencia (I_{ds}^* ; I_{qs}^*) que deben inyectarse en el MI para alcanzar la velocidad de referencia (ω^*) dada por el pedal del acelerador. El control que se plantea es por campo orientado [143].

En la parte inferior se representa al inversor por una fuente de tensión (controlada por corriente) que toma la energía de los terminales DC de la batería. Esta fuente de tensión inyecta en el MI las corrientes de referencia que devuelve el control.

Para obtener el modelo en BG del inversor se plantean dos hipótesis:

- Las corrientes de referencia (I_{ds}^* ; I_{qs}^*) aparecen inmediatamente a la salida del inversor.
- Las potencias de entrada y salida son iguales. Esto se expresa como

$$I_B V_B = I_{ds} V_{ds} + I_{qs} V_{qs} \quad (6.1)$$

Bajo estas hipótesis el inversor se puede representar con un transformador modulado (MTF) cuya relación entre los enlaces primario y secundario está dada por

$$\mathbf{f}_1(n \times 1) = \mathbf{K}_{(n \times m)} \mathbf{e}_2(m \times 1) \quad (6.2)$$

$$\mathbf{f}_2(m \times 1) = \mathbf{K}_{(m \times n)}^T \mathbf{e}_1(n \times 1) \quad (6.3)$$

donde $n=1$ y $m=2$. La entrada de flujo y esfuerzo (\mathbf{f}_1 and \mathbf{e}_1) son I_B y V_B , respectivamente. La salida de flujo y esfuerzo (\mathbf{f}_2 and \mathbf{e}_2) son $[I_{ds} \ I_{qs}]^T$ y $[V_{ds} \ V_{qs}]^T$, respectivamente.

Escogiendo $\mathbf{K} = \frac{1}{V_B} [I_{ds}^* \ I_{qs}^*]$ la expresión (6.3) es equivalente a (6.1) y la expresión (6.3) significa que las corrientes de salida coinciden con las corrientes de referencia. El modelo resultante del driver se presenta en la Figura 6.11(b).

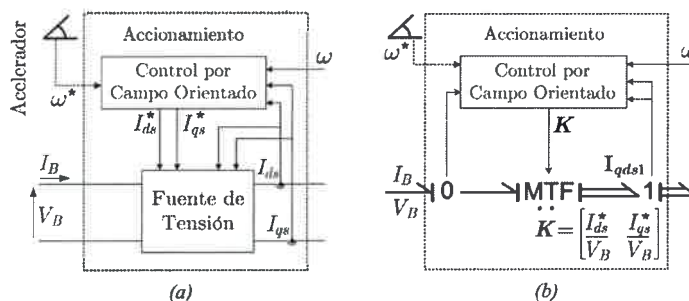


Figura 6.11: (a) Configuración del driver. (b) Modelo del driver en BG.

El modelo en MBG del sistema eléctrico es el desarrollado en la Sección 3.2.2 que representa al motor de inducción en variables qd y contempla las pérdidas en el núcleo del estator. El modelo resultante se presenta en un diagrama compacto mostrado en la Figura 6.12.

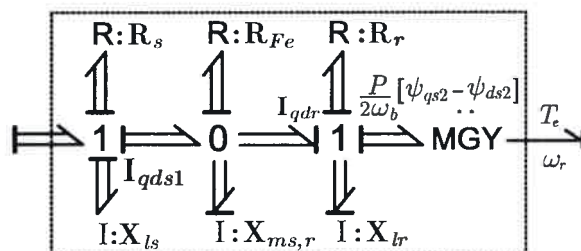


Figura 6.12: Modelo en MBG que considera las pérdidas en el hierro.

El modelo del sistema mecánico es el de medio vehículo que no considera la dinámica lateral. La dinámica rotacional de la rueda trasera está dada por el balance de pares siguiente

$$I_W \dot{\omega} = T_e N - F_r r_W - B_W \omega \tag{6.4}$$

donde I_W , ω , r_W y B_W son el momento de inercia, la velocidad, el radio y el coeficiente de fricción de la rueda, respectivamente. N es la relación de la caja reductora que

relaciona al motor con la rueda y T_e es el par motor. $F_{x,r}$ es la fuerza longitudinal en la huella de contacto que se obtiene del modelo de Pacejka presentado en la Sección 2.6.1. La dinámica rotacional de la rueda delantera es análoga excepto que no existe par motor.

La dinámica longitudinal del chasis recibe las fuerzas delantera y trasera producidas en la huella de contacto ($F_{x,r}$ y $F_{x,f}$) y determina la velocidad (V_x). La fuerza aerodinámica F_{drag} es función de V_x y se resiste al movimiento del vehículo. El conjunto de ecuaciones de la dinámica longitudinal resulta

$$F_{x,r} + F_{x,f} - F_{drag} = (m/2) \dot{V}_x \quad (6.5)$$

$$F_{drag} = \frac{1}{2} C_X (A_f/2) \rho V_x^2 \quad (6.6)$$

donde m y A_f son la masa total y el área frontal del vehículo, respectivamente. C_X es el coeficiente aerodinámico y ρ la densidad del aire.

La Figura 6.13 muestra el modelo BG del sistema mecánico resultante. Aquí la ecuación (6.4) se representa gráficamente en el "1" de la izquierda mientras que el "1" del centro representa la ecuación (6.5).

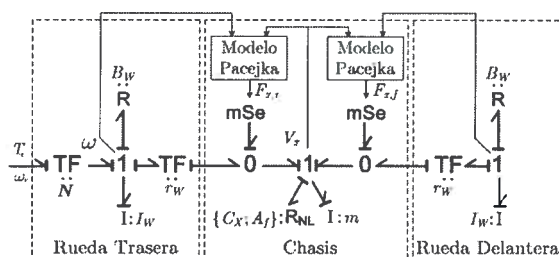


Figura 6.13: Modelo de medio vehículo en BG.

Con los modelos desarrollados en esta Sección se puede conformar el modelo completo que se presenta en la Figura 6.14.

Este modelo en BG presenta una correspondencia directa con el diagrama de la Figura 6.9 que muestra la disposición de todos los componentes analizados.

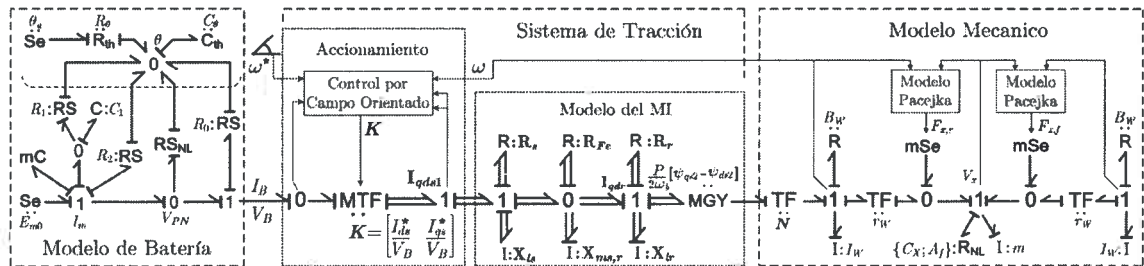


Figura 6.14: Modelo completo del vehículo eléctrico en BG.

6.2.2 Resultados de simulación

En esta Sección se presentan resultados de simulación obtenidos con el modelo del vehículo completo (ver Figura 6.14). En primer lugar se analiza la respuesta cuando se conduce el vehículo con diferentes perfiles de velocidad. El segundo estudio se enfoca en el desempeño energético cuando se implementa el frenado regenerativo.

6.2.3 Diferentes Perfiles de Velocidad

Este ensayo evalúa los requerimientos sobre el vehículo cuando se llevan a cabo dos perfiles de velocidad diferentes. Dos ciclos consecutivos de cada perfil se muestran en la Figura 6.15. Éstos son el ciclo estándar **SAE J227a Schedule C** (línea continua) y el mismo perfil pero con el doble de velocidad (línea de trazos).

