



UNIVERSIDAD DE ALMERÍA

TESIS DOCTORAL

**Análisis multidominio de vehículos
eléctricos**

Multi-domain analysis of electric vehicles

Autor: José Luis Torres Moreno

Director: Dr. Antonio Giménez Fernández

Codirector: Dr. José Luis Blanco Claraco

Almería, junio de 2014

*A mis padres, Juan y Ana
y a mis hermanos, Juan y Javier*

Resumen

El automóvil es uno de los productos tecnológicos consumidos a gran escala que abarca un mayor número de sistemas mecánicos, eléctricos y electrónicos. Todos estos sistemas son complejos y afectan de forma individual o interactuando entre ellos al funcionamiento del vehículo en su conjunto. Además, el número de sistemas de control que incorporan los coches modernos cada vez es mayor. Para poder diseñar un controlador es preciso conocer en primer lugar cómo se comportan los sistemas que determinan el funcionamiento del vehículo. Desde esta tesis se proponen una serie de metodologías para analizar dichos sistemas. Estas metodologías son muy diferentes dependiendo del sistema del automóvil que se estudie. Por tanto se analizará cada una de ellas por separado.

Dada la inminente aparición masiva de vehículos con motores diferentes de los de combustión interna (en combinación con éstos o sustituyéndolos), se hace necesario un estudio de este tipo de vehículos. Entre las opciones más destacadas se encuentran los denominados vehículos híbridos eléctricos, cuyas particularidades implican atender a aspectos que no estaban presentes en los vehículos convencionales, como puede ser el control de un sistema de propulsión totalmente renovado o el comportamiento dinámico derivado de una distribución de masas diferente a la de los vehículos de gasolina. Algunas de las metodologías propuestas en esta tesis están orientadas a analizar estas características, incluyendo el diseño de una estrategia de control de gestión energética para la utilización conjunta de las diferentes fuentes de potencia incorporadas en vehículos híbridos eléctricos.

En las fases tempranas del diseño de un vehículo se prefiere, en la medida de lo posible, trabajar con modelos en lugar de con prototipos físicos. Por este motivo, en esta tesis se exploran varias alternativas que permitan la realización de experimentos mediante simulaciones. Entre los modelos considerados aparecen, por un lado, los modelos multicuerpo, que pueden alcanzar un alto nivel de realismo, y los modelos simplificados, ideales para diseñar controladores y observadores de estado. Esto no exime de la necesidad de realizar experimentos reales con un prototipo. Éste, deberá de incorporar una serie de sensores y actuadores que permitan medir los parámetros que mejor definen el su comportamiento. Además es necesario contar con una arquitectura de control que se encargue de gestionar las comunicaciones que tienen lugar en las diferentes capas. En esta tesis también se presenta la metodología llevada a cabo para la construcción de una arquitectura que proporciona una capa de abstracción en el vehículo que facilita la implementación de algoritmos de control.

Abstract

Automobiles are known to be mass consumption technological products covering a large number of mechanical, electrical and electronic systems. All these systems are complex and affect individually or interacting on the vehicle's behavior as a whole. Furthermore, the number of control systems which incorporate modern cars is becoming greater. To design a controller one must first know how the systems that determine the operation of the vehicle behave. Since this thesis a number of methods are proposed to analyze such systems. These methodologies are very different depending on the car system being studied. So they will be analyzed each separately.

Given apparition of vehicles with engines different to such of internal combustion (in either substitution or combination with them), a study of this type of vehicles is necessary. Among the most prominent options are called hybrid electric vehicles, which address specific issues with respect to conventional vehicles, such as controlling a propulsion system fully renovated or their dynamic behavior derived from a mass distribution different from gasoline vehicles. Some of the methodologies proposed in this thesis are aimed at analyzing these features, including the design of a control strategy of energy management for combining the use of different power sources incorporated in hybrid electric vehicles.

In the early stages of vehicle design, as far as possible, it is convenient to work with models instead of physical prototypes. Therefore, in this thesis several alternatives to conducting experiments are explored through simulations. Among the models considered appear, first, the multibody models, which can achieve a high level of realism, and the simplified models, ideal for designing controllers and state observers. This does not obviate the need to conduct real experiments with a prototype. This should incorporate a number of sensors and actuators to measure the parameters that best define their behavior. It is also necessary to have a control architecture that is responsible for managing communications carried out over different layers. In this thesis, it is also proposed a methodology to build an architecture based on the vehicle abstraction layer approach which facilitates the implementation of control algorithms.

Agradecimientos

Quisiera aprovechar esta ocasión para expresar mi gratitud hacia aquellas personas que han hecho posible la realización de esta tesis. En primer lugar agradezco a Antonio Giménez su labor de dirección desde el momento que comencé el programa de doctorado. También José Luis Blanco, quien amablemente aceptó ser mi codirector, merece ser mencionado en esta muestra de agradecimiento. Ambos han sido y seguirán siendo un referente para mí. Además, me siento afortunado por haber contado con unos compañeros de máster, de grupo de investigación, de área que por encima de todo han sido buenos amigos. Para no hacer interminable la lista sólo mencionaré a Javier, a Curro, a Jorge y a Paco. También quisiera dar las gracias a Giuseppe Carbone y a Javier Cuadrado, por haberme permitido realizar estancias en sus grupos de investigación. Y cómo no, a mis compañeros de fútbol sala; Sin Emilio, Ismael, Julián, Andrés, Juan, Quique, Chema o Alejandro no habría podido practicar mis hobbies preferidos en el poco tiempo libre que le queda a un investigador. Por último, destacar el apoyo incondicional de mi familia, a quienes dedico este trabajo.

Índice general

Índice de Tablas	xv
Índice de Figuras	xvii
1. Introducción	1
1.1. Entorno de esta tesis	3
1.2. Justificación	4
1.3. Hipótesis	6
1.4. Estructura de la tesis	7
2. Revisión Bibliográfica	9
2.1. Algunos planteamientos para el análisis de vehículos eléctricos	9
2.1.1. Modelos simplificados de vehículo	11
2.1.2. Gestión energética de vehículos eléctricos	11
2.2. Estado del arte en Dinámica de Sistemas Multicuerpo	13
2.2.1. Estimadores de estado	15
2.3. Estado del arte en arquitecturas de control en automóviles	17
2.3.1. Vehículos autónomos. Objetivo a corto plazo	18
3. Control de Vehículos Híbridos Eléctricos	21
3.1. Introducción	21
3.2. Métodos	22
3.2.1. Exposición del problema	22
3.2.2. Modos de operación	24
3.2.3. Controlador basado en reglas	29
3.2.4. Ensayos comparativos	30
3.3. Resultados de las simulaciones	34
3.3.1. Ciclo NEDC	35
3.3.2. Ciclo Artemis-Highway	36
3.3.3. Ciclo Vail a NREL	36

3.3.4. Otros resultados	37
3.4. Conclusiones	40
4. Modelado de Sistemas Multicuerpo	43
4.1. Introducción	43
4.1.1. Modelado	43
4.1.2. Principios de mecánica	45
4.1.3. Formulaciones	46
4.1.4. Métodos numéricos	48
4.2. Modelo Multicuerpo 2D de una suspensión	49
4.2.1. Obtención de las ecuaciones de movimiento	50
4.2.2. Implementación	52
4.2.3. Método de aprendizaje	54
4.3. Eficiencia computacional en MBSD	55
4.4. Observación de estados en MBSD	60
4.4.1. Metodología	60
4.4.2. Estimadores de estado probabilísticos en MBSD	62
4.4.3. Resultados experimentales	70
5. Modelado del vehículo eCARM	73
5.1. Introducción	73
5.2. Modelo multicuerpo	73
5.2.1. Identificación de puntos característicos	74
5.2.2. Definición de variables	77
5.2.3. Modelado del vehículo	83
5.2.4. Variables adicionales	91
5.2.5. Fuerzas	93
5.2.6. Simulación del modelo multicuerpo	94
5.3. Modelo simplificado	96
5.3.1. Dinámica longitudinal	96
5.3.2. El sistema de propulsión	100
5.3.3. Dinámica lateral	102
5.3.4. Estimación del ángulo de deriva	106
6. Ensayos Experimentales	111
6.1. Introducción	111
6.2. Hardware utilizado	111
6.2.1. Sensores	112

ÍNDICE GENERAL

6.2.2. Dispositivos de E/S	121
6.2.3. Otros dispositivos	122
6.3. La arquitectura OpenMORA	125
6.3.1. Tipos de comunicaciones	126
6.3.2. Módulos	128
6.4. Resultados preliminares y discusión	139
6.4.1. Odometría	139
6.4.2. Experimentos en carretera recta	140
6.4.3. Maniobra en bucle abierto	143
7. Conclusiones	145
7.1. Contribuciones	145
7.2. Discusión	146
7.3. Publicaciones derivadas de esta tesis	149
7.4. Trabajo futuro	150
Bibliografía	152
Nomenclatura	162
Glosario de términos	162
Acrónimos	164

Índice de tablas

3.1. Consumo de combustible, coste de operación, autonomía y eficiencia (Primera parte)	39
3.2. Consumo de combustible, coste de operación, autonomía y eficiencia (Segunda parte)	40
4.1. Notación empleada en la estimación de parámetros en MBS	63
5.1. Características del modelo simulado	95
6.1. Localización en planta de los sensores	113
6.2. Características del vehículo ensayado	140

Índice de figuras

2.1. Ejemplo de sistema multicuerpo	13
2.2. Topología de sistemas Multicuerpo	14
2.3. Automóvil como sistema Multicuerpo	15
2.4. Ejemplo de simulación con observación de estados	16
2.5. Vehículo del <i>Tartan Racing</i>	18
3.1. Sistema de propulsión de un vehículo PHEV	22
3.2. Mapa de eficiencia del generador (Modo 2)	26
3.3. Eficiencia de la carga de baterías (Modo 3)	28
3.4. Esquema general del controlador propuesto	29
3.5. Sistema de generación de electricidad	32
3.6. Simulaciones en el ciclo NEDC	35
3.7. Simulaciones en el ciclo ARTEMIS	37
3.8. Simulaciones en el ciclo VAIL2ENREL	38
3.9. Emisión local y global.	39
4.1. Elementos que intervienen en una simulación en MBSD	44
4.2. Modelado de una suspensión 2D	50
4.3. Esquema del procedimiento para realizar las simulaciones	52
4.4. Maqueta para la iniciación a MBSD	55
4.5. Animación en mechplot	56
4.6. Resultados del ejercicio propuesto	57
4.7. Resultados del benchmark sobre eficiencia computacional	60
4.8. Mecanismo de cuatro barras usado como <i>testbed</i>	61
4.9. Tiempo de ejecución para cada método comparado	71
4.10. Resultados frente a errores en el sensor	72
5.1. Vehículo eléctrico	75
5.2. Conjunto suspensión delantera de tipo MacPherson	76
5.3. Cremallera de dirección	77

5.4. Tirantes traseros	78
5.5. Eje trasero	79
5.6. Barra Panhard	80
5.7. Modelado de sólidos rígidos	81
5.8. Restricciones de coordenadas relativas	82
5.9. Modelado del chasis	85
5.10. Modelado de brazos de suspensión	86
5.11. Modelado de manguetas de dirección	87
5.12. Modelado de la cremallera de dirección	87
5.13. Modelado de las bieletas de dirección	88
5.14. Modelado del eje trasero	89
5.15. Modelado de los tirantes traseros	90
5.16. Modelado de la barra Panhard	90
5.17. Modelado de las ruedas	91
5.18. Resultados de simulación MB	94
5.19. Trayectoria obtenida en la simulación multicuerpo	95
5.20. Diagrama de sólido libre del vehículo en el plano longitudinal	97
5.21. Diagrama de sólido libre del modelo simplificado de rueda	97
5.22. Modelo de vehículo en el plano longitudinal	98
5.23. Diagrama de bloques de la dinámica longitudinal del vehículo	99
5.24. Esquema de control en bucle abierto	100
5.25. Esquema de control en bucle cerrado	100
5.26. Esquema del sistema controlador-motor	101
5.27. Sistema de coordenadas de vehículo	103
5.28. Modelo simplificado de bicicleta	104
5.29. Transformación de coordenadas	106
5.30. Observador de estados para estimar el slip-anlge	107
5.31. Estimación del ángulo de deriva	109
6.1. Distribución en planta del hardware implementado	112
6.2. Descripción de sensores: Unidad de medida inercial	114
6.3. Descripción de sensores: GPS	115
6.4. Descripción de sensores: Láser SICK	116
6.5. Descripción de sensores: Encoder en ruedas traseras	117
6.6. Descripción de sensores: Encoder en volante	118
6.7. Descripción de sensores: Cámaras	119
6.8. Descripción de sensores: Amperímetros	120
6.9. Descripción de sensores: Cámaras	121

ÍNDICE DE FIGURAS

6.10. Dispositivos de E/S	123
6.11. Ordenadores de a bordo	124
6.12. Sistemas empotrados	125
6.13. Arquitectura de control basada en OpenMORA	127
6.14. Módulo para la lectura de encoders	129
6.15. Módulo para la odometría	130
6.16. Módulo para el control a bajo nivel de la dirección	131
6.17. Módulo para sensores genéricos	134
6.18. Módulo para la odometría estéreo	136
6.19. Módulo para la gestión de las cámaras	137
6.20. Módulo para la detección de patrones de localización	138
6.21. Módulo para la sincronización de las cámaras	139
6.22. Módulo para la DAQ de NI	139
6.23. Resultados de la odometría	141
6.24. Señal registrada por el GPS	141
6.25. Resultados experimentales	142
6.26. Maniobra en bucle abierto	144

Capítulo 1

Introducción

El concepto de automóvil tal y como se conoce hoy no se limita a una máquina que se utiliza para transportar personas. Además de esto, se espera de él que lo haga en las máximas condiciones de confort, seguridad, fiabilidad y al menor coste posible. Esto se consigue gracias a décadas de investigación en las que se ha innovado continuamente en todos y cada uno de los componentes del vehículo. Así, desde el punto de vista de la ingeniería de sistemas, se puede considerar al vehículo como un conjunto de subsistemas que interactúan entre sí, rigiéndose cada uno por diferentes dominios de la física [1].

A modo de ejemplo, en los actuales vehículos de combustión, un conocimiento adecuado en termodinámica permite el dimensionado del sistema de inyección para que se consiga un mínimo consumo de carburante. Esta inyección es controlada, a su vez, por un sistema electrónico que debe ser capaz de comunicarse con sensores distribuidos por todo el vehículo recogiendo información sobre otros subsistemas. Esto implica que debe haber relación entre el régimen de revoluciones del motor, el par deseado y la velocidad a la que circula el vehículo. Algunos de los sistemas de control que implican un exhaustivo conocimiento del vehículo en su conjunto son:

- Sistema electrónico de estabilidad: La señal obtenida por una o varias unidades de medida inerciales es procesada para determinar si el ratio de guiñada de una maniobra debe ser corregido, y actuar en consecuencia mediante el sistema antibloqueo de frenada (ABS) a través de una consigna sobre el circuito hidráulico de frenos. Esto implica el manejo de variables mecánicas y fluido-mecánicas por medio de sensores y procesadores electrónicos [2].
- Sistema de suspensión semi-activa: Los sensores obtienen información sobre el grado de balanceo y vibraciones del chasis, y un sistema eléctrico se encarga

de actuar sobre el fluido magneto-reológico de cierto tipo de amortiguadores, maximizando el confort y reduciendo el movimiento de balanceo del vehículo. Esto implica el análisis de sistemas mecánicos, eléctricos y químicos [3].

- Sistema de dirección por cable: Las ruedas son guiadas por un sistema totalmente eléctrico del que se elimina la columna de dirección. El controlador se encarga de transmitir la fuerza necesaria para orientar al vehículo en la posición deseada, pero también ha de realimentar al conductor para que éste disponga información sobre las fuerzas a las que se ven sometidas las ruedas, ya que en vehículos convencionales esto se consigue mediante la columna de dirección [4].
- Controladores para vehículos híbridos eléctricos enchufables (PHEVs): Necesitan información sobre el régimen de funcionamiento de motores eléctricos y de combustión para, en base a un dispositivo compuesto por engranajes epicicloidales y embragues, asignar peso a cada uno de estos motores en función de su rendimiento. Además se pueden implementar en las estrategias de gestión energética que manejen información sobre el trayecto previsto, de manera que se cuente con un criterio más a la hora de planificar el uso de cada uno de los motores que propulsa el vehículo.

Todos estos sistemas que son utilizados cotidianamente podían parecer futuristas hace unos años. Las bases para su desarrollo siempre recaen sobre conocimiento de cómo se comporta el vehículo y los subsistemas que lo componen. Para continuar esta constante evolución hay que seguir investigando y es imprescindible disponer de cuanta más información mejor. Esto permitirá que sistemas de control que hoy parecen irrealizables se encuentren de serie en vehículos a corto plazo.

Si además se dispone de modelos fiables, la fase diseño y ensayo de prototipos se ve reducida en tiempo y coste [5]. Sin embargo, a la hora de estudiar el comportamiento dinámico de un vehículo mediante modelos teóricos aparecen ciertas dificultades. Como en cualquier sistema que se pretenda analizar, ni los sensores que se utilizan para medir el comportamiento dinámico de un vehículo pueden aportar los valores exactos de las mediciones, ni las simulaciones predicen exactamente cómo se va a comportar el vehículo. Todos los sensores presentan cierto error, requieren un determinado tiempo entre muestras, pueden estropearse, incorporan ruido, no pueden medir todas las magnitudes físicas, o incluso no siempre pueden ser emplazados materialmente en el lugar del que se pretende obtener la medición.

Tampoco el proceso de conversión de las señales recogidas por los sensores

a las correspondientes magnitudes físicas y el proceso de calibración están exentos de cierto error. Por su parte, los modelos a su vez incluyen suposiciones y simplificaciones, requieren coeficientes obtenidos experimentalmente, o no pueden contar con la información suficiente, entre otras fuentes de error. Para minimizar el impacto de estos problemas, a menudo se utilizan técnicas de observación de estados, estimación de parámetros y algoritmos probabilísticos de identificación. De esta forma, se pueden conseguir sinergias de la utilización conjunta de sensores y modelos de simulación para la obtención de información más completa y fiable sobre el comportamiento dinámico de cualquier sistema. Para conseguir esto se puede, por ejemplo, identificar parámetros desconocidos mediante técnicas de ajuste con datos experimentales [6]. También es posible ejecutar el modelo en tiempo real de modo que se disponga de la información proporcionada por éste en aquellas variables que no pueden ser medidas experimentalmente o no se dispone de información entre tiempos de muestreo. Otra técnica común que combina la información procedente de los sensores y modelos está basada en la utilización de filtros probabilísticos. Así pues, desde un punto de vista estratégico, el futuro del automóvil podría apuntar, entre otros objetivos, a la incorporación de sistemas de asistencia a la conducción o incluso de navegación autónoma. Entre las aplicaciones de estos sistemas de control se encontrarían las relacionadas con la prevención de accidentes por somnolencia [7], la reconstrucción de entornos 3D o la regulación de redes de energía inteligentes [8]. Por tanto, en este trabajo se establecen un conjunto de técnicas que permitan predecir el comportamiento dinámico de un vehículo, atendiendo a aspectos relacionados con su mecánica y su consumo energético que posibiliten la implementación de nuevos controladores que contribuyan al desarrollo de vehículos más competitivos.

1.1. Entorno de esta tesis

Esta Tesis es el resultado de la actividad investigadora del autor durante el periodo comprendido entre 2009 y 2014. Dicha actividad ha sido llevada a cabo en el ámbito del grupo de investigación Grupo de investigación TEP-197 Automática, Robótica y Mecatrónica (ARM), y en el del Área de Ingeniería Mecánica del Departamento de Ingeniería, ambos pertenecientes a Universidad de Almería (UAL).

El desempeño de la labor docente e investigadora del autor ha sido posible gracias al Programa de Incentivos a los Agentes del Sistema Andaluz del Conocimiento para el periodo 2008-2013 a través de la convocatoria en 2009 de una beca cofinanciada por el Fondo Europeo de Desarrollo Regional (FEDER).

Además, la participación en los Proyectos del Plan Nacional DPI2010-21589-C05-04 y DPI 2011-22513 del Ministerio de Ciencia e Innovación y el FEDER ha permitido la utilización del instrumental necesario para la realización de los ensayos experimentales llevados a cabo en esta tesis.

En cuanto a las actividades de formación recibidas durante este periodo destacan el Máster en Informática Industrial por la UAL, y las estancias en el Laboratorio de Robótica y Mecatrónica (LARM) de la Universidad de Cassino en Italia durante los meses de septiembre a diciembre de 2011, y en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica (LIM) de la Universidad de La Coruña en El Ferrol durante mes de Junio de 2014. Ambas estancias son fruto de los incentivos para actividades con carácter científico-técnico contempladas en el Programa de Incentivos a los Agentes del Sistema Andaluz del Conocimiento para el periodo 2008-2013.

Finalmente, la vinculación de esta Tesis con la actividad como profesor en prácticas desempeñada por su autor durante este periodo se manifiesta en la participación de dos Proyectos de Innovación Docente sobre las asignaturas impartidas y en la tutela de varios Proyectos de Fin de Carrera relacionados con la temática.

1.2. Justificación

Existen diversas alternativas de sistemas de propulsión de vehículos pero pocos indicadores del grado de idoneidad de ellas. Entre las principales configuraciones se encuentran, por orden creciente de grado de implantación en el mercado, con (i) vehículos propulsados mediante un motor de combustión interna, (ii) vehículos híbridos en sus diferentes configuraciones y (iii) vehículos totalmente eléctricos. Es importante analizar las ventajas e inconvenientes de cada una atendiendo a diferentes criterios. Las características de peso, consumo, autonomía o las emisiones de gases contaminantes tanto a nivel local como global derivadas del funcionamiento de cada tipo de vehículo hacen que los criterios de diseño y utilización varíen enormemente. Por tanto, se hace necesaria una revisión bibliográfica de las alternativas existentes, los hábitos de consumo o el posicionamiento estratégico en cuanto a recursos energéticos de manera que se esclarezcan los criterios que deberían determinar la selección entre cada una de estas alternativas.

Con la aparición masiva de vehículos que incorporan sistemas de propulsión eléctrica se multiplican las variables a controlar, lo que implica un mayor conocimiento del comportamiento dinámico del vehículo. En primer lugar aparece la necesidad de sistemas de control que son inherentes a las nuevas configuraciones

de vehículos. Concretamente, para el caso de los PHEV existe toda una línea de investigación abierta en la que se plantean numerosos tipos de controladores con objeto de determinar en qué condiciones se debe utilizar los motores de combustión o los eléctricos y cómo gestionar la carga de las baterías de manera que se consiga maximizar las prestaciones del vehículo y el grado de eficiencia energética. Estas consideraciones son extensibles, en mayor o menor medida, a otras configuraciones de vehículos híbridos eléctricos. Con respecto a la distribución de motores eléctricos, cabe plantearse si se utiliza un solo motor o se emplean motores independientes en cada rueda en cuyo caso aparecen nuevas necesidades de control de tracción y una redistribución de masa no suspendida que afecta considerablemente al comportamiento dinámico del vehículo. En este sentido hay que tener en cuenta que los vehículos eléctricos siempre van a contar con una masa suspendida correspondiente al peso de las baterías que, en algunos casos, llega a suponer hasta un 40 % del peso total del vehículo.

En segundo lugar, el hecho de que este tipo de vehículos disponga de una alta capacidad de almacenaje de energía eléctrica conlleva ciertas implicaciones. Por un lado, se hace posible la incorporación de sistemas de control de estabilidad, o sistemas de dirección por cable, que hasta ahora han estado limitados a ciertos tipos de vehículos de alta gama. Por otro lado, el automóvil pasa a formar parte activa de los sistemas de distribución de energía eléctrica. Así por ejemplo, en el caso de redes inteligentes, los coches eléctricos pueden utilizarse como acumuladores de energía en condiciones de sobreproducción de energía eléctrica procedente de fuentes renovables y que posteriormente puede ser devuelta a la red además de ser empleada para autoconsumo. Todo esto a su vez está relacionado con un exigente control de los niveles de carga de las baterías así como con la planificación de trayectorias que el vehículo va a llevar a cabo y por tanto la previsión y optimización de la energía demandada.

Apenas existen publicaciones donde se presenten datos experimentales que incluyan mediciones de parámetros eléctricos y mecánicos. Existen, por un lado, numerosos estudios en los que se presentan la evolución del estado de carga de las baterías en función de simulaciones frente a circuitos tipificados, como por ejemplo el nuevo ciclo de conducción europeo (NEDC) [9]. Algunos de estos experimentos incorporan elementos hardware en la simulación [10], o incluso son llevados a la práctica con vehículos completos en bancos de ensayo [11]. Por otro lado, existe un gran número de trabajos en los que se presentan simulaciones de comportamiento dinámico de vehículos. En este campo, también son numerosos los trabajos

relacionados con esta materia que llevan a cabo pruebas experimentales. Los trabajos que incorporan procesos de validación de simulaciones basadas en modelos simplificados se hacen con relativa frecuencia [12], y las publicaciones derivadas de validaciones de modelos multicuerpo se limitan a escasos centros de investigación [6]. Sin embargo, el autor de esta tesis no ha encontrado trabajos donde se lleve a cabo una toma experimental de datos que permita observar de forma conjunta la evolución del consumo energético en relación al comportamiento dinámico del vehículo, considerando de éste las aceleraciones y giros, los fenómenos de derrape o trayectoria y la inclinación seguida, entre otros parámetros dinámicos.

1.3. Hipótesis

Existen técnicas de modelado multidominio adecuadas para analizar de forma fiable este tipo de sistemas, los cuales se caracterizan por estar modelados mediante sistemas de ecuaciones diferenciales pertenecientes a diferentes dominios de la física. Además se espera que las simulaciones llevadas a cabo mediante estos modelos que cumplan los siguientes requisitos:

- Eficiencia computacional. Modelar un sistema mecánico tridimensional, como es el caso del sistema de suspensión de un vehículo es una tarea extremadamente compleja debido en parte al elevado número de variables que implica. Se espera que estas simulaciones puedan ser ejecutadas en tiempo real por un PC normal [13].
- Medición experimental. Según esto, las magnitudes físicas a las que hacen referencia los sistemas podrán ser medidas experimentalmente. Estos datos, junto con el uso de observadores de estado y filtros probabilísticos nos permitirán conocer con exactitud la dinámica de los sistemas analizados.

Existe la posibilidad de integrar en una plataforma hardware sensores encargados de recoger los datos planteados. Esto implica la existencia de sensores comerciales capaces de medir las magnitudes perseguidas, que se puedan procesar en un sistema de adquisición de datos, y que tengan frecuencias de muestreo acordes a una dinámica tan rápida como la que caracteriza a este tipo de sistemas. Mediante la información de estos sensores y la que aporta el modelo se podrá contar con una plataforma que permita obtener conclusiones sobre el comportamiento de un vehículo eléctrico, permitiendo la toma de decisiones en cuanto a la gestión energética o el diseño de nuevos sistemas de control, entre otras aplicaciones prácticas.

1.4. Estructura de la tesis

Esta tesis se estructura de la siguiente forma: El capítulo 2 presenta un estudio sobre el estado del arte en el análisis de vehículos atendiendo especialmente a las técnicas existentes para su modelado en función de las características que se desean analizar así como a las estrategias de control desarrolladas en otros centros de investigación. En el capítulo 3 se trata un estudio comparativo de diferentes configuraciones de vehículos híbridos eléctricos y de gasolina, y sobre cómo implementar una estrategia para gestionar los vehículos híbridos enchufables. En el capítulo 4 se presenta la Dinámica de Sistemas Multicuerpo (MBSD) como una herramienta para el diseño y análisis de mecanismos con aplicación a la dinámica vehicular. En el capítulo 5 se lleva a cabo el modelado del vehículo eléctrico del grupo de automática, robótica y mecatrónica (eCARM) mediante algunas de las técnicas que se irán exponiendo a lo largo de la tesis, como son la utilización de modelos de vehículo simplificados o mediante la dinámica de sistemas multicuerpo. En el capítulo 6 se describe el procedimiento seguido para posibilitar la realización de pruebas experimentales con el eCARM, y por último, en el capítulo 7 se redactan las conclusiones extraídas de esta tesis así como una discusión sobre posibles trabajos futuros como continuación de esta línea de investigación.

Capítulo 2

Revisión Bibliográfica

2.1. Algunos planteamientos para el análisis de vehículos eléctricos

Desde finales de la década de los 90, con el lanzamiento al mercado de un vehículo híbrido utilitario por parte de la empresa *Toyota Motor Corporation*, la investigación sobre nuevos sistemas de propulsión alternativos al motor de combustión interna no ha parado de crecer. Este modelo combinaba un motor de gasolina con uno eléctrico. La tecnología que se empleó en este vehículo, junto con la utilización de biocombustibles se ha postulado como una de las opciones a corto plazo para la sustitución de los actuales vehículos de motores diésel o gasolina. Sin embargo, el papel que desempeñan los motores eléctricos dentro del sistema de propulsión de un vehículo ofrece un abanico de posibilidades. Entre configuraciones en las que se emplean motores eléctricos más extendidas en la actualidad aparecen los vehículos híbridos eléctricos enchufables (PHEVs), los vehículos híbridos eléctricos en serie (SHEVs) y los vehículos eléctricos (EVs). Por tanto, a la hora de llevar a cabo un análisis sobre un vehículo eléctrico es necesario conocer su sistema de propulsión y las ventajas e inconvenientes que presenta con respecto a otro tipo de configuraciones.

En lo referente al análisis sobre el comportamiento en carretera, la dinámica de vehículos comienza a ser una disciplina específica de la Ingeniería Mecánica alrededor de los años 50. Así por ejemplo, ya en 1956 se publica un tratado sobre automóviles en el que por primera vez se estudian las fuerzas que intervienen en un vehículo [14].

A la hora de abordar el análisis dinámico sobre un vehículo o alguno de los subsistemas que lo componen aparecen numerosos planteamientos. La elección del

más adecuado va a depender del nivel de detalle que se pretenda y la aplicación hacia la que se enfoca. Por lo general, estos planteamientos están relacionados con el modelo que se utiliza para llevar a cabo estos análisis. Entre las numerosas alternativas existentes se presentan los siguientes modelos:

- Modelos Multicuerpo. Son los que contemplan un mayor número de variables y reproducen fielmente las relaciones cinemáticas de los principales componentes del vehículo. Como contrapartida, son más complejos y requieren disponer de información detallada (masas, inercias, coeficientes de fricción, constantes elásticas, etc) acerca de todos los elementos que lo componen.
- Modelo de tres grados de libertad: Se limitan al análisis en el plano horizontal y son ampliamente utilizados aún en la actualidad ya que permiten una fácil integración en sistemas de control y de observación de estados.
- Modelos de un grado de libertad: Suele utilizarse para análisis energéticos del vehículo. Han cobrado especialmente importancia con la aparición de líneas de investigación relacionadas con vehículos híbridos, aunque también se empleaban anteriormente para estudios de emisiones por ejemplo o para análisis aerodinámicos basados en la dinámica de fluidos computacional (CFD). En el Capítulo 3 de esta tesis será utilizado un modelo de este tipo.
- Modelos de un cuarto de vehículo: Especiales para el estudio de suspensiones. Pueden ser adaptados a modelos de medio vehículo, o a ensayos de cuatro postes. También son utilizados para el análisis de fuerzas de tracción y frenado.
- Modelos mixtos: Combinan el movimiento en el plano con el ángulo de balanceo. Un ejemplo de un trabajo basado en este modelo se puede encontrar en [15] donde además se incluye un modelo multicuerpo de cuarto de vehículo para el estudio de parámetros de la dirección.

Cabe destacar que un subsistema que influye directamente sobre todos los modelos mencionados hasta ahora es el modelado de las fuerzas producidas en los neumáticos. El modelado de estas fuerzas engloba un gran número de parámetros difíciles de caracterizar empíricamente. Las características no-lineales de las fuerzas que entran en juego en estos modelos hacen que a día de hoy formen parte de líneas de investigación específicas.

2.1.1. Modelos simplificados de vehículo

Se considerarán modelos simplificados aquéllos que presentan algún tipo de simplificación con respecto a la cadena cinemática total del vehículo.

Es habitual en este tipo de modelos agrupar conjuntos de elementos de los principales subsistemas relacionados con la dinámica del vehículo. Estas agrupaciones consisten en la consideración de dichos subsistemas como un sólido rígido sometido a una serie de fuerzas externas y de inercia.

A excepción de los modelos Multicuerpo, el resto de modelos presentados en el apartado anterior se corresponden con modelos simplificados. Entre la utilidad que presentan estos modelos se encuentra el análisis de la dinámica longitudinal y lateral del vehículo. Además, estos modelos se utilizan para determinar el ángulo de derrape del vehículo [16], fundamental en el diseño de controladores. También es frecuente la utilización de modelos simplificados en todo tipo de análisis relacionados con el consumo energético de emisiones de vehículos, considerando sólo la dinámica longitudinal [17], o modelos de cuarto de vehículo para el análisis del sistema de suspensión [18]. En definitiva, la mayoría de los controladores que se diseñan para los diferentes subsistemas de los automóviles parten de las ecuaciones que se utilizan en estos modelos.

2.1.2. Gestión energética de vehículos eléctricos

Un campo de investigación que se encuentra especialmente activo en la actualidad es aquél relacionado con los vehículos híbridos eléctricos (HEVs), en los que se combina el uso de motores de combustión interna con motores eléctricos. Los gobiernos e industrias de los países desarrollados están aunando esfuerzos para reducir la dependencia de combustibles fósiles. Los principales problemas relacionados con la movilidad hoy en día se derivan de la emisión de contaminantes, el bajo rendimiento de los motores de combustión interna (ICEs), el ruido que producen y el paulatino agotamiento del petróleo. Estos problemas justifican las inversiones encaminadas a desarrollar una nueva generación de vehículos, como demuestra que los principales fabricantes de automóviles comiencen a comercializar modelos de HEVs.

Los HEVs presentan numerosas ventajas con respecto a los vehículos convencionales, entre ellas: (i) ahorro de combustible, ya que el motor eléctrico reduce drásticamente el consumo medio, (ii) disminución de la contaminación local gracias a las nulas emisiones de los motores eléctricos, (iii) los motores eléctricos permiten la recuperación de energía en las frenadas y (iv) los gobiernos ofrecen incentivos

para la adquisición de este tipo de vehículos.