La Figura 6.16 muestra las corrientes en el estator (I_{qs1}), proporcional al par electromagnético generado, durante cada perfil de velocidad. Además, se muestra en la Figura 6.17 la potencia eléctrica que circula por el driver del motor. Aquí se muestra que el perfil de mayor velocidad incrementa dramáticamente los requerimientos en la electrónica de potencia del driver ya que la potencia aumenta 3.8 veces aproximadamente.

Los resultados relacionados con la dinámica de las baterías se presentan en las Figuras 6.18 y 6.19 que muestran la tensión en los terminales DC y el estado de carga de la batería (*SOC*), respectivamente. Estos resultados inferen que el dimensionamiento de la batería resulta inadecuado para realizar el perfil de velocidad más exigente.

6.2.4 Frenado Regenerativo versus No-Regenerativo

Esta segunda parte está dedicada a analizar y comparar el comportamiento de la batería cuando se implementa el frenado regenerativo y cuando el mismo no se implementa. El ensayo consiste en repetir el ciclo urbano estándar de la Figura 6.15 (línea continua) durante 7 horas aproximadamente ($t = 25,000 \text{ s}$) con/sin frenado regenerativo. Luego, para $t = 30,000 \text{ s}$ se procede a la recarga de la batería (a corriente constante) hasta recuperar el estado de carga original.

El *SOC* durante el proceso de descarga/recarga se muestra en la Figura 6.20. El nivel de descarga alcanza el 63% para frenado regenerativo y el 40% para no regenerativo y el tiempo necesario para recargar las baterías se reduce de $5\frac{1}{2}$ horas a $3\frac{1}{2}$ horas cuando se aplica el frenado regenerativo.

Finalmente la tensión en los terminales DC y la temperatura del electrolito para ambas condiciones se presentan en la Figura 6.21 y 6.22, respectivamente.

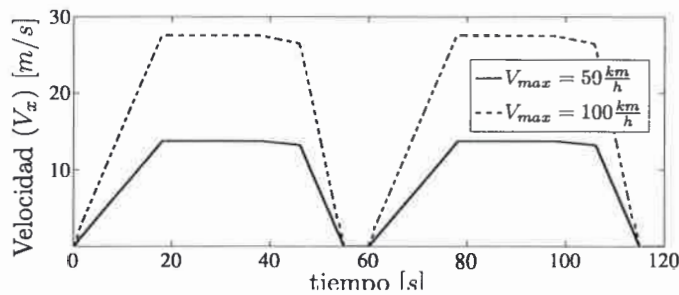


Figura 6.15: Perfiles de velocidad.

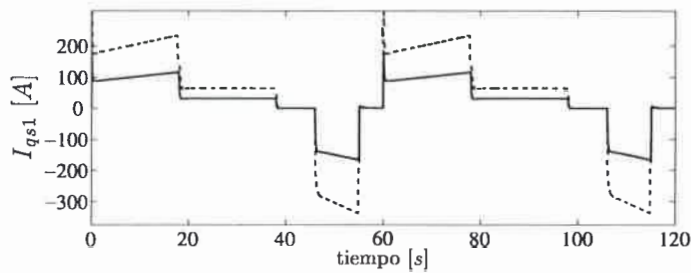


Figura 6.16: Corriente del estator I_{qs1} .

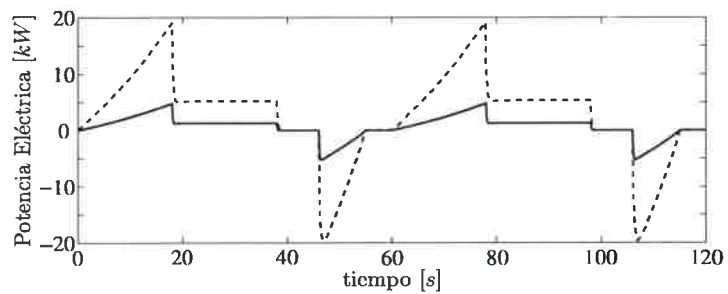


Figura 6.17: Potencia que circula por el driver.

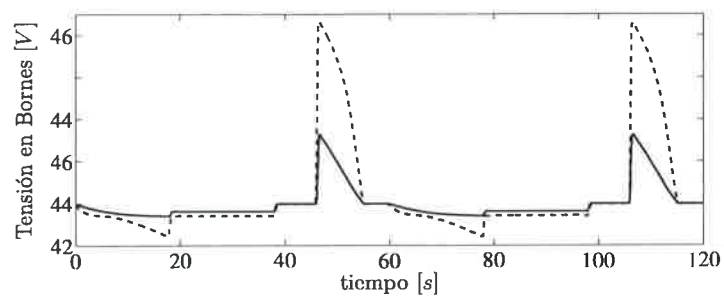


Figura 6.18: Tensión en los terminales de la batería.

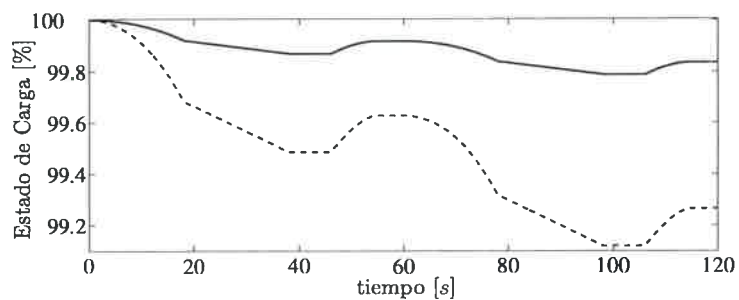


Figura 6.19: Estado de carga porcentual.

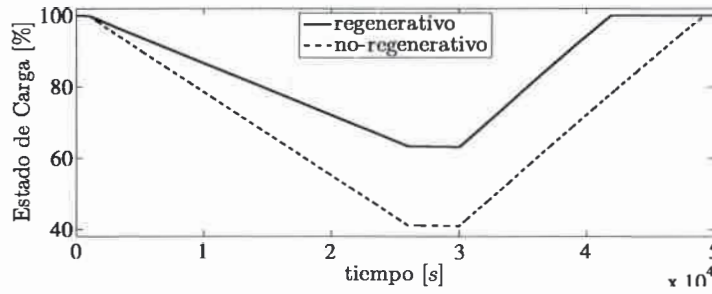


Figura 6.20: Evolución del *SOC* durante la descarga/recarga.

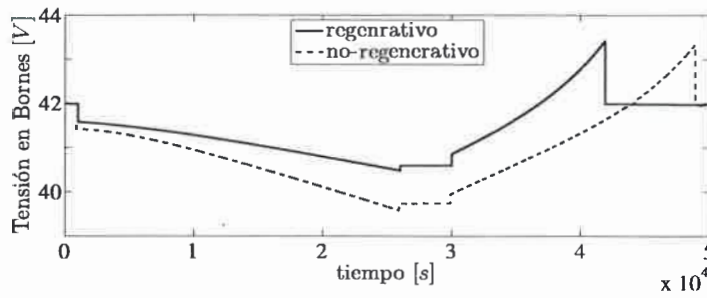


Figura 6.21: Tensión en los terminales durante la descarga/recarga.

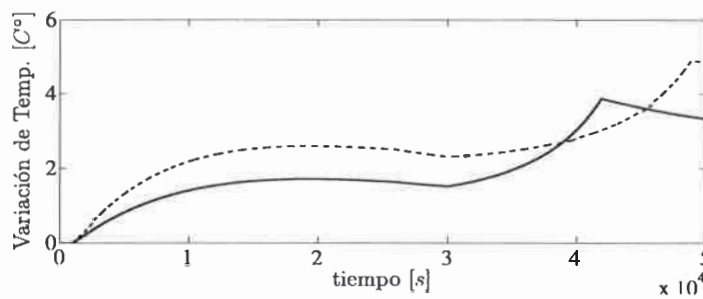


Figura 6.22: Temperatura del electrolito durante la descarga/recarga.

6.3 Sumario

Los resultados obtenidos en este Capítulo ponen de manifiesto la versatilidad que poseen los modelos presentados en esta tesis. Para cada aplicación en particular es posible determinar, en primera instancia, cuales serán los dominios a considerar para llevar a cabo el estudio. A su vez, dentro de cada dominio se cuenta con varios modelos que presentan diferentes grado de detalles e incluyen y/o ignoran cierta dinámica involucrada. Una vez determinados los dominios a considerar y definido cada modelo, el acoplamiento entre dominios mostró ser una tarea relativamente sencilla dado que cada modelo se encuentra desarrollado con el mismo formalismo.

Los ejemplos de aplicaciones presentados en este Capítulo mostraron la capacidad del modelo para predecir la interacción simultánea entre los dominios considerados. Además, debido a la correspondencia existente entre el modelo y el sistema físico real, se pueden incluir fallas en cada componente considerado con cierta facilidad. Para el desarrollo de vehículos estándar, eléctricos y/o híbridos, las estrategias de control tolerantes a fallas son muy difundidas [172][173] por lo que los modelos propuestos también resultan útil a la hora de estudiar estas estrategias.

Los casos de aplicación estudiados mostraron que se puede evaluar el comportamiento del vehículo y su sistema de tracción para diferentes condiciones de operación: ciclos de manejo, fallas en el bobinado estatórico, ventilación, etc. Esta característica convierte a la tarea de modelado y simulación en una importante herramienta durante la etapa de diseño.

Capítulo 7

Conclusiones y Trabajos Futuros

7.1 Conclusiones

En el presente trabajo de tesis se propusieron una serie de modelos capaces de reproducir la dinámica de los componentes que intervienen en los vehículos eléctricos. Estos modelos se han presentado separadamente en cada capítulo de acuerdo a la naturaleza del sistema físico estudiado. La idea central es proveer diversos modelos de cada dominio de modo de contar, para cada aplicación, con un modelo que se ajusta al caso analizado. Un aporte importante radica en que todos estos modelos son desarrollados con el mismo formalismo de modelado pese a representar sistemas de diferente dominio. Esta característica permite el acoplamiento de los mismos sin mayores dificultades y siempre en un mismo entorno de simulación. Además este enfoque presenta un requerimiento de cálculo medio entre el método de elementos finitos y los modelos de parámetros concentrados en régimen permanente por lo que se pueden utilizar para realizar estudios en tiempo real. El enfoque elegido mantiene una relación directa entre la topología y su representación gráfica en BG por lo que se pueden incluir fallas fácilmente.

Luego de los desarrollos individuales se explotó la ventaja de contar con todos los modelos representados con el mismo formalismo y se mostraron una serie de aplicaciones donde se conformaron modelos multi-dominio. Dada la gran variedad de modelos desarrollados, las posibles configuraciones de vehículos y el amplio espectro

de aplicaciones que existen, la presente tesis sirve para conformar diversos modelos multi-dominio más allá de las aplicaciones presentadas. Otro aporte destacable de este trabajo es que sienta el marco metodológico necesario para modelar y simular sistemas de gran escala donde intervienen fenómenos de distinta naturaleza.

Seguidamente se resumen las conclusiones de cada capítulo en la evolución de esta tesis.

Inicialmente, en el Capítulo 1, se presentó la problemática bajo estudio, los antecedentes y una discusión del estado del arte de los temas involucrados. Además se trazaron los objetivos generales y particulares del trabajo presentado y los aportes logrados.

Posteriormente en el Capítulo 2 se realizó el análisis, modelado y simulación de la dinámica de los componentes mecánicos de un vehículo con el objetivo de comprender las interacciones existentes entre los mismos y las principales variables que afectan la tracción del vehículo determinando su estabilidad y maniobrabilidad. Se comenzó con el modelo simple de un cuarto de vehículo y con avances parciales se llegó al modelo completo 3D que incluye las cuatro ruedas y la interacción de las mismas con el suelo.

En el Capítulo 3 se modelaron y analizaron diferentes representaciones de los Motores de Inducción (MI) utilizados en el sistema de tracción. En primer lugar se planteó el modelo trifásico en variables abc que posee una relación directa entre las variables eléctricas representadas en el modelo y su construcción física. Luego, se presentó el modelo en variables qd que reduce y simplifica el modelado y su tratamiento matemático. Posteriormente se planteó el modelo qd que considera las pérdidas en el hierro que resultan de importancia para el análisis de la eficiencia y la mejora en el desempeño del control. Estos modelos finalmente se acoplaron con el modelo del sistema mecánico y con los controladores permitiendo reproducir resultados experimentales.

En el Capítulo 4 se introdujeron los conceptos necesarios para modelar la dinámica térmica del MI utilizado en el sistema de tracción del VEU. Luego se desarrolló un modelo dinámico del MI utilizando Bond Graph (BG) que contempla la interacción energética existente entre los dominios eléctrico, mecánico y térmico. Una vez obtenidos

e integrados los distintos dominios del modelo se mostró el impacto sobre el dominio térmico cuando el vehículo opera en diferentes condiciones.

El último dominio considerado fue la dinámica electroquímica que tiene lugar en las baterías de Pb-ácido que se encuentran instaladas en el prototipo. Este análisis se llevó a cabo en el Capítulo 5 que presentó primeramente el enfoque tradicional que modela cada componente de la batería y luego los integra para lograr el modelo dinámico en BG. Posteriormente se presentó el modelo de la batería con un enfoque alternativo que busca un equivalente eléctrico visto desde los terminales de la batería. Ambos modelos fueron ajustados para representar la misma batería y se compararon los resultados de simulación de un ciclo de descarga/carga con cada modelo. El modelo desarrollado con el primer enfoque resulta útil en aplicaciones donde se necesita evaluar variables del dominio químico o evaluar el impacto de fallas asociadas a la batería. Por el otro lado, la principal ventaja del segundo enfoque es su simplicidad y bajo requerimiento de capacidad de cálculo. Esta característica lo hace ideal para integrarlo al resto de los sistemas propios del vehículo.

Finalmente en el Capítulo 6 se presentaron las motivaciones para construir modelos multi-dominio del vehículo. Aquí se mostraron distintos casos de aplicación. Primero se estudió el impacto que produce una falla en el bobinado de uno de los motores del sistema de tracción sobre las variables eléctricas y también sobre el sistema mecánico y el dominio térmico. Luego se acopló el modelo de la batería al sistema de tracción y el sistema mecánico y se realizó el estudio del consumo energético del vehículo cuando opera bajo diferentes condiciones de manejo.

7.2 Propuestas de Trabajos a Futuro

El trabajo de tesis realizado permite establecer un método para modelar y simular sistemas donde intervienen fenómenos de distinta naturaleza. A partir de lo presentado se abre la posibilidad de representar diversos modelos multi-dominio propios de los VE & VEH como así también de otros sistemas a gran escala donde intervienen fenómenos de distinta naturaleza.

Tomando como punto de partida los avances logrados en este trabajo de tesis se

plantean una serie de objetivos inmediatos en el tiempo como así también lineamientos generales a seguir en el mediano y largo plazo.

7.2.1 Propuestas a Corto Plazo

Se buscará ampliar los conocimientos en el modelado de sistemas físicos en general y los VE & VEH en particular. Se estudiará otro formalismo de modelado con enfoque energético denominado “Energetic Macroscopic Representation” (EMR). Primeramente se buscará reproducir resultados presentados en recientes publicaciones con el EMR [40], [174]. Luego se buscará representar con el EMR la dinámica de los componentes presentados en este trabajo de tesis.

Además, se extenderá el conjunto de los modelos aquí presentados de modo de incorporar los componentes involucrados en la conversión y almacenamiento de energía tanto con BG, utilizado en esta tesis, como con el enfoque EMR. A partir de estos avances se podrán comparar los resultados obtenidos con cada enfoque lo que permitirá sacar conclusiones respecto del formalismo más adecuado para modelar cada componente y aplicación específica.

7.2.2 Propuestas a Mediano y Largo Plazo

El prototipo de VE será instrumentado con sensores acelerómetros, giróscopos y con una red digital con el objetivo de comunicar el procesador dedicado (DSP) que realiza el control de tracción con una computadora de abordo. Dicha computadora estará encargada de la supervisión y control del vehículo. El trabajo de tesis realizado será una herramienta útil para diversas disciplinas que se encuentran dentro de las líneas de investigación del GEA.