A pesar de dichas ventajas, hay que tener en cuenta algunas consideraciones. La introducción masiva PHEVs en el mercado originaría un grave impacto en las redes de distribución eléctrica [19, 20], incluyendo la necesidad de construir infraestructuras de recarga. Además, para poder evaluar el rendimiento de este tipo de vehículos y el nivel de emisiones de CO₂ que produce, en términos globales, hay que tener en cuenta el mix energético en la producción de electricidad [21]. Como consecuencia, el grado en el que los EVs y PHEVs contribuyen a preservar el medio ambiente se reduce a medida que el sistema productivo de electricidad de un determinado país emplea más recursos procedentes de combustibles fósiles.

Otro importante aspecto a tener en cuenta en el desarrollo de PHEVs es su potencial para actuar como reguladores en las redes eléctricas, al poder ser utilizados como acumuladores de energía. En este sentido, gracias a sus baterías se puede aprovechar los sobrantes de energía, como por ejemplo, aquella que producen los aerogeneradores por las noches, para su posterior uso diario [22, 23].

El sistema de propulsión en los vehículos híbridos eléctricos puede responder a diferentes configuraciones [24, 25]. Cada una de estas configuraciones dependerá de la función de tres componentes: un motor de combustión, un generador y un motor eléctrico. Un punto clave relacionado con este tipo de vehículos es cómo seleccionar el estado de cada uno de estos componentes, dado que dependiendo de esta selección va a ser suministro el par solicitado por el conductor, y esto determinará el consumo de combustible y de energía eléctrica del vehículo. Por tanto la estrategia de gestión energética juega un papel fundamental en los vehículos híbridos eléctricos.

Existen varias formas de afrontar el problema de control de la gestión energética de los HEVs. Por ejemplo, en [26] se presenta un control basado en reglas. Estas reglas se ajustan a la demanda de potencia, los requerimientos de aceleración por parte del conductor y el estado de carga (SOC) de las baterías. Así, teniendo en cuenta todas estas variables se adopta una configuración del sistema de propulsión.

En [27], se diseña un controlador basado en reglas y se realizan simulaciones con un modelo de vehículo híbrido eléctrico que dispone de un dispositivo separador de potencia de dos estados, en el que el sistema de transmisión es modelado mediante diagramas de enlace. Un planteamiento similar al control basado en reglas se utiliza en [28] llevando a cabo técnicas de lógica borrosa. Otra herramienta empleada frecuentemente es la implementación de algoritmos de aprendizaje genéticos [29]. Recientemente han emergido técnicas de control más modernas aplicadas a este problema, en las que se tiene en cuenta la distancia para alcanzar el destino pro-

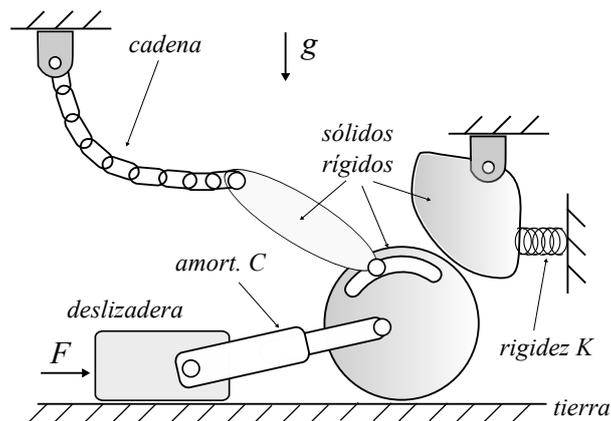


Figura 2.1: Ejemplo de sistema multicuerpo

gramado, e implementan control predictivo [30, 31]. En [32] se aplica un control predictivo basado en modelos (MPCs) para la gestión energética de HEVs, en el que en cada instante de muestreo el punto de operación del sistema de propulsión es seleccionado minimizando un determinado criterio, en este caso, el consumo de combustible. Para concluir con la enumeración de trabajos relacionados con las estrategias de gestión energética de vehículos eléctricos, en [33] se propone un MPC no-lineal con restricciones para seleccionar el tipo de motor que se utiliza (combustión o eléctrico) y su punto de operación en cada tiempo de muestreo.

2.2. Estado del arte en Dinámica de Sistemas Multicuerpo

Un Sistema Multicuerpo (*Multibody System* (MBS)) consiste básicamente en un conjunto de sólidos rígidos o flexibles conectados entre sí mediante una serie de articulaciones o pares cinemáticos que permiten ciertos grados de libertad y restringen el resto y en el que actúan una serie de fuerzas externas y de inercia que originan reacciones en dichos pares así como un estado de reposo o movimiento con respecto a un marco de referencia que puede ser fijo o contenido en alguno de sus elementos. Atendiendo a esta definición, se puede considerar al automóvil como un MBS, con lo que su análisis puede llevarse a cabo teniendo en cuenta las pautas que rige la Dinámica de Sistemas Multicuerpo (MBSD). Este planteamiento ha sido implementado en trabajos como [34]. Si además se consideran los fenómenos por los que se generan las fuerzas de propulsión por parte del motor (o motores), este problema adopta el carácter de sistema multidominio, puesto que se debe estudiar desde disciplinas pertenecientes a varios campos dentro de la física [1].

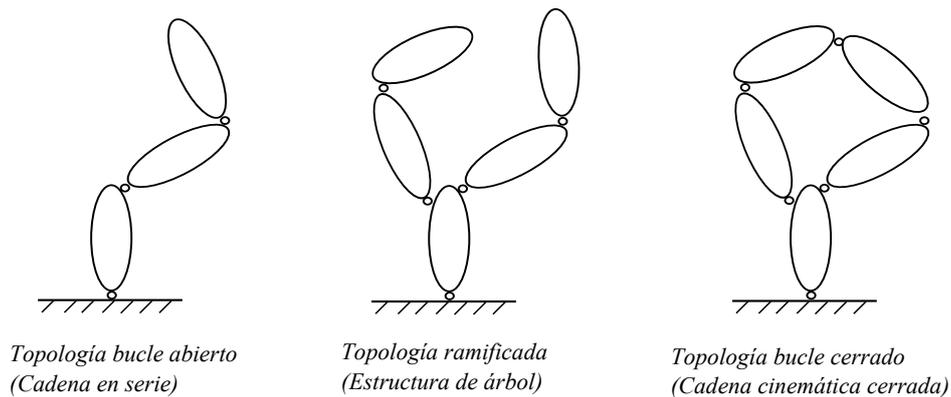


Figura 2.2: Topología de sistemas Multicuerpo

La MBSD es considerada como una disciplina específica de la Mecánica desde 1977 en el Congreso sobre “Dynamics of Multibody Systemes” en Berlín. Actualmente existen numerosos frentes abiertos a nivel de investigación en esta materia, como son la mejora de la eficiencia computacional en la resolución de este tipo de problemas, la aplicación de técnicas de estimación de parámetros o incluso la generación automática de ecuaciones de movimiento y su resolución mediante técnicas de manipulación simbólicas para una determinada descripción de sus componentes e interconexión entre ellos, esto es, su topología.

La figura 2.2 muestra una clasificación de las diferentes topologías que se pueden encontrar en sistemas multicuerpo [35]. La primera corresponde a una configuración en serie, o de bucle abierto, donde cada cuerpo está conectado a un eslabón precedente y a otro del que hace de base a excepción del primer cuerpo (base), cuyo elemento precedente es la tierra, y del último (efector) que no sirve de base para la conexión de otro elemento. Un ejemplo sería un brazo robótico.

La segunda configuración pertenece a la topología tipo árbol, en la que existe al menos un cuerpo denominado raíz que sirve a su vez de base para más de un cuerpo, y existe más de un efector (denominados hojas), a diferencia de la topología en serie. A modo de ejemplo de esta topología, se puede citar un modelo general del esqueleto humano [36]. Por último, en la topología de bucle cerrado, algún efector u hoja se encuentra conectado a un eslabón de la cadena, que se trata de un eslabón fijo o de referencia, como en el caso de un cuadrilátero articulado.

Un buen planteamiento consiste por tanto en considerar al vehículo como un sistema tipo árbol, en la que el chasis es el eslabón raíz, con 6 grados de libertad (uno de traslación y otro de rotación por cada eje), y de él parten cada uno de los cuerpos que conectan con cada rueda (efectores u hojas). Así Sayers [37] presenta el modelo de 14 grados de libertad (DOF) mostrado en la figura 2.3, con el que

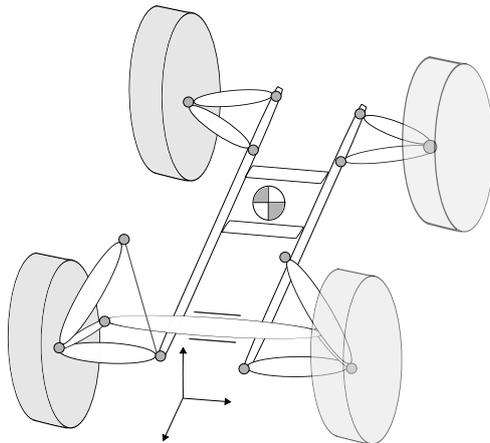


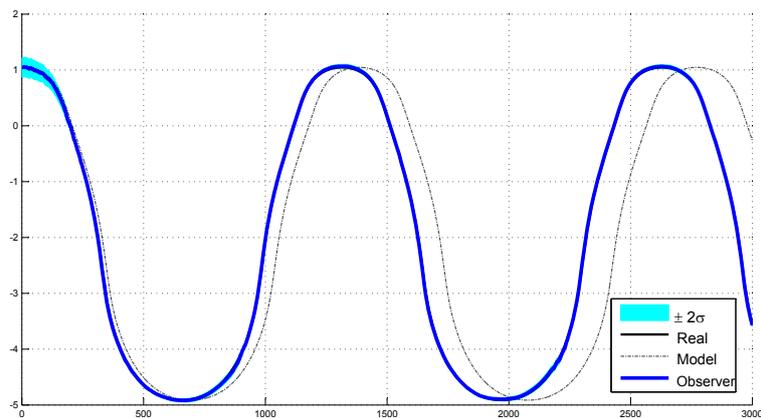
Figura 2.3: Automóvil como sistema Multicuerpo

se obtienen unos resultados aceptables para un bajo coste computacional. No obstante, cuando se pretende alcanzar un grado de fidelidad aún mayor contemplando la posibilidad de analizar de forma más detallada lo que sucede en subsistemas como el de suspensión es necesario introducir cadenas cinemáticas cerradas, con lo que se obtendría una configuración híbrida entre las topologías de árbol y de bucle cerrado. En este planteamiento se considera al chasis como eslabón de referencia e imponiendo un movimiento relativo nulo entre los puntos de anclaje al resto de componentes, pertenecientes a la masa no suspendida del vehículo.

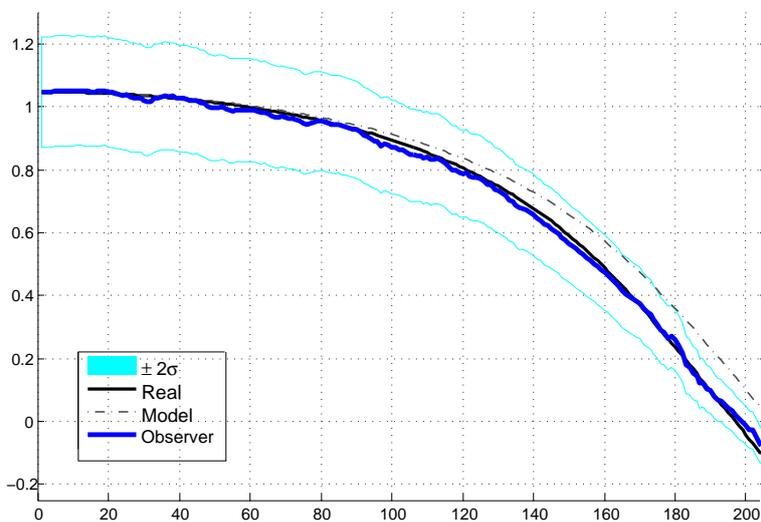
2.2.1. Estimadores de estado

Otro campo de estudio interesante en la MBSD consiste en la incorporación de observadores de estado. Un *observador de estado* es un estimador Bayesiano recursivo [38] capaz de aportar en tiempo real la mejor estimación acerca de parámetros de una máquina o un vehículo. Esto se consigue por medio de la combinación de un modelo y el histórico de las medidas de uno o varios sensores.

En MBSD, los parámetros de interés generalmente describen el estado cinemático (posiciones, velocidades y aceleraciones) de una determinada parte del modelo. Empleando modelos multicuerpo precisos se podrá disponer de información acerca de partes de un mecanismo donde no fuese posible instalar un sensor. En la figura 2.4 se muestra un ejemplo típico de los resultados que se obtienen por medio de estas técnicas. La figura 2.4(a) ilustra un ejemplo de observador de estado siguiendo el movimiento (θ) del mecanismo. El área sombreada se corresponde con el intervalo de confianza probabilística, la línea gruesa negra representa el *ground-truth* (los datos de la simulación considerados como reales), la línea gruesa azul es la



(a) Posición angular de un eslabón



(b) Imagen escalada de (a)

Figura 2.4: Ejemplo de simulación con observación de estados

mejor estimación proporcionada y la línea discontinua representa el resultado de la simulación dinámica sin la corrección basada en el sensor. En la figura 2.4(b) se aprecia una vista escalada de los primeros instantes de esta simulación.

Este problema se presenta en aplicaciones típicas como la estimación de las fuerzas de interacción suelo-neumático en dinámica de vehículos, o de los parámetros (p. ej. longitud, masa) de partes de un vehículo de las que no se carece de información. De hecho, en la literatura se encuentran trabajos en los que se consigue mejorar la estimación sobre la posición y orientación de un vehículo real [39]. Estos ejemplos demuestran el potencial de los observadores de estado y, por tanto, se justifica un esfuerzo en su futura investigación.

2.3. Estado del arte en arquitecturas de control en automóviles

La realización de pruebas con prototipos físicos comprende una de las etapas más importantes en el análisis del comportamiento de un vehículo. Como se ha comentado en los apartados anteriores, esta fase se lleva a cabo cada vez en un estado más avanzado del proceso de diseño, puesto que actualmente se cuenta con numerosas técnicas de simulación *hardware-in-the-loop* (HIL). Esto no exime la necesidad de realizar ensayos experimentales con un prototipo físico del vehículo.

En la literatura revisada, aparecen trabajos de este tipo ya por los años 50 [40]. En lo relativo a dinámica lateral se han realizado numerosos tests en pista. Con mayor frecuencia se trata de maniobras de cambios de carril y series de *slalom* que permiten evaluar el comportamiento de los sistemas de suspensión y dirección actuando de forma conjunta.

Los sensores más habituales para este tipo de maniobras suelen ser una combinación de un sistema de posicionamiento global (GPS) y una unidad de medida inercial (IMU) junto con algún codificador incremental que permita medir la velocidad del vehículo. Existen además numerosos trabajos en los que se presentan bancos de pruebas para el análisis independiente de sistemas de suspensión.

En cuanto a la dinámica longitudinal es frecuente encontrar ensayos sobre simulaciones de consumo y emisión de gases contaminantes suelen estar basados en tests normalizados. En algunas ocasiones, estos experimentos incorporan elementos hardware como los motores de propulsión, para los que las fuerzas de resistencia son generadas a partir de cargas electrónicas.

Por último cabe destacar que se está trabajando en validación experimental de modelos Multicuerpo a unos niveles de detalle que no se han realizado hasta el momento [41]. La arquitectura utilizada en [4] está basada en una tarjeta de adquisición de datos con diferentes módulos de expansión conectada via PCI a un PC.

Actualmente, la arquitectura utilizada en la mayor parte de vehículos comerciales se basa en bus controlador de red de area local (CAN) y se caracteriza por la utilización de una centralita o unidad electrónica de control (ECU) que se comunica con el resto de dispositivos mediante una serie de códigos estandarizados. Sin embargo, cuando se trata de proyectos más específicos como pueden ser los pertenecientes al campo de la robótica móvil o prototipos de vehículos especiales, es más frecuente encontrarse con arquitecturas hardware muy diferentes.

Por este motivo existen dos grandes proyectos de código abierto denominados ROS



Figura 2.5: Vehículo del *Tartan Racing*

([42]) y MOOS ([43]) que permiten la implementación de una arquitectura de control con la abstracción del *hardware* de bajo nivel incorporado en los robots móviles de una forma totalmente flexible y adaptada a cada necesidad específica.

2.3.1. Vehículos autónomos. Objetivo a corto plazo

A pesar de que la conducción autónoma de automóviles de forma realista se presenta como un reto actualmente, el desafío *DARPA Challenge* [44] y el *Urban Challenge* en 2004 y 2007 [45] han demostrado claramente que tal objetivo podría ser alcanzado de acuerdo a los recientes progresos en el campo de la percepción y la navegación autónoma de vehículos no tripulados.

El equipo *Tartan Racing* de la Universidad de Carnegie Mellon (Estados Unidos) ganó el *Urban Challenge* en 2007 usando un sistema jerárquico de control para planificación y sensorización [46]. La clave de su victoria consistió en un planteamiento que combinaba adecuadamente el sistema mecatrónico y la arquitectura software. Su equipo incorporaba varios sensores lidar, radar y de visión para una navegación segura en entornos urbanos, así como también una arquitectura software dividida en 5 áreas: planificación de misiones, planificación de movimiento, generación de comportamiento, percepción y modelado del mundo. En la figura 2.5 se muestra su vehículo.

Otro equipo, el formado por el grupo *VisioLab*, consiguió recorrer una distancia de 15.926 km de forma autónoma en 2010, desde la ciudad de Parma (Italia) hasta Shangai (China) usando un furgón modelo *Porter Electric Power* de la compañía *Piaggio* [47, 48]. El sofisticado sistema de visión con el que contaba el vehículo

del VisLab incluía cámaras y scanner láser le permitía circular autónomamente incluso en escenarios críticos [49].

Aunque el estado de la técnica en vehículos autónomos aún no se encuentra lo suficiente maduro, este sector resulta de especial interés económico e industrial. Por este motivo, las compañías automovilísticas comienzan a incrementar el nivel de dispositivos de asistencia a la conducción año tras año. Por un lado, las implicaciones sociales de tal revolución cambiará el modo de concebir el concepto de medio de transporte, orientado a una mejora en la calidad de vida de los usuarios. Por otro lado, los vehículos incorporarán un elevado número de sensores cuyo coste aún sigue siendo elevado, y sobre todo, la seguridad vial irá incrementando las exigencias de los sistemas de prevención de accidentes.

Los actuales vehículos autónomos experimentales requieren de complejos algoritmos de control así como de numerosos sensores, y por tanto, de la necesidad de emplear varios ordenadores embebidos además de una arquitectura software específica orientada a la sensorización y el procesado distribuidos en condiciones de tiempo-real. En la literatura y en la industria se pueden encontrar algunas de estas arquitecturas. Por ejemplo, el equipo DARPA Urban Challenge del MIT desarrolló una serie de librerías y herramientas para la transmisión y el *Marshaling* de datos denominadas *Lightweight Communications and Marshalling* (LMC) [50]. Estos trabajos fueron implementados en sistemas de tiempo real tales como el empleado en la competición. En estas situaciones, aparecen requerimientos críticos como un gran ancho de banda y una baja latencia, por lo que existe todo un campo por explorar en lo referido a arquitecturas software para el control de los elementos hardware utilizados en el diseño y desarrollo de vehículos autónomos.

Capítulo 3

Control de Vehículos Híbridos Eléctricos

3.1. Introducción

Este capítulo presenta una comparativa de algunas de las posibles configuraciones del sistema de propulsión actuales. Dado que entre ellos se ha seleccionado un vehículo híbrido eléctrico enchufable (PHEV), se hace necesario contar con una estrategia de gestión energética que determine el funcionamiento de su sistema de propulsión. Los criterios de diseño para esta estrategia responderán a la disminución del consumo de combustible sin sacrificar prestaciones en cuanto a aceleración del vehículo a pesar de perturbaciones externas. Se asume que el sistema de dirección del vehículo es operado por el conductor, con lo que en el modelo utilizado sólo se considera la dinámica longitudinal. Para realizar la evaluación se utilizarán ciclos de conducción que reflejan condiciones reales de circulación, sin que el controlador que se emplee disponga de información sobre ellos a priori. La idoneidad del controlador propuesto será medida a partir de simulaciones llevadas a cabo mediante el software Matlab. Estas simulaciones son implementadas en tres circuitos predefinidos. En cada uno de ellos, se evalúan varios escenarios en los que varía la utilización de fuentes de energía emisoras de CO_2 en la generación de electricidad en una determinada región.

Este capítulo se organiza de la siguiente manera. La sección 3.2 trata sobre la discusión de los aspectos fundamentales en los modos de funcionamiento de los PHEVs. A continuación, se presenta un controlador basado en reglas para la evaluación de este tipo de vehículos. Los resultados de las simulaciones son expuestos en 3.3. Finalmente, las conclusiones de este capítulo son discutidas en 3.4.

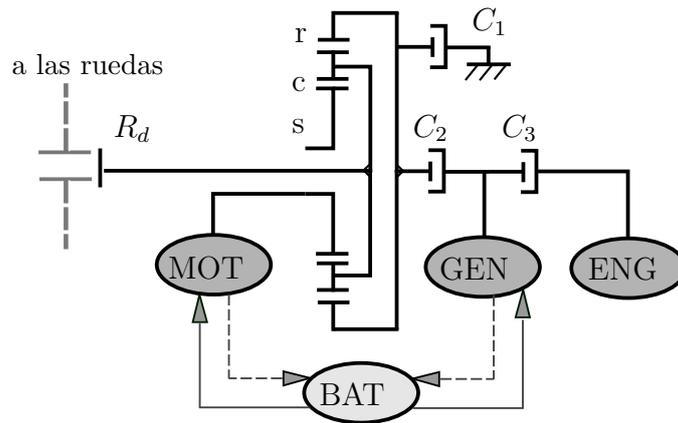


Figura 3.1: Sistema de propulsión de un vehículo PHEV. s representa al engranaje sol, c al portasatélites y r a la corona.

3.2. Métodos

3.2.1. Exposición del problema

Para poder obtener el máximo beneficio de un PHEV es necesario disponer de una estrategia de control que se encargue de gestionar las diferentes máquinas involucradas en su sistema de propulsión [51]. En concreto, el sistema de propulsión considerado se corresponde con el representado en la figura 3.1, donde el bloque MOT representa a un motor eléctrico, el bloque GEN a un generador y el bloque ENG a un motor de gasolina. Esta arquitectura está basada en el vehículo Voltex de la compañía *General Motors*. Para este caso, el motor eléctrico desarrolla una potencia de hasta 140 kW y 370 Nm de par. El generador puede actuar como motor, entregando hasta 55 kW y 110 Nm. Por su parte el motor de gasolina desarrolla 63 kW y 130 Nm. Las máquinas eléctricas están alimentadas por baterías con una capacidad de 16 kWh, una potencia de 110 kW y una máxima potencia de recarga de 60 kW. La principal característica inherente a este tipo de vehículos es su dispositivo de separación de potencia, compuesto de un tren de engranajes epicicloidales representado en la figura 3.1. Este dispositivo es el encargado de conectar las tres máquinas involucradas en la propulsión de las ruedas a través de una reductora y un diferencial [52].

Cinemática del sistema de propulsión

Como se muestra en la figura 3.1, el engranaje sol del tren está conectado al motor eléctrico. La corona puede estar bloqueada o conectada al generador en función del estado de los embragues c_1 y c_2 . Por último, el portasatélites está conectado al

eje de transmisión de las ruedas.

La relación de transmisión que tiene lugar es

$$\omega_r + \omega_s = \omega_c(\rho + 1) \quad (3.1)$$

donde ω_r , ω_s y ω_c son la velocidad angular de la corona, el sol y el portasatélites respectivamente, y $\rho = N_r/N_s = 2,24$ representa el ratio entre el número de dientes de la corona y el sol para el modelo analizado. En adelante ω_s equivale a la velocidad angular del motor eléctrico (ω_{mot}). De la misma forma, ω_r se corresponde con la velocidad angular del generador ω_{eng} como será explicado más adelante.

La relación de par impuesta al planetario se establece como

$$T_s = \frac{T_r}{\rho} = \frac{T_c}{\rho + 1} \quad (3.2)$$

donde T_s y T_r son los pares en el sol y la corona respectivamente, y T_c es el par en el portasatélites, que se encuentra conectado a las ruedas con una relación de transmisión final, en este caso de $R_d = 2,16$. Por tanto, el par en la rueda T_{wh} se obtiene como $T_{wh} = R_d T_c$. En adelante el par en el sol equivale al par suministrado por el motor eléctrico (T_{mot}) y el par en la corona es la suma del par del generador y el motor de combustión ($T_{gen} + T_{eng}$), con $T_{eng} = 0$ cuando C_3 se encuentra abierto. Finalmente, aplicando la ley de la conservación de la energía, y despreciando las pérdidas se tiene que

$$P_c = \omega_c T_c = P_s + P_r = T_s \omega_s + T_r \omega_r \quad (3.3)$$

donde P_c , P_s y P_r son las potencias del portasatélites, el sol y la corona respectivamente.

Dinámica vehicular aplicada a vehículos eléctricos

Atendiendo al movimiento del vehículo, su dinámica longitudinal viene determinada por

$$m \frac{dv}{dt} = \frac{T_{pwt} + T_{brake}}{r_{wh}} - mg \sin \alpha - c_0 - c_1 v - c_2 v^2, \quad (3.4)$$

donde m representa la masa del vehículo, v su velocidad, T_{pwt} y T_{brake} son los pares suministrados por el sistema de propulsión y el freno mecánico respectivamente, con $T_{brake} \leq 0$, r_{wh} es el radio de las ruedas y α es la pendiente de la carretera (negativa cuando es descendente). Finalmente, c_0 , c_1 y c_2 representan los coeficientes de las cargas de la carretera [53], relacionados con las fuerzas aerodinámicas, y de fricción. El término dv/dt se corresponde con la variable independiente puesto

que está relacionada con la consigna procedente de la aceleración requerida por el conductor. Por otro lado, T_{pwt} representa la variable dependiente. Sin embargo, este término conlleva un nuevo conjunto de variables independientes en el caso de un PHEV, ya que se puede decidir de qué forma proporcionar dicho par. Este hecho involucra la resolución de un problema de control puesto que el dispositivo separador de potencia junto con la acción combinada de los tres embragues permite hacer funcionar a este vehículo de cuatro formas diferentes. En este sentido, se diseña un controlador que no sólo asegure el cumplimiento de los requerimientos de velocidad del vehículo, sino que atienda también a la minimización del consumo de energía, lo que permite un incremento en la autonomía del vehículo. Las principales características de cada uno de los modos de funcionamiento son detalladas en las siguientes secciones.

3.2.2. Modos de operación

Como se ha mencionado anteriormente, el PHEV considerado es capaz de funcionar en cuatro modos diferentes. A continuación se describe cada uno de ellos.

Modo 1

Se corresponde con el modo completamente eléctrico, donde el embrague C_1 permanece cerrado, C_2 y C_3 abiertos y el motor de combustión se encuentra apagado. El par en la rueda se obtiene como una función de la aceleración deseada por medio de un bucle cerrado de control. Este par debe ser suministrado por el motor eléctrico alimentado por las baterías. Por tanto, el par proporcionado por el motor T_{mot} se obtiene como

$$T_{mot} = \frac{T_{wh}}{R_d(\rho + 1)} \quad (3.5)$$

Considerando entonces que la velocidad del vehículo viene impuesta por el conductor, y estableciendo una máxima respuesta en términos de aceleración, no existe ninguna variable independiente en este caso. Por otro lado, puesto que la variable dependiente es el par requerido, la potencia demandada a las baterías por parte del motor va a depender exclusivamente del mapa de eficiencia del motor eléctrico.

Modo 2

Este modo se corresponde con un modo eléctrico con motores. En este caso, C_1 y C_3 se encuentran abiertos, C_2 cerrado y el motor de combustión permanece apagado. El generador actúa sobre la corona a través de C_2 interviniendo, junto

con el motor eléctrico, en la propulsión del vehículo. De esta forma se permite que el motor eléctrico reduzca su velocidad cuando la velocidad del vehículo es elevada. Por tanto, combinando el uso de ambas máquinas eléctricas adecuadamente se consigue un incremento de la eficiencia global del sistema de propulsión del vehículo. En este caso, las ecuaciones 3.2 y 3.3 conducen a un sistema de ecuaciones con cuatro incógnitas, con un grado de libertad. La elección del *setpoint* óptimo para este grado de libertad atiende a la maximización de la eficiencia de ambas máquinas. Considerando la potencia de las baterías como una función de las variables independientes se llega a la siguiente expresión

$$P_{bat} = \frac{P_r}{\eta_r(\omega_r)} + \frac{P_s}{\eta_s(\omega_s)} = \frac{\rho}{\rho + 1} T_c \frac{\omega_r}{\eta_r(\omega_r)} + \frac{T_c}{\rho + 1} \frac{\omega_s}{\eta_s(\omega_s)} \quad (3.6)$$

donde $\eta_s(\omega_s)$ y $\eta_r(\omega_r)$ son los rendimientos del motor y el generador operando a una velocidad angular de ω_s y ω_r respectivamente. Esta expresión debe cumplir las restricciones cinemáticas impuestas por (3.1). Además, el rango de potencia de las baterías se encuentra entre un valor máximo de 110 kW y un mínimo (recarga) de 60 kW. Entonces, se puede formular el siguiente problema de optimización

$$\begin{aligned} & \text{minimizar} \\ & T_c \left(\frac{\rho}{\rho + 1} \frac{\omega_r}{\eta_r(\omega_r)} + \frac{1}{\rho + 1} \frac{\omega_s}{\eta_s(\omega_s)} \right) \\ & \text{sujeto a} \\ & (\rho + 1)\omega_c = \rho\omega_r + \omega_s, \\ & -60kW \geq P_{bat} \leq 110kW \end{aligned} \quad (3.7)$$

Este problema se resuelve para la variable independiente ω_r con lo que la solución conduce al valor óptimo de velocidad angular de la corona. Como consecuencia, se obtienen el resto de variables gracias al cumplimiento de las ecuaciones 3.1 y 3.2 y teniendo en cuenta que la velocidad angular del portasatélites ω_c está acoplada a la velocidad del vehículo a través de la relación de transmisión final.

La figura 3.2 muestra el resultado del problema de optimización presentado en la ecuación 3.7. Como se observa, esta superficie tridimensional representa el mapa de eficiencia de las máquinas MOT y GEN acopladas, trabajando de forma conjunta. Nótese que cuando los requerimientos de par exceden de los 170 Nm, el modo de operación se cambiará al Modo 1. Esto es debido a que el rango de par del generador es bajo en comparación con el del motor eléctrico. También se puede observar que los valores de rendimiento son simétricos con respecto al eje cero del par en el eje de la corona. Esto significa que los resultados de optimización son idénticos para el sistema de recuperación de energía en la frenada. Este sistema

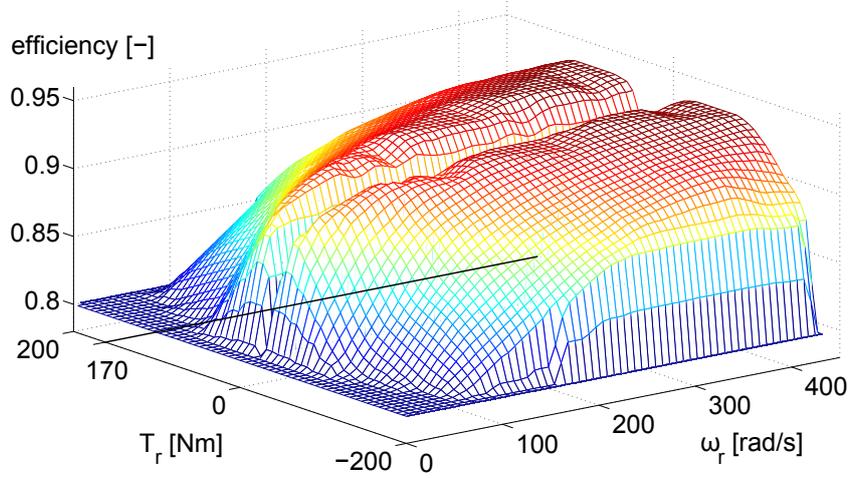


Figura 3.2: Mapa de eficiencia del generador (Modo 2)

permite devolver a las baterías una porción de la energía que el vehículo no necesita. Además, se deben tener en cuenta las limitaciones de las baterías: El umbral en la potencia de recarga y el nivel máximo estado de carga (SOC) posible. Cuando el par de frenada requerido supera al máximo valor de frenada regenerativa, los frenos aportan el resto de par demandado.

Modo 3

Este modo se corresponde con un vehículo híbrido eléctrico en serie (SHEV) convencional. En este caso, C_1 y C_3 están cerrados, C_2 se encuentra abierto y el motor de gasolina encendido. Esta configuración también se conoce como modo de Rango-Extendido: el motor de combustión y el generador están conectados y producen energía eléctrica, mientras que el motor eléctrico en solitario se encarga de propulsar las ruedas. El eje que contiene al motor de gasolina y al generador no se encuentra conectado a la corona en este caso, puesto que C_2 permanece abierto. Por lo tanto, éstas máquinas pueden trabajar bajo unas condiciones de par y velocidad angular independientes de las demandados al vehículo. El criterio de selección de estas condiciones de operación responde a la maximización de la producción de energía eléctrica por el generador pero considerando el mínimo consumo de gasolina por parte del motor de combustión. De esta forma, la energía eléctrica producida por el generador es

$$P_{charge} = \eta_{gen}(\omega_{gen})T_{gen}\omega_{gen} \quad (3.8)$$

3.2 Métodos

donde $\eta_{gen}(\omega_{gen})$ es el rendimiento del generador a una velocidad angular ω_{gen} , y T_{gen} representa el par de entrada del generador. Este par es suministrado exclusivamente por el motor de gasolina.