Dado que los modelos desarrollados se pueden integrar en un mismo entorno de simulación con los controles, estos modelos podrán utilizarse como plataforma para verificar el desempeño de los algoritmos de optimización energética que están bajo estudio en el grupo de trabajo.

También se están estudiando la incorporación de un sistema de detección de fallas y tomas de decisión para pasar a un sistema de control alternativo de forma de

mantener el control sobre la tracción del vehículo. Estos estudios y desarrollos se complementarán con este trabajo de tesis ya que dichas fallas podrán ser simuladas previamente. La simulación conjunta del modelo de VE bajo falla y el algoritmo de detección y control alternativo ayudará a estudiar el desempeño de las estrategias propuestas.



Referencias

- [1] Protocolo de Kyoto disponible on-line:
<http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpspan.pdf>.
- [2] C. Chan, "The state of the art of electric, hybrid, and fuel cell vehicles," *Proceedings of the IEEE*, vol. 95, no. 4, pp. 704–718, april 2007.
- [3] M. Ehsani, Y. Gao, S. E. Gay, and A. Emadi, *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles, Fundamentals Theory and Design*. CRC Press, 2005.
- [4] C. R. Winterhalter, "Field oriented control of a single inverter, dual, parallel induction machine traction drive for electric vehicles," Master's thesis, University of Wisconsin-Madison, 1997.
- [5] Y. Hori, Y. Toyoda, and Y. Tsuruoka, "Traction control of electric vehicle: Basic experimental results using the test EV UOT electric march," *Industry Applications, IEEE Transactions on*, vol. 34, no. 5, pp. 1131–1138, 1998.
- [6] G. Yinghui, L. Chunsheng, and N. Guangzheng, "Research on the antislip system of electric vehicles," *Electrical Machines and Systems, 2003. ICEMS 2003. Sixth International Conference on*, vol. 2, pp. 574–576, Nov. 2003.
- [7] H. Fujimoto, T. Saito, and T. Noguchi, "Motion stabilization control of electric vehicle under snowy conditions based on yaw-moment observer," *The 8th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control*, pp. 35–40, 2004.
- [8] M. Shino and M. Nagai, "Yaw-moment control of electric vehicle for improving handling and stability," *JSAE Review*, vol. 22, pp. 473–488, 2001.
- [9] A. Aho, J. E. Hopcroft, and J. Ullman, *Structures and Algorithms*. Addison Wesley, 1983.
- [10] G. A. Magallan, C. De Angelo, G. Bisheimer, and G. O. Garcia, "Implementación de un diferencial electrónico para vehículos eléctricos con un Único controlador dsp," in *XII Reunión en Procesamiento de la Información y Control (RPIC '07)*. Río Gallegos, Argentina: Universidad Nacional de la Patagonia Austral, Unidad Académica Río Gallegos, 2007.

- [11] G. A. Magallan, C. H. De Angelo, G. Paoloni, and G. O. Garcia, "Vehículo eléctrico urbano con tracción diferencial electrónica: Resultados experimentales," in *XXI Congreso Argentino de Control Automático, AADECA '2008*. Buenos Aires, Argentina: Asociación Argentina de Control Automático, AADECA, 2008, p. A124.
- [12] G. A. Magallan, C. H. De Angelo, G. Bisheimer, and G. O. Garcia, "A neighborhood electric vehicle with electronic differential traction control," in *The 34th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON '08)*. Orlando, Florida, USA: The Institute of Electrical and Electronics Engineers, Inc, 2008, pp. 2757–2763.
- [13] G. A. Magallán, C. H. De Angelo, and G. O. García, "A Neighborhood Electric Vehicle Development with Individual Traction on Rear Wheels," *Int. Journal of Electric and Hybrid Vehicles JEHV*, vol. 2, no. 2, pp. 115–136, Oct. 2009.
- [14] L. Pérez and G. García, "State constrained optimal control applied to supervisory control in hybrid electric vehicles," *Oil & Gas Science and Technology, Revue de l'Institut Francais du Pétrole*, vol. 65, no. 1, pp. 191–201, 2010.
- [15] C. H. De Angelo, G. R. Bossio, S. J. Giaccon, M. I. Valla, J. A. Solsona, and G. O. García, "On-line model-based stator fault detection and identification in induction motors," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 56, no. 11, pp. 4671–4680, 2009.
- [16] A. Froberg and L. Nielsen, "Efficient drive cycle simulation," *Vehicular Technology, IEEE Trans. on*, vol. 57, no. 3, pp. 1442–1453, May 2008.
- [17] K. Wipke, M. Cuddy, and S. Burch, "ADVISOR 2.1: a user-friendly advanced powertrain simulation using a combined backward/forward approach," *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, vol. 48, no. 6, pp. 1751–1761, Nov. 1999.
- [18] L. Guzzella and A. Amstutz, "CAE tools for quasi-static modeling and optimization of hybrid powertrains," *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, vol. 48, no. 6, pp. 1762–1769, Nov. 1999.
- [19] A. Antoniou, J. Komyathy, J. Bench, and A. Emadi, "Modeling and simulation of various hybrid electric configurations of the high-mobility multipurpose wheeled vehicle (HMMWV)," in *Vehicle Power and Propulsion, 2005 IEEE Conference*, 2005, pp. 507–514.
- [20] D. Somayaajula, A. Meintz, and M. Ferdowsi, "Designing efficient hybrid electric vehicles," *Vehicular Technology Magazine, IEEE*, vol. 4, no. 2, pp. 65–72, 2009.

- [21] S. Lukic and A. Emadi, "Effects of drivetrain hybridization on fuel economy and dynamic performance of parallel hybrid electric vehicles," *Vehicular Technology, IEEE Trans. on*, vol. 53, no. 2, pp. 385–389, 2004.
- [22] M. Dempsey, "Dymola for multiengineering modeling and simulation," in *Vehicle Power and Propulsion Conference VPPC'06 IEEE*, 2006, pp. 1–6.
- [23] W. Gao and S. Porandla, "Design optimization of a parallel hybrid electric powertrain," in *Vehicle Power and Propulsion, 2005 IEEE Conference*, 2005, pp. 1 – 6.
- [24] K. Butler, M. Ehsani, and P. Kamath, "A matlab-based modeling and simulation package for electric and hybrid electric vehicle design," *Vehicular Tech, IEEE Trans. on*, vol. 48, no. 6, pp. 1770 –1778, Nov. 1999.
- [25] S. Onoda and A. Emadi, "PSIM-based modeling of automotive power systems: conventional, electric, and hybrid electric vehicles," *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, vol. 53, no. 2, pp. 390 – 400, 2004.
- [26] CarSim Simulator. <http://www.carsim.com/>.
- [27] C. Chan, A. Bouscayrol, and K. Chen, "Electric, hybrid, and fuel-cell vehicles: Architectures and modeling," *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, vol. 59, no. 2, pp. 589 –598, 2010.
- [28] H. M. Paynter, *Analysis and Design of Engineering Systems*. Cambridge, MA: MIT Press, 1961.
- [29] P. Gawthrop and G. Bevan, "Bond-graph modeling," *Control Systems Magazine, IEEE*, vol. 27, no. 2, pp. 24 –45, april 2007.
- [30] D. C. Karnopp, D. L. Margolis, and R. C. Rosenberg, *System Dynamics: Modeling And Simulation of Mechatronic Systems*. New York, USA: Willey Intercncs, 2006.
- [31] R. Zanasi, "Power-oriented graphs for modeling electrical machines," in *Electrotechnical Conference, 1996. MELECON '96., 8th Mediterranean*, vol. 3, May 1996, pp. 1211 –1214 vol.3.
- [32] R. Morselli and R. Zanasi, "Modeling of automotive control systems using power oriented graphs," in *IEEE Industrial Electronics, IECON 2006 - 32nd Annual Conference on*, 2006, pp. 5295 –5300.
- [33] R. Zanasi, F. Grossi, and R. Morselli, "Three-dimensional energetic dynamic model of the tire-soil interaction," in *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2007. VPPC 2007. IEEE*, 2007, pp. 298 –305.

- [34] R. Schönfeld and G.-H. Geitner, "Power flow and information flow in motion control system," in *Proc. EPE-PEMC*, 2004.
- [35] G.-H. Geitner, "Power flow diagrams using a bond graph library under simulink," in *IEEE Industrial Electronics, IECON 2006 - 32nd Annual Conference on*, 2006, pp. 5282–5288.
- [36] A. Bouscayrol, B. Davat, B. de Fornel, B. François, J. P. Hautier, F. Meibody-Tabar, and M. Pietrzak-David, "Multimachine multiconverter system: application for electromechanical drives," *Eur. Phys. J., Appl. Phys.*, vol. 10, no. 2, pp. 131–147, May 2000.
- [37] W. Lhomme, R. Trigui, P. Delarue, B. Jeanneret, A. Bouscayrol, and F. Badin, "Switched causal modeling of transmission with clutch in hybrid electric vehicles," in *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2006. VPPC '06. IEEE*, 2006, pp. 1–6.
- [38] K. Chen, A. Bouscayrol, A. Berthon, P. Delarue, D. Hissel, and R. Trigui, "Global modeling of different vehicles," *Vehicular Technology Magazine, IEEE*, vol. 4, no. 2, pp. 80–89, 2009.
- [39] L. Boulon, D. Hissel, A. Bouscayrol, M. Pera, and P. Delarue, "Multi physics modelling and representation of power and energy sources for hybrid electric vehicles," in *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2008. VPPC '08. IEEE*, 2008, pp. 1–6.
- [40] L. Boulon, D. Hissel, A. Bouscayrol, O. Pape, and M. Pera, "Simulation model of a military HEV with a highly redundant architecture," *Vehicular Tech, IEEE Trans. on*, vol. 59, no. 6, pp. 2654–2663, 2010.
- [41] F. Grossi, W. Lhomme, R. Zanasi, and A. Bouscayrol, "Modelling and control of a vehicle with tire-road interaction using power-oriented-graph and energetic-macroscopic-representation formalisms," in *Advanced Electromech. Motion Syst. Electric Drives Joint Symp. ELECTROMOTION 2009. 8th International Symposium on*, 2009, pp. 1–6.
- [42] J. Jang and C. Han, "Proposition of a modeling method for constrained mechanical systems based on the vector bond graph," *Journal of the Franklin Institute*, vol. 335, no. 3, pp. 451–469, 1998.
- [43] R. N. Jazar, *Vehicle Dynamics, Theory and Application*. Springer, 2008.
- [44] K. Macek, K. Thoma, R. Glatzel, and R. Siegwart, "Dynamics modeling and parameter identification for autonomous vehicle navigation," *Intelligent Robots and Systems, 2007. IROS 2007. IEEE/RSJ International Conference on*, pp. 3321–3326, 29 2007–Nov. 2 2007.

- [45] C. Niesner, G. Dauphin-Tanguy, D. Margolis, F. Guillemard, and M. Pengov., "A 4 wheel vehicle bond graph model including uncertainties on the car mass and the centre of mass position," in *Proceedings of ICBGM'05*, vol. 37, no. 1, 2005, pp. 179–184.
- [46] L. Silva, D. Delarmelina, S. Junco, N. K. M'Sirdi, and H. Noura, "Bond graph based fault diagnosis of 4w-vehicles suspension systems i: Passive suspensions," in *Proceedings of ICBGM'07*, 2007.
- [47] N. N. Germán Filippini and S. Junco, "Vehicle dynamics simulation using bond graphs," in *Proc. 3rd Int. Conf. IMAACA'2007*, 2007.
- [48] L. Silva, G. Magallán, C. De Angelo, and G. Garcia, "Vehicle dynamics using multi-bond graphs: Four wheel electric vehicle modeling," in *Industrial Electronics, 2008. IECON 2008. 34th Annual Conference of IEEE*, Nov. 2008, pp. 2846–2851.
- [49] J. Bastos and N. Sadowski, *Electromagnetic Modeling by Finite Elements*. New York: Marcel Dekker, 2003.
- [50] G. Pelosi, "The finite-element method, part i: R. l. courant [historical corner]," *Antennas and Propagation Magazine, IEEE*, vol. 49, no. 2, pp. 180–182, april 2007.
- [51] V. Ostovi'c, *Dynamics of saturated electric machines*. Springer-Verlag, New York, 1989.
- [52] P. C. Krause, O. Wasynczuk, and S. D. Sudhoff, *Analysis of Electric Machinery*. IEEE Press, 1995.
- [53] W. Leonhard, *Control of Electrical Drives*. Springer-Verlag, Berlin, 1996.
- [54] A. Nouh, M. Chami, A. Djerdir, and M. E. Bagdouri, "Modelling and simulating dynamic vehicle with component hybrid dynamic nets," *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2006. VPPC '06. IEEE*, pp. 1–6, Sept. 2006.
- [55] Y. U. Yim and S.-Y. Oh, "Modeling of vehicle dynamics from real vehicle measurements using a neural network with two-stage hybrid learning for accurate long-term prediction," *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, vol. 53, no. 4, pp. 1076–1084, July 2004.
- [56] M. Djeziri, R. Merzouki, and B. Bouamama, "Robust monitoring of an electric vehicle with structured and unstructured uncertainties," *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, vol. 58, no. 9, pp. 4710–4719, 2009.

- [57] R. Muñoz-Aguilar, A. Doria-Cerezo, and P. Puleston, "Energy-based modelling and simulation of a series hybrid electric vehicle propulsion system," in *Power Electronics and Applications, 2009. EPE '09. 13th European Conference on*, 2009, pp. 1–10.
- [58] M. Filippa, C. Mi, J. Shen, and R. Stevenson, "Modeling of a hybrid electric vehicle powertrain test cell using bond graphs," *Vehicular Technology, IEEE Trans. on*, vol. 54, no. 3, pp. 837 – 845, May 2005.
- [59] T. Bauml, H. Giuliani, D. Simic, and F. Pirker, "An advanced simulation tool based on physical modelling of electric drives in automotive applications," in *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2007. VPPC 2007. IEEE*, 2007, pp. 736 –741.
- [60] D. Winkler and C. Gühmann, "Hardware-in-the-loop simulation of a hybrid EV using modelica/dymola," in *International Battery, Hybrid and Fuel Cell EV Symposium and Exposition*, 2006, pp. 1054–1063.
- [61] D. Simic, T. Baeuml, and F. Pirker, "Modeling and simulation of different hybrid electric vehicles in modelica using dymola," in *Proceedings of International Conference on Advances in Hybrid Powertrains, Conference on Advances in Hybrid Powertrains*, 2008.
- [62] A. Boglietti, A. Cavagnino, M. Lazzari, and M. Pastorelli, "A simplified thermal model for variable-speed self-cooled industrial induction motor," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 39, no. 4, pp. 945 – 952, 2003.
- [63] L. I. Silva, P. M. de la Barrera, C. H. De Angelo, and G. O. García, "Análisis, modelado y simulación de la dinámica del motor de inducción usando diagrama de enlaces," in *XIII Reunión en Procesamiento de la Información y Control (RPIC'09)*, Septiembre 2009.
- [64] P. H. Mellor, D. Roberts, and D. R. Turner, "Lumped parameter thermal model for electrical machines of tefc design," *Electric Power Applications, IEE Proceedings B*, vol. 138, no. 5, pp. 205 – 218, 1991.
- [65] L. Silva, P. de la Barrera, C. De Angelo, G. Bossio, and G. Garcia, "Multi-domain modeling of electric traction drives using bond graphs: Application to fault diagnosis," in *Industrial Electronics, 2009. IECON '09. 35th Annual Conference of IEEE*, 2009, pp. 3455 –3460.
- [66] D. A. Staton and A. Cavagnino, "Convection heat transfer and flow calculations suitable for electric machines thermal models," *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, vol. 55, no. 10, pp. 3509 – 3516, 2008.