Por otro lado, el consumo de combustible en esta configuración viene dado por

$$P_{fuel} = \frac{P_{eng}}{\eta_{eng}(\omega_{eng})} = \frac{T_{eng}\omega_{eng}}{\eta_{eng}(\omega_{gen})} \quad (3.9)$$

El par de variables $\omega_{gen} = \omega_{eng}$ y $T_{gen} = T_{eng}$ son consideradas las variables independientes. Por tanto, el máximo rendimiento de recarga, η_{charg} , se obtendrá maximizando la ecuación 3.8 y minimizando la ecuación 3.9 simultáneamente. De nuevo se recurre a un problema de optimización para obtener el valor de estas variables. Este problema viene representado por la siguiente ecuación

maximizar

$$\eta_{charg} = \eta_{gen}(T_{gen}, \omega_{gen})\eta_{eng}(T_{gen}, \omega_{eng})$$

sujeta a

$$(3.10)$$

$$\omega_{gen} = \omega_{eng},$$

$$T_{gen} = T_{eng}$$

donde $\eta_{gen}(T_{gen}, \omega_{gen})$ es el rendimiento del generador cuando recibe un par $T_{gen} = T_{eng}$ a un régimen de velocidad angular de $\omega_{gen} = \omega_{eng}$. Por su parte, $\eta_{eng}(T_{eng}, \omega_{eng})$ representa el rendimiento del motor de gasolina cuando se encuentra desarrollando un par T_{eng} a una velocidad angular de $\omega_{eng} = \omega_{gen}$. La figura 3.3 muestra los resultados de la resolución de este problema de optimización. Como se puede observar, se obtiene el mapa de eficiencia de recarga en las baterías cuando el vehículo opera en Modo 3. De acuerdo a esta gráfica, el valor óptimo de las variables independientes, T_{gen} y ω_{gen} se corresponde con un valor de par de 95 Nm y una velocidad angular de $250 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ respectivamente. Finalmente, el criterio para propulsar el vehículo se rige por las mismas reglas que han sido expuestas en el Modo 1.

Modo 4

Este modo también se conoce como *modo de corte de potencia*, y se puede considerar como una combinación de los Modos 2 y 3. En este caso, C_1 está abierto, C_2 y C_3 cerrados y el motor de combustión se encuentra encendido, de modo que las tres máquinas se encuentran conectadas. Las máquinas ENG y GEN permiten que el motor eléctrico trabaje cerca de su punto óptimo. En este modo, el generador es capaz de suministrar potencia a la transmisión o a las baterías. La potencia

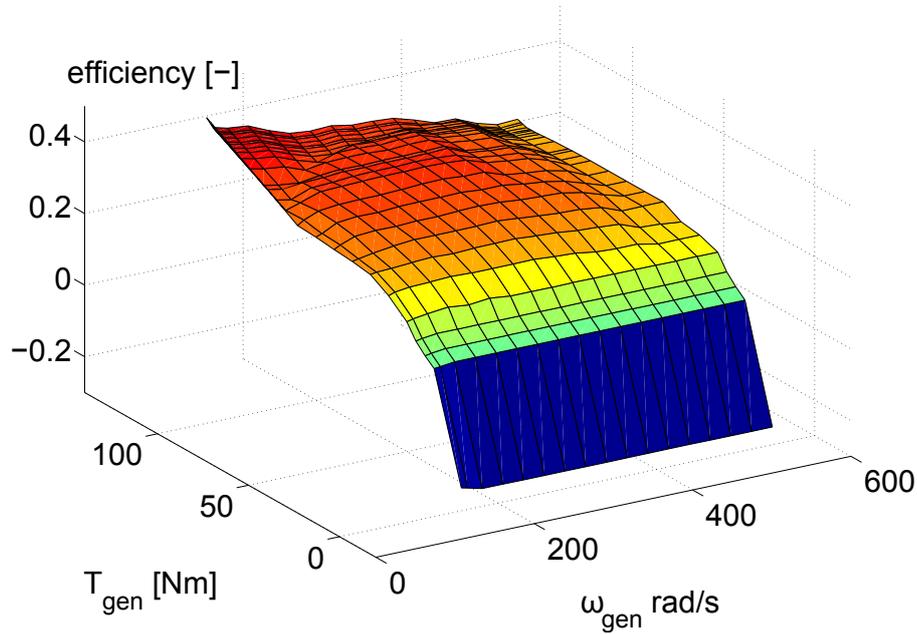


Figura 3.3: Eficiencia de la carga de baterías (Modo 3). La superficie representada en color rojo representa la zona de máxima eficiencia en la recarga, como combinación de los regímenes de funcionamiento del motor de combustión y del generador expresados en términos de par y velocidad angular de éste.

entregada a la corona proviene del generador y del motor de combustión. Por lo tanto, aplicando la ley de conservación de la energía expresada en la ecuación 3.3 para este caso particular se tiene

$$P_c = \omega_c T_c = P_s + P_r = T_{mot} \omega_{mot} + (T_{gen} + T_{eng}) \omega_{gen} \quad (3.11)$$

donde T_{gen} se convierte en negativo cuando las baterías se encuentran cargando. Teniendo en cuenta que se dispone de un punto de funcionamiento óptimo del motor de combustión cuando recarga las baterías, en la ecuación 3.11, T_{eng} se fija en dicho valor, es decir, 95 Nm. No obstante, se podría calcular el valor óptimo en cada instante dependiendo de qué parte de éste se utilice para recargar las baterías, y qué parte va destinada a contribuir en la propulsión del vehículo. Aún así, el planteamiento por el que se ha optado también permite aprovechar la potencia del motor indirectamente para propulsar el vehículo, ya que suministra una potencia extra a las baterías que puede ser utilizada por el motor eléctrico para contar con un par adicional. Por otro lado, el criterio para la determinación de la potencia suministrada por el motor eléctrico y por el eje común del ENG-GEN sigue las mismas reglas que las aplicadas al Modo 2.

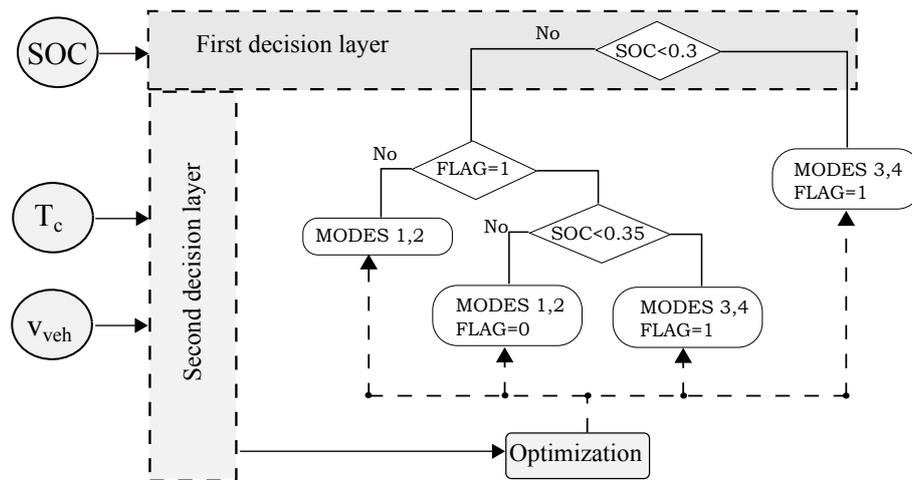


Figura 3.4: Esquema general del controlador propuesto

3.2.3. Controlador basado en reglas

Con objeto de dar una solución al problema de selección del modo de operación más apropiado se desarrolla un controlador basado en reglas. El controlador propuesto en este apartado incorpora una optimización off-line del problema planteado en el apartado anterior por medio de las ecuaciones 3.5, 3.7, 3.10 y 3.11, y asumiendo conocidas todas las características particulares del vehículo a controlar, en este caso el modelo comercial GM Volt. La primera misión impuesta a este controlador es la de mantener el SOC alrededor de un nivel apropiado. Esta tarea atañe a dos objetivos: en primer lugar, se recomienda utilizar las baterías alrededor de un SOC entorno a sus niveles de máxima eficiencia [54]. En segundo lugar, el controlador debería dar prioridad al uso de los Modos 1 y 2 para que el vehículo aproveche al máximo la alta eficiencia del modo eléctrico. De esta forma, el controlador propuesto es diseñado para utilizar toda la carga de la batería. Este tipo de funcionamiento conocido como modo de carga-descarga (CD) se mantendrá hasta que el SOC alcance su umbral inferior, que normalmente se establece entorno al 30 % de la carga total de las baterías. Una vez que esto ocurre, el controlador cambia a los Modos 3 ó 4 para conseguir que el vehículo circule en modo de carga sostenida (CS).

La figura 3.4 resume las reglas en las que se basa el controlador. Como se puede observar, el SOC es la variable clave, y determina la selección entre los Modos 3 y 4 o los modos 1 y 2. Después, la selección entre éstos es gobernada por una segunda capa de decisión, que incorpora los resultados de la optimización off-line presentada en el apartado 3.2.2.

Según estos criterios, cuando el SOC de las baterías se encuentra por encima de

su umbral inferior y el par demandado por el portasatélites no es suficientemente alto, el controlador establece el modo de funcionamiento en el Modo 2, ya que la eficiencia del generador es mayor que la del motor eléctrico. Esta situación ocurre normalmente cada vez que el vehículo circula a velocidad constante o bajas aceleraciones. En cambio, si el par demandado es superior a 250 Nm, el generador no es capaz de suministrar esa potencia, y por tanto el modo de funcionamiento pasa a ser el Modo 1. Esta situación ocurre normalmente cuando el vehículo se encuentra acelerando. Una vez que el SOC alcanza valores inferiores al 30 % el controlador cambiará automáticamente a alguno de los modos de operación 3 ó 4 hasta que este nivel se incremente en un 5 %. Por tanto, mientras que el vehículo circula en modo CS el controlador establece el Modo 3 hasta que el rendimiento del motor eléctrico diste de su valor óptimo. Cuando esto ocurre, el controlador cambia al Modo 4 y, en consecuencia, el motor de gasolina ayuda al motor eléctrico a recuperar un nivel aceptable de rendimiento al tiempo que las baterías continúan recargándose. Hay que tener en cuenta una histéresis entre el 30 % y el 35 % del SOC para evitar cambios instantáneos entre los Modos 1(2) y 3(4) y la apertura/cierre de los embragues.

3.2.4. Ensayos comparativos

La idoneidad de la estrategia de control propuesta se ha evaluado mediante de varias simulaciones en Matlab para el PHEV y en comparación con otros vehículos que se detallarán posteriormente. Para este propósito, se utilizará un modelo con tres bloques conectados en serie y realimentados en el que cada uno de ellos representa el ciclo de conducción, el controlador y la dinámica del vehículo respectivamente. Las simulaciones tienen lugar bajo tres ciclos de conducción diferentes, por lo que los resultados se obtendrán a partir de diferentes condiciones de funcionamiento. Los tres ciclos de conducción empleados son el nuevo ciclo de conducción europeo (NEDC), el ARTEMIS-Highway¹ y el Vail a NREL ².

El NEDC está compuesto por una combinación de cuatro ciclos de conducción europeos urbanos (UDCs) seguidos de un ciclo de conducción europeo extra-urbano (EUDC). Por tanto se ponen a prueba los vehículos tanto en condiciones de circulación en ciudad como de circulación a alta velocidad. La longitud del ciclo completo es de 11 km, con una velocidad media de $33.2 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Para el primer ensayo se considerarán diez repeticiones de este ciclo, de modo que se produzca un descenso

¹ARTEMIS - Evaluación y fiabilidad de los modelos de emisión de los transportes y de los sistemas de inventario.

²NREL - Laboratorio nacional de energías renovables en EEUU.

significativo en el SOC de las baterías.

El ciclo ARTEMIS Highway se centra en condiciones de conducción extra-urbanas. La longitud de este ciclo es de 29.5 km, con una velocidad media de $97 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ [55]. Para este segundo ensayo se considerarán 3 repeticiones de este ciclo.

El ciclo de conducción Vail a NREL reproduce un trayecto real desde la ciudad de Vail en Colorado y el NREL. La longitud de este ciclo es de 139.5 km con una velocidad media de $85 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Este ciclo de conducción también incorpora pendientes [56], y es el empleado en el tercer experimento.

Además del PHEV, el resto de vehículos involucrados en este estudio son:

- Un vehículo eléctrico (EV), equivalente a una variante del PHEV operando exclusivamente en Modo 1. Este vehículo está equipado con un motor eléctrico de 140 kW y 370 Nm equivalente al del PHEV y no incorpora generador ni motor de gasolina.
- Un SHEV, equivalente a una variante del PHEV operando exclusivamente en Modo 3. Al igual que el EV, este vehículo cuenta con un motor eléctrico de 140 kW y 370 Nm. Además dispone de un motor de gasolina de 63 kW y 130 Nm de par.
- Un vehículo de gasolina (GV), equivalente a una versión del PHEV en el que su sistema de propulsión se compone exclusivamente de un motor de gasolina de 2.8 L capaz de entregar hasta 126 kW.

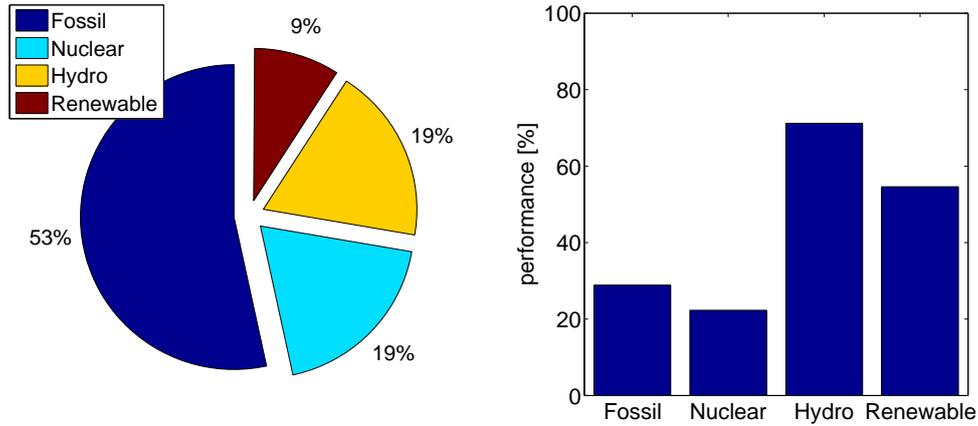
El peso de todos los vehículos es el mismo, y se asume un valor de 1715 kg. Los coeficientes de carga de la carretera c_0 , c_1 y c_2 introducidos en la ecuación son 105.95 N , $0 \text{ N}/\text{ms}^{-1}$ y $0.434 \text{ N}/\text{ms}^{-2}$ respectivamente [53]. En las siguientes secciones se analizarán una serie de características relevantes sobre estos cuatro tipos de vehículos.

Eficiencia

A partir de la ecuación 3.2.4, se puede calcular el trabajo teórico necesario para que el vehículo circule a través de un determinado circuito (E). Así, integrando las fuerzas no-conservativas a lo largo de un ciclo de conducción se obtiene

$$E = \int_0^{dist} (c_0 + vc_1 + v^2c_2)v \, dv \quad (3.12)$$

Sin embargo, las pérdidas producidas a lo largo del circuito hacen que el vehículo requiera una cantidad mayor de energía (E_{act}). Por lo tanto, la eficiencia tanque



(a) Fuentes de energía

(b) Rendimiento medio de la tecnología empleada

Figura 3.5: Sistema de generación de electricidad. En (a) se presenta el porcentaje de utilización de cada una de las tecnologías disponibles durante 2011 en España. En (b) el rendimiento de cada una de ellas.

a rueda (T2W) se considera como la relación entre la energía no-conservativa y la energía que realmente se extrae de las baterías y la gasolina para recorrer un determinado trayecto. Se calcula como

$$\eta_{T2W} = \frac{E}{E_{act}} \quad (3.13)$$

Además, cuando se calcula la eficiencia global de un vehículo es necesario considerar los costes de la transformación de la energía para adaptarla al estado en el que éste la utiliza en su funcionamiento. Esta consideración conduce a la definición de eficiencia barril a rueda (W2W), que tiene en cuenta tanto a la eficiencia barril a tanque (W2T) como a la eficiencia T2W. En primer lugar, se asume una eficiencia del 86 % para la refinación y el transporte de la gasolina (η_{gas}). Con respecto a los recursos empleados para la obtención de energía eléctrica esta eficiencia va a depender del proceso de generación empleado. En este sentido, la figura 3.5 representa la contribución de cada tecnología en la producción global de energía en España durante el año 2011 a partir de los datos de [57] y su rendimiento. Teniendo en cuenta estos datos es posible obtener la eficiencia media de este proceso por medio de la siguiente expresión

$$\eta_{ge} = \frac{\sum_{i=1}^n a_i \eta_i}{\sum_{i=1}^n a_i} \quad (3.14)$$

donde a_i es el peso asignado a la presencia de cada tecnología de generación, y η_i

su rendimiento. Así, el rendimiento global del vehículo es calculado como

$$\eta_{W2W} = \frac{E}{E_{el}\eta_{ge} + E_{gas}\eta_{gas}} \quad (3.15)$$

donde E_{el} y E_{gas} representan la energía procedente de las baterías y la gasolina respectivamente. Estos valores son calculados a partir de los resultados de simulación de los tres ciclos de conducción.

Con objeto de calcular los costes unitarios para impulsar los vehículos analizados es necesario distinguir entre consumo de electricidad y consumo de gasolina. Por tanto, se mide la diferencia entre el SOC inicial y final así como la masa de combustible consumida en cada circuito. El coste de la electricidad se asume 0.15 €/kWh, y el del combustible 1.4 €/L. Después, a partir de los datos de la simulación se calcula el valor del coste unitario medio de consumo de energía. Como consecuencia, es posible calcular el coste medio por kilómetro de cada uno de los vehículos analizados.

Emisiones de CO_2

En este punto se calcula la cantidad de CO_2 que se emite a la atmósfera. Cuando sólo se consideran las emisiones locales, la única fuente de emisiones procede de la combustión de gasolina por los vehículos analizados. Estos niveles de CO_2 repercuten principalmente sobre áreas urbanas, y se denominan como emisiones T2W. Se asumirá un ratio de 73.5 g CO_2 por cada MJ proporcionado por el motor de gasolina (estos datos incorporan la eficiencia de la combustión). Por su parte, la cantidad de CO_2 emitido por cada MJ proporcionado por el motor eléctrico y el generador es nula.

Para el caso de las emisiones globales, se han de tener en cuenta las emisiones asociadas a la refinera y el transporte de la gasolina así como las emisiones procedentes de la generación de la electricidad. Por tanto, estas emisiones, denominadas emisiones W2W, están compuestas de las emisiones T2W y W2T. El efecto de estas emisiones de CO_2 es considerado como global, puesto que en lugar de estar focalizado en determinadas núcleos está distribuido a mayor escala. Para el caso de la gasolina se fija un ratio de 85.9 g CO_2 /MJ. Por el contrario, para el caso de la potencia eléctrica, los ratios de emisión varían dependiendo de la zona donde se produce esta electricidad. Así, estos ratios se clasifican según unos valores promediados de 94.7 g CO_2 /MJ de electricidad para Europa, 24.7 g CO_2 /MJ para Francia, 147.5 g CO_2 /MJ para EEUU, 207.8g CO_2 /MJ para China y 140 g CO_2 /MJ como valor medio mundial [58].

Autonomía

En esta sección se calculará el valor medio de la máxima distancia que los vehículos de gasolina y 100 % eléctrico son capaces de recorrer sin repostar gasolina ni recargar las baterías respectivamente. Para el caso del PHEV, el cálculo de la autonomía se lleva a cabo de la siguiente forma. Al comienzo de un ciclo este vehículo opera en modo carga-descarga. Posteriormente comienza a circular en modo de carga sostenida. Así, el cálculo de la autonomía se compone de dos etapas [59]. Primero, se mide la distancia que el vehículo es capaz de recorrer tras una recarga completa, antes de cambiar al modo de carga sostenida. Después de esto, se calcula la distancia que el vehículo es capaz de recorrer en el modo de carga-descarga. Finalmente, para el caso del SHEV, la autonomía es calculada de acuerdo a su consumo específico, de la misma forma en la que se calcula para el caso del PHEV funcionando en modo de carga sostenida.

Es conviene apuntar que la autonomía del PHEV se calcula considerando toda la energía que éste es capaz de almacenar. Sin embargo, está demostrado que en la práctica la distancia de mayor parte de los trayectos diarios no es superior a 64 km. Además, una carga nocturna asegura un nivel máximo del SOC para el siguiente uso que le permite operar en modo eléctrico la mayor parte del tiempo. Este hecho implica diferentes consideraciones a la hora de calcular el consumo medio de combustible. De acuerdo a este uso medio, el vehículo no circulará demasiado tiempo en modo de carga sostenida, y como consecuencia el consumo de combustible registrará valores muy reducidos.

3.3. Resultados de las simulaciones

En esta sección se presentan los resultados obtenidos a partir de las simulaciones llevadas a cabo. En primer lugar se mostrarán en forma de gráficas los datos relativos a consumo energético por parte de cada uno de los vehículos. También se presentan gráficas sobre la evolución del estado de carga de las baterías de los modelos que incorporan motores eléctricos, así como de los modos de funcionamiento en el caso del PHEV y su velocidad a lo largo del ciclo junto con el perfil impuesto por el mismo. Todos estos datos se presentan para los tres circuitos considerados.

En segundo lugar se presentan unas tablas con los resultados sobre eficiencia y coste por kilometraje de cada vehículo así como las emisiones de CO_2 y la autonomía. Estos datos están relacionados con cada uno de los circuitos y con la media de los tres.

3.3 Resultados de las simulaciones

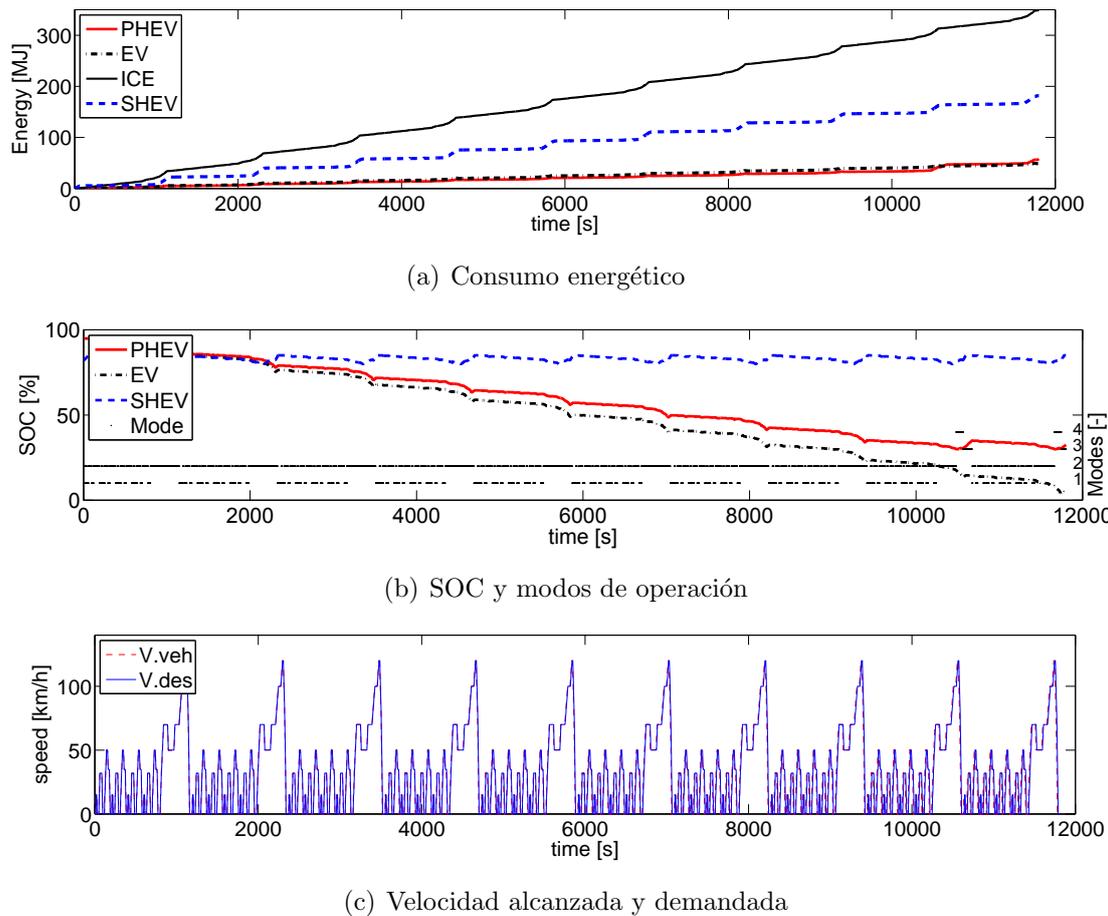


Figura 3.6: Simulaciones en el ciclo NEDC. PHEV, EV, ICE y SHEV se corresponden con los vehículos estudiados. Mode representa el modo de funcionamiento del PHEV. V.veh y V.des son la velocidad impuesta por el ciclo y la velocidad a la que circula el PHEV durante la simulación.

3.3.1. Ciclo NEDC

En la figura 3.6(a) se muestra el consumo de energía (tanto de combustible como de electricidad) de los cuatro vehículos objeto de estudio para el ciclo NEDC. Si se comparan los vehículos PHEV y EV se puede observar que el consumo energético de ambos es similar. Debido a la baja velocidad media impuesta por el ciclo, el PHEV circula la mayor parte del trayecto en Modo 1. La única reducción de consumo con respecto al EV se produce en los escasos tramos en los que el vehículo circula en Modo 2, puesto que el rendimiento del generador funcionando como motor es mayor que el del motor eléctrico. Con respecto a los vehículos híbrido en serie y gasolina, se aprecia cómo su consumo es muy superior al del resto, dada la baja eficiencia de los motores de combustión interna. Además, al no estar acoplado el

motor de gasolina a la transmisión en el caso del SHEV, este vehículo resulta más eficiente que el GV.

En cuanto a los resultados mostrados en la figura 3.6(b), se representa la evolución del SOC para los casos del PHEV, SHEV y el EV así como el registro de la selección de modos de operación a lo largo del experimento. Debe advertirse que el controlador alterna los modos 1 y 2 la mayor parte del tiempo, dependiendo de que los requerimientos de aceleración sean altos o bajos respectivamente. Por último, en la figura 3.6(c) se puede comprobar que se se cumplen los requisitos de velocidad impuestos por el ciclo. El valor absoluto del máximo error es inferior al 1.5 %.

3.3.2. Ciclo Artemis-Highway

Para el caso del test ARTEMIS-Highway, el consumo de energía de los modelos se representa en la figura 3.7(a). Como se puede observar, los resultados del PHEV son ligeramente mejores que los del EV en cuanto a eficiencia se refiere. Además, la figura 3.7(b) que el EV agota sus baterías antes de terminar la segunda repetición. Por su parte, la disminución del consumo del PHEV con respecto al SHEV es debida a que el controlador del PHEV permite al vehículo circular en el modo CD, lo que incrementa su eficiencia. Esto es debido al uso del generador como propulsor durante los tramos en los que éste funciona en los modos 2 y 4. La figura 3.7(b) también muestra cómo los modos de operación van alternando a lo largo del experimento. Con respecto al vehículo de gasolina, éste vuelve a ser el menos eficiente en términos de consumo energético. Finalmente, la figura 3.7(c) muestra que el PHEV alcanza la velocidad de referencia en todo momento siendo el error inferior a 1.5 %.

3.3.3. Ciclo Vail a NREL

Los resultados de este experimento subrayan la ventaja del PHEV con respecto a los otros tres modelos atendiendo al consumo energético. En la figura 3.8(a) se observa que el consumo energético de este vehículo es ampliamente inferior que en el caso del GV y del SHEV. Por su parte, el EV no es capaz de concluir el circuito. La figura 3.8(b) muestra cómo los modelos PHEV y SHEV mantienen sus niveles de SOC dentro de los valores requeridos a lo largo de toda la simulación, mientras que el del EV agota sus baterías hacia la mitad del circuito. Esta figura también muestra que el controlador alterna los modos de funcionamiento del PHEV. Al igual que en los tests de los ciclos descritos en los apartados anteriores, se muestra

3.3 Resultados de las simulaciones

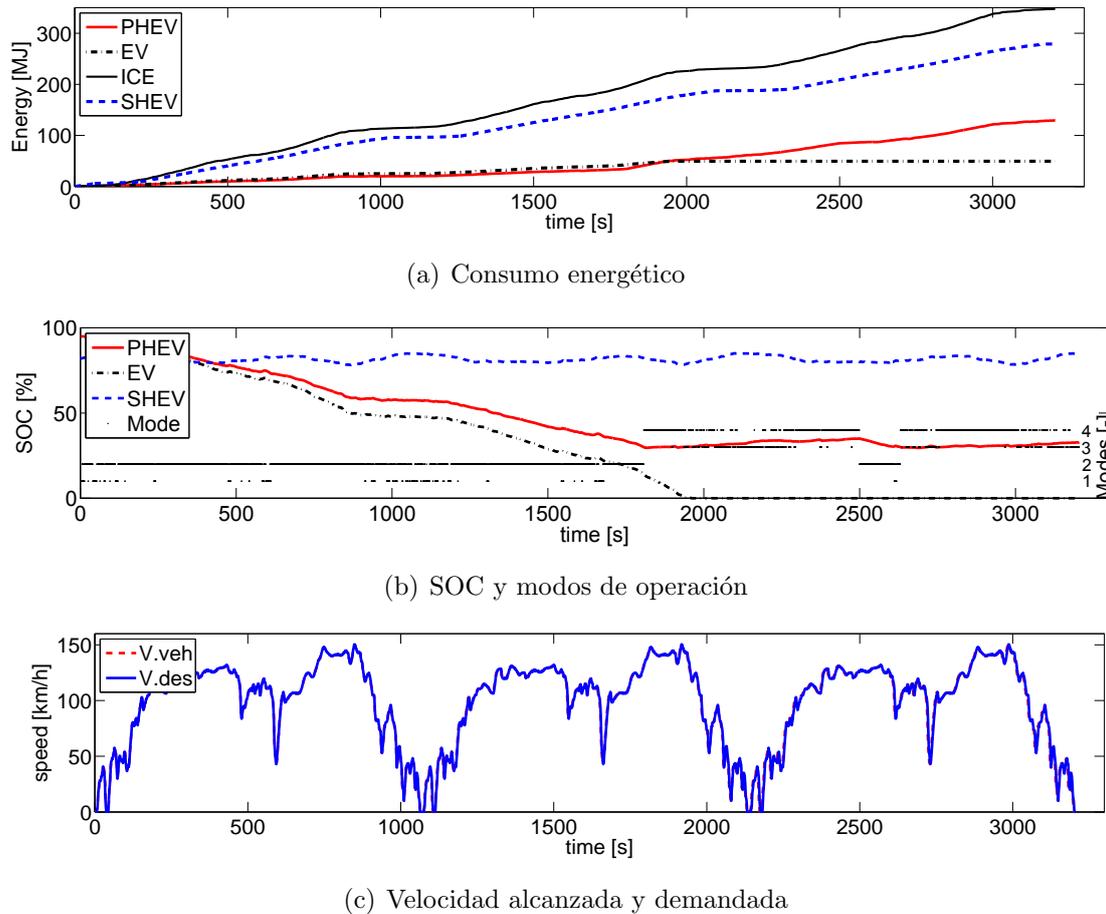
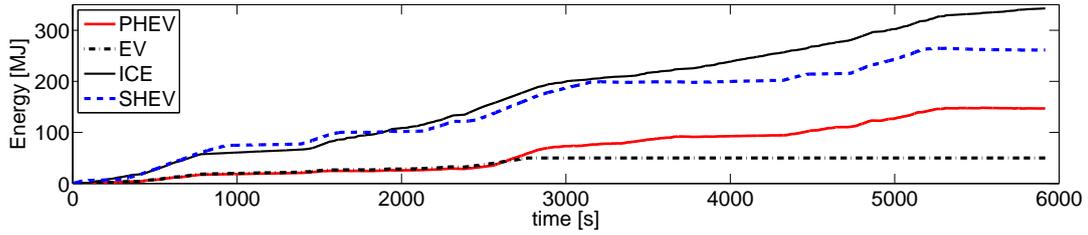


Figura 3.7: Simulaciones en el ciclo ARTEMIS. PHEV, EV, ICE y SHEV se corresponden con los vehículos estudiados. Mode representa el modo de funcionamiento del PHEV. V.veh y V.des son la velocidad impuesta por el ciclo y la velocidad a la que circula el PHEV durante la simulación.

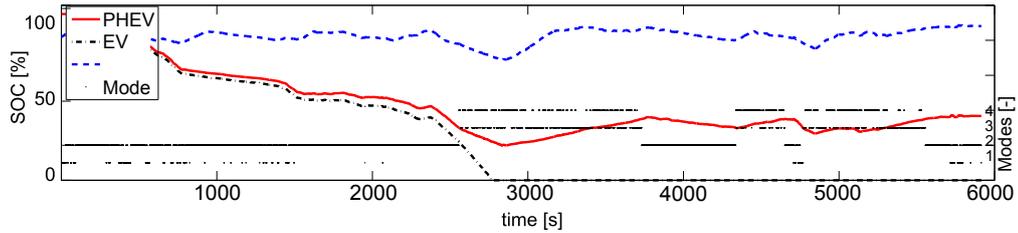
cómo el vehículo circula en los modos 1 y 2 dependiendo de si los requerimientos de aceleración son exigentes o no respectivamente, aspecto éste que se puede observar en la figura 3.8(c). Además, cuando el valor del SOC de las baterías ronda el umbral inferior, los modos de funcionamiento alternan entre el 3 y el 4 ya que el vehículo circula en condiciones de carga sostenida. Finalmente, la figura 3.8(c) muestra que el vehículo satisface nuevamente los requerimientos de velocidad volviendo a presentar un error inferior a 1.5 m/s en todo momento.