- [67] Y. Lee, H. beom Lee, S. yop Hahn, and K. sik Lee, "Temperature analysis of induction motor with distributed heat sources by finite element method," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 33, no. 2, pp. 1718 – 1721, 1997.
- [68] F. Coupan, I. Sadli, I. Marie-Joseph, A. Primerose, and H. Clergcot, "New battery dynamic model: Application to lead-acid battery," in *Computer and Automation Engineering (ICCAE), 2010 The 2nd International Conference on*, vol. 5, feb. 2010, pp. 140 –145.
- [69] M. Thele, J. Schiffer, E. Karden, E. Surewaard, and D. Sauer, "Modeling of the charge acceptance of lead-acid batteries," *Journal of Power Sources*, vol. 168, no. 1, pp. 31 – 39, 2007.
- [70] M. Thele, E. Karden, E. Surewaard, and D. Sauer, "Impedance-based overcharging and gassing model for vrla/agm batteries," *Journal of Power Sources*, vol. 158, no. 2, pp. 953 – 963, 2006.
- [71] M. Thele, S. Buller, D. Sauer, R. D. Doncker, and E. Karden, "Hybrid modeling of lead-acid batteries in frequency and time domain," *Journal of Power Sources*, vol. 144, no. 2, pp. 461 – 466, 2005.
- [72] S. A. Hallaj, H. Maleki, J. S. Hong, and J. R. Selman, "Thermal modeling and design considerations of lithium-ion batteries," *Journal of Power Sources*, vol. 83, no. 1-2, pp. 1 – 8, 1999.
- [73] M. Ceraolo, "New dynamical models of lead-acid batteries," *Power Systems, IEEE Transactions on*, vol. 15, no. 4, pp. 1184 –1190, nov 2000.
- [74] H. L. Chan, "A new battery model for use with battery energy storage systems and electric vehicles power systems," *IEEE Power Engineering Society Winter Meeting*, vol. 1, pp. 470 – 475, Jan 2000.
- [75] O. Tremblay, L. A. Dessaint, and A. I. Dekkiche, "A generic battery model for the dynamic simulation of hybrid electric vehicles," *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2007. VPPC 2007. IEEE*, vol. 1, pp. 284 – 289, Sept 2007.
- [76] R. C. Kroeze and P. T. Krein, "Electrical battery model for use in dynamic electric vehicle simulations," *Power Electronics Specialists Conference, 2008. PESC 2008. IEEE*, pp. 1336 – 1342, June 2008.
- [77] S. Leva, A. Morando, and P. Colombaioni, "Dynamic analysis of a high-speed train," *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, vol. 57, no. 1, pp. 107 –119, jan. 2008.

- [78] F. Roy, B. Dutoit, F. Grilli, and F. Sirois, "Magneto-thermal modeling of second-generation hts for resistive fault current limiter design purposes," *Applied Supercond, IEEE Trans. on*, vol. 18, no. 1, pp. 29–35, mar. 2008.
- [79] COMSOL Multiphysics. <http://www.comsol.com/>.
- [80] D. Winkler and C. Gühmann, "Hardware-in-the-loop simulation of a hybrid electric vehicle using modelica/dymola," *22nd International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium*, pp. 1054–1063, Oct. 2006.
- [81] L. I. Silva, G. A. Magallán, C. H. De Angelo, and G. O. Garcia, "Modelo dinámico 3d de un vehículo urbano con diagramas de multi-enlaces," in *XXI Congreso Argentino de control automático (AADECA '08)*, Buenos Aires, Argentina, 1-3 Septiembre 2008.
- [82] L. Silva, G. Magallan, P. de la Barrera, C. De Angelo, and G. Garcia, "Modeling of electric vehicles dynamics with multi-bond graphs," in *Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2010 IEEE*, sept. 2010, pp. 1–7.
- [83] G. A. Magallán, L. I. Silva, C. H. De Angelo, and G. O. García, "Metodología para el desarrollo rápido de prototipos de vehículos eléctricos combinando dymola y simulink," in *XIII Reunión en Procesamiento de la Información y Control (RPIC'09)*, Septiembre 2009.
- [84] —, "Metodología para el desarrollo rápido de prototipos de vehículos eléctricos combinando dymola y simulink," in *ENIEF 2009, XVIII Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones, Mecánica Computacional Vol XXVIII*, Septiembre 2009, pp. 3227–3239.
- [85] L. I. Silva, P. M. de la Barrera, C. H. De Angelo, G. R. Bossio, and G. O. García, "Multi-domain model for fault diagnosis on electric traction drives using bond graphs," in *ENIEF 2009, XVIII Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones, Mecánica Computacional Vol XXVIII*, Septiembre 2009, pp. 3251–3264.
- [86] L. I. Silva, P. M. de la Barrera, C. H. De Angelo, and G. A. Magallan, "Multi-domain modeling of electric vehicles including lead-acid battery dynamics," in *1st IEEE International Electric Vehicle Conference - IEVC 2012*, March 2012, p. En evaluación.
- [87] . L. I. Silva, P. M. de la Barrera, G. R. Bossio, C. H. D. Angelo, G. O. García, and R. Leidhold, "Modeling of electromagnetic devices using bond graph: an application to faults in ac machines," in *9th IEEE/IAS INDUSCON '10*, Brazil, Nov. 2010.

- [88] P. M. de la Barrera, L. I. Silva, and C. H. De Angelo, "Multi-domain model of induction motor with stator core faults," in *Industrial Technology, 2012. ICIT 2012. IEEE International Conference on*, Mar. 2012, pp. Aceptado 10–Dic–2011, en prensa.
- [89] L. I. Silva, P. M. de la Barrera, R. Leidhold, G. R. Bossio, and C. H. De Angelo, "Multi-domain model of stator core faults using bond graph," in *Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics Drives (SDEMPED), 2011 IEEE International Symposium on*, sept. 2011, pp. 592–597.
- [90] L. I. Silva, P. M. de la Barrera, G. R. Bossio, and C. H. De Angelo, "Multi-domain modeling of induction motor with stator winding turn-faults," in *8th International Federation of Automatic Control (IFAC) Symposium SAFEPROCESS-2012*, Aug. 2012, p. En evaluacion.
- [91] L. I. Silva, P. M. de la Barrera, C. H. De Angelo, F. Aguilera, and G. O. Garcia, "Multi-domain model for electric traction drives using bond graphs," *Journal of Power Electronics, Special Issue on Electric Vehicles, 2011*, vol. 11, no. 4, pp. 439–448, 2011.
- [92] D. Gao, C. Mi, and A. Emadi, "Modeling and simulation of electric and hybrid vehicles," *Proc. of the IEEE*, vol. 95, no. 4, pp. 729–745, 2007.
- [93] C. Jiangtao, L. Honghai, L. Ping, D. Brown, and G. Dimirovski, "An improved active suspension model for attitude control of electric vehicles," in *Mechatronics and Automation, 2007. ICMA 2007. International Conference on*, Aug. 2007, pp. 147–152.
- [94] B. Peng and X. Huang, "A simulation test method for a half semi-active vehicle suspension based on the hierarchical modeling method," in *Vehicular Electronics and Safety, 2006. ICVES 2006. IEEE International Conference on*, Dec. 2006, pp. 63–67.
- [95] J. Vaughan, W. Singhose, and N. Sadegh, "Use of active suspension control to counter the effects of vehicle payloads," in *Control Applications, 2003. CCA 2003. Proceedings of 2003 IEEE Conference on*, vol. 1, June 2003, pp. 285–289 vol.1.
- [96] M. Shino, N. Miyamoto, Y.-Q. Wang, and M. Nagai, "Traction control of electric vehicles considering vehicle stability," *Advanced Motion Control, 2000. Proceedings. 6th International Workshop on*, pp. 311–316, 2000.
- [97] C. Zhao, W. Xiang, and P. Richardson, "Vehicle lateral control and yaw stability control through differential braking," in *Industrial Electronics, 2006 IEEE International Symposium on*, vol. 1, July 2006, pp. 384–389.