3.3.4. Otros resultados

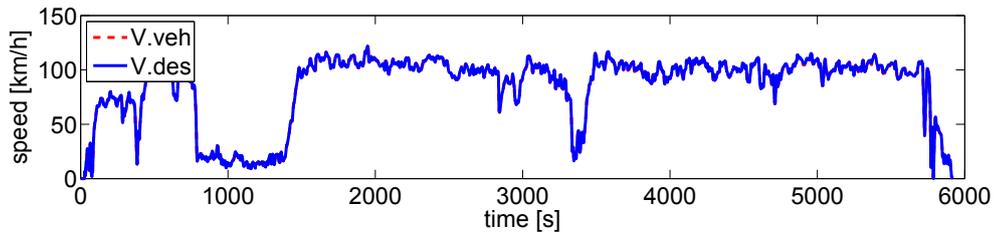
Los resultados de la eficiencia calculada de cada vehículo se muestran en la tabla 3.1. Como se puede apreciar, la eficiencia T2W del EV es la más alta, especialmente



(a) Consumo energético



(b) SOC y modos de operación



(c) Velocidad alcanzada y demandada

Figura 3.8: Simulaciones en el ciclo VAIL2ENREL. PHEV, EV, ICE y SHEV se corresponden con los vehículos estudiados. Mode representa el modo de funcionamiento del PHEV. V.veh y V.des son la velocidad impuesta por el ciclo y la velocidad a la que circula el PHEV durante la simulación.

en los circuitos ARTEMIS y Vail a NREL. Sin embargo, si se considera la eficiencia W2W la eficiencia de éste disminuye en una proporción mayor que el resto de vehículos.

Los resultados relacionados con el coste energético expresados en €/km se resumen en la tabla 3.1. Se puede comprobar que el EV presenta los valores más bajos mientras que los más altos se corresponden con el GV. Por su parte, los resultados sobre emisiones de CO_2 medidas en g por cada km recorrido se muestran en la figura 3.9. En este caso, los datos también son obtenidos de cada ciclo de conducción. La figura 3.9 muestra una comparación de las emisiones T2W de cada vehículo. Obsérvese que el PHEV satisface ampliamente los requisitos impuestos por la legislación europea sobre vehículos ligeros referidos al ciclo NEDC. Considerando la media de los valores de los tres ciclos, las emisiones producidas por el

3.3 Resultados de las simulaciones

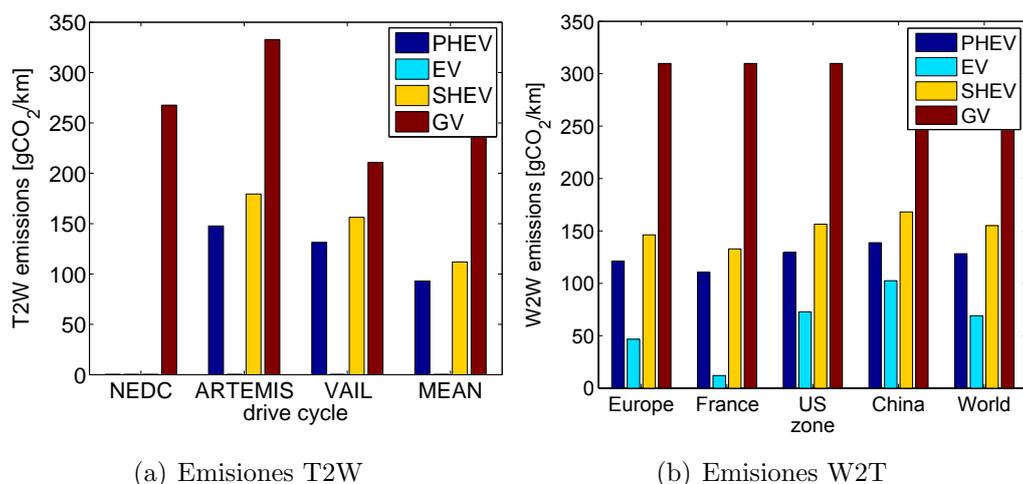


Figura 3.9: Emisión local y global.

PHEV también son inferiores a 120 gCO₂/km. Por el contrario, el GV excede de este umbral ya que no se corresponde con un vehículo ligero. La figura 3.9(b) extiende estos resultados al análisis de emisiones W2W, clasificados según escenarios con diferentes sistemas de producción de electricidad. Como se puede observar, la diferencia entre las emisiones producidas por el T2W y W2W es inferior a un 25 % en regiones con una alta presencia de generación a partir de combustibles fósiles, como por ejemplo China.

Finalmente, los resultados sobre la estimación de autonomía de cada vehículo para los tres ciclos de conducción también se recogen en la tabla 3.1. En este caso, los mayores valores corresponden al PHEV y el SHEV, mientras que la autonomía media del T2W resulta inferior a 60 km.

Tabla 3.1: Consumo de combustible, coste de operación, autonomía y eficiencia (Primera parte)

		NEDC				Artemis Highway			
		PHEV	EV	SHEV	GV	PHEV	EV	SHEV	GV
Consumo	L/100km	0.6	0.0	5.7	9.0	3.2	0.0	4.4	11.1
Coste	€/100km	1.7	1.4	8.0	12.5	5.5	2.5	6.1	15.6
Autonomía	km	663.3	75.7	565.3	392.8	791.3	44.0	740.3	316.0
Ef. T2W	%	62.0	78.2	20.1	8.4	41.0	92.6	22.3	14.3
Ef. W2W (EU)	%	31.5	27.7	17.3	7.2	27.8	32.8	19.2	12.3

Tabla 3.2: Consumo de combustible, coste de operación, autonomía y eficiencia (Segunda parte)

		Vail to NREL				Media			
		PHEV	EV	SHE	GV	PHEV	EV	SHE	GV
Consumo	L/100km	2.4	0.0	2.5	7.1	2.1	0.0	4.2	9.1
Coste	€/100km	4.0	2.3	3.4	9.9	3.7	2.1	5.9	12.7
Autonomía	km	902.7	48.8	801.4	498.9	785.8	56.2	702.3	402.6
Ef. T2W	%	43.5	70.3	26.1	17.7	48.9	80.4	22.8	13.5
Ef. W2W (EU)	%	29.9	24.9	22.4	15.2	29.8	28.5	19.6	11.6

3.4. Conclusiones

La configuración PHEV combina los beneficios de los vehículos eléctricos (alta eficiencia) y de los vehículos con motores de combustión (alta autonomía). Sin embargo, el diseño del sistema de propulsión de este tipo de vehículos entraña un complejo problema como es el de la gestión de las diferentes máquinas que incorpora de manera que se maximice su eficiencia y su autonomía. Para este propósito, en este trabajo se ha propuesto un controlador basado en reglas que garantiza el cumplimiento de estos dos objetivos. Como se deriva de las simulaciones, la estrategia de control propuesta dota al PHEV de mayor eficiencia que el resto de vehículos involucrados en este estudio. Además, esta configuración permite dar solución al problema de baja autonomía de los actuales vehículos eléctricos.

En términos de aceleración, el controlador propuesto permite al PHEV alcanzar los requisitos solicitados. Respecto al nivel de emisiones de CO_2 , éste resulta inferior a $100 \text{ gCO}_2/\text{km}$ incluso en condiciones extra-urbanas. Si se considera exclusivamente la eficiencia del vehículo, el PHEV es más de cuatro veces superior a la del GV, y presenta un coste unitario por km tres veces inferior. Cuando circula en modo 100 % eléctrico también presenta una excelente eficiencia, un valor nulo de emisiones de CO_2 y una reducción del coste por km recorrido del 84 %. Debido a la influencia que tiene el sistema de generación de electricidad sobre la eficiencia global de un vehículo, la eficiencia media del PHEV en la Unión Europea se sitúa cerca de tres veces superior a la del GV. Finalmente, se presentan resultados sobre la estimación de la autonomía de los vehículos analizados.

Todos estos resultados son considerados en el sistema de propulsión del modelo de vehículo eléctrico que será presentado en el capítulo 5, de modo que se obtengan

3.4 Conclusiones

características pertenecientes al dominio eléctrico que está presente en este tipo de motores junto con las variables mecánicas que afectan a las prestaciones dinámicas del vehículo modelado.

Capítulo 4

Modelado de Sistemas Multicuerpo

4.1. Introducción

En este capítulo se presenta la Dinámica de Sistemas Multicuerpo (MBSD) como herramienta para el modelado cinemático y dinámico de un vehículo. No es el objetivo del mismo realizar una exhaustiva revisión bibliográfica sobre esta disciplina; en [60, 61] se puede profundizar sobre los trabajos más importantes realizados hasta la fecha de su publicación. Sin embargo, se discutirá sobre los aspectos más importantes a tener en cuenta a la hora de afrontar la resolución de un problema de este tipo, conforme a lo establecido en el capítulo 2.

Independientemente de que se trate de un problema dinámico directo o inverso, los elementos que intervienen en su análisis se enmarcan dentro de diferentes categorías. Como se puede observar la figura 4.1, la simulación de un Sistema Multicuerpo (*Multibody System* (MBS)) requiere de cierta destreza en diferentes ramas dentro del ámbito de la Ingeniería Mecánica. A continuación se describirán cada una de estas características.

4.1.1. Modelado

El modelado es la primera labor que ha de llevarse a cabo en la simulación de un MBS. En esta etapa radican las mayores diferencias de este enfoque con respecto a los planteamientos tradicionales, derivados de la aplicación directa de las leyes de la mecánica clásica en el campo de la cinemática y la dinámica de máquinas, por métodos gráficos o analíticos. El modelado de un sistema multicuerpo consiste en la identificación de los parámetros característicos que definen un problema y



Figura 4.1: Elementos que intervienen en una simulación en MBSD

transformar los conceptos de eslabón, junta, o campo de velocidades entre otros, para que puedan ser expresados en forma de vectores y matrices susceptibles de ser implementadas fácilmente en un ordenador mediante algún programa informático. Se trata pues de la identificación de los parámetros o coordenadas que van a definir en cada instante de tiempo la posición, velocidad y aceleración del sistema de forma unívoca. Esta información se obtiene a partir de las coordenadas generalizadas del mecanismo. La elección de estas coordenadas es una misión fundamental a la hora de abordar un MBS, y se deben distribuir estratégicamente por los diferentes cuerpos que componen el sistema.

Las coordenadas generalizadas se agrupan en un vector \mathbf{q} , y pueden adoptar cualquier valor siempre que se satisfagan las denominadas ecuaciones de restricción Φ . De esta forma, se impone que la posición del mecanismo sea compatible con su cinemática. Expresada en términos de posición, esta imposición viene definida por un sistema de ecuaciones de restricción, típicamente no-lineales, de la forma

$$\Phi(\mathbf{q}) = 0 \quad (4.1)$$

De acuerdo a cómo estas coordenadas definen la posición de los elementos de un sistema se puede establecer una distinción entre coordenadas independientes y dependientes.

Las coordenadas independientes son especialmente útiles en cadenas cinemáticas abiertas, como por ejemplo un robot manipulador antropomórfico. En este caso podrían utilizarse coordenadas relativas en cada articulación para modelar el sistema completo. Estas técnicas se pueden combinar con la teoría de grafos de enlace, dando lugar a una poderosa herramienta para la obtención automática de las ecuaciones de restricción en la simulación, como se presenta en [5].

Las coordenadas dependientes son útiles cuando se modelan sistemas en los que

aparecen cadenas cinemáticas cerradas, como pueden ser los sistemas de suspensión de un automóvil, o una máquina-herramienta de funcionamiento cíclico como por ejemplo una cepilladora. Los tipos de coordenadas dependientes más utilizados son las *coordenadas de punto de referencia*, las *coordenadas relativas* y las *coordenadas naturales*. Las coordenadas naturales fueron propuestas por García de Jalón y Bayo [62] y también se denominan *coordenadas completamente cartesianas*. Éstas se caracterizan por reducir la complejidad del problema dinámico, por resultar intuitivas desde el punto de vista del analista y por la eficiencia computacional que otorgan a las simulaciones [63].

4.1.2. Principios de mecánica

A pesar de ser una disciplina relativamente moderna, los fundamentos teóricos que recaen sobre la MBSD fueron postulados hace más de doscientos años. Así por ejemplo, uno de los primeros principios de la mecánica es aquel basado en las ecuaciones de Newton-Euler. Este formalismo también se puede utilizar para resolver un problema de MBSD. Si bien este planteamiento origina un elevado número de variables (el tamaño del problema será igual a seis veces el número de sólidos móviles que posea el mecanismo), la alta capacidad de cálculo de los ordenadores hace posible su utilización.

Otro planteamiento posible está basado en las ecuaciones de Gibbs-Appell. Aunque su uso en MBSD está poco extendido, son una herramienta de gran utilidad por su capacidad para calcular el movimiento de sistemas tanto holónomos como no-holónomos [64].

En la práctica es más habitual plantear las ecuaciones del movimiento de un MBS en base al principio de los trabajos virtuales (ver sección 4.2), o de las ecuaciones de Lagrange. La ventaja de estas últimas radica en que ofrecen información directa sobre las reacciones en las articulaciones, mientras que este factor no se contempla mediante el principio de los trabajos virtuales ya que por el principio de acción y reacción estas fuerzas no producen ningún trabajo.

Expresadas en términos de coordenadas independientes \mathbf{z} , las ecuaciones de Lagrange obtenidas a partir del principio de las potencias virtuales resultan [63]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{z}}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \mathbf{z}} = \mathbf{Q} \quad (4.2)$$

siendo T la energía cinética del sistema y \mathbf{Q} el vector de fuerzas generalizadas actuando sobre las coordenadas independientes. Para conocer la energía cinética del sistema es necesario evaluar el movimiento de todas las coordenadas del pro-

blema y no sólo de las independientes. Por tanto, una vez conocidas éstas se hace necesario resolver los problemas de posición, velocidad y aceleración para calcular las coordenadas dependientes. No obstante se puede evitar este proceso si se expresan las ecuaciones de Lagrange considerando el vector \mathbf{q} que contiene tanto a las coordenadas dependientes como a las independientes. Por tanto se tiene que

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \mathbf{q}} + \Phi_{\mathbf{q}}^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{Q} \quad (4.3)$$

donde el Jacobiano $\Phi_{\mathbf{q}} = \partial \Phi / \partial \mathbf{q}$ representa la derivada parcial de las ecuaciones de restricción con respecto a las coordenadas generalizadas y $\boldsymbol{\lambda}$ es el vector de multiplicadores de Lagrange. El término $\Phi_{\mathbf{q}}^T \boldsymbol{\lambda}$ representa los esfuerzos que deben producirse para el cumplimiento de las restricciones entre las diferentes variables dependientes \mathbf{q} .

Si se calcula la energía cinética del sistema como

$$T = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M} \dot{\mathbf{q}} \quad (4.4)$$

siendo \mathbf{M} la matriz de masas del sistema. En el caso de que \mathbf{M} sea constante, la ecuación 4.3 puede expresarse como

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \Phi_{\mathbf{q}}^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{Q} \quad (4.5)$$

Cuando el proceso de modelado se lleva a cabo utilizando coordenadas naturales, la matriz de masas \mathbf{M} es constante, y por tanto no aparecen fuerzas de inercia centrífugas y de Coriolis que son consecuencia de la derivación de la energía cinética.

El sistema representado por la ecuación 4.5 contiene un número de ecuaciones n igual al del número de variables. No obstante, existen otras m incógnitas a añadir debido a los m multiplicadores de Lagrange contenidos en $\boldsymbol{\lambda}$, siendo m el número de ecuaciones de restricción. Por tanto para que el sistema se pueda resolver es necesario incorporar precisamente las m ecuaciones de restricción contenidas en Φ , lo que da lugar al siguiente sistema de ecuaciones diferenciales algebraicas (DAEs) [63]

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \Phi_{\mathbf{q}}^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{Q} \quad (4.6a)$$

$$\Phi(\mathbf{q}) = 0 \quad (4.6b)$$

4.1.3. Formulaciones

Las ecuaciones de movimiento obtenidas mediante la aplicación de las leyes de la mecánica mencionadas en el apartado anterior (ecuación 4.6) conducen, para

cualquier tipo de coordenadas utilizadas en la fase de modelado, a un sistema de ecuaciones diferenciales algebraicas cuya resolución conlleva grandes dificultades. Este sistema es originado a partir de las ecuaciones de movimiento que son ecuaciones diferenciales ordinarias de segundo grado acopladas a un sistema de ecuaciones no-lineales derivadas de las ecuaciones de restricción del mecanismo. Por este motivo se suele recurrir a la reducción de orden del sistema con objeto de obtener un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias (ODEs) que pueda ser resuelto por integradores numéricos convencionales. Una forma de llevar a cabo esta reducción es modificando el problema por otro equivalente en el que no aparezcan cadenas cinemáticas cerradas. Esto se hace en algunos simuladores de vehículos. Las cadenas cinemáticas presentes en sistemas como por ejemplo el de suspensión son sustituidas por tablas cinemáticas en base a pruebas experimentales. Estos métodos permiten una alta eficiencia computacional, con la contrapartida de que están limitados a determinadas pre-configuraciones de los sistemas, lo que imposibilita al analista disponer de flexibilidad y libertad en el modelado. Otra opción consiste en la resolución por separado de las ecuaciones de restricción. Esto implica el uso de rutinas numéricas para la resolución de sistemas de ecuaciones no-lineales. En [65] se proponen las Bases de Grobner como herramienta para la generación automática de estas ecuaciones y su resolución. Sin embargo el planteamiento más habitual consiste en la diferenciación con respecto al tiempo de las ecuaciones de restricción. Esta técnica permite obtener un sistema de ODEs pero implica el inconveniente de errores numéricos derivados de la imposición del cumplimiento de las restricciones de aceleración y no de posición directamente. Las siguientes formulaciones incorporan diferentes mecanismos para devolver la estabilidad numérica del sistema original.

La formulación dinámica basada en multiplicadores de Lagrange presenta la ventaja de adecuarse bien a la programación de algoritmos de resolución de carácter general. Está especialmente indicada cuando el número de grados de libertad es grande en comparación al número de elementos, o como se comentaba en el epígrafe anterior, cuando se pretende analizar las reacciones en los pares.

Por el contrario, *la formulación dinámica basada en la matriz \mathbf{R}* , que se explicará en la sección 4.2, resulta de la aplicación del principio de los trabajos virtuales y ofrece una respuesta rápida y sencilla para la resolución de problemas MBSD.

Por su parte, *la formulación basada en penalizadores* presenta la ventaja de la precisión, y se basa en la introducción de unas fuerzas a las que se le asigna un valor proporcional al incumplimiento de las restricciones y sus derivadas. Una formulación derivada de ésta será la que se utilice para la simulación del vehículo

eléctrico objeto de esta tesis, como se verá en el siguiente capítulo.

Estos métodos se consideran métodos globales, ya que son independientes de la topología del problema, entendiendo como tal la relación que guardan entre sí los eslabones de las diferentes cadenas cinemáticas que componen el sistema. Los métodos topológicos por el contrario son aquellos que permiten analizar el sistema atendiendo a las características específicas de su cadena topológica [63]. Pueden ser métodos recursivos o semi-recursivos, y se caracterizan por su alta eficiencia computacional. Como contrapartida, son métodos difíciles de implementar de forma parametrizada, ya que se caracterizan por la apertura de lazos en las cadenas cinemáticas cerradas, y la selección del punto de ruptura del mecanismo no es arbitraria y puede variar a lo largo de una simulación.

4.1.4. Métodos numéricos

Este apartado se centra en la implementación de algoritmos que permitan la resolución del problema planteado una vez se ha modelado el problema, se han obtenido las ecuaciones del movimiento y se ha llevado a cabo la formulación del mismo. Existen dos operaciones matemáticas que van a aparecer inexorablemente a lo largo de una simulación dinámica:

Solvers: La primera de ellas está relacionada con el cálculo de las aceleraciones dadas unas determinadas fuerzas (considerando el problema de dinámica directa). Hay que tener en cuenta que para un MBS relativamente sencillo, el número de variables que intervienen y por tanto el tamaño de las matrices y vectores suele ser considerablemente alto. No obstante, para obtener el vector de aceleraciones es necesario al menos evaluar el Jacobiano e invertir la matriz de masas (u operaciones equivalentes) cuando la formulación llevada a cabo haya sido basada en las ecuaciones de Lagrange. Si se tiene en cuenta que estas dos operaciones conllevan un elevado coste computacional, éstas se presentan como un aspecto a contemplar a la hora de llevar a cabo una simulación de un MBS.

Integradores: La segunda tiene que ver con el proceso de integración numérica de las ecuaciones del movimiento, puesto que éstas se resuelven para el vector de aceleraciones $\ddot{\mathbf{q}}$. En una simulación de una determinada duración, este proceso se va a repetir iterativamente cada paso de tiempo hasta la finalización de la misma. La elección de una rutina adecuada de integración numérica se convierte por tanto en un factor crucial para la consecución de resultados precisos en el menor tiempo posible.

En el apartado 4.1.3 se presentaron una serie de procedimientos para evitar la resolución del sistema de DAEs formado por las ecuaciones 4.6. No obstante

existen una serie de rutinas que son capaces de resolver sistemas de este tipo, como por ejemplo los integradores implícitos de Euler mediante el método de la fórmula de diferencias hacia atrás (BDF). El problema de este método es que a medida que disminuye el paso de tiempo, se demuestra que la matriz Jacobiana resultante de la reducción del sistema a orden 1 presenta errores numéricos críticos a medida que disminuye el paso de tiempo [65]. Por tanto, una vez descartados este tipo de integradores y convirtiendo las ecuaciones del movimiento en un sistema de ODEs mediante la doble derivación con respecto al tiempo de las ecuaciones de restricción, se pueden utilizar métodos explícitos como el de Runge-Kutta o incluso Forward-Euler así como métodos implícitos entre los que se enmarca la regla trapezoidal.

A lo largo de las siguientes secciones se presentarán diferentes combinaciones de los elementos vistos hasta ahora, adaptando las opciones seleccionadas en función del tipo de problema atendiendo a criterios como la estabilidad numérica o la conservación de la energía del sistema analizado.

4.2. Modelo Multicuerpo 2D de una suspensión

En la sección anterior se han presentado las características principales de la MBSD, que es considerada como una potente herramienta para la simulación de sistemas mecánicos complejos. Para comenzar con un subsistema de un vehículo que ejemplifique el uso de estas técnicas en el ámbito de la automoción se ha seleccionado un modelo simplificado de suspensión que será analizado en el plano bidimensional. Este subsistema se ha modelado como un cuadrilátero articulado. Como se muestra en la figura 4.2, se utilizan las coordenadas naturales de dos puntos que forman parte del proceso de integración de las ecuaciones del movimiento, y otros dos puntos que determinan el anclaje de este sistema al chasis mediante pares de revolución.

En este apartado se presenta un procedimiento basado en este concepto de aprendizaje de MBSD por parte de alumnos de Grado en Ingeniería Industrial de la Universidad de Almería (UAL) desde un punto de vista práctico, y que permita a su vez contrastar algunos resultados con los obtenidos a partir de los métodos clásicos. Esta metodología gira en torno a la maqueta mostrada en la figura 4.4 construida con fines didácticos y de investigación en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la UAL

En primer lugar, se trata de explicar cómo derivar las ecuaciones de movimiento de un MBS para llevar a cabo una simulación combinando algunos de los

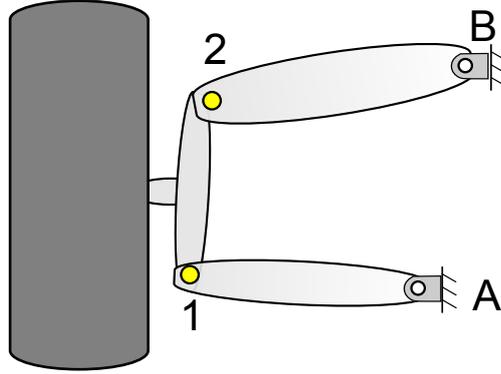


Figura 4.2: Modelado de una suspensión 2D

elementos presentados en la sección 4.1. Concretamente se optará por el modelado de un mecanismo mediante coordenadas mixtas (naturales y relativas). A partir de la aplicación del principio de los trabajos virtuales se obtendrá un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias por las que se rige el movimiento del sistema susceptible de ser integrado numéricamente incluso con un simple método como el de Forward-Euler. Se opta por este planteamiento motivado por la simplicidad tanto en su comprensión como en su implementación computacional mediante las herramientas informáticas disponibles.

4.2.1. Obtención de las ecuaciones de movimiento

Si a un sistema en equilibrio dinámico se le aplica un desplazamiento virtual ($\delta\mathbf{q}$) compatible con su cinemática, el trabajo resultante (δW) de todas las fuerzas, inerciales y externas (\mathbf{Q}_i), es nulo [63]:

$$\delta W = \sum_1^n \mathbf{Q}_i \delta \mathbf{q}_i = \mathbf{Q} \cdot \delta \mathbf{q} = 0 \quad (4.7)$$

Este trabajo se puede expresar como la suma del trabajo virtual producido por las fuerzas de inercia más el trabajo virtual producido por las fuerzas externas

$$\delta W = \delta W_{iner} + \delta W_{ext} \quad (4.8)$$

Se puede demostrar que el trabajo virtual de las fuerzas de inercia en función del vector \mathbf{q} de coordenadas generalizadas cuando la matriz de masas es constante adquiere la forma

$$\delta W_{iner} = -\delta \mathbf{q}^T \mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} \quad (4.9)$$

siendo \mathbf{M} la matriz de masas del sistema. Por su parte, el trabajo virtual producido por las fuerzas externas se puede expresar como

$$\delta W_{F_{ext}} = \sum_{nF} \delta W_F = \delta \mathbf{q}^T \mathbf{Q} \quad (4.10)$$

Combinando 4.9 y 4.10 en 4.8 resulta

$$\delta \mathbf{q}^T (\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{Q}) = 0 \quad (4.11)$$

Se puede considerar el vector \mathbf{z} como un subconjunto de \mathbf{q} correspondiente a las coordenadas independientes del sistema. Este vector es la mínima información necesaria para conocer la posición de todo el mecanismo dado que $\mathbf{q} = \mathbf{f}(\mathbf{z})$. A este procedimiento se le denomina problema de posición. Derivando con respecto al tiempo, se tiene que

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{R}\dot{\mathbf{z}} \quad (4.12)$$

siendo \mathbf{R} la matriz Jacobiana de la función vectorial \mathbf{f} con respecto a \mathbf{z} . Teniendo en cuenta que los desplazamientos virtuales satisfacen las mismas ecuaciones que las velocidades, se debe cumplir $\delta \mathbf{q} = \mathbf{R}\delta \mathbf{z}$. Sustituyendo esta ecuación en 4.13 se tiene

$$\delta \mathbf{z}^T \mathbf{R}^T (\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{Q}) = 0 \quad (4.13)$$

Sin embargo, en esta ecuación los desplazamientos virtuales $\delta \mathbf{z}$ son independientes y pueden escogerse arbitrariamente. Por tanto debe cumplirse que

$$\mathbf{R}^T \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{R}^T \mathbf{Q} \quad (4.14)$$

Derivando la ecuación 4.12 con respecto al tiempo se llega a la expresión que permite relacionar las aceleraciones del sistema con las aceleraciones independientes

$$\ddot{\mathbf{q}} = \frac{d(\mathbf{R}\dot{\mathbf{z}})}{dt} = \mathbf{R}\ddot{\mathbf{z}} + \dot{\mathbf{R}}\dot{\mathbf{z}} \quad (4.15)$$

Finalmente, sustituyendo esta expresión en 4.14 se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias por las que se rige el movimiento del sistema

$$\mathbf{R}^T \mathbf{M}\mathbf{R}\ddot{\mathbf{z}} = \mathbf{R}^T \mathbf{Q} - \mathbf{R}^T \mathbf{M}(\dot{\mathbf{R}}\dot{\mathbf{z}}) \quad (4.16)$$

Conviene remarcar que también es posible llegar al sistema compuesto por 4.16 a partir de la aplicación de la ecuación 4.6 del método de Lagrange.

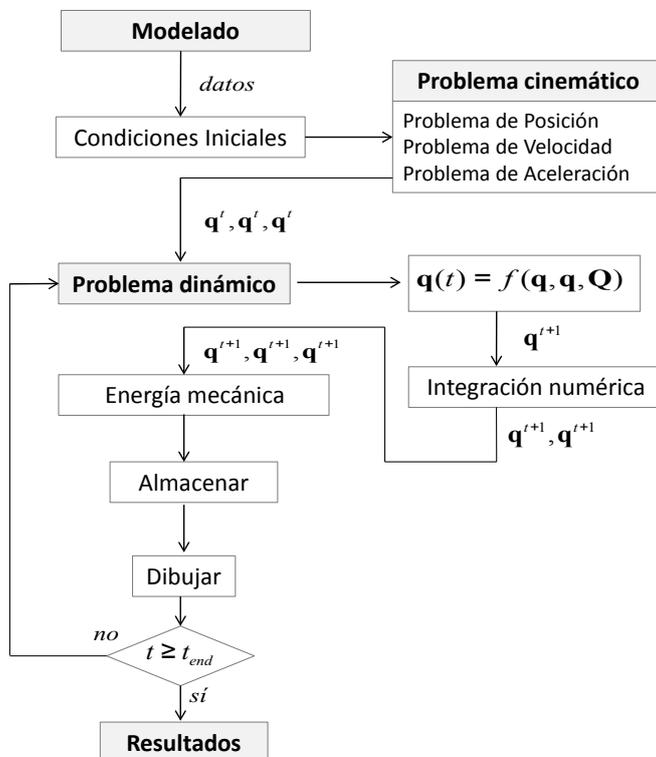


Figura 4.3: Esquema del procedimiento para realizar las simulaciones

4.2.2. Implementación

Para resolver este sistema es necesario llevar a cabo un programa informático que integre las ecuaciones del movimiento que lo definen. No obstante, de acuerdo a la figura 4.3 la primera actividad que se ha de llevar a cabo consiste en el modelado del mecanismo. Para ello se selecciona un vector de coordenadas generalizadas y se plantean las ecuaciones de restricción. Para verificar si se ha llevado a cabo correctamente el proceso de modelado se puede resolver el problema de posición al comienzo de la simulación. Puesto que la resolución de este problema implica obtener la solución de un sistema de ecuaciones no-lineales, se recurrirá a un método iterativo que permita alcanzar unos resultados aceptables dentro de un rango de tolerancias. Por tanto, cabe plantearse que se necesitará de un entorno de programación adecuado para llevar a cabo este proceso. Se puede considerar la utilización de la herramienta Matlab por los siguientes motivos:

- Está enfocado a la manipulación de funciones matemáticas adecuado a este tipo de problemas en los que se trabaja fundamentalmente con operaciones algebraicas con vectores y matrices.
- Al ser un lenguaje interpretado se simplifica la depuración de errores en tiempo de ejecución de una manera fácil y directa. Puesto que este problema aborda un mecanismo sencillo, la menor velocidad de ejecución de este tipo de lenguajes con respecto a los compilados no supone un problema.
- Incorpora una potente interfaz gráfica para la representación de resultados y visualización de animaciones.
- Permite la utilización de clases. Como se verá más adelante, este es el procedimiento utilizado para la generación de animaciones, y por el momento es una de las principales ventajas sobre otras alternativas de código abierto como Octave.

Una vez modelado el mecanismo y seleccionada la herramienta *software*, es necesaria la programación de una rutina que resuelva el problema de posición. De esta forma, se podrá verificar si se cumplen las ecuaciones de restricción mediante dos comprobaciones: La primera consiste en la evaluación numérica de los residuos. La segunda consiste en la representación gráfica del mecanismo según las coordenadas obtenidas tras la ejecución de esta rutina.

A continuación se procede de la misma forma con los problemas de posición y aceleración. Una vez que se dispone de las tres rutinas para la resolución del problema cinemático se procede con la elaboración de un programa principal que las invoque secuencialmente para cada valor adoptado por el grado de libertad que se haya seleccionado.

En cuanto a la simulación dinámica, es necesario que, una vez configurado el mecanismo, se calcule el vector de fuerzas generalizadas y la matriz de masas, se introduzcan los parámetros de la simulación junto con el tipo de integrador numérico y se representen e interpreten los resultados.

La librería utilizada para las animaciones se denomina *mechplot*, de código abierto. Esta librería ha sido desarrollada en el laboratorio de Ingeniería Mecánica de la UAL y permite una cómoda e intuitiva forma de evaluar de forma visual los resultados obtenidos. Esto es especialmente útil en problemas de este tipo ya que los resultados obtenidos en la resolución de MBSs se basa en el movimiento descrito por los elementos que conforman un determinado sistema, por lo que una animación de las simulaciones resulta de especial interés.

4.2.3. Método de aprendizaje

Como se ha visto hasta ahora, la MBSD se resulta de gran utilidad para el análisis, la simulación o el diseño de productos mecánicos complejos que a menudo se desarrolla en ámbitos industriales de alta tecnología. Sin embargo, en el entorno universitario este campo se desarrolla casi exclusivamente por personal investigador.

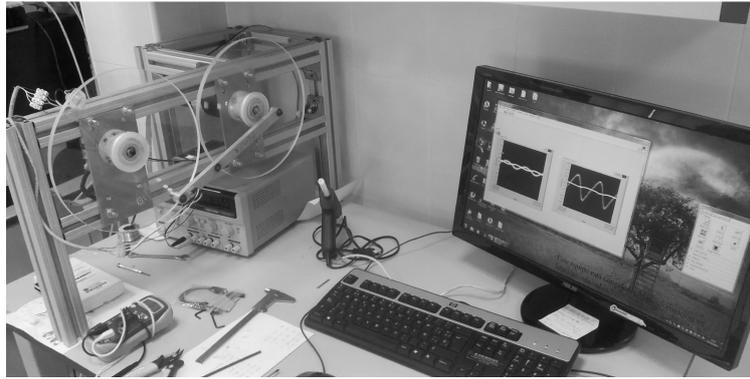
Por este motivo, un acercamiento de estas técnicas a alumnos de grado constituye un interesante complemento a los métodos tradicionales de resolución de problemas sobre teoría de mecanismos. No en vano, en la literatura se encuentran trabajos donde se proponen metodologías pioneras a nivel mundial para el aprendizaje de MBSD de alumnos de grado de algunas universidades españolas [66, 67].

El proceso de resolución del ejemplo de suspensión 2D presentado en esta sección es utilizado para la elaboración de una práctica por parte de los alumnos de Grado en Ingeniería Industrial de la UAL. El mecanismo seleccionado consiste también en un cuadrilátero articulado, en el que en este caso la manivela y el balancín presentan forma de disco. En la figura 4.4 se muestra una imagen real del mecanismo propuesto.

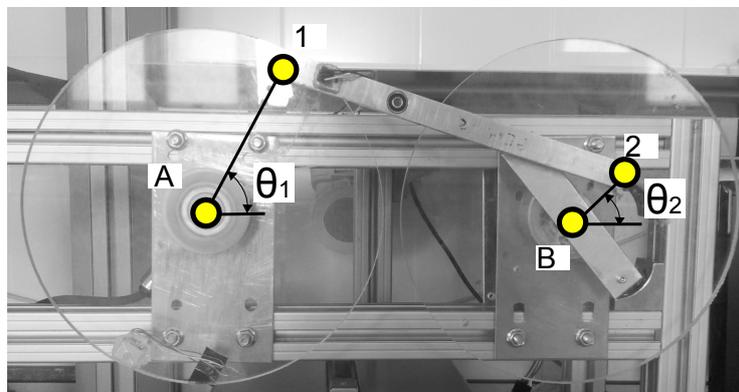
La figura 4.5 muestra una imagen extraída de la animación del mecanismo propuesto por medio de la herramienta *mechplot*, en la que los vectores azules y rojos representan la velocidad y aceleración de los puntos utilizados en el modelado.

Para verificar que el ejercicio se ha llevado a cabo correctamente existen varias herramientas que permiten una comprobación de forma autónoma. En primer lugar, los datos obtenidos en el problema cinemático pueden ser comprobados mediante el cálculo analítico del mecanismo en una posición determinada. Las velocidades y aceleraciones obtenidas deben coincidir con las calculadas a mano, y al mismo tiempo dicha posición debe ser compatible con las restricciones de posición con las que se ha modelado el mecanismo.

En cuanto a la parte dinámica, al tratarse de un problema más complejo, se puede recurrir al principio de conservación de la energía mecánica como comprobación de los resultados obtenidos, ya que al no considerarse fuerzas no-conservativas la energía mecánica debe ser constante. Esta información, junto con la apreciación visual de la animación permitirá verificar que no se obtienen resultados anómalos. En la figura 4.6(b) se presenta el resultado de esta comprobación, y en la figura 4.6(a) se presenta el grado de cumplimiento de las ecuaciones de restricción. Finalmente se pondrá en marcha la maqueta en base a la configuración asignada a cada grupo prácticas, y se recogerán los resultados en un fichero de texto para su posterior comparación con respecto a los datos obtenidos analítica y dinámicamen-



(a) Sistema de monitorización



(b) Mecanismo de cuatro barras

Figura 4.4: Maqueta para la iniciación a MBSD

te. Las mediciones realizadas se llevan a cabo por un gir6scopo, un aceler6metro y un encoder. La actuaci6n sobre el la coordenada grado de libertad (d.o.f) se introduce mediante el funcionamiento del motor a velocidad constante en el caso del problema cinemático. Para el problema dinámico se puede utilizar el motor en modo de par constante o bien desacoplarlo del mecanismo y considerar la gravedad como única fuerza actuante. Estas comprobaciones permitirán evaluar los resultados obtenidos mediante los procedimientos anteriores y establecer una discusi6n sobre algunos aspectos destacados de la MBSD.

4.3. Eficiencia computacional en MBSD

La simulaci6n *hardware-in-the-loop* (HIL) en tiempo real se puede emplear para testar componentes electr6nicos y mecánicos de un sistema mecatr6nico multicuerpo aislado, y su aplicaci6n está consolidada a nivel industrial desde hace años. Un modelo en tiempo real se caracteriza por su habilidad para calcular la evoluci6n

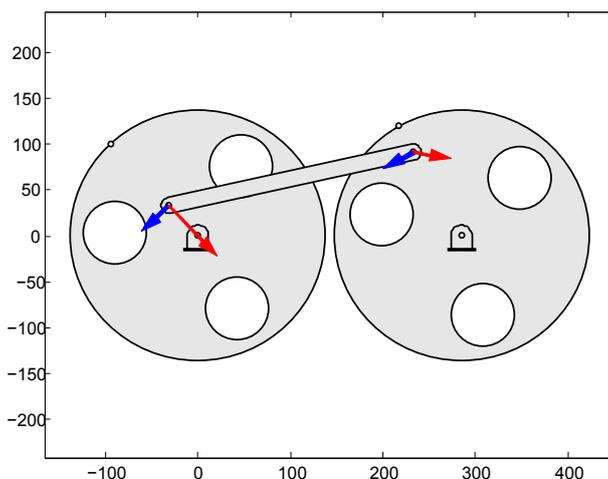


Figura 4.5: Animación en mechplot. Los dos discos se corresponden con las ruedas de la maqueta que actúan como manivela y balancín respectivamente, unidas por la barra acopladora. Los vectores representan la velocidad (en azul) y aceleración (en rojo) de cada punto modelado

de un sistema físico en un tiempo inferior al que lo haría el sistema en la realidad. La simulación HIL implica la sustitución de uno o más componentes de un modelo informático por sus correspondientes componentes hardware, que se comunican con el resto de elementos software a lo largo de la simulación. La simulación con operator-in-the-loop es similar, con la excepción de que un usuario proporciona entradas al sistema y observa o incluso siente algunas de las salidas durante la simulación. Dado que la transmisión de señales entre los elementos software y los componentes hardware o el usuario no es instantánea es esencial que el modelo opere más rápido aún que en tiempo real.

En la práctica, una inmensa parte de los problemas de MBSD se pueden resolver a partir de la proyección del modelo en el espacio bidimensional. A modo de ejemplo se pueden citar modelos como el que se utiliza para el diseño de una máquina excavadora, el tren de aterrizaje de un avión, un robot paralelo plano, un mecanismo de retorno rápido para una cepilladora o incluso ciertos modelos biomecánicos del cuerpo humano. Dependiendo de la velocidad de cómputo requerida por estos sistemas, el tiempo invertido en la resolución de las ecuaciones del movimiento (sistema de ecuaciones 4.6) puede ser una variable crítica a medida que aumenta el número de eslabones que componen dicho sistema. Como se ha comentado, este aspecto es especialmente relevante cuando el modelo se ejecuta de forma conjunta con elementos hardware, lo que implica imponer tiempos de ejecución deterministas. No obstante, también resulta de interés contar con una velocidad de cálculo elevada cuando se necesita cerrar un bucle de control entre tiempos de

4.3 Eficiencia computacional en MBSD

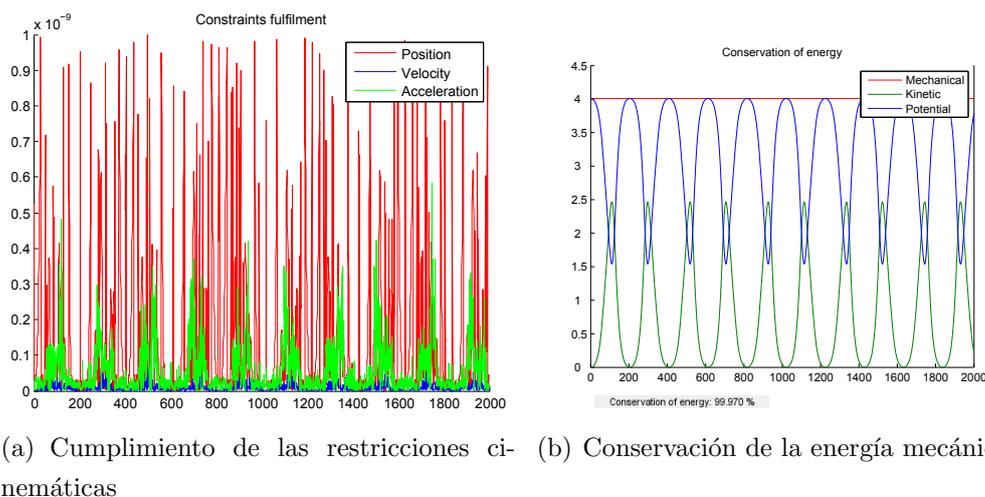


Figura 4.6: Resultados del ejercicio propuesto

muestreo de los sensores, o cuando existen intervalos en los que se pierda la señal de éstos. En cualquier caso, si se pretende que un modelo se ejecute en tiempo real es necesario que se resuelvan las ecuaciones de movimiento a una velocidad mayor que aquella con la que se considera que evoluciona el proceso analizado. Este hecho hace imprescindible optimizar la estrategia utilizada para la resolución numérica del problema de modo que se minimice el tiempo transcurrido entre dos tiempos de paso del proceso de integración numérica.

El objetivo de este apartado es comparar el tiempo total de computación para resolver las ecuaciones requeridas para llevar a cabo una simulación de un MBS, empleando diferentes paquetes de álgebra lineal disponibles libremente en forma de librerías *Open Source C/C++*.

Se prestará especial interés al método de factorización matricial a emplear así como a los algoritmos de ordenación de variables, ya que de estos procedimientos va a depender en gran medida la eficiencia computacional de una simulación.

Para llevar a cabo las comparativas se realiza un benchmark que implementa una formulación dinámica basada en los multiplicadores de Lagrange, modelado en coordenadas naturales y con el método de Runge-Kutta de cuarto orden como integrador numérico.

El problema seleccionado como test de pruebas consiste en una concatenación de cuadriláteros articulados como el analizado en la sección 4.2 que da lugar a $N_x \times N_y$ elementos. Este sistema es similar al empleado en [68] pero con múltiples (N_y) lazos apilados verticalmente. Como consecuencia, este sistema presenta N_y d.o.f.. Los elementos presentan una masa uniformemente distribuida de 1 kg cada uno y la única fuerza actuante es la de la gravedad.

A partir de las ecuaciones de movimiento de un MBS cualquiera introducidas en la ecuación 4.6, el mecanismo seleccionado se puede expresar matricialmente como un sistema de $N + M$ ODEs de la siguiente forma

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \Phi_{\mathbf{q}}^\top \\ \Phi_{\mathbf{q}} & \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{Q} \\ \mathbf{c} \end{bmatrix}}_{\mathbf{b}} \quad (4.17)$$

donde $\mathbf{c} = -\dot{\Phi}_{\mathbf{q}}\dot{\mathbf{q}} - 2\xi\omega\dot{\Phi} - \omega^2\Phi$ se corresponde con el factor de estabilización numérica propuesto por Baungarte [63]. Este factor permite obtener una solución armónica amortiguada al sistema, que atenúa el incumplimiento de las restricciones. Un valor típico de los parámetros de Baungarte es $\omega = 10$ y $\xi = 1$.

Por tanto, llevar a cabo simulaciones dinámicas en tiempo real de un MBS requiere resolver el sistema obteniendo las aceleraciones desconocidas $\ddot{\mathbf{q}}$ en cada paso de tiempo tantas veces como requiera el integrador numérico (4 en el caso del método de cuarto orden de Runge-Kutta). Cualquier planteamiento eficiente para resolver $\ddot{\mathbf{q}}$ en la ecuación 4.17 debería tener en cuenta el patrón de dispersidad de la matriz aumentada \mathbf{A} . En particular, el bloque \mathbf{M} es una matriz dispersa, $\Phi_{\mathbf{q}}$ es asimétrica pero altamente dispersa, mientras que \mathbf{A} en su conjunto es simétrica pero no definida positiva ni negativa.

Estas características permiten la utilización de los siguientes métodos para la resolución del sistema de tipo $\mathbf{Ax} = \mathbf{b}$ definido por la ecuación 4.17:

1. **Factorization LU:** Descomponiendo la matriz aumentada como $\mathbf{A} = \mathbf{LU}$, el sistema lineal $\mathbf{LUx} = \mathbf{b}$ puede ser resuelto eficientemente mediante sustitución hacia adelante ($\mathbf{L}\tilde{\mathbf{y}} = \mathbf{b}$) y hacia atrás ($\mathbf{Ux} = \tilde{\mathbf{y}}$).
2. **Factorización basada en el complemento Schür:** Por medio de esta factorización de \mathbf{A} se puede convertir el sistema definido por la ecuación (4.17) a uno compuesto de dos sistemas lineales acoplados cuyas matrices de coeficientes son definidas positivas, posibilitando la aplicación de la descomposición de Cholesky dos veces y posteriormente resolver mediante sustitución hacia adelante y hacia atrás. En [69] se puede obtener una detallada descripción de esta técnica.

Para el benchmark desarrollado en esta sección se han implementado los siguientes solvers: (i) un solver LU denso (cualquiera que no explote el patrón de dispersidad del problema), (ii) dos solvers LU dispersos, utilizando los algoritmos UMFPACK [70] y KLU, y (iii) un solver disperso mediante complemento Schür

basado en el conocido algoritmo CHOLMOD [71] para las dos factorizaciones Cholesky requeridas. Para la implementación del solver LU denso se ha utilizado la librería de C++ *Eigen* [72]. Esta librería ha demostrado en varios benchmarks ser más rápida que otras implementaciones libres como BLAS (p. ej. ATLAS, uBlas) y equiparable a otras comerciales (p. ej. Intel MKL, GOTO).

La evaluación del rendimiento de cada solver se lleva a cabo mediante la simulación del mecanismo parametrizado de $N_x \times N_y$ para valores de $N = N_x = N_y$ comprendidos entre 1 y 32. Debe tenerse en cuenta que todas estas configuraciones conllevan a un MBS restringido de $N = N_y$ grados de libertad.

En la figura 4.10 se presentan algunos resultados de este benchmark, referidos al tiempo de computación completo en cada paso de tiempo. Concretamente, los tiempos consumidos por cada solver para realizar la factorización y la resolución del sistema lineal en cada paso de tiempo se representan en la figura 4.10(a) para valores crecientes de N . Nótese que, a excepción de la implementación LU densa, todos los demás solvers dispersos han sido diseñados para llevar a cabo una *factorización simbólica* de las matrices sólo una vez al comienzo de la simulación. Esto es debido a que la estructura de las matrices que aparecen en el problema no cambia. Por lo tanto, durante una simulación en tiempo-real basta con: (i) actualizar los valores numéricos de los Jacobianos dispersos y el vector del lado derecho (\mathbf{b} en (4.17)), (ii) realizar la factorización numérica y (iii) resolver el sistema lineal ($\mathbf{Ax} = \mathbf{b}$). Como es frecuente en álgebra y teoría de grafos, el reordenamiento de las variables del problema resulta crucial en la determinación de la densidad de matrices factorizadas. A cambio, este factor determina el coste computacional de la factorización numérica, que es el proceso más costoso en este estudio, como se muestra en la figura 4.3(b). Éste es el motivo por el que se ha testado cada algoritmo con varias técnicas de ordenación de variables: “natural” (manteniendo las variables conforme hayan sido definidas por el analista), mínimo grado aproximado (AMD), AMD por columnas (COLAMD) y algoritmos gráficos de particionado (METIS).

La conclusión obtenida en este benchmark sobre eficiencia computacional en MBSD es que CHOLMOD (con cualquier ordenación) y KLU+COLAMD son los solvers más eficientes para MBSs de tamaño medio, mientras que UMFPACK (con AMD o METIS) emergen como la elección óptima a medida que el número de cuerpos supera las varias centenas.

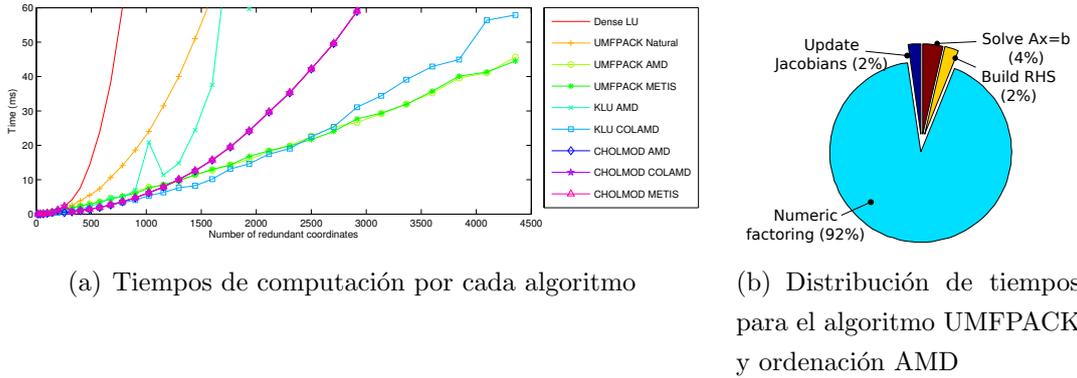


Figura 4.7: Resultados del benchmark sobre eficiencia computacional

4.4. Observación de estados en MBSD

En este apartado se presentará un estudio comparativo sobre el uso de diferentes observadores de estado para una aplicación concreta: reemplazar dispositivos complejos y abultados (p. ej. encoders) por otros más pequeños y ligeros (p. ej. giróscopos MEMS). Es conveniente remarcar que, en lugar de la orientación absoluta de una parte que no se obtiene directamente de las lecturas de un giróscopo (velocidad angular), el estimador *fusiona* la secuencia de datos de las mediciones y el conocimiento *a priori* proporcionado por el modelo MBS de manera que se obtengan satisfactoriamente las orientaciones absolutas. Idealmente, se debería conseguir ejecutar un observador de estado en tiempo-real, simultáneamente con el funcionamiento de la planta o el vehículo, de manera que el estimador reciba datos de los sensores y ofrezca la estimación del estado que puede ser utilizada por ejemplo para aplicaciones de control.

4.4.1. Metodología

Con objeto de decidir qué algoritmo de estimación utilizar cuando se presenta un problema de este tipo, en esta sección se ha realizado un benchmark en base a algunos de los encontrados en la literatura [73, 38].

El benchmark consiste en la comparación, en términos de precisión y eficiencia relativa, de una serie de estimadores sobre un mecanismo simple de cuatro barras similar al considerado en la sección 4.2. Por motivos de comodidad, se adopta una posición de los anclajes a tierra alineada horizontalmente. En la figura se muestra una imagen del mecanismo seleccionado.

Para poder disponer de un escenario adecuado para una clara comparativa entre los métodos, todos los resultados recaen sobre simulaciones con el mecanismo de

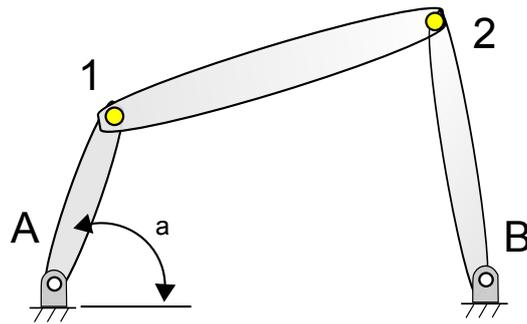


Figura 4.8: Mecanismo de cuatro barras usado como *testbed*

cuatro barras. Uno de los modelos utilizados en estas simulaciones es el que origina los datos considerados como *ground-truth*. Se selecciona el ángulo de la manivela como variable correspondiente al d.o.f del mecanismo, y su valor será el que resulte estimado por los estimadores a partir de las lecturas de un giróscopo (ruidoso) que puede ser situado en cualquiera de los tres eslabones móviles. La fuerza de la gravedad es la única fuerza actuando. Para testar los diferentes algoritmos frente a una serie de dificultades que se suelen presentar en la práctica, se introducen intencionadamente (i) diferentes niveles de ruido en la señal de los sensores y (ii) errores en la magnitud de las fuerzas actuantes, en este caso, la de la gravedad (se introducen valores diferentes a $9.81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$). Así, determinar qué métodos soportan mejor el ruido se convierte en algo crucial. Con respecto a la introducción de errores, la intención que se persigue es la de caracterizar el uso de modelos MBS imperfectos, algo que va a ocurrir siempre en la práctica, puesto que ningún modelo se va a ajustar *exactamente* a un sistema físico real.

Este apartado se centra exclusivamente en estimadores con *filtros* probabilísticos, es decir, métodos para proveer de estimaciones inmediatas del estado del mecanismo con el mínimo retraso con respecto a la lectura de cada sensor.

Otras posibilidades, como *smoothers* o estimadores *batch* con retardo fijo [74], pueden considerarse en trabajos futuros. Los métodos aquí evaluados son el filtro de Kalman extendido en tiempo continuo (CEKF) y el filtro de Kalman extendido en tiempo discreto (DEKF). El filtro de Kalman Unscented (UKF), que se ajusta mejor a problemas que presentan grandes no-linealidades también ha sido incorporado al estudio.

En los tres casos seleccionados, que han sido explorados anteriormente en trabajos relacionados, el estado del filtro sólo se componía de coordenadas independientes. Adicionalmente, se propone aplicar a problemas en MBSD otros algoritmos existentes, como el filtro de Kalman restringido de tipo smooth (SCKF) e introducir otros nuevos, como dos variaciones de un DEKF iterativo en coordenadas

dependientes.

4.4.2. Estimadores de estado probabilísticos en MBSD

A continuación se introducen los diferentes filtros que se probarán en este benchmark. En lugar de considerarlos a todos como métodos derivados del filtro de Kalman lineal (KF) [75], se detallarán sus características específicas que afectan a cada planteamiento en términos de no-linealidades, presencia o no de restricciones en el espacio-estado, etc.

Una clasificación inicial fundamental sobre los estimadores de estado consiste en la distinción entre aquéllos cuyo *vector de estado* contiene sólo coordenadas independientes y aquellos que incluyen un conjunto completo redundante de coordenadas dependientes.

La primera de estas familias de estimadores es la mayor y comprende los métodos más antiguos ya que son aquéllos que aparecen en teoría de control y estimación. Estos métodos consideran un vector de estado en un espacio n -dimensional Euclideo ($\hat{\mathbf{q}} \in \mathbf{R}^n$) sin restricciones. Se asume por tanto que cada coordenada es, en principio, totalmente independiente de las demás. La segunda familia se corresponde con *métodos en coordenadas dependientes* que han sido propuestos en la literatura para afrontar el caso de dependencias dentro del vector de estado, que es lo que sucede precisamente en la MBSD, p. ej. vía $\Phi(\hat{\mathbf{q}}) = \mathbf{0}$.

En este apartado primero se exploran las soluciones enfocadas a formulaciones en coordenadas independientes, y después se consideran métodos en coordenadas dependientes en la sección 4.4.2. En todos los casos se presentan directamente las ecuaciones de cada filtro como deberían ser aplicadas a un problema de estimación MBSD. En la tabla 4.4.2 se describen los símbolos que serán utilizados en los siguientes subapartados.

Filtros en coordenadas dependientes

Filtro de Kalman extendido en tiempo discreto CEKF:

Esta formulación ha sido descrita en trabajos previos [76] pero será reproducida aquí para conveniencia del lector. La principal idea de esta formulación es adaptar las ecuaciones del MBS a la estructura del KF. En la forma más básica, la dinámica de un MBS se describe conforme fue presentada en la ecuación 4.6.

Dado que las ecuaciones del MBS están expresadas en forma de ecuaciones diferenciales en tiempo continuo, el CEKF debe ser seleccionado inicialmente. La formulación empleada se basa en la matriz-R y fue presentada en la sección 4.2.1.

4.4 Observación de estados en MBSD

Símbolo	Descripción
n	Número de coordenadas dependientes
m	Número de restricciones
$g = n - m$	Número de grados de libertad
\mathbf{z}	Vector de coordenadas independientes
$\mathbf{q} = \mathbf{q}(\mathbf{z})$	Vector de coordenadas dependientes
$\Phi(\mathbf{q}) = 0$	Ecuaciones de restricción
$\Phi_{\mathbf{q}}, \Phi_{\mathbf{x}}$	Jacobiano de Φ con respecto a $\hat{\mathbf{q}}, \hat{\mathbf{x}}$
\mathbf{M}	Matriz de masas
\mathbf{Q}	Vector de fuerzas generalizadas
$\mathbf{x}, \hat{\mathbf{x}}$	Valor real y estimación del vector de estados
$\hat{\mathbf{x}}_k^-, \hat{\mathbf{x}}_k^+$	Estimación de la media en el instante k antes y después de la actualización
$\mathbf{P}_k^-, \mathbf{P}_k^+$	Estimación de la covarianza en el instante k antes y después de la actualización
$\mathbf{f}(\cdot), \mathbf{f}_{\mathbf{x}}, \mathbf{f}_{\mathbf{q}}$	Modelo de transición y su Jacobiano con respecto a $\hat{\mathbf{x}}$ y $\hat{\mathbf{q}}$
$\mathbf{h}(\cdot), \mathbf{h}_{\mathbf{x}}, \mathbf{h}_{\mathbf{q}}$	Modelo de observación (sensor) y su jacobiano con respecto a $\hat{\mathbf{x}}$ y $\hat{\mathbf{q}}$
\mathbf{o}_k	Medidas del sensor en el instante k
Σ^P	Matriz de covarianza del ruido del sistema
Σ^S	Matriz de covarianza del ruido del sensor
\mathbf{K}	Matriz de ganancia de Kalman
\mathbf{I}_N	Matriz unitaria de $N \times N$ elementos

Tabla 4.1: Notación empleada en la estimación de parámetros en MBS

Si el estado se define por medio del vector $\mathbf{x}^\top = \{\mathbf{z}^\top, \dot{\mathbf{z}}^\top\}$, resulta que la ecuación 4.16 adopta la forma

$$\begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{z}} \\ \ddot{\mathbf{z}} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{z}} \\ \bar{\mathbf{M}}^{-1}\mathbf{Q} \end{Bmatrix} \Rightarrow \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}) \quad (4.18)$$

Estas ecuaciones se adaptan perfectamente al filtro de Kalman extendido (EKF), por lo que pueden ser directamente aplicadas. En particular, la matriz de transición de espacio de estado se obtiene mediante linealización

$$\alpha = \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ \frac{\partial (\bar{\mathbf{M}}^{-1}\mathbf{q})}{\partial \mathbf{z}} & \frac{\partial (\bar{\mathbf{M}}^{-1}\mathbf{q})}{\partial \dot{\mathbf{z}}} \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

que pueden ser aproximadas por

$$\alpha \simeq \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \quad (4.20a)$$

$$\alpha_{21} = -\bar{\mathbf{M}}^{-1}\mathbf{R}^\top (\bar{\mathbf{K}}\mathbf{R} + 2\mathbf{R}_q\mathbf{R}\dot{\mathbf{z}}) \quad (4.20b)$$

$$\alpha_{22} = -\bar{\mathbf{M}}^{-1}\mathbf{R}^\top (\bar{\mathbf{C}}\mathbf{R} + \mathbf{M}\dot{\mathbf{R}}) \quad (4.20c)$$

donde $\bar{\mathbf{K}}$ y $\bar{\mathbf{C}}$ son las matrices de rigidez y amortiguación, respectivamente. En este caso, el tamaño del problema es $2g$, siendo g igual al número de d.o.f.. A continuación se introduce la *fase de corrección* [38], que aúna la información de los sensores dentro del filtro, dando lugar a

$$\dot{\mathbf{z}} - \hat{\mathbf{z}} + \bar{\mathbf{K}}^z(\mathbf{y} - \mathbf{o}) = \mathbf{0} \quad (4.21a)$$

$$\bar{\mathbf{M}}\dot{\mathbf{z}} - \mathbf{q} + \bar{\mathbf{M}}\bar{\mathbf{K}}^z(\mathbf{y} - \mathbf{o}) = \mathbf{0} \quad (4.21b)$$

Para integrar numéricamente el resultado del filtro se selecciona como integrador implícito la regla trapezoidal

$$\hat{\mathbf{z}}_{n+1} = \frac{2}{\Delta t}\hat{\mathbf{z}}_{n+1} - \left(\frac{2}{\Delta t}\hat{\mathbf{z}}_n + \hat{\mathbf{z}}_n \right) \quad (4.22a)$$

$$\hat{\mathbf{z}}_{n+1} = \frac{2}{\Delta t}\hat{\mathbf{z}}_{n+1} - \left(\frac{2}{\Delta t}\hat{\mathbf{z}}_n + \hat{\mathbf{z}}_n \right) \quad (4.22b)$$

Combinando las ecuaciones 4.21 y 4.22 se obtiene el siguiente sistema no lineal

$$\begin{cases} \mathbf{g}_1(\hat{\mathbf{x}}_{n+1}) = \mathbf{0} \\ \mathbf{g}_2(\hat{\mathbf{x}}_{n+1}) = \mathbf{0} \end{cases} \Rightarrow \mathbf{g}(\hat{\mathbf{x}}_{n+1}) = \mathbf{0} \quad (4.23)$$

Este sistema se puede resolver iterativamente, p. ej. por medio del método de Newton-Raphson, empleando la siguiente matriz Jacobiana aproximada

$$\frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \frac{2}{\Delta t}\mathbf{I} & -\mathbf{I} \\ \mathbf{R}^\top \bar{\mathbf{K}}\mathbf{R} & \mathbf{R}^\top (\bar{\mathbf{C}}\mathbf{R} + \mathbf{M}\dot{\mathbf{R}}) + \frac{2}{\Delta t}\bar{\mathbf{M}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{K}}^z \mathbf{h}_z & \bar{\mathbf{K}}^z \mathbf{h}_{\dot{z}} \\ \bar{\mathbf{M}}\bar{\mathbf{K}}^z \mathbf{h}_z & \bar{\mathbf{M}}\bar{\mathbf{K}}^z \mathbf{h}_{\dot{z}} \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

donde \mathbf{h}_z y $\mathbf{h}_{\dot{z}}$ son las partes de posición y velocidad de la matriz Jacobiana de medida.

Filtro de Kalman extendido en tiempo discreto (DEKF):

Este filtro es una versión en tiempo discreto del CEKF descrito arriba. Una diferencia clave entre el CEKF y el resto de estimadores enumerados hasta ahora que operan en tiempos de paso discretos radica en que la formulación de éstos consiste en dos etapas claramente separadas: *transición de estado* (también denominada predicción) y *actualización de estado*. La primera se basa en el modelo de

transición del sistema (ecuaciones dinámicas) mientras que el segundo incluye la información de los sensores, u *observación* en contraste con el CEKF en el que ambas fases tienen lugar en sólo una.

Cada etapa se compone de ecuaciones diferentes para actualizar el vector de estado y la matriz de covarianza. Comenzando con la fase de predicción, las ecuaciones del EKF en su forma más genérica son

$$\hat{\mathbf{x}}_k^- = \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}}_{k-1}^+) \quad (4.25a)$$

$$\mathbf{P}_k^- = \mathbf{f}_{\mathbf{x}k-1} \mathbf{P}_{k-1}^+ \mathbf{f}_{\mathbf{x}k-1}^\top + \Sigma_{k-1}^P \quad (4.25b)$$

donde $\mathbf{f}(\cdot)$ se emplea para el modelo de transición del sistema. Considerando ahora el vector de estado de un estimador de un MBS en coordenadas independientes, $\hat{\mathbf{x}}^\top = \{\hat{\mathbf{z}}^\top, \dot{\hat{\mathbf{z}}}^\top\}$, y asumiendo un método de Euler para la integración numérica con paso de tiempo Δt , éste se puede agrupar en una forma que se ajusta a la función requerida por la función de transición del EKF $\mathbf{f}(\cdot)$

$$\hat{\mathbf{x}}_k^- = \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}}_{k-1}^+) \quad \longrightarrow \quad \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{z}}_k \\ \dot{\hat{\mathbf{z}}}_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{z}}_{k-1} + \Delta t \dot{\hat{\mathbf{z}}}_{k-1} \\ \dot{\hat{\mathbf{z}}}_{k-1} + \Delta t \ddot{\hat{\mathbf{z}}}_{k-1} \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

Aquí, la única incógnita es el vector de aceleraciones \mathbf{z}_{k-1} para el instante de tiempo anterior, que debe ser calculado resolviendo las ecuaciones de movimiento del MBS como en la ecuación 4.16. Así, el Jacobiano del modelo de transición $\mathbf{f}_{\mathbf{x}}$ tiene una simple y clara estructura

$$\mathbf{f}_{\mathbf{x}} \equiv \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \hat{\mathbf{x}}} = \frac{\partial}{\partial \{\hat{\mathbf{z}}, \dot{\hat{\mathbf{z}}}\}} \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{z}} + \Delta t \dot{\hat{\mathbf{z}}} \\ \dot{\hat{\mathbf{z}}} + \Delta t \ddot{\hat{\mathbf{z}}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_g & \Delta t \mathbf{I}_g \\ \mathbf{0}_{g \times g} & \mathbf{I}_g \end{bmatrix} \quad (4.27)$$

Con respecto a la matriz de covarianza Σ_{k-1}^P de la ecuación 4.25, ésta aparece para la incertidumbre adicional del nuevo estado $\hat{\mathbf{x}}_k$, que se atribuye físicamente a fuerzas no modeladas y errores en la parametrización del mecanismo (p. ej. longitudes de las barras, inercias, etc.). Asumiendo ruido Gaussiano independiente e idénticamente distribuido para cada coordenada independiente, su estructura resulta

$$\Sigma_{k-1}^P = \left[\begin{array}{c|c} \sigma_{\dot{\mathbf{z}}}^2 \mathbf{I}_g & \mathbf{0}_{g \times g} \\ \hline \mathbf{0}_{g \times g} & \sigma_{\mathbf{z}}^2 \mathbf{I}_g \end{array} \right] \quad (4.28)$$

donde los parámetros $\sigma_{\dot{\mathbf{z}}}$ y $\sigma_{\mathbf{z}}$ representan la desviación estándar del ruido asumido en posición y velocidad respectivamente.