- [98] E. Dincmen and T. Acarman, "Application of vehicle dynamics' active control to a realistic vehicle model," in *American Control Conference, 2007. ACC '07*, July 2007, pp. 200–205.
- [99] T. Wenzel, K. Burnham, R. Williams, and M. Blundell, "Closed-loop driver/vehicle model for automotive control," in *Systems Engineering, 2005. ICSEng 2005. 18th International Conference on*, Aug. 2005, pp. 46–51.
- [100] G. Amontons, "On the resistance originating in machines," in *Proc. of the French Royal Academy of Sciences*, 1699, pp. 206–222.
- [101] C. A. Coulomb, "Théorie des machines simples," in *Mémoires de Mathématiques et de Physique de l'Académie des Sciences*, 1785, pp. 261–331.
- [102] R. Stribeck, "The key qualities of sliding and roller bearings," in *Zeitschrift des Vereines Seutscher Ingenieure*, 1902, p. 1432–1437.
- [103] E. Bolarinwa and O. A. Olatunbosun, "Finite element simulation of the tyre burst test," in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 218, no. 11, 2004, pp. 1251–1258.
- [104] Qiong-Zhong, C. Y.-F. Mo, and G. Meng, "Fahrwerktechnik: Radschlupfregelsysteme," *Vogel Fachbuch, Vogelverlag Würzburg*, 1993.
- [105] G. Rill, "Simulation von kraftfahrzeugen," *Braunschweig: Vieweg*, 1994.
- [106] E. Bakker, L. Nyborg, and H. Pacejka, "Tyre modelling for use in vehicle dynamic studies." *Society of Automotive Engineers*, p. paper 870421, 1987.
- [107] H. B. Pacejka and R. S. Sharp, "Shear force development by pneumatic tires in steady state conditions: A review of modeling aspects." *Vehicles Systems Dynamics.*, vol. 20, no. 3/4, pp. 121–176, 1993.
- [108] U. Kiencke and L. Nielsen, *Automotive Control System*. Springer, 2005.
- [109] P. R. Dahl, "Solid friction damping of mechanical vibrations," *AIAA Journal*, vol. 14, no. 12, pp. 1675–1682, 1976.
- [110] N. Ehrich Leonard and P. Krishnaprasad, "Adaptive friction compensation for bi-directional low-velocity position tracking," *Proc. of the 31st Conference on Decision and Control*, p. 267–273, 1992.
- [111] C. Walrath, "Adaptive bearing friction compensation based on recent knowledge of dynamic friction," *AUTOMATICA Journal*, vol. 6, no. 20, p. 717–727, 1984.

- [112] D. A. Haessig and B. Friedland, "On the modelling and simulation of friction," *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control - Asme transactions*, vol. 3, no. 113, p. 354–362, 1991.
- [113] P. A. Bliman and M. Sorine, "Friction modelling by hysteresis operators.application to dahl, sticktion and stribeck effects," 1991.
- [114] —, "A system-theoretic approach of systems with hysteresis. application to friction modelling and compensation," *Proceedings of the second European Control Conference*,, 1993.
- [115] E. Rabinowicz, "The nature of the static and kinetic coefficients of friction," *Journal of Applied Physics*,, vol. 11, no. 20, pp. 1373–1379, 1951.
- [116] E. Velenis, P. Tsiotras, C. Canudas-de Wit, and M. Sorine, "Dynamic tyre friction models for combined longitudinal and lateral vehicle motion," *Vehicle System Dynamics*, vol. 43, no. 1, pp. 3–29, 2005.
- [117] D. Zimmer and F. Cellier, "The modelica multi-bond graph library," in *Proc. 5th Int. Modelica Conference*, vol. 2, 2006, pp. 559–568.
- [118] S. Behzadipour and A. Khajepour, "Causality in vector bond graphs and its application to modeling of multi-body dynamic systems," *Simulation Modelling Practice and Theory*, vol. 14, no. 3, pp. 279–295, 2006.
- [119] T. D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE, 1998.
- [120] M. Sadiku, "A simple introduction to finite element analysis of electromagnetic problems," *Education, IEEE Transactions on*, vol. 32, no. 2, pp. 85–93, may 1989.
- [121] A. Boglieni, O. Bottauscio, M. Chiampi, M. Pastorelli, and M. Repetto, "Computation and measurement of iron losses under pwm supply conditions," *Magnetics, IEEE Transactions on*, vol. 32, no. 5, pp. 4302–4304, sep 1996.
- [122] C. Hernandez-Aramburo, T. Green, and S. Smith, "Assessment of power losses of an inverter-driven induction machine with its experimental validation," *Industry Applications, IEEE Transactions on*, vol. 39, no. 4, pp. 994–1004, july-aug. 2003.
- [123] J. Fouladgar and E. Chauveau, "The influence of the harmonics on the temperature of electrical machines," *Magnetics, IEEE Transactions on*, vol. 41, no. 5, pp. 1644–1647, may 2005.
- [124] S. Williamson, "The induction motor-a state-of-the-ark technology?" *Power Engineering Journal*, vol. 10, no. 6, pp. 247–254, dec. 1996.

- [125] X. Luo, Y. Liao, H. Toliyat, A. El-Antably, and T. Lipo, "Multiple coupled circuit modeling of induction machines," *Industry Applications, IEEE Transactions on*, vol. 31, no. 2, pp. 311–318, mar/apr 1995.
- [126] G. Bossio, C. De Angelo, J. Solsona, G. Garcia, and M. Valla, "A 2-d model of the induction machine: an extension of the modified winding function approach," *Energy Conversion, IEEE Transactions on*, vol. 19, no. 1, pp. 144–150, march 2004.
- [127] S. Sudhoff, B. Kuhn, K. Corzine, and B. Branecky, "Magnetic equivalent circuit modeling of induction motors," *Energy Conversion, IEEE Transactions on*, june 2007.
- [128] A. Lamine and E. Levi, "Dynamic induction machine modelling considering the stray load losses," in *Universities Power Engineering Conference, 2004. UPEC 2004. 39th International*, vol. 2, sept. 2004, pp. 582–586 vol. 1.
- [129] P. M. de la Barrera, G. R. Bossio, G. O. García, and J. A. Solsona, "Model for three-phase induction motors with stator core faults," *IET Electr. Power Appl.*, vol. 4, no. 8, pp. 591–602, 2010.
- [130] C. De Angelo, G. Bossio, S. Giaccone, M. Valla, J. Solsona, and G. Garcia, "Online model-based stator-fault detection and identification in induction motors," *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, vol. 56, no. 11, pp. 4671–4680, nov. 2009.
- [131] G. O. García, "Controladores eficientes para el accionamiento de motores de inducción," Tesis presentada para el grado de Doctor en Ingeniería, Programa de Ingeniería Eléctrica; Coordinación de Programas de Posgrado en Ingeniería (COPPE), Universidad Federal de Río de Janeiro (UFRJ), Río de Janeiro, Brasil, Marzo 1994.
- [132] I. Boldea and S. A. Nasar, "Unified treatment of core losses and saturation in the orthogonal-axis model of electric machines," *IEE Proceeding Pt.B*, vol. 134, no. 6, pp. 355–363, Nov. 1987.
- [133] T. Mizuno, J. Takayama, T. Ichioka, and M. Terashima, "Decoupling control method of induction motor taking stator core loss into consideration," in *Proc. IPEC 1990*, no. 2-6, Tokyo, Apr. 1990, pp. 69–74.
- [134] M. Sokola, E. Levi, G. Jamieson, and D. Williams, "Representation and compensation of iron loss in rotor flux oriented induction machines," in *1996 International Conference on Power Electronics, Drives and Energy Systems for Industrial Growth*, vol. 1, New Delhi, India, Jan. 1996, pp. 243–249.