La segunda fase del método DEKF, la *actualización*, incorpora las lecturas del

sensor para mejorar la estimación

$$\tilde{\mathbf{y}}_k = \mathbf{o}_k - \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}_k^-) \quad (4.29a)$$

$$\mathbf{S}_k = \mathbf{h}_{\mathbf{x}k} \mathbf{P}_k^- \mathbf{h}_{\mathbf{x}k}^\top + \Sigma_k^S \quad (4.29b)$$

$$\mathbf{K}_k = \mathbf{P}_k^- \mathbf{h}_{\mathbf{x}k}^\top \mathbf{S}_k^{-1} \quad (4.29c)$$

$$\hat{\mathbf{x}}_k^+ = \hat{\mathbf{x}}_k^- + \mathbf{K}_k \tilde{\mathbf{y}}_k \quad (4.29d)$$

$$\mathbf{P}_k^+ = (\mathbf{I}_g - \mathbf{K}_k \mathbf{h}_{\mathbf{x}k}) \mathbf{P}_k^- \quad (4.29e)$$

donde $\tilde{\mathbf{y}}_k$ se corresponde con el modelo de observación del sistema, de modo que $\mathbf{h}(\cdot)$ en 4.29a es el error o disparidad (innovación) entre las lecturas esperadas del sensor y su valor real (\mathbf{o}_k). La matriz de covarianza o *covarianza en la innovación* \mathbf{S}_k de la ecuación 4.29b representa la incertidumbre en el estado del sistema proyectada a través de la función del sensor ($\mathbf{h}_{\mathbf{x}k} \mathbf{P}_k^- \mathbf{h}_{\mathbf{x}k}^\top$) más un ruido Gaussiano adicional originado por el propio sensor Σ_k^S . Valores pequeños de \mathbf{S}_k significa que la observación introduce información útil para restringir la estimación del estado del sistema. Evaluando el término temporal \mathbf{K}_k , conocido como *ganancia de Kalman*, se puede actualizar la media y la covarianza de la estimación, en las ecuaciones 4.29d y 4.29e respectivamente. Estos valores son usados posteriormente como entrada en la siguiente iteración del próximo paso de tiempo de este filtro iterativo.

DEKF con sensor virtual de aceleraciones DIEKF_{acc}:

La versión iterativa del EKF es más apropiada para manejar no-linealidades en los modelos del sistema y debería proveer estimaciones más precisas gracias a la reducción de los errores introducidos por las aproximaciones lineales de primer orden de la función de observación en problema de optimización por mínimos cuadrados subyacente [38].

En este apartado se pretende explotar estas posibilidades mediante la definición de un estimador Filtro de Kalman extendido en tiempo discreto iterativo (DIEKF) sobre el estado dinámico completo del sistema, incluyendo sus aceleraciones, esto es, $\hat{\mathbf{x}}^\top = \{\hat{\mathbf{z}}^\top, \hat{\dot{\mathbf{z}}}^\top, \hat{\ddot{\mathbf{z}}}^\top\}$. Entonces, se aumentará la función de observación para incluir, no sólo los sensores reales sino también las observaciones virtuales de las aceleraciones independientes conforme a como deberían ser atendiendo a las ecuaciones del movimiento. Para cada paso de tiempo, el estimador lleva a cabo un proceso iterativo que finaliza cuando se encuentra el estado que mejor se ajuste a las lecturas del sensor y a las aceleraciones esperadas.

La fase de predicción es similar a la del DEKF en la ecuación 4.25, donde la función de transición y su Jacobiano son modificados para incluir las aceleraciones en el vector de estado. Asumiendo un modelo de movimiento con aceleración

constante y un integrador de Euler, se tiene

$$\begin{bmatrix} \hat{\mathbf{z}}_k \\ \dot{\hat{\mathbf{z}}}_k \\ \ddot{\hat{\mathbf{z}}}_k \end{bmatrix} = \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}}_{k-1}) = \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{z}}_{k-1} + \Delta t \dot{\hat{\mathbf{z}}}_{k-1} \\ \dot{\hat{\mathbf{z}}}_{k-1} + \Delta t \ddot{\hat{\mathbf{z}}}_{k-1} \\ \ddot{\hat{\mathbf{z}}}_{k-1} \end{bmatrix} \quad (4.30a)$$

$$\mathbf{f}_{\mathbf{x}} \equiv \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \{\hat{\mathbf{z}}, \dot{\hat{\mathbf{z}}}, \ddot{\hat{\mathbf{z}}}\}} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_g & \Delta t \mathbf{I}_g & \mathbf{0}_{g \times g} \\ \mathbf{0}_{g \times g} & \mathbf{I}_g & \Delta t \mathbf{I}_g \\ \mathbf{0}_{g \times g} & \mathbf{0}_{g \times g} & \mathbf{I}_g \end{bmatrix} \quad (4.30b)$$

La diferencia entre el DEKF y el DIEKF se deriva de la fase de actualización, que ahora se convierte en una evaluación iterativa de los términos $\hat{\mathbf{x}}_i^+$, $\mathbf{K}_{k,i}$ y $\mathbf{P}_{k,i}$ con $i = 0, 1, \dots$ el contador de iteraciones. En este caso, las ecuaciones de actualización resultan

$$\mathbf{K}_{k,i} = \mathbf{P}_k^- \mathbf{h}_{\mathbf{x}k,i}^\top \underbrace{(\mathbf{h}_{\mathbf{x}k,i} \mathbf{P}_k^- \mathbf{h}_{\mathbf{x}k,i}^\top + \Sigma_k^S)^{-1}}_{\text{Covarianza de innovación}} \quad (4.31a)$$

$$\hat{\mathbf{x}}_{k,i}^+ = \hat{\mathbf{x}}_k^- + \mathbf{K}_{k,i} \underbrace{(\mathbf{o}_k - \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}_{k,i}^+))}_{\text{Innovación}} \quad (4.31b)$$

$$\mathbf{P}_k^+ = (\mathbf{I}_g - \mathbf{K}_{k,i} \mathbf{h}_{\mathbf{x}k,i}) \mathbf{P}_k^- \quad (4.31c)$$

La iteración finaliza cuando el incremento en el vector de estado es inferior a un umbral predeterminado. Nótese que la operación más costosa (4.31c), puede ser evaluada sólo una vez después de que termina el proceso iterativo para una mayor eficiencia.

Filtro de Kalman Unscented (UKF):

El UKF es una evolución de la familia de filtros de Kalman que está especialmente indicado en sistemas cuyos modelos de transición y observación presentan fuertes no-linealidades [77]. Puesto que las fases de predicción y actualización en este filtro son iguales que en el DEKF, la característica diferenciadora del UKF radica en que se evita la aproximación por desarrollo de Taylor de primer orden en la propagación de las variables aleatorias Gaussianas a través de las funciones de transición y observación. En lugar de ello, un conjunto de muestras son elegidas determinísticamente a partir de las distribuciones Gaussianas, transformadas por medio de la correspondiente función, y son convertidas de nuevo en una distribución paramétrica, p. ej. utilizándose para calcular la media y la covarianza del correspondiente Gaussiano. Como se muestra en [77], este planteamiento captura la media y la covarianza correcta posterior hasta una expansión de tercer orden del desarrollo de Taylor, en contraste con el primer orden del DEKF y la mayoría

del resto de métodos. A cambio, su coste computacional en general es superior al de métodos más sencillos.

Para el presente benchmark, el vector de estado del UKF se compone de las coordenadas independientes y sus velocidades, esto es, $\hat{\mathbf{x}}^\top = \{\hat{\mathbf{z}}^\top, \dot{\hat{\mathbf{z}}}^\top\}$. Como se menciona arriba, cada iteración del filtro está formada por las dos mismas etapas que el DEKF, con la única diferencia que se mostrará a continuación. Denominando la dimensionalidad del espacio de estados $|\hat{\mathbf{x}}|$ como L , un total de $2L + 1$ muestras deterministas (o *sigma points*) χ_i con $i = 0, \dots, 2L$ son generadas partir de la media $\hat{\mathbf{x}}_{k-1}^+$ y la covarianza \mathbf{P}_{k-1}^+ , cada una con un diferente peso W_i . Posteriormente, las muestras son transformadas mediante una función de transición de Euler directa idéntica a la empleada en los filtros previos, y la predicción de la media $\hat{\mathbf{x}}_k^-$ y la covarianza \mathbf{P}_k^- son estimadas a partir de éstas. Un proceso similar se aplica a la propagación de la incertidumbre en las observaciones, teniendo en cuenta la incertidumbre tanto en el estado del sistema como en el ruido del sensor (como los dos términos de la covarianza en la innovación del DEKF). Las ecuaciones de este filtro no reproducidas aquí pueden encontrarse en [77].

Filtros en coordenadas dependientes

Un problema de los filtros vistos en los apartados anteriores es que se tiene una estimación directa de un valor y una incertidumbre para sólo las coordenadas independientes de un MBS. Esto implica tener que resolver los problemas de posición y velocidad en cada instante de la simulación para cada valor que adoptan estas coordenadas, con el consiguiente coste computacional. Por esta razón puede ser deseable tener las restricciones del MBS dentro de las ecuaciones del observador, aunque no se ajusten a las ecuaciones del KF de una forma tan obvia. A continuación se exploran dos formas diferentes de conseguir ésto.

Filtro de Kalman Extendido en Tiempo Continuo (CEKF):

Este filtro está basado en el algoritmo propuesto en [78]. El estado $\hat{\mathbf{x}}$ se construye con el conjunto total de coordenadas y velocidades del sistema, $\hat{\mathbf{q}}$ y $\dot{\hat{\mathbf{q}}}$. La función de transición del SCKF se construye asumiendo el integrador de Euler directo

$$\hat{\mathbf{x}}_k^- = \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}}_{k-1}^+) \quad \longrightarrow \quad \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{q}}_k \\ \dot{\hat{\mathbf{q}}}_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{q}}_{k-1} + \Delta t \dot{\hat{\mathbf{q}}}_{k-1} \\ \dot{\hat{\mathbf{q}}}_{k-1} + \Delta t \ddot{\hat{\mathbf{q}}}_{k-1} \end{bmatrix} \quad (4.32)$$

Así, el Jacobiano del modelo de transición es como sigue

$$\mathbf{f}_x \equiv \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \{\hat{\mathbf{q}}, \dot{\hat{\mathbf{q}}}\}} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_n & \Delta t \mathbf{I}_n \\ \mathbf{0}_{n \times n} & \mathbf{I}_n \end{bmatrix} \quad (4.33)$$

y la matriz de covarianza se actualiza

$$\mathbf{P}_k^- = \mathbf{f}_x \mathbf{P}_{k-1}^+ \mathbf{f}_x^\top + \Sigma^P \quad (4.34)$$

Después de la actualización, la medida es actualizada pero sólo teniendo en cuenta aquella procedente de los sensores

$$\mathbf{K}_k = \mathbf{P}^- \mathbf{h}^\top (\mathbf{h} \mathbf{P}^- \mathbf{h}^\top + \Sigma^S)^{-1} \quad (4.35)$$

$$\hat{\mathbf{x}}_{k,0}^+ = \hat{\mathbf{x}}_k^- + \mathbf{K}_k (\mathbf{o}_k - \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}_k^-)) \quad (4.36)$$

Hasta aquí, este es el algoritmo de un EKF convencional, pero en este instante no se espera que los estados cumplan las restricciones, por lo que comienza un proceso iterativo. En primer lugar, la matriz de debilidad inicial ξ_0 es calculada como sigue

$$\xi_0 = \alpha \Phi_x \mathbf{P}_{k,0}^+ \Phi_x^\top \quad (4.37)$$

donde α es un parámetro de sintonización. Esta matriz de debilidad contiene el ruido virtual a añadir a las restricciones del MBS para garantizar la convergencia del problema. La actualización iterativa es como sigue

$$\mathbf{K} = \mathbf{P}_{k,i}^+ \Phi_x + (\Phi_x \mathbf{P}_{k,i}^+ \Phi_x^\top + \xi_i)^{-1} \quad (4.38)$$

$$\hat{\mathbf{x}}_{k,i+1}^+ = \hat{\mathbf{x}}_{k,i}^+ - \mathbf{K} \begin{bmatrix} \Phi(\hat{\mathbf{x}}_{k,i}^+) \\ \dot{\Phi}(\hat{\mathbf{x}}_{k,i}^+) \end{bmatrix} \quad (4.39)$$

$$\mathbf{P}_{k,i+1}^+ = (\mathbf{I} - \mathbf{K} \Phi_x) \mathbf{P}_{k,i}^+ (\mathbf{I} - \mathbf{K} \Phi_x)^\top + \mathbf{K}_{k,i} \xi_i \mathbf{K}_{k,i}^\top \quad (4.40)$$

$$\xi_{i+1} = \xi_i e^{-\beta} \quad (4.41)$$

siendo β otro parámetro de sintonización. Este proceso iterativo finaliza cuando la restricciones de posición Φ y velocidad $\dot{\Phi}$ se ajustan a una determinada tolerancia.

DIEKF con medidas perfectas (DIEKFpm):

Otro planteamiento a partir del DIEKF estándar con restricciones en el espacio de estados es aquel que emplea las denominadas *medidas perfectas* [79]. La idea principal consiste en aumentar el vector de observaciones $\mathbf{h}(\mathbf{x})$ para incluir observaciones virtuales que recogen el cumplimiento de las restricciones cinemáticas de posición y velocidad. La función aumentada de observaciones $\mathbf{h}'(\mathbf{x})$ es fuertemente no-lineal, por lo que la aplicación de un estimador iterativo puede reducir los errores de linealización a valores aceptables.

Para el presente benchmark, el vector de estado de este estimador se compone de las coordenadas generalizadas del MBS y sus derivadas, esto es, $\hat{\mathbf{x}}^\top = \{\hat{\mathbf{q}}^\top, \dot{\hat{\mathbf{q}}}^\top\}$. Por su parte, el vector de observación aumentado $\mathbf{h}'(\mathbf{x})$ se compone de las medidas reales del sensor $\mathbf{h}(\mathbf{x})$ y de las relaciones cinemáticas de posición y velocidad, de modo que $\mathbf{h}'(\mathbf{x})^\top = [\mathbf{h}(\mathbf{x})^\top \ \Phi(\mathbf{x})^\top \ \dot{\Phi}(\mathbf{x})^\top]$. Esto afecta al cálculo de la innovación (o residuo), que debe comparar el error del valor real de las lecturas del sensor y el error actual de la restricción con respecto a sus predicciones k e índices de iteración i . El valor de la predicción de las restricciones será siempre cero, p. ej.

$$\mathbf{y}_{k,i} = \begin{bmatrix} \mathbf{o}_k \\ \mathbf{0}_{2n \times 1} \end{bmatrix} - \mathbf{h}'(\hat{\mathbf{x}}_{k,i}) = \begin{bmatrix} \mathbf{o}_k - \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}_{k,i}) \\ -\Phi(\hat{\mathbf{x}}_{k,i}) \\ -\dot{\Phi}(\hat{\mathbf{x}}_{k,i}) \end{bmatrix} \quad (4.42)$$

El adjetivo “perfectas” que da nombre a este método proviene de asumir que no existe error en la fuente de los sensores virtuales. En la práctica, esto implica el uso de una matriz de covarianza del sensor extendida $\Sigma_k^{S'}$ con la estructura

$$\Sigma_k^{S'} = \begin{bmatrix} \Sigma_k^S & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (4.43)$$

A parte de estas consideraciones, el DEKF iterativo sigue las mismas ecuaciones de predicción y actualización que la versión introducida para el DIEKF.

4.4.3. Resultados experimentales

Los seis métodos expuestos en la sección previa han sido implementados en Matlab para el caso específico del mecanismo de cuatro barras mostrado en la figura 4.8 que incorpora un giróscopo ruidoso en el eslabón acoplador como único sensor. Como se ha mencionado, se han evaluado niveles crecientes de dos tipos de errores: (i) imprecisiones en el modelo (en particular, una incorrección en la fuerza actuante de la gravedad) y (ii) el ruido del sensor. Para cada método y nivel de ruido se ejecutan 100 veces los observadores y se calculan los valores medios de las magnitudes medidas con objeto de obtener resultados estadísticamente significativos. Con un tiempo de paso (Δ_t) fijo de 5 ms, cada ejecución simula 15 segundos del sistema real (*ground-truth*) y el observador de estados.

Atendiendo al tiempo computacional empleado por cada método, los resultados son representados en la figura 4.9 en forma de ratio entre tiempo computacional y tiempo-real, donde los valores medios inferiores significa que son los más rápidos, siendo por debajo del tiempo para valores inferiores a 1.0. El tiempo computacional es un parámetro crucial cuando el objetivo del observador es el de realimentar

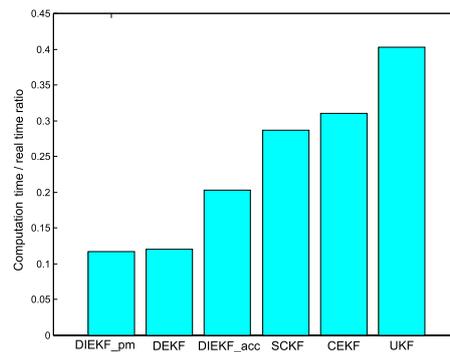
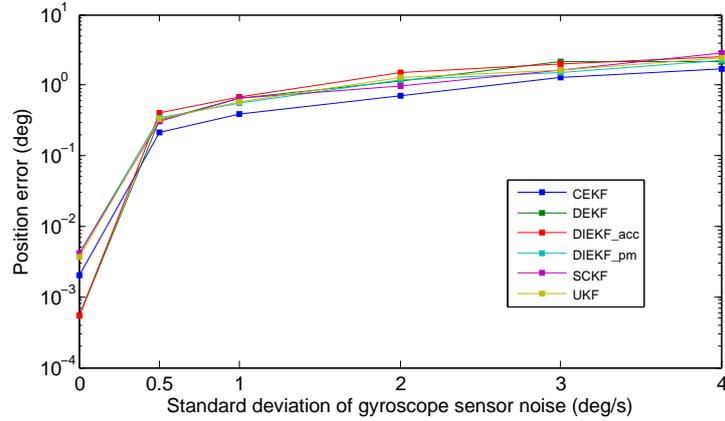


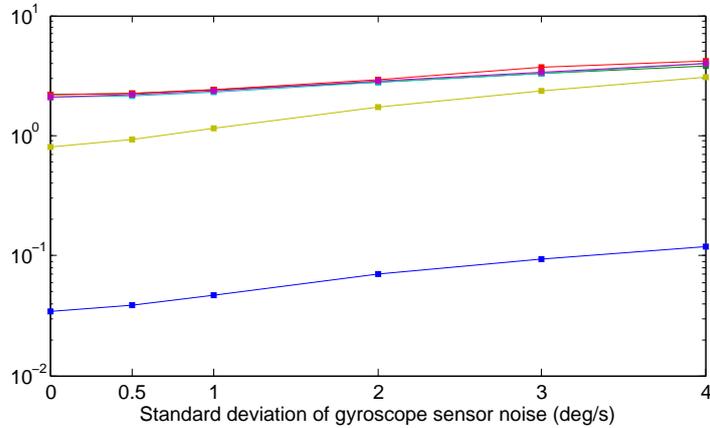
Figura 4.9: Tiempo de ejecución para cada método comparado

un bucle de control donde, como se ha comentado, es obligatorio conseguir velocidades superiores al tiempo-real. Como se puede apreciar en la figura 4.9, todos los métodos consiguen este propósito a pesar del uso de MATLAB como lenguaje de programación, y de la ausencia de optimización en el código. Se puede observar que el DIEKF con medidas perfectas (DIEKF_pm) y el DEKF son los métodos más eficientes. La eficiencia DIEKF_pm se consigue gracias a su rápida convergencia y a que no existen problemas separados de posición y velocidad, como sucede en los métodos con coordenadas independientes.

Cuando se expone el MBS a errores de modelado particularizados como la disparidad entre la fuerza asumida como fuerza de la gravedad, no se encuentran diferencias significativas entre el comportamiento de los estimadores comparados. Estos resultados pueden reflejar el hecho de que todos los métodos son suficientemente robustos para tolerar un amplio rango de errores en el modelo del sistema mientras el sensor suministre información capaz de corregirlos. Los resultados para niveles crecientes de error del sensor (giróscopo) son resumidos en la figura 4.10. La figura 4.10(a) representa la RMSE del d.o.f del mecanismo, promediado sobre las 100 repeticiones de cada caso ensayado. Es interesante que la mayoría de los métodos exhiben un resultado muy similar. Cuando se trabaja con estimadores probabilísticos, la RMSE no es el único indicador de precisión que debería ser utilizado en las comparativas. La figura 4.10(b) también muestra el valor medio de la distancia de Mahalanobis (MD) desde la estimación hasta el ground-truth para cada método durante el mismo experimento. Esta distancia se basa en la correlación de variables y es y resulta de gran utilidad en la determinación de la similitud entre dos muestras, siendo una conocida y la otra desconocida. En este caso se utiliza para medir el grado de aproximación de las gráficas correspondientes a los datos estimados y a los medidos. Bajos valores de MD reflejan (i) una alta precisión de la estimación media, ó (ii) un filtro que es muy pesimista en su estimación de la



(a) media cuadrática del error (RMSE)



(b) Distancia media de Mahalanobis

Figura 4.10: Resultados frente a errores en el sensor

incertidumbre. Esta es la razón por la que la MD debe ser contrastada con los valores de la RMSE. En este caso, una baja RMSE y MD del CEKF significa que es bastante preciso tanto en los valores estimados como en su incertidumbre. Para el resto de métodos, un umbral de 3.0 en la MD es el límite típico para considerar que un filtro es estadísticamente consistente. En otras palabras, una MD por encima de este nivel indica que el filtro se excede en la confianza de sus estimaciones. El CEKF y el UKF son los únicos métodos que no incurren en este exceso de confianza a lo largo del rango completo de ruidos en el sensor utilizados en los ensayos, con el resto de métodos convirtiéndose en inconsistentes en el mismo punto.

Capítulo 5

Modelado del vehículo eCARM

5.1. Introducción

En el capítulo 2 se presentaron varios planteamientos para el análisis dinámico de vehículos. Como fue comentado, uno de los modelos que pueden simular el comportamiento dinámico de un vehículo es el basado en la Dinámica de Sistemas Multicuerpo (MBSD). En el capítulo 4 se ha presentado una introducción a esta disciplina. Por su parte, el modelo simplificado de bicicleta apareció como uno de los modelos más utilizados tanto para el diseño de controladores como para la implementación de técnicas de estimación de parámetros.

En la primera parte de este capítulo se utilizarán algunas de las técnicas expuestas para el análisis y la simulación de un Sistema Multicuerpo (*Multibody System* (MBS) aplicadas al vehículo eléctrico del grupo de automática, robótica y mecatrónica (eCARM).

En la segunda parte se aplicarán los conceptos básicos sobre dinámica del automóvil para la elaboración de un modelo simplificado del eCARM que podrá ser ejecutado en tiempo real en un ordenador embebido en paralelo con algunos de los módulos de la arquitectura de control que será presentada en el capítulo 6. Además, este modelo contemplará la dinámica del sistema de propulsión del vehículo a partir de un modelo también simplificado de motor eléctrico.

5.2. Modelo multicuerpo

Las herramientas informáticas comerciales no ofrecen la versatilidad suficiente para definir con total libertad el tipo de configuración de cualquier vehículo. Particularmente, en casos como el del eCARM donde aparece un sistema de suspensión poco habitual está especialmente indicado el uso de algún programa específico

que permita modelar un vehículo con suspensión de tipo MacPherson en la parte delantera y un eje rígido con barra Panhard en la parte trasera. Además, el tipo de chasis adaptado específicamente a este vehículo y con un reparto de masas caracterizado por la incorporación de ocho baterías hace necesario disponer de una gran flexibilidad en el modelado, aspecto que normalmente no contemplan los programas de propósito general. Otro aspecto a tener en cuenta es la posibilidad de implementar nuevas formulaciones, *solvers* o aquellas técnicas de simulación derivadas de la investigación en este ámbito. Por último, el coste de un programa comercial especializado en dinámica de vehículos puede llegar a suponer un importante inconveniente para decantarse por esta opción. Todos estos motivos apuntan a la utilización de algún procedimiento no comercial alternativo, como puede ser la utilización de modelos multicuerpo o simplificados personalizados.

En el capítulo anterior se han establecido las bases para la simulación dinámica eficiente y robusta de cualquier MBS en el plano bidimensional. No obstante, para obtener un modelo multicuerpo que contemple aspectos de un vehículo como el sistema de dirección o el de suspensión es necesario trabajar en el espacio tridimensional. Esto implica que se debe tener en cuenta que cada sólido pasa a tener 6 grados de libertad (d.o.f.). Las coordenadas naturales representarán coordenadas cartesianas de cada sólido y componentes cartesianas de algún vector unitario adjunto a él [63].

La formulación utilizada se corresponde con una formulación aumentada Lagrangiana de índice 3 (I3AL) ([80]) y se ha implementado empleando librerías programadas en los lenguajes C++ y Fortran90, desarrolladas en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica (LIM) de la Universidad de La Coruña en El Ferrol.

5.2.1. Identificación de puntos característicos

Lo más habitual a la hora de plantear la elaboración de un modelo tridimensional de vehículo para su análisis dinámico es la identificación de una serie de puntos estratégicos a partir de los cuales se va a caracterizar su cadena cinemática. Estos puntos se denominan puntos característicos o *Hard-points*, y son utilizados en la fase de modelado de algunos de los paquetes comerciales más importantes del mercado, como por ejemplo Adams/Car, de MSC Software. En el caso del modelado mediante coordenadas naturales, la selección de estos puntos se lleva a cabo teniendo en cuenta la repercusión de éstos sobre el número de variables y la complejidad del sistema al que darán lugar. Además, se debe considerar que los puntos que se elijan deben ser susceptibles de ser medidos, de manera que el modelo tridimensional que se construya represente al vehículo de la forma más

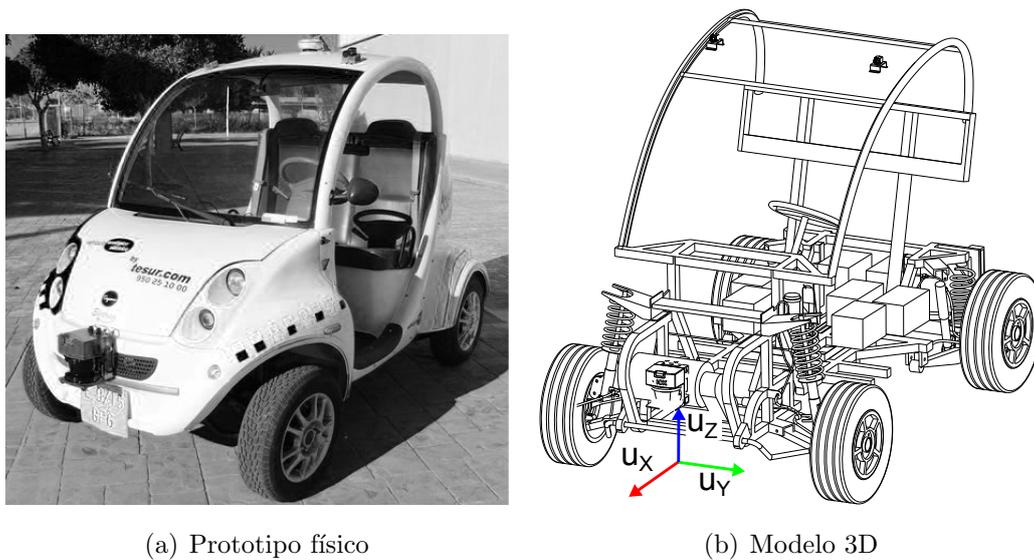


Figura 5.1: Vehículo eléctrico

fiel posible. A continuación se mostrará el proceso de selección de estos puntos en base a imágenes y mediciones sobre los diferentes sistemas que componen vehículo analizado.

Conjunto de suspensión delantera: Como se ha comentado en la introducción, el sistema de suspensión delantera del eCARM es de tipo MacPherson. En la figura 5.2 se aprecia una imagen de los elementos que componen este sistema. Por tanto, la elección de los puntos debe tener en cuenta el movimiento del brazo de suspensión, de la mangueta, del amortiguador y de las bieletas de dirección en maniobras de giro y de compresión-distensión de dicho sistema. Existen numerosos trabajos donde se relacionan los aspectos geométricos de esta configuración [81]. Por tanto, se llevará a cabo la selección de coordenadas naturales de estos elementos atendiendo a estos criterios. El resultado del modelado se puede ver en la figuras 5.2(c) y 5.2(d).

Cremallera de dirección: Si se seleccionan las coordenadas naturales de la cremallera de dirección en las articulaciones que la unen a las bieletas de dirección, el número de variables del modelo no se incrementa, sino que simplemente se deberán introducir nuevas restricciones de sólido rígido. Por este motivo se utilizan los puntos 50 y 51 mostrados en la figura 5.13, que son puntos compartidos por la cremallera y por las bieletas. La articulación entre estos elementos se considera como un par ideal de revolución en el espacio, es decir, como una junta esférica.

Tirantes traseros: Estos elementos se modelan a partir de un punto perteneciente al chasis y otro a un extremo del eje trasero, y se corresponden con

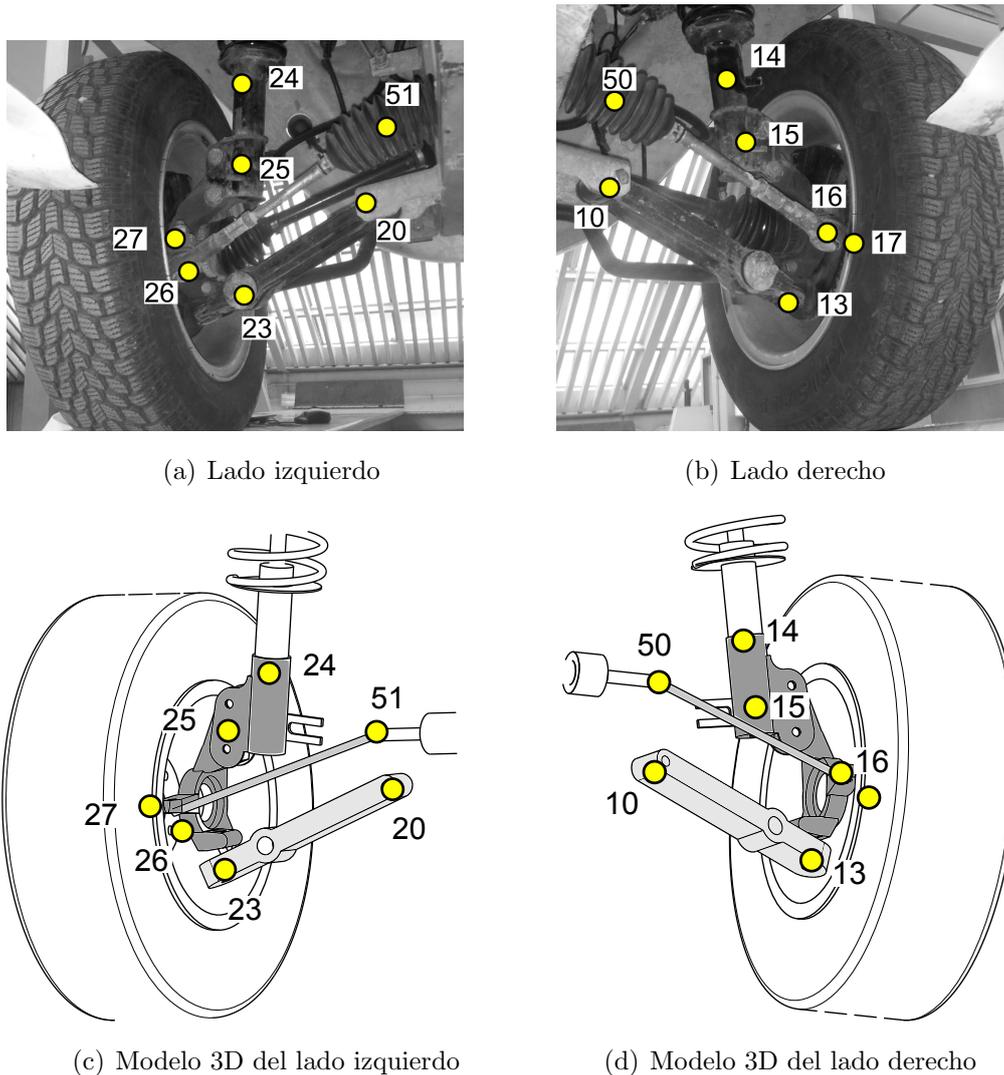


Figura 5.2: Conjunto suspensión delantera de tipo MacPherson

las coordenadas naturales coincidentes en un par de revolución que restringe el movimiento entre estos elementos. Por tanto, estos puntos no introducen nuevas variables en el sistema, salvo las ecuaciones de restricción que dictaminan una distancia constante entre ambos. Como se puede ver en la figura 5.4, los puntos seleccionados se denominan 62-30 y 63-40 para el lado derecho e izquierdo respectivamente.

Eje trasero: El eje trasero comparte puntos con el chasis, con los amortiguadores traseros, los tirantes, los bujes de rueda y la barra estabilizadora trasera. Por tanto, se han seleccionado dichos puntos como coordenadas naturales que se añaden al vector de coordenadas generalizadas junto con las coordenadas de los puntos identificados hasta ahora. En la figura 5.5 se muestra una imagen con los



(a) Cremallera en el prototipo



(b) Modelo de cremallera

Figura 5.3: Cremallera de dirección

puntos identificados en el eje, y su correspondiente modelo tridimensional.

Barra estabilizadora trasera: Al igual que sucede con las bieletas de dirección y con los tirantes, este elemento comparte puntos con otros sólidos, y al ser utilizados como las coordenadas naturales que lo definen no se introducen nuevas variables sino que sólo se deberán añadir ecuaciones de restricción. Como se puede ver en la figura 5.6, la barra estabilizadora trasera también denominada barra Panhard se modela a partir del punto 33 perteneciente al chasis, y el punto 70 perteneciente al eje trasero. Esta barra es la encargada de restringir el movimiento lateral del eje trasero, y aporta estabilidad al vehículo.

5.2.2. Definición de variables

Atendiendo a lo explicado en el capítulo anterior, cada elemento del vehículo que se introduce en el modelo multicuerpo debe contener un conjunto mínimo de variables (coordenadas de puntos y vectores) tal que su movimiento en el espacio quede totalmente definido. Así, por ejemplo, se pueden utilizar bases compuestas de dos puntos y un vector unitario no alineados, tres puntos no alineados o un punto y dos vectores unitarios distintos en cada sólido. Adicionalmente se añadirán coordenadas relativas de ángulo y distancia que permitan una directa observación de variables de interés en el sistema así como la introducción de fuerzas y restricciones cinemáticas relacionadas con elementos clave del prototipo físico.