- [135] D. Karnopp, "Understanding induction motor state equations using bond graph," in *International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation, ICBGM 2003*, Orlando, Florida, USA, 2003.
- [136] S. Junco, "Real and complex power bond graph modeling of the induction motor," in *International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation, ICBGM*, 1999, pp. 323–328.
- [137] A. Donaire, "Análisis y síntesis de sistemas no lineales de control en base a propiedades físicas, estructurales y causales de modelos bond graph," Tesis Doctoral, Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura, Universidad Nacional de Rosario, Rosario, Argentina, Mar. 2009.
- [138] A. Haddoun, M. E. H. Benbouzid, D. Diallo, R. Abdessemed, J. Ghouili, and K. Srairi, "A loss-minimization DTC scheme for EV induction motors," *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, vol. 56, no. 1, pp. 81–88, 2007.
- [139] M. Uddin and S. W. Nam, "New online loss-minimization-based control of an induction motor drive," *Power Electronics, IEEE Transactions on*, vol. 23, no. 2, pp. 926–933, 2008.
- [140] ———, "Development of a nonlinear and model-based online loss minimization control of an IM drive," *Energy Conversion, IEEE Transactions on*, vol. 23, no. 4, pp. 1015–1024, 2008.
- [141] S. Williamson, A. Emadi, and K. Rajashekara, "Comprehensive efficiency modeling of electric traction motor drives for hybrid electric vehicle propulsion applications," *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, vol. 56, no. 4, pp. 1561–1572, 2007.
- [142] B. Akin, S. Ozturk, H. Toliyat, and M. Rayner, "DSP-based sensorless electric motor fault-diagnosis tools for electric and hybrid electric vehicle powertrain applications," *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, vol. 58, no. 6, pp. 2679–2688, 2009.
- [143] R. Krishnan, *Electric Motor Drives: Modeling, Analysis and Control*. Prentice Hall, 2001.
- [144] G. Magallan, C. De Angelo, and G. Garcia, "Maximization of the traction forces in a 2WD electric vehicle," *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, vol. 60, no. 2, pp. 369–380, 2011.
- [145] G. O. García, J. C. Mendes Luís, R. M. Stephan, and E. H. Watanabe, "An efficient controller for an adjustable speed induction motor drive," *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 41, no. 5, pp. 533–539, Oct. 1994.

- [146] E. Levi, M. Sokola, A. Boglietti, and M. Pastorelli, "Iron loss in rotor-flux-oriented induction machines: identification, assessment of detuning, and compensation," *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 11, no. 5, pp. 698–709, Sep. 1996.
- [147] P. M. de la Barrera, G. R. Bossio, J. A. Solsona, and G. O. García, "On-line iron loss resistance identification by a state observer for rotor-flux-oriented control of induction motor," *Energy conversion and management*, vol. 49, no. 10, pp. 2742–2747, Oct. 2008.
- [148] F. Cellier and R. McBride, "Object-oriented modeling of complex physical systems using the dymola bond-graph library," in *International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation, ICBGM 2003*, San Francisco, California, 2003, pp. 157–162.
- [149] J. Bastos, M. Cabreira, N. Sadowski, S. Arruda, and S. Nau, "A thermal analysis of induction motors using a weak coupled modeling," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 33, no. 2, pp. 1714–1717, Mar. 1997.
- [150] D. Staton, A. Boglietti, and A. Cavagnino, "Solving the more difficult aspects of electric motor thermal analysis in small and medium size industrial induction motors," *IEEE Trans. on Energy Conversion*, vol. 20, no. 3, pp. 620–628, 2005.
- [151] I. Husain, *Electric and Hybrid Vehicles: Design Fundamentals*. CRC Press, 2003.
- [152] C. Kwon, "An on-line rotor resistance estimator for induction machine drives," *Journal of Power Electronics*, vol. 9, no. 3, pp. 354–364, 2009.
- [153] N. Achaibou, M. Haddadi, and A. Malek, "Lead acid batteries simulation including experimental validation," *Journal of Power Sources*, vol. 185, no. 2, pp. 1484–1491, 2008.
- [154] S. Ilangovan, "Determination of impedance parameters of individual electrodes and internal resistance of batteries by a new non-destructive technique: 2. theoretical approach," *Journal of Power Sources*, vol. 50, no. 1-2, pp. 33 – 45, 1994.
- [155] L. Ménard, G. Fontès, and S. Astier, "Dynamic energy model of a lithium-ion battery," *Mathematics and Computers in Simulation*, vol. 81, no. 1, p. 327 – 339, 2010.
- [156] J. Esperilla, J. Félez, and C. Vera, "Thermal model for lead-acid batteries," in *Proceedings of ICBGM'03*, vol. 35, 2003, pp. 293–299.

- [157] J. Esperilla, C. Vera, J. Félez, and J. M. Mera, "Electrochemical cells modeling by means of the bond graph technique. application of lead-acid batteries," in *Proceedings of ICBGM'05*, vol. 37, 2005, pp. 255–261.
- [158] J. Esperilla, J. Félez, G. Romero, and A. Carretero, "A model for simulating a lead-acid battery using bond graphs," *Simulation Modelling Practice and Theory*, vol. 15, no. 1, pp. 82 – 97, 2007.
- [159] —, "A full model for simulation of electrochemical cells including complex behavior," *Journal of Power Sources*, vol. 165, no. 1, pp. 436 – 445, 2007.
- [160] J. Thoma and B. O. Bouamama, *Modelling and Simulation in Thermal and Chemical Engineering*. Springer-Verlag, Berlin, 1999.
- [161] P. Vijay, A. Samantaray, and A. Mukherjee, "A bond graph model-based evaluation of a control scheme to improve the dynamic performance of a solid oxide fuel cell," *Mechatronics*, vol. 19, no. 4, pp. 489 – 502, 2009.
- [162] S. Barsali and M. Ceraolo, "Dynamical models of lead-acid batteries: implementation issues," *Energy Conversion, IEEE Transactions on*, vol. 17, no. 1, pp. 16 –23, mar 2002.
- [163] S. Buller, M. Thele, E. Karden, and R. De Doncker, "Impedance-based non-linear dynamic battery modeling for automotive applications," *Journal of Power Sources*, vol. 113, no. 2, pp. 422 – 430, 2003.
- [164] S. Buller, M. Thele, R. De Doncker, and E. Karden, "Impedance-based simulation models of supercapacitors and li-ion batteries for power electronic applications," *Industry Applications, IEEE Transactions on*, vol. 41, no. 3, pp. 742 – 747, may-june 2005.
- [165] W. Borutzky, *Bond Graph Methodology: Development and Analysis of Multidisciplinary Dynamic System Models*. Springer-Verlag, New York, 2010.
- [166] K. Ohyama, M. Nashed, K. Aso, H. Fujii, and H. Uehara, "Design using finite element analysis of a switched reluctance motor for electric vehicle," *Journal of Power Electronics*, vol. 6, no. 2, pp. 163–171, 2006.
- [167] P. Voigt and G. Wachutka, "Electro-fluidic microsystem modeling based on kirchhoffian network theory," in *Solid State Sensors and Actuators, 1997. TRANSDUCERS '97 Chicago., 1997 International Conference on*, vol. 2, jun 1997, pp. 1019 –1022 vol.2.
- [168] F. E. Cellier, *Continuous System Modeling*. New York: Springer Verlag, 1991.

- [169] D. C. Karnopp, D. L. Margolis, and R. C. Rosenberg, *System Dynamics: Modeling And Simulation of Mechatronic Systems*. New York, USA: Willey Inter-Ciencies, 2000.
- [170] A. Reibiger and H. Loose, "Bond graphs and matroids," *Mathematics and Computers in Simulation*, vol. 53, no. 4-6, pp. 323 – 332, 2000.
- [171] S. F. Legowski, A. H. M. S. Ula, and A. M. Trzynadlowski, "Instantaneous power as a medium for the signature analysis of induction motors," *IEEE Trans. on Industry Applications*, vol. 32, no. 4, Jul.-Aug.
- [172] Y. Lee and T. G. Habetler, "A stator turn fault tolerant strategy for induction motor drives in safety critical applications," in *Power Electronics Specialists Conference, 2006. PESC '06. 37th IEEE*, 2006, pp. 1-7.
- [173] A. M. S. Mendes, X. M. Lopez-Fernandez, and A. J. Marques Cardoso, "Thermal performance of a three-phase induction motor under fault tolerant operating strategies," *Power Electronics, IEEE Transactions on*, vol. 23, no. 3, pp. 1537-1544, 2008.
- [174] W. Lhomme, R. Trigui, A. Bouscayrol, P. Delarue, B. Jeanneret, and F. Badin, "Inversion-based control of a vehicle with a clutch using a switched causal modelling," *International Journal of Systems Science*, vol. 42, no. 2, pp. 319 – 334 (within MEGEVH, French network on HEVs), 2011.



UNRC
Biblioteca Central



71199

71199