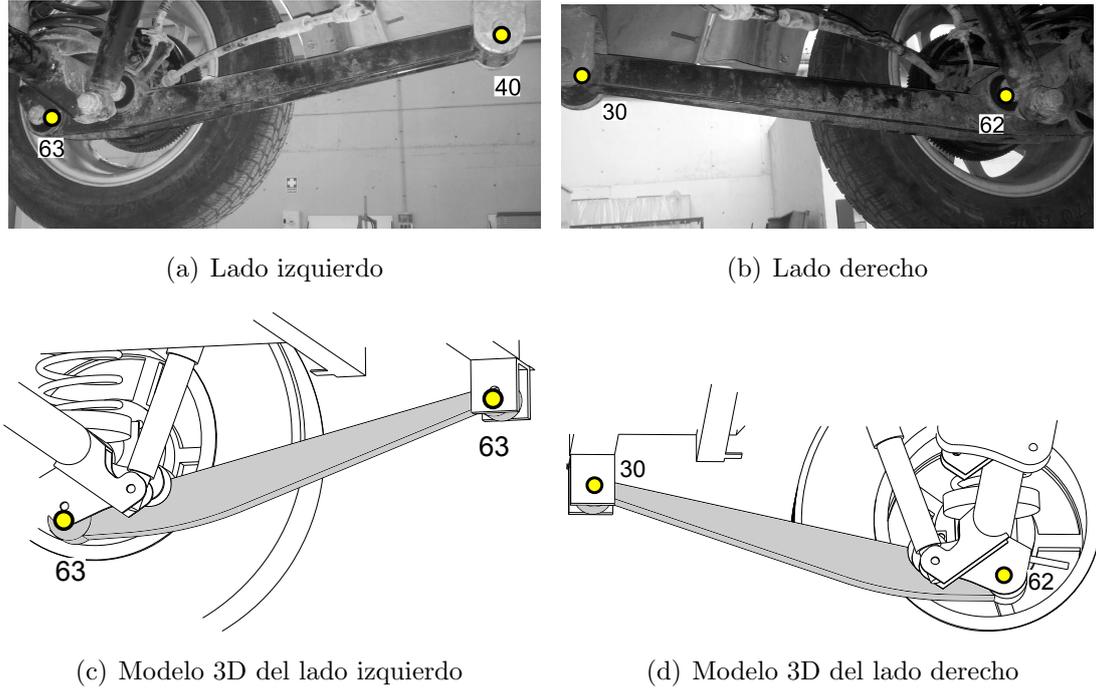


Figura 5.4: Tirantes traseros

Restricciones de sólido rígido

Con carácter general, cada sólido introducido en el modelo debe venir acompañado de un número de ecuaciones de restricción igual al número de variables utilizadas en su modelización menos el número de d.o.f. en el espacio considerado, en este caso 6.

Estas restricciones son las primeras que se definen y resultan de considerar que se están modelando elementos que se comportan idealmente como sólidos rígidos indeformables. La ecuación 5.1 presentada a continuación impone la condición de longitud constante. Además la ecuación 5.2 permite establecer la condición de vector unitario. Finalmente, la ecuación 5.3 define el producto escalar constante de manera que se mantenga constante el ángulo entre el vector unitario \mathbf{u} y el vector definido por los puntos p_i y p_j .

$$\mathbf{r}_{i,j} \cdot \mathbf{r}_{i,j} - L_{i,j}^2 = 0 \quad (5.1)$$

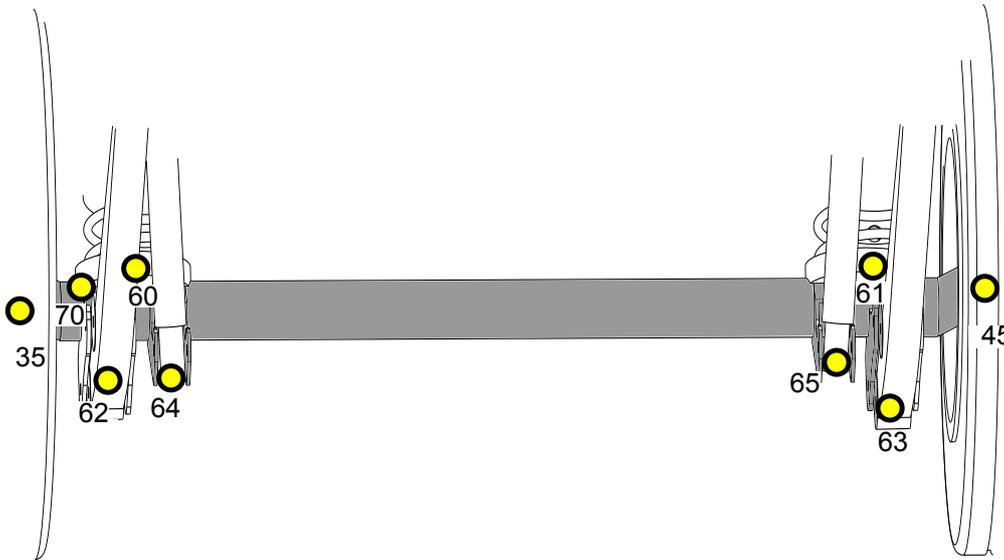
$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{u} - 1 = 0 \quad (5.2)$$

$$\mathbf{r}_{i,j} \cdot \mathbf{u} - L_{i,j}^2 \cos \phi = 0 \quad (5.3)$$

donde i y j son los índices de dos puntos cualesquiera de un sólido como el representado en la figura 5.7(a), junto con un vector unitario \mathbf{u} sirven para modelarlo empleando 9 coordenadas naturales. Expresando estas ecuaciones a partir de sus



(a) Elemento real



(b) Modelo 3D

Figura 5.5: Eje trasero

componentes escalares, la condición de sólido rígido de un cuerpo cualquiera en el espacio se puede expresar como

$$(x_j - x_i)^2 + (y_j - y_i)^2 + (z_j - z_i)^2 - L_{i,j}^2 = 0 \quad (5.4)$$

$$u_x^2 + u_y^2 + u_z^2 - 1 = 0 \quad (5.5)$$

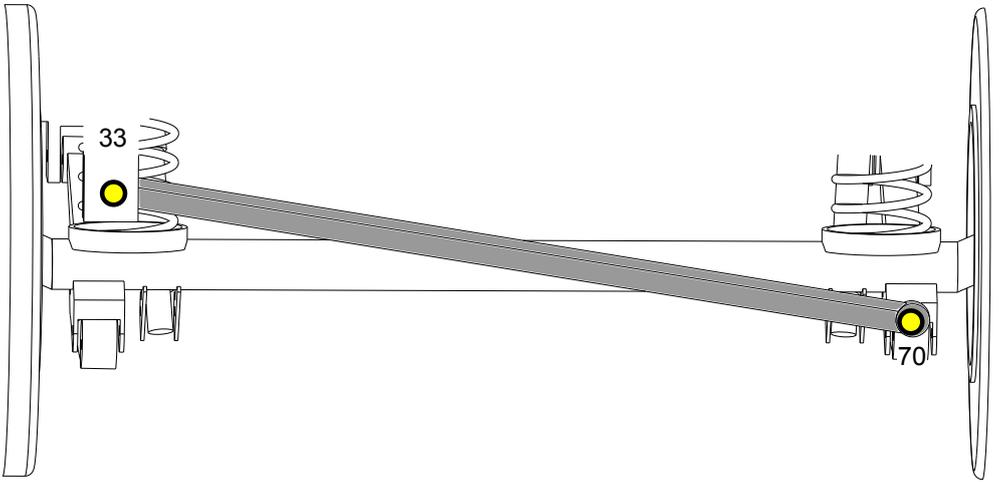
$$(x_j - x_i)u_x + (y_j - y_i)u_y + (z_j - z_i)u_z - c = 0 \quad (5.6)$$

En el caso de que, por conveniencia en el modelado, se introduzcan puntos o vectores adicionales, se utilizarán ecuaciones de combinación lineal que los relacionen con una base tridimensional definida para modelizar el elemento. Las bases 3D se construyen por tanto para la definición de sólidos complejos como por ejemplo el chasis o las manguetas de dirección, y con carácter general se formarán a partir de dos puntos y dos vectores unitarios, por medio de tres puntos y un vector unitario o mediante un punto y tres vectores unitarios.

En la figura 5.7(b) se muestra el modelado de un sólido empleando una base



(a) Elemento real



(b) Modelo 3D

Figura 5.6: Barra Panhard

formada por los puntos y los vectores, expresada como $[\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i \mid \mathbf{u}_m \mid \mathbf{u}_n]$. En primer lugar se define la condición de sólido rígido de ésta mediante las siguientes ecuaciones

$$\mathbf{r}_{i,j} \cdot \mathbf{r}_{i,j} - L_{i,j}^2 = 0 \quad (5.7a)$$

$$\mathbf{u}_m \cdot \mathbf{u}_m - 1 = 0 \quad (5.7b)$$

$$\mathbf{u}_n \cdot \mathbf{u}_n - 1 = 0 \quad (5.7c)$$

$$\mathbf{r}_{i,j} \cdot \mathbf{u}_m - L_{i,j}^2 \cos \alpha = 0 \quad (5.7d)$$

$$\mathbf{r}_{i,j} \cdot \mathbf{u}_n - L_{i,j}^2 \cos \beta = 0 \quad (5.7e)$$

$$\mathbf{u}_m \cdot \mathbf{u}_n \cos \gamma = 0 \quad (5.7f)$$

Posteriormente, se puede expresar cualquier punto o vector adicional en términos de la base 3D mediante combinaciones lineales de ésta. Así por ejemplo, el punto

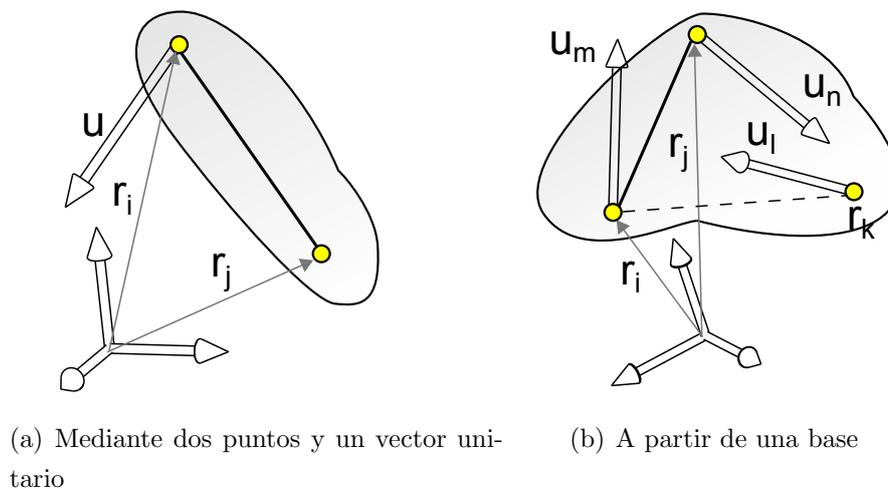


Figura 5.7: Modelado de sólidos rígidos mediante coordenadas naturales.

p_k y el vector \mathbf{u}_l se pueden definir como

$$\mathbf{r}_k - \mathbf{r}_i = (\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i)a_1 + \mathbf{u}_m a_2 + \mathbf{u}_n a_3 = [\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i \mid \mathbf{u}_m \mid \mathbf{u}_n] \mathbf{a} \quad (5.8a)$$

$$\mathbf{u}_l = (\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i)b_1 + \mathbf{u}_m b_2 + \mathbf{u}_n b_3 = [\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i \mid \mathbf{u}_m \mid \mathbf{u}_n] \mathbf{b} \quad (5.8b)$$

siendo \mathbf{a} y \mathbf{b} dos coeficientes de proporcionalidad.

Restricciones de par cinemático

Al igual que en el caso plano, el número de ecuaciones que es necesario introducir para definir un par de cinemático es igual al número total de d.o.f. del sólido rígido original (6 en el caso tridimensional) menos el número de d.o.f. que permite dicho par. En la medida de lo posible, se compartirán puntos y vectores unitarios entre los sólidos que conforman el par, especialmente en aquellos en los que éstos se encuentran unidos físicamente en un punto material como en el caso de un par de revolución, prismático o cilíndrico. Este hecho origina una disminución en el número de ecuaciones de restricción a introducir por cada par cinemático. Un ejemplo de restricción de par cinemático es el que tiene lugar en las deslizaderas, donde la ecuación

$$\mathbf{u} \wedge \mathbf{r}_{i,j} = 0 \quad (5.9)$$

establece que los vectores \mathbf{u}_k y \mathbf{r}_{ij} permanezcan alineados, esto es, que su producto vectorial sea constante. En la figura 5.8(a) se representa una restricción de alineación entre los puntos p_i y p_j , en la que además se ha denominado s a la distancia entre ambos. Desarrollando la ecuación 5.9 en términos de sus componentes

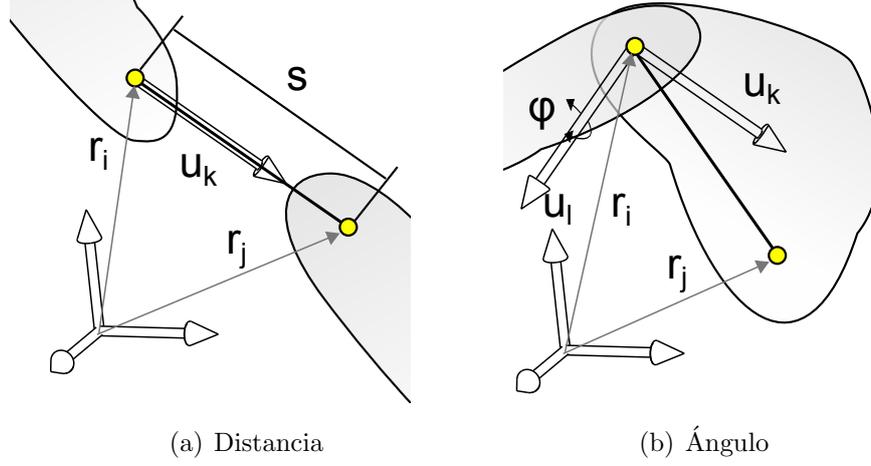


Figura 5.8: Restricciones de coordenadas relativas. En (a) se define la coordenada s como la distancia entre dos sólidos. En (b) la coordenada ψ se mide el ángulo entre dos elementos

escalares esta restricción se puede expresar como

$$(y_j - y_i)u_z - (z_j - z_i)u_y = 0 \quad (5.10a)$$

$$(z_j - z_i)u_x - (x_j - x_i)u_z = 0 \quad (5.10b)$$

$$(x_j - x_i)u_y - (y_j - y_i)u_x = 0 \quad (5.10c)$$

de donde sólo dos de estas tres ecuaciones son independientes. Éstas serán las que correspondan a las dos mayores componentes del vector unitario \mathbf{u} .

Restricciones de coordenadas relativas

Finalmente se van a utilizar ecuaciones de restricción para relacionar las coordenadas relativas adicionales, que definen variables de distancia y de ángulo, de la forma en la que se muestra en la figura 5.8.

$$(\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i) \cdot (\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i) - s^2 = 0 \quad (5.11)$$

$$\mathbf{u}_k \cdot (\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i) - \cos \psi = 0 \quad (5.12)$$

$$\mathbf{u}_k \wedge (\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i) - \mathbf{u}_l L_{i,j} \sin \psi = 0 \quad (5.13)$$

La ecuación 5.11 introduce la coordenada relativa s como la distancia entre los puntos p_i y p_j . Las ecuaciones 5.12 y 5.13 introducen una coordenada de ángulo. A pesar de que las ecuaciones de ángulo son linealmente dependientes entre sí, se suelen utilizar de forma conjunta para evitar problemas numéricos en los pasos por valores cercanos a múltiplos de $\pi/2$.

La ecuación 5.11 se puede expresar como una única ecuación escalar en la forma

$$(x_k - x_j)(x_i - x_j) + (y_k - y_j)(y_i - y_j) + (z_k - z_j)(z_i - z_j) - L_{i,j}L_{j,k} \cos \phi = 0 \quad (5.14)$$

Sin embargo, la ecuación 5.13 da lugar a las siguientes tres ecuaciones

$$(y_i - y_j)(z_k - z_j) - (z_i - z_j)(y_k - y_j) - u_x L_{i,j}L_{j,k} \sin \phi = 0 \quad (5.15a)$$

$$(z_i - z_j)(x_k - x_j) - (x_i - x_j)(z_k - z_j) - u_y L_{i,j}L_{j,k} \sin \phi = 0 \quad (5.15b)$$

$$(x_i - x_j)(y_k - y_j) - (y_i - y_j)(x_k - x_j) - u_z L_{i,j}L_{j,k} \sin \phi = 0 \quad (5.15c)$$

de entre las que ha de seleccionarse aquélla en la que se obtiene una mayor componente del vector unitario \mathbf{u} .

5.2.3. Modelado del vehículo

En el capítulo 4 se presentaron los fundamentos sobre la aplicación de la MBSD al diseño de máquinas. Como es común en este ámbito, los mecanismos suelen estar anclados a tierra en al menos uno de sus componentes, que se considera inmóvil. El centro de coordenadas global se coloca en alguno de sus puntos. La particularidad que presenta el modelado de un vehículo con respecto a otros tipos de máquinas recae en el hecho de que el eslabón considerado como tierra es un sólido que a su vez dispone de seis grados de libertad. Por lo demás, el movimiento relativo del resto de sólidos con respecto a él tiene las mismas características que en cualquier otra máquina.

Para una mayor claridad, los puntos representados en las figuras que aparecen en esta sección serán referidos como p_i , siendo i el número de punto al que se referencia la figura de cada elemento en cuestión.

Sólidos rígidos

Chasis: Estructuralmente es el componente más importante del vehículo, ya que sirve de soporte al resto de piezas. A nivel de modelado esta característica se tiene en cuenta para seleccionar el sistema de coordenadas móvil. La figura 5.9 muestra la representación tridimensional del chasis en base a la cual se han extraído los puntos y vectores necesarios para su modelado. Este sólido se modela a partir de una base compuesta por un punto y tres vectores. Dicho punto se denomina p_1 y los vectores son \mathbf{u}_1 , \mathbf{u}_2 y \mathbf{u}_3 . Posteriormente se definen los puntos p_2 , p_{10} , p_{12} , p_{20} , p_{22} , p_{30} , p_{32} , p_{40} , p_{42} y p_{33} como combinaciones lineales en la base que define al chasis. El objetivo de estos puntos, entre otros, es el de disponer de puntos en el chasis para la definición de relaciones cinemáticas con el resto de

sólidos móviles conectados a él. Estos puntos y vectores se traducen en la introducción en el modelo de 42 variables, que son las tres componentes cartesianas de cada uno de estos vectores y puntos. A continuación se muestran las ecuaciones de restricción que se añaden al vector de restricciones Φ

$$\mathbf{u}_1 \cdot \mathbf{u}_1 - 1 = 0 \quad (5.16a)$$

$$\mathbf{u}_2 \cdot \mathbf{u}_2 - 1 = 0 \quad (5.16b)$$

$$\mathbf{u}_3 \cdot \mathbf{u}_3 - 1 = 0 \quad (5.16c)$$

$$\mathbf{u}_1 \cdot \mathbf{u}_2 = 0 \quad (5.16d)$$

$$\mathbf{u}_2 \cdot \mathbf{u}_3 = 0 \quad (5.16e)$$

$$\mathbf{u}_1 \cdot \mathbf{u}_3 = 0 \quad (5.16f)$$

$$(5.16g)$$

Las ecuaciones 5.16 conforman la restricción del sólido rígido chasis en el espacio tridimensional. Para definir correctamente el resto del puntos del chasis con objeto de adjuntar a él el resto de sólidos se establecen las siguientes relaciones de combinación lineal (ecuaciones 5.17)

$$\mathbf{r}_{1,2} - \alpha_2 \cdot \mathbf{u}_1 - \beta_2 \cdot \mathbf{u}_2 - \gamma_2 \cdot \mathbf{u}_3 = 0 \quad (5.17a)$$

$$\mathbf{r}_{1,10} - \alpha_{10} \cdot \mathbf{u}_1 - \beta_{10} \cdot \mathbf{u}_2 - \gamma_{10} \cdot \mathbf{u}_3 = 0 \quad (5.17b)$$

$$\mathbf{r}_{1,12} - \alpha_{12} \cdot \mathbf{u}_1 - \beta_{12} \cdot \mathbf{u}_2 - \gamma_{12} \cdot \mathbf{u}_3 = 0 \quad (5.17c)$$

$$\mathbf{r}_{1,20} - \alpha_{20} \cdot \mathbf{u}_1 - \beta_{20} \cdot \mathbf{u}_2 - \gamma_{20} \cdot \mathbf{u}_3 = 0 \quad (5.17d)$$

$$\mathbf{r}_{1,22} - \alpha_{22} \cdot \mathbf{u}_1 - \beta_{22} \cdot \mathbf{u}_2 - \gamma_{22} \cdot \mathbf{u}_3 = 0 \quad (5.17e)$$

$$\mathbf{r}_{1,30} - \alpha_{30} \cdot \mathbf{u}_1 - \beta_{30} \cdot \mathbf{u}_2 - \gamma_{30} \cdot \mathbf{u}_3 = 0 \quad (5.17f)$$

$$\mathbf{r}_{1,32} - \alpha_{32} \cdot \mathbf{u}_1 - \beta_{32} \cdot \mathbf{u}_2 - \gamma_{32} \cdot \mathbf{u}_3 = 0 \quad (5.17g)$$

$$\mathbf{r}_{1,40} - \alpha_{40} \cdot \mathbf{u}_1 - \beta_{40} \cdot \mathbf{u}_2 - \gamma_{40} \cdot \mathbf{u}_3 = 0 \quad (5.17h)$$

$$\mathbf{r}_{1,42} - \alpha_{42} \cdot \mathbf{u}_1 - \beta_{42} \cdot \mathbf{u}_2 - \gamma_{42} \cdot \mathbf{u}_3 = 0 \quad (5.17i)$$

$$\mathbf{r}_{1,30} - \alpha_{30} \cdot \mathbf{u}_1 - \beta_{30} \cdot \mathbf{u}_2 - \gamma_{30} \cdot \mathbf{u}_3 = 0 \quad (5.17j)$$

Estas ecuaciones de restricción adicionales se añaden al vector Φ , de modo que se tienen 36 ecuaciones de restricción para 42 coordenadas, con lo que el número de d.o.f del chasis resulta ser 6, tal y como se estableció. Las propiedades de masa e inercia se definen experimentalmente y con ayuda de herramientas de diseño asistido por ordenador (CAD). La masa se obtiene a partir de la masa del vehículo medida en báscula menos la masa estimada de los componentes que conforman la masa no suspendida. La inercia se obtiene a partir del CAD y la ubicación del

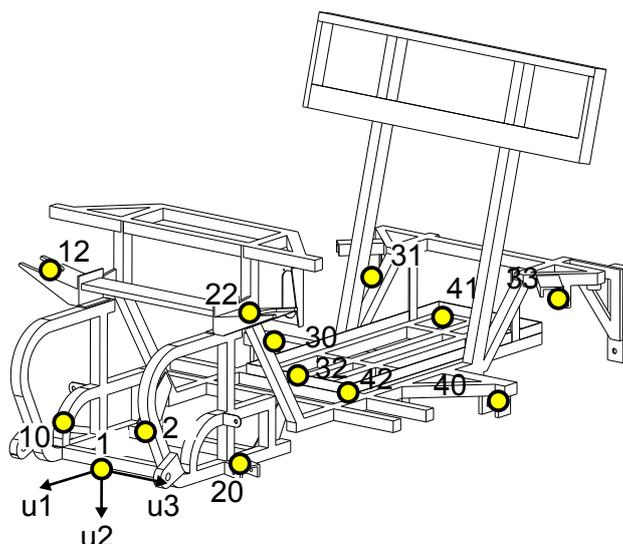


Figura 5.9: Modelado del chasis

centro de gravedad (cog) se obtiene también experimentalmente gracias a la utilización de un dinamómetro y un puente grúa.

Brazo de suspensión derecho: Este sólido se modela mediante una base compuesta por dos puntos y dos vectores. Los puntos son p_{10} y p_{13} , y los vectores son \mathbf{u}_1 y \mathbf{u}_{10} , de modo que el vector \mathbf{u}_{10} siempre será perpendicular al plano formado por p_{10} , p_{13} y \mathbf{u}_1 . Dado que \mathbf{u}_1 y p_{10} ya habían sido definidos previamente, la incorporación de este sólido añade 6 nuevas variables al vector de coordenadas generalizadas. El punto p_{10} es compartido por este sólido y el chasis, por lo que se utiliza para definir un par de revolución entre ambos. El resto de restricciones impuestas se definen a continuación mediante las ecuaciones 5.18 a 5.22

$$\mathbf{u}_{10} \cdot \mathbf{u}_{10} - 1 = 0 \quad (5.18)$$

$$\mathbf{u}_1 \cdot \mathbf{u}_{10} - \cos \phi_{1,10} = 0 \quad (5.19)$$

$$\mathbf{u}_1 \cdot \mathbf{r}_{10,13} - L_{10,13} = 0 \quad (5.20)$$

$$\mathbf{u}_{10} \cdot \mathbf{r}_{10,13} = 0 \quad (5.21)$$

$$\mathbf{r}_{10,13} \cdot \mathbf{r}_{10,13} - L_{10,13}^2 = 0 \quad (5.22)$$

Brazo de suspensión izquierdo: Análogamente, para este elemento se tiene

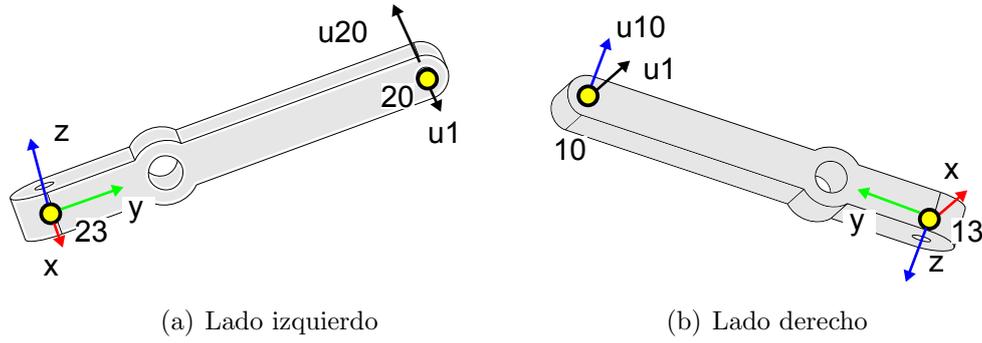


Figura 5.10: Modelado de brazos de suspensión

que

$$\mathbf{u}_{20} \cdot \mathbf{u}_{20} - 1 = 0 \quad (5.23)$$

$$\mathbf{u}_1 \cdot \mathbf{u}_{20} - \cos \phi_{1,20} = 0 \quad (5.24)$$

$$\mathbf{u}_1 \cdot \mathbf{r}_{20,23} - L_{20,23} = 0 \quad (5.25)$$

$$\mathbf{u}_{20} \cdot \mathbf{r}_{20,23} = 0 \quad (5.26)$$

$$\mathbf{r}_{20,23} \cdot \mathbf{r}_{20,23} - L_{20,23}^2 = 0 \quad (5.27)$$

Mangueta derecha: La base que define este cuerpo se compone de tres puntos no alineados y un vector. Los puntos son p_{13}, p_{14} y p_{16} y el vector es \mathbf{u}_{12} .

Además se define un punto adicional p_{17} con objeto de definir el par de revolución entre la mangueta y la rueda delantera derecha. Por último, el punto p_{15} se define para poder establecer la dirección en la que el muelle amortiguador lleve a cabo su movimiento de extensión y compresión

El resto de restricciones impuestas se definen a continuación mediante las siguientes ecuaciones

$$\mathbf{u}_{12} \cdot \mathbf{u}_{12} - 1 = 0 \quad (5.28)$$

$$\mathbf{r}_{13,14} \cdot \mathbf{r}_{13,14} - L_{13,14}^2 = 0 \quad (5.29)$$

$$\mathbf{r}_{14,16} \cdot \mathbf{r}_{14,16} - L_{14,16}^2 = 0 \quad (5.30)$$

$$\mathbf{r}_{14,16} \cdot \mathbf{r}_{14,16} - L_{14,16}^2 = 0 \quad (5.31)$$

$$\mathbf{r}_{14,13} \cdot \mathbf{r}_{14,16} - \cos \phi_{14-13,14-16} = 0 \quad (5.32)$$

$$\mathbf{r}_{14,13} \cdot \mathbf{u}_{12} - \cos \phi_{14-13,12} = 0 \quad (5.33)$$

$$\mathbf{r}_{14,16} \cdot \mathbf{u}_{12} - \cos \phi_{14-16,12} = 0 \quad (5.34)$$

$$\mathbf{r}_{14,15} - \alpha_{15} \cdot \mathbf{r}_{14,13} - \beta_{15} \cdot \mathbf{r}_{14,16} - \gamma_{15} \cdot \mathbf{u}_{12} = 0 \quad (5.35)$$

$$\mathbf{r}_{14,17} - \alpha_{17} \cdot \mathbf{r}_{14,13} - \beta_{17} \cdot \mathbf{r}_{14,16} - \gamma_{17} \cdot \mathbf{u}_{12} = 0 \quad (5.36)$$

$$\mathbf{r}_{15,14} \wedge \mathbf{r}_{15,12} = 0 \quad (5.37)$$

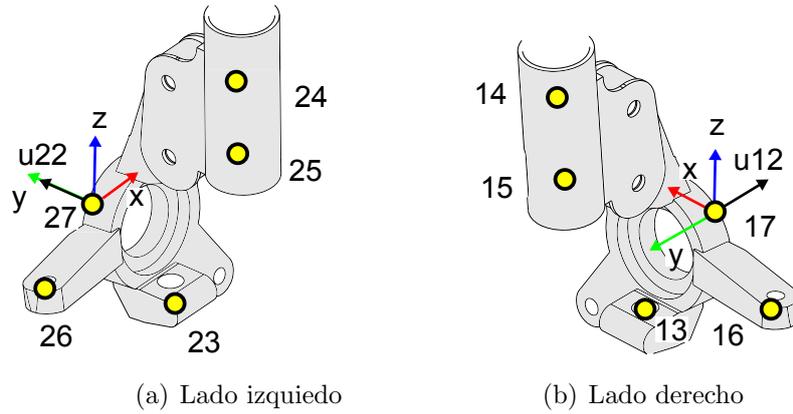


Figura 5.11: Modelado de manguetas de dirección

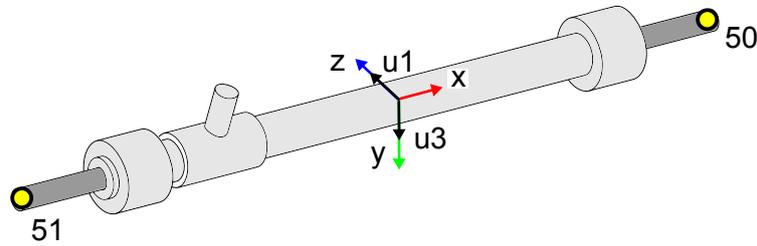


Figura 5.12: Modelado de la cremallera de dirección

Mangueta izquierda: Por simetría, la mangueta izquierda recibe el mismo tratamiento que la derecha. Así, las ecuaciones de restricción a añadir en el vector Φ como consecuencia de introducir este elemento en el sistema son las siguientes

$$\mathbf{u}_{22} \cdot \mathbf{u}_{22} - 1 = 0 \quad (5.38)$$

$$\mathbf{r}_{23,24} \cdot \mathbf{r}_{23,24} - L_{23,24}^2 = 0 \quad (5.39)$$

$$\mathbf{r}_{24,26} \cdot \mathbf{r}_{24,26} - L_{24,26}^2 = 0 \quad (5.40)$$

$$\mathbf{r}_{24,26} \cdot \mathbf{r}_{24,26} - L_{24,26}^2 = 0 \quad (5.41)$$

$$\mathbf{r}_{24,23} \cdot \mathbf{r}_{24,26} - \cos \phi_{24-23,24-26} = 0 \quad (5.42)$$

$$\mathbf{r}_{24,23} \cdot \mathbf{u}_{22} - \cos \phi_{24-23,22} = 0 \quad (5.43)$$

$$\mathbf{r}_{24,26} \cdot \mathbf{u}_{22} - \cos \phi_{24-26,22} = 0 \quad (5.44)$$

$$\mathbf{r}_{24,25} - \alpha_{25} \cdot \mathbf{r}_{24,23} - \beta_{25} \cdot \mathbf{r}_{24,26} - \gamma_{25} \cdot \mathbf{u}_{22} = 0 \quad (5.45)$$

$$\mathbf{r}_{24,27} - \alpha_{27} \cdot \mathbf{r}_{24,23} - \beta_{27} \cdot \mathbf{r}_{24,26} - \gamma_{27} \cdot \mathbf{u}_{22} = 0 \quad (5.46)$$

$$\mathbf{r}_{25,24} \wedge \mathbf{r}_{25,22} = 0 \quad (5.47)$$

Cremallera: Este sólido es modelado a partir de una base definida por dos puntos puntos y dos vectores. Los puntos son p_{50} y p_{51} , y los vectores son \mathbf{u}_1 y \mathbf{u}_3 . Además de las ecuaciones propias de sólido rígido (ecuaciones 5.48 a 5.50),

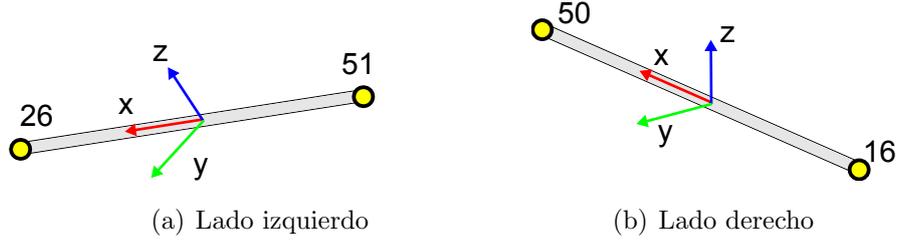


Figura 5.13: Modelado de las bieletas de dirección

para restringir este movimiento se introduce la ecuación 5.51 que establece un par cinemático cilíndrico que permite reproducir el movimiento transversal de la cremallera con respecto al chasis.

$$\mathbf{r}_{50,51} \cdot \mathbf{r}_{50,51} - L_{50,51}^2 = 0 \quad (5.48)$$

$$\mathbf{r}_{50,51} \cdot \mathbf{u}_1 - \cos \phi_{50-51,1} = 0 \quad (5.49)$$

$$\mathbf{r}_{50,51} \cdot \mathbf{u}_3 - \cos \phi_{50-51,3} = 0 \quad (5.50)$$

$$\mathbf{r}_{50,2} \wedge \mathbf{r}_{50,2} = 0 \quad (5.51)$$

Bieleta derecha: Este sólido se define en el espacio tridimensional tan sólo mediante dos puntos (p_{50} y p_{16}).

Esto es debido a que a efectos cinemáticos no se considera el movimiento de rotación con respecto al eje longitudinal de este cuerpo. Esta característica estará presente en todos los sólidos cuyo movimiento sólo sea definido mediante pares de revolución con respecto a sólidos unidos a ambos extremos. Es decir, se trata de sólidos biarticulados o *rods*. A efectos dinámicos, se considera una inercia despreciable en el plano perpendicular a su eje longitudinal. Por tanto, la única ecuación de restricción que es necesario imponer es la de longitud constante (5.52)

$$\mathbf{r}_{50,16} \cdot \mathbf{r}_{50,16} - L_{50,16}^2 = 0 \quad (5.52)$$

Bieleta izquierda: Este sólido recibe el mismo tratamiento que la bieleta del lado derecho. Por simetría, y siguiendo un criterio de nomenclatura coherente se tiene que

$$\mathbf{r}_{51,26} \cdot \mathbf{r}_{51,26} - L_{51,26}^2 = 0 \quad (5.53)$$

Eje trasero: La base de este elemento está constituida por un punto y tres vectores no coplanarios. El punto es p_{45} y los vectores son \mathbf{u}_{71} , \mathbf{u}_{72} y \mathbf{u}_{73} . Adicionalmente, se definen los puntos p_{35} , p_{60} , p_{62} , p_{64} , p_{70} , p_{61} , p_{63} y p_{65} .

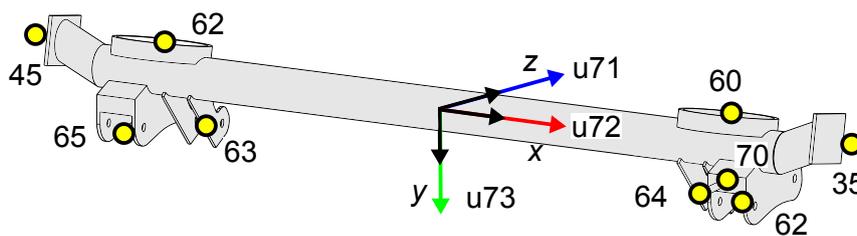


Figura 5.14: Modelado del eje trasero

Los puntos p_{62} y p_{63} se corresponden con el punto de anclaje de este elemento al chasis y a través de los tirantes. El otro punto de conexión con el chasis es el punto p_{70} a través de la barra Panhard. Los puntos p_{60} y p_{61} son introducidos para la definición de las fuerzas de amortiguamiento originadas en el sistema de suspensión trasera. Finalmente, el punto p_{35} es el punto compartido con la rueda trasera derecha. Por su parte, los vectores \mathbf{u}_{71} , \mathbf{u}_{72} y \mathbf{u}_{73} se corresponden con las direcciones $\hat{\mathbf{i}}$, $\hat{\mathbf{j}}$ y $\hat{\mathbf{k}}$ respectivamente. Las ecuaciones de restricción que son necesarias introducir son las siguientes

$$\mathbf{r}_{50,51} \cdot \mathbf{r}_{50,51} - L_{50,51}^2 = 0 \quad (5.54)$$

$$\mathbf{u}_{71} \cdot \mathbf{u}_{71} - 1 = 0 \quad (5.55)$$

$$\mathbf{u}_{72} \cdot \mathbf{u}_{72} - 1 = 0 \quad (5.56)$$

$$\mathbf{u}_{73} \cdot \mathbf{u}_{73} - 1 = 0 \quad (5.57)$$

$$\mathbf{r}_{50,51} \cdot \mathbf{u}_1 - \cos \phi_{50-51,1} = 0 \quad (5.58)$$

$$\mathbf{r}_{50,51} \cdot \mathbf{u}_3 - \cos \phi_{50-51,3} = 0 \quad (5.59)$$

$$(5.60)$$

Tirante de suspensión trasero-derecho: Este elemento se modela mediante dos puntos, tal y como se muestra en la figura 5.15(b). Estos puntos son el p_{62} y el p_{30} . Igual que las bieletas de dirección, este elemento se considera un eslabón biarticulado a partir de pares esféricos, cuya misión es la de mantener una distancia constante entre dos puntos de dos cuerpos diferentes, en este caso del eje trasero y del chasis. Por tanto, este elemento queda restringido mediante sólo una ecuación de longitud constante (5.61)

$$\mathbf{r}_{62,30} \cdot \mathbf{r}_{62,30} - L_{62,30}^2 = 0 \quad (5.61)$$

El centro de coordenadas locales de este elemento está situado en el punto medio del segmento que une p_{62} y el p_{30} . El eje x está contenido en este segmento, y apunta hacia p_{30} .

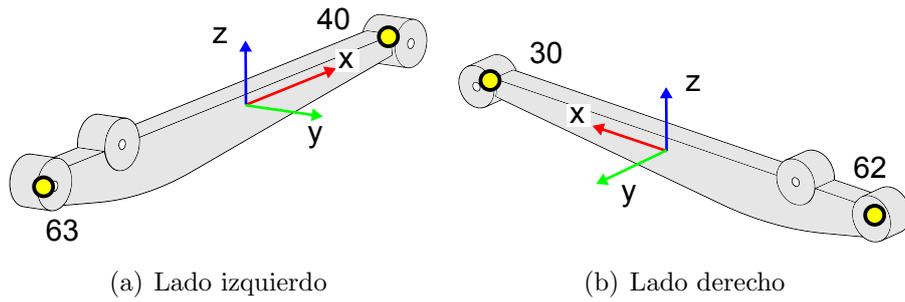


Figura 5.15: Modelado de los tirantes traseros

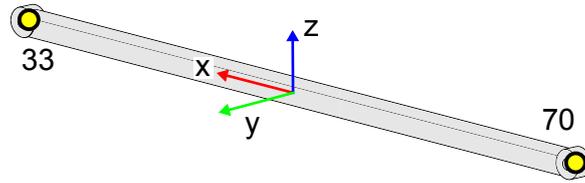


Figura 5.16: Modelado de la barra Panhard

Tirante de suspensión trasero-izquierdo: Como se puede apreciar en la figura, este elemento es simétrico con respecto al del lado derecho. Por tanto recibe el mismo tratamiento que éste. En este caso es modelado por medio de los puntos p_{63} y el p_{40} . El centro de coordenadas locales está situado en el punto medio del segmento que une ambos puntos. Como se observa en la figura 5.15(a), el eje x está contenido en este segmento definido por estos puntos, y apunta hacia p_{40} . La ecuación de restricción que modela este elemento también resulta de la condición de sólido rígido

$$\mathbf{r}_{63,40} \cdot \mathbf{r}_{63,40} - L_{63,40}^2 = 0 \quad (5.62)$$

Barra Panhard: Este elemento también es considerado como una barra biarticulada. Se modela mediante los puntos p_{70} y el p_{33} . Estos puntos además pertenecen al eje trasero y al chasis respectivamente. La figura 5.16 representa la modelización de esta pieza mediante dichos puntos y un sistema de coordenadas local situado en el punto medio de éstos, y con el eje x apuntando hacia p_{33} . La ecuación de sólido rígido que restringe a este componente es

$$\mathbf{r}_{70,33} \cdot \mathbf{r}_{70,33} - L_{70,33}^2 = 0 \quad (5.63)$$

Ruedas: Con la introducción de las cuatro ruedas en el modelo aparecen tres nuevos vectores con cada una, siendo constante el número de puntos ya que éstos son compartidos con elementos que ya han sido definidos previamente (manguetas delanteras y eje trasero). Estos vectores junto con el sistema de referencia local

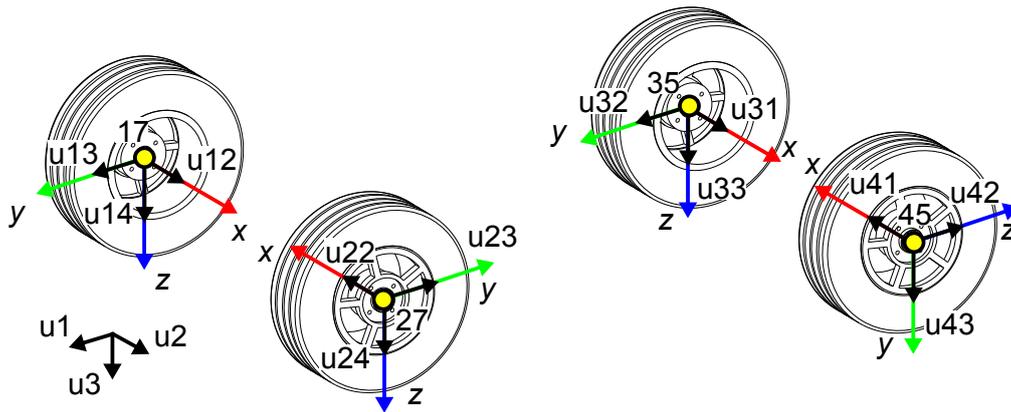


Figura 5.17: Modelado de las ruedas

de cada rueda se muestran en la figura 5.17. Si bien no se definen ecuaciones de restricción por el momento, en el apartado referente a las coordenadas relativas se mostrará cómo estos sólidos introducen cuatro nuevas variables en el modelo, correspondientes a los cuatro ángulos de giro que definen el movimiento de rotación con respecto a sus ejes.

5.2.4. Variables adicionales

Como se comentó en la introducción de este capítulo, es habitual utilizar un número de coordenadas mayor que el número mínimo necesario para la correcta definición de un cuerpo en el espacio tridimensional. Por un lado se encuentran los puntos introducidos como combinación de puntos correspondientes a coordenadas naturales. Por otro lado están las coordenadas relativas que en este caso se van a emplear para modelar el efecto de sensores y actuadores tal y como se comportan realmente. Conviene aclarar que la introducción de fuerzas por ejemplo, se podrían utilizar cargas lineales o momentos equivalentes, aunque la utilización de coordenadas relativas dota de mayor realismo a las simulaciones, especialmente cuando son ejecutadas en tiempo real en combinación con elementos hardware. A continuación se describen las coordenadas relativas empleadas.

Ángulos

Para tener un mayor control sobre el giro de las ruedas se utilizan cuatro coordenadas de relativas de ángulo, denominadas ϕ_{10} , ϕ_{20} , ϕ_{30} y ϕ_{40} . Estas coordenadas permiten además la introducción directa de las fuerzas de tracción en el eje delantero, y además permiten conocer la velocidad y aceleración de las ruedas en (que puede diferir de la velocidad lineal del coche).

Para el caso del eje delantero, los planos de ambas ruedas varían su orientación en función del ángulo de la dirección. Por tanto, los ángulos ϕ_{10} y ϕ_{20} se definen a partir de las ecuaciones 5.64 a 5.67.

$$\mathbf{u}_{14} \cdot \mathbf{r}_{13,14} - (\mathbf{u}_{14} \cdot \mathbf{u}_{12}) \cdot (\mathbf{r}_{13,14} \cdot \mathbf{u}_{12}) - L_{13,14} \cos \phi_{10} = 0 \quad (5.64)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_{14} \wedge \mathbf{r}_{13,14} - (\mathbf{u}_{14} \cdot \mathbf{u}_{12})\mathbf{u}_{12} \wedge \mathbf{r}_{13,14} - (\mathbf{r}_{13,14} \cdot \mathbf{u}_{12})\mathbf{u}_{12} \wedge \mathbf{u}_{12} - \\ \mathbf{u}_{12}L_{13,14} \sin \phi_{10} = 0 \end{aligned} \quad (5.65)$$

$$\mathbf{u}_{14} \cdot \mathbf{r}_{13,14} - (\mathbf{u}_{14} \cdot \mathbf{u}_{12}) \cdot (\mathbf{r}_{13,14} \cdot \mathbf{u}_{12}) - L_{13,14} \cos \phi_{10} = 0 \quad (5.66)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_{24} \wedge \mathbf{r}_{23,24} - (\mathbf{u}_{24} \cdot \mathbf{u}_{22})\mathbf{u}_{22} \wedge \mathbf{r}_{23,24} - (\mathbf{r}_{23,24} \cdot \mathbf{u}_{22})\mathbf{u}_{22} \wedge \mathbf{u}_{22} - \\ \mathbf{u}_{22}L_{23,24} \sin \phi_{20} = 0 \end{aligned} \quad (5.67)$$

En el lado derecho (ecuaciones 5.64 y 5.65), ϕ_{10} se define como la proyección en el plano de la rueda de dos puntos de la mangueta (p_{13} y p_{14}) y un vector contenido en dicho plano. El ángulo se mide alrededor de un tercer vector que debe ser perpendicular a, al menos, uno de los vectores que definen el ángulo medido. En este caso se utiliza el vector. De la misma forma se obtiene el ángulo ϕ_{20} en el lado derecho.

Por otra parte, para las ruedas traseras el problema se simplifica ya que el plano de cada rueda permanece perpendicular al eje transversal del vehículo en todo momento. Este hecho permite utilizar directamente el vector \mathbf{u}_1 como vector de referencia, tal y como se muestra en las ecuaciones 5.68 a 5.71.

$$\mathbf{u}_{32} \cdot \mathbf{u}_1 - (\mathbf{u}_{32} \cdot \mathbf{u}_{31}) \cdot (\mathbf{u}_1 \cdot \mathbf{u}_{31}) - L_{u1} \cos \phi_{30} = 0 \quad (5.68)$$

$$\mathbf{u}_{32} \wedge \mathbf{u}_1 - (\mathbf{u}_{32} \cdot \mathbf{u}_{31})\mathbf{u}_{31} \wedge \mathbf{u}_1 - (\mathbf{u}_1 \cdot \mathbf{u}_{31})\mathbf{u}_{31} \wedge \mathbf{u}_{31} - \mathbf{u}_{31}L_{u1} \sin \phi_{30} = 0 \quad (5.69)$$

$$\mathbf{u}_{42} \cdot \mathbf{u}_1 - (\mathbf{u}_{42} \cdot \mathbf{u}_{41}) \cdot (\mathbf{u}_1 \cdot \mathbf{u}_{41}) - L_{u1} \cos \phi_{40} = 0 \quad (5.70)$$

$$\mathbf{u}_{42} \wedge \mathbf{u}_1 - (\mathbf{u}_{42} \cdot \mathbf{u}_{41})\mathbf{u}_{41} \wedge \mathbf{u}_1 - (\mathbf{u}_1 \cdot \mathbf{u}_{41})\mathbf{u}_{41} \wedge \mathbf{u}_{41} - \mathbf{u}_{41}L_{u1} \sin \phi_{40} = 0 \quad (5.71)$$

Nótese que en ambos casos se utilizan las ecuaciones en términos del seno y el coseno del ángulo considerado. Como se explicó en la introducción, estas ecuaciones son linealmente dependientes y se usan para evitar problemas numéricos cuando dichos ángulos alcanzan posiciones singulares.

Distancias

Para tener un mayor control sobre el movimiento de compresión-extensión de los amortiguadores se utilizan cuatro coordenadas relativas de distancia, denominadas s_{10} , s_{20} , s_{30} y s_{40} . Estas coordenadas permiten además la introducción

directa de las fuerzas de tipo muelle-amortiguador que tienen lugar entre el chasis y las manguetas de suspensión del eje delantero, y entre el chasis y el eje trasero. Por su parte, el guiado cinemático de la dirección se lleva a cabo a partir del deslizamiento lineal de la cremallera de dirección en su eje no restringido. Por tanto se introduce la coordenada s_{50} que permite manipular directamente este desplazamiento. Las ecuaciones de restricción originadas por estas coordenadas se expresan en las ecuaciones 5.72 a 5.76.

$$s_{10} = |\mathbf{r}_{14,12}| \quad (5.72)$$

$$s_{20} = |\mathbf{r}_{24,22}| \quad (5.73)$$

$$s_{30} = |\mathbf{r}_{60,31}| \quad (5.74)$$

$$s_{40} = |\mathbf{r}_{61,41}| \quad (5.75)$$

$$s_{50} = |\mathbf{r}_{50,2}| \quad (5.76)$$

Debe tenerse en cuenta que la distancia de la cremallera es introducida por el usuario por medio del ángulo girado por la columna de dirección a partir de la relación de transmisión entre ambos. Por tanto, se trata de un guiado cinemático que elimina del sistema un d.o.f.

5.2.5. Fuerzas

En este punto se definen las fuerzas que han de introducirse en el vector de fuerzas \mathbf{Q} . La fuerza gravitatoria actúa en el sentido negativo del vector \mathbf{u}_z representado en la figura 5.1, y se localiza en el cog de cada sólido que conforma el modelo. Se considera un valor de aceleración (g) de $9.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Como ya ha sido comentado, tanto la localización de este punto como los valores de masa e inercia de los sólidos considerados se obtiene por procedimientos experimentales, y en la mayoría de los casos, haciendo uso de la herramienta CAD empleada en el modelado del vehículo.

La fuerza de los neumáticos se obtiene a partir del modelo *TMeasy* [82]. El proceso para introducir estas fuerzas en el sistema es complejo, y una descripción más detallada sobre el mismo puede ser consultada en [83]. Las fuerzas que producen el par de frenado son aplicadas en las cuatro ruedas y están referidas a los ángulos ϕ_{10} , ϕ_{20} , ϕ_{30} y ϕ_{40} . El par de propulsión a su vez se aplica a las ruedas delanteras (ϕ_{10} y ϕ_{20}), y en este punto es en el que entran en juego los **modelos eléctricos** relacionados con la transmisión de potencia, que serán descritos en el apartado 5.3.2.

Las fuerzas de los amortiguadores se definen a partir de los coeficientes de rigidez

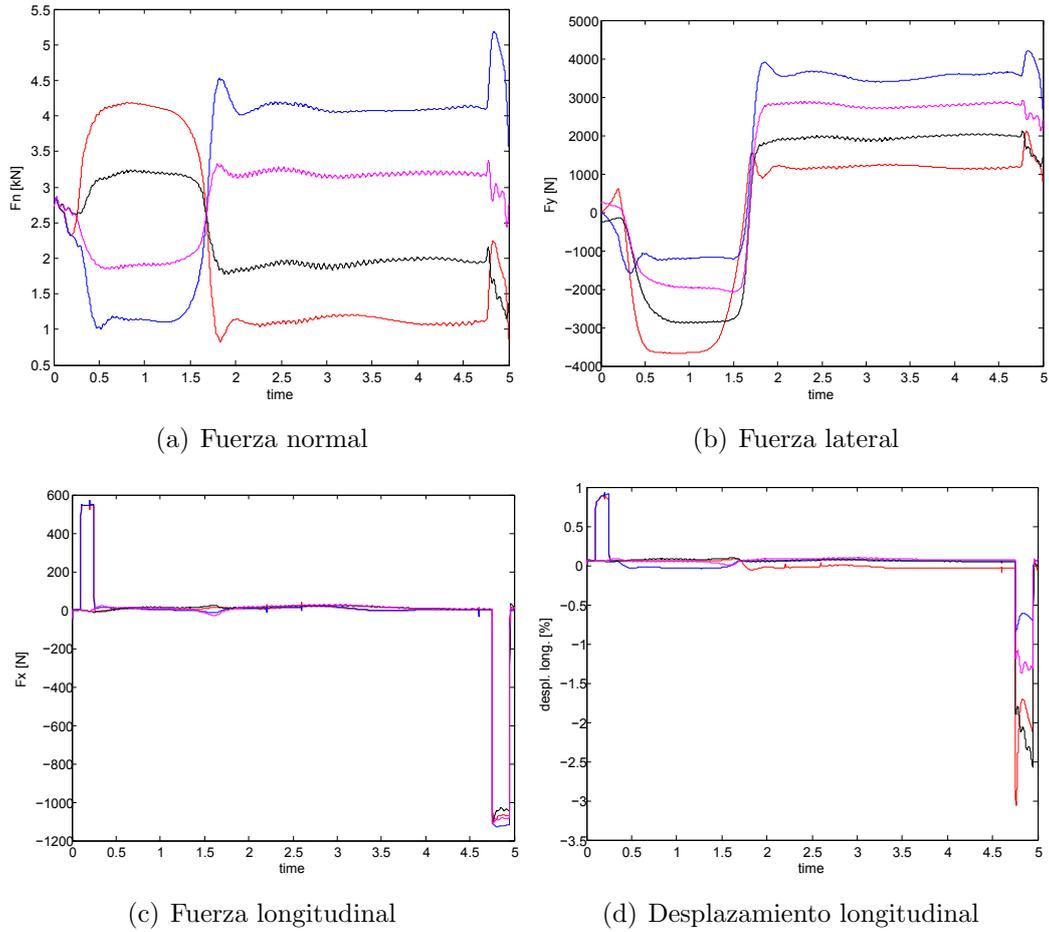


Figura 5.18: Resultados de simulación MB. En todos los casos se representan las ruedas delantera-derecha (azul), delantera-izquierda (rojo), trasera-izquierda (negro) y trasera-derecha (magenta)

y amortiguamiento que se introduzcan en el modelo, y las variables que definen su distancia (s_{10} , s_{20} , s_{30} y s_{40}).

5.2.6. Simulación del modelo multicuerpo

A partir de la introducción en el modelo de las variables y ecuaciones de restricción detalladas en el apartado 5.2.3, se obtiene vector de coordenadas generalizadas \mathbf{q} con 165 elementos, de los que los 156 primeros pertenecen a componentes cartesianos de puntos y vectores, los ocho siguientes se corresponden con las distancias de los amortiguadores y los ángulos de las ruedas, y el último es la distancia de la cremallera, que determina el ángulo de la dirección. Este vector, junto con los pertenecientes a las velocidades y aceleraciones generalizadas origina un total de **495 variables**. Como consecuencia, el número de aspectos a analizar con este modelo es muy elevado, por lo que sólo se presentarán algunos de ellos. Los re-

5.2 Modelo multicuerpo

Parámetro	Valor
Masa	950 kg (con dos ocupantes)
Dist. entre ejes	1.8 m
C amortig.	$6000 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$
K amortig.	$15000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$
Pos. cdg	1 m desde eje trasero (centrado)
Alt. cdg	0.7 m desde el suelo
Coef. roz. neum.	0.8
Cte. elástica neum.	$100000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ (lat. y long.)

Tabla 5.1: Características del modelo simulado

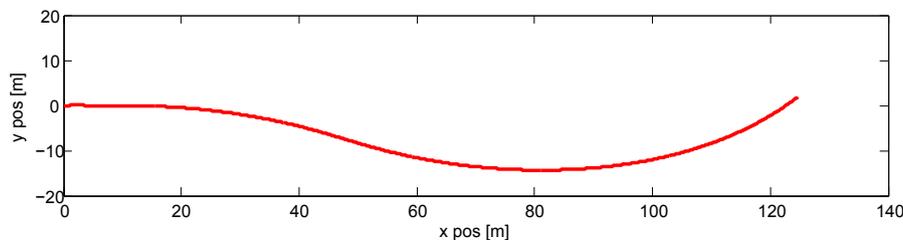


Figura 5.19: Trayectoria obtenida en la simulación multicuerpo

sultados mostrados en la figura 5.18 se corresponden con una maniobra en la que el vehículo sigue la trayectoria representada en la figura 5.19, partiendo de una velocidad inicial de $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. En este experimento se analiza el comportamiento dinámico del vehículo en base los esfuerzos a los que se someten los neumáticos como consecuencia de las consignas de aceleración y frenado así como del guiado sinoidal de la dirección. En la tabla 5.2.6 se resumen algunos datos relacionados con las características dinámicas del vehículo simulado. En la figura 5.18(a) se representan los esfuerzos normales registrados por los neumáticos. Estos esfuerzos se rigen por la transferencia de carga que tiene lugar durante la maniobra, y tienen una repercusión directa sobre el comportamiento lateral y longitudinal del vehículo. En la figura 5.18(b) se pueden observar los esfuerzos laterales en los neumáticos calculados a partir del modelo de rueda empleado. En la figura 5.18(c) se observan los esfuerzos longitudinales en los neumáticos derivados de las consignas de aceleración y freno impuestas. Como se puede observar, mientras que la fuerza de tracción se ve reflejada en las ruedas delanteras, el frenado se aplica a las cuatro ruedas. Finalmente, en la figura 5.18(d) se representa el fenómeno de deslizamiento longitudinal del vehículo expresado en forma de porcentaje de derrape de

cada rueda.

5.3. Modelo simplificado

A pesar de que el modelo multicuerpo permite obtener una información más detallada acerca del comportamiento dinámico del vehículo, su utilización presenta algunas dificultades: (i) es demasiado costoso computacionalmente como para que pueda ser ejecutado en un ordenador embebido, (ii) se consideran una serie de parámetros de los que no se dispone una información detallada (iii) las ecuaciones del movimiento son complejas y fuertemente no-lineales, lo que complica el diseño de controladores en base a ellas. Por tanto, en esta sección se proponen una serie de conceptos que sirven para la construcción un modelo simplificado del eCARM. Estos conceptos se apoyan en que la dinámica vehicular a partir de modelos no-lineales (o incluso lineales) proporciona las bases para la interpretación del comportamiento de vehículos a nivel global. Buena parte de estos criterios que se utilizarán en los siguientes apartados se extraen de [84]. Para estos análisis se pueden usar modelos diferenciados que estudian la dinámica longitudinal, lateral y vertical de forma independiente si bien todos están relacionados entre sí.

5.3.1. Dinámica longitudinal

Para el estudio de la dinámica longitudinal de un vehículo se consideran fenómenos como el de aceleración y frenado. Por simplificación es frecuente considerar que las ruedas describen un movimiento de rodadura pura (se desprecia el derrape) . Bajo este enfoque, los efectos de la transferencia de carga debido al movimiento de balanceo no son tenidos en cuenta. No obstante, este modelo proporciona información sustancial con respecto al movimiento de un vehículo a lo largo de una trayectoria.

La figura 5.20 muestra un vehículo circulando sobre una carretera con pendiente. Se presupone que el vehículo es simétrico con respecto al plano XZ . Por tanto, aplicando las ecuaciones de Euler para un sólido rígido, las ecuaciones de movimiento en coordenadas locales orientadas con el vehículo se pueden expresar que como

$$\dot{p}_x = m_v \dot{v}_x = \sum F_x = F_{xf} + F_{xr} - F_{rf} - F_{rr} - F_a - W \sin \psi \quad (5.77a)$$

$$\dot{p}_z = m_v \dot{v}_z = \sum F_z = N_f + N_r - W \cos \psi \quad (5.77b)$$

$$\dot{h}_y = I_y \dot{\omega}_y = \sum T_{y,cog} = -h(F_{xr} + F_{xf}) + h(F_{rr} + F_{rf}) - L_1 N_f + L_2 N_r \quad (5.77c)$$

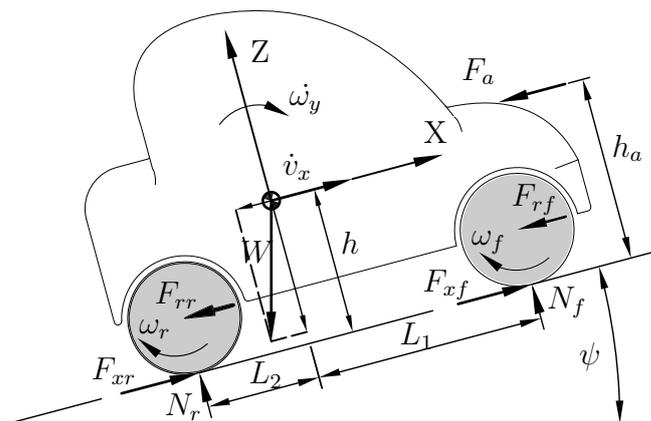


Figura 5.20: Diagrama de sólido libre del vehículo en el plano longitudinal

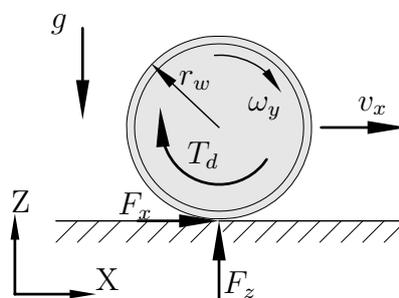


Figura 5.21: Diagrama de sólido libre del modelo simplificado de rueda

donde \dot{p}_x y \dot{p}_z representan los momentos lineales en los eje longitudinal y vertical respectivamente y \dot{h}_y es el momento angular del vehículo en el eje Y (eje de cabeceo) medido en el cog. La masa del vehículo viene representada por m_v y su peso es W . Las fuerzas de tracción y resistencia al avance están contenidas en el eje longitudinal del vehículo (eje X) y se corresponden con las fuerzas de resistencia a la rodadura de las ruedas delanteras y traseras (F_{rf} y F_{rr}), y las fuerzas de tracción en el eje delantero y trasero (F_{xf} y F_{xr}). Por su parte, las fuerzas de reacción vertical en el eje delantero y trasero se representan como N_f y N_r respectivamente. Además, se ha considerado que la fuerza aerodinámica como una carga de resistencia al avance aplicada a una altura correspondiente a la del cog del vehículo.

Analizando ahora el diagrama de sólido de un modelo simplificado de cuarto de vehículo (figura 5.21), se tiene que

$$\dot{p}_x = m_v \dot{v}_x = F_x \quad (5.78a)$$

$$\dot{p}_z = m_v \dot{v}_z = F_z - m_v g = 0 \quad (5.78b)$$

$$\dot{h}_y = I_y \dot{\omega}_y = T_d - r_w F_x \quad (5.78c)$$

donde T_d se corresponde con el momento tractor, y F_x la fuerza tractora correspondiente. Este sistema de 3 ecuaciones presenta 4 incógnitas. No obstante, si se impone la condición de rodadura pura, se tiene que la velocidad lineal $v_x = \omega_y r_w$. Entonces, $\dot{h}_y = I_y \dot{v}_x \cdot r_w^{-1} = T_d - r_w F_x$, de donde se obtiene que

$$F_x = \frac{1}{r_w} \left[T_d - \frac{I_y \dot{v}_x}{r_w} \right] \quad (5.79)$$

de modo que se pueden expresar las fuerzas de traslación en el eje X en función de las fuerzas de inercia de rotación en el eje Y .

Dada una fuerza de tracción, se puede considerar el efecto de las cargas dependientes de la velocidad, $f(v_x)$

$$m_v \dot{v}_x = \sum F_X = F_x - f(v_x) = \frac{1}{r_w} \left[T_d - \frac{I_y \dot{v}_x}{r_w} \right] - f(v_x) \quad (5.80)$$

y definir un factor de masa

$$\underbrace{\left[m_v + \frac{I_y}{r_w^2} \right]}_{\text{factor de masa}} \dot{v}_x = \frac{1}{r_w} T_d - f(v_x) \quad (5.81)$$

con lo que la ecuación que define la dinámica longitudinal se convierte en

$$\dot{v}_x = \left[m_v + \frac{I_y}{r_w^2} \right]^{-1} \left[\frac{1}{r_w} T_d - f(v_x) \right] \quad (5.82)$$

Teniendo en cuenta que el movimiento longitudinal del vehículo está acoplado directamente al movimiento de los elementos en rotación conectados a las ruedas se puede simplificar la dinámica longitudinal de un vehículo de tracción delantera como el mostrado en la figura 5.22 a partir de la ecuación 5.82.

En este modelo se incluye al motor y a la caja reductora y coincide con la configuración del vehículo objeto de estudio en esta tesis. En este caso es necesario conocer las fuerzas de contacto en ambos ejes. La velocidad longitudinal v_x se determina

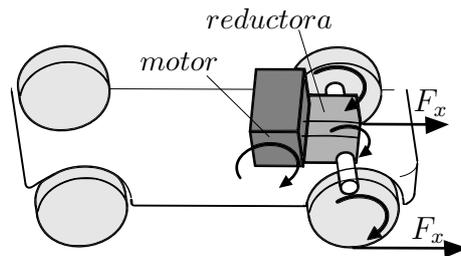


Figura 5.22: Modelo de vehículo en el plano longitudinal

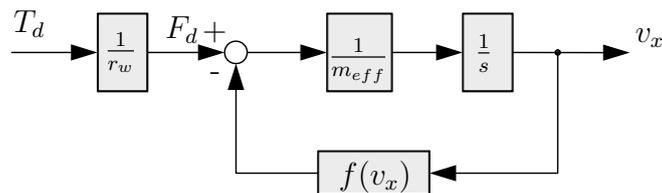


Figura 5.23: Diagrama de bloques de la dinámica longitudinal del vehículo

cuando son conocidas todas las fuerzas. Esto implica conocer la resistencia a la rodadura, las fuerzas aerodinámicas o fuerzas gravitatorias en pendientes. Si F_x supera el límite de adhesión entonces la rueda derrapará, y la fuerza de tracción adopta la forma $F_x = \mu F_z$, en la que el coeficiente de rozamiento μ dependerá del derrape instantáneo. La fuerza motriz T_d normalmente va a depender de la velocidad del eje propulsor, con lo que se debe tener en cuenta la relación del motor con su velocidad de giro. Cuando se consideran los elementos encargados de transmitir la potencia desde el elemento motor, la masa efectiva adopta la forma

$$m_{eff} = m_v + \frac{1}{r_w^2} I_w + \frac{GR^2}{r_w^2} I_d \quad (5.83)$$

siendo m_v la masa total en traslación, I_w la inercia de cada rueda, I_d la inercia de los componentes del árbol de transmisión y GR la relación de transmisión total. Por tanto se puede expresar la fuerza de tracción como

$$F_x = GR \frac{T_d(\omega_{mot})}{r_w} \quad (5.84)$$

que relaciona el par entregado en función de la velocidad de rotación con la potencia del motor. La figura 5.23 representa el diagrama de bloques correspondiente a la ecuación diferencial por la que se rige este modelo (ecuación 5.82). Si se considera la carga de la carretera como una carga lineal $f(v_x) = B_r v_x$, se puede expresar la ecuación dinámica del modelo de forma estándar

$$\tau \dot{v}_x + v_x = K T_d \quad (5.85)$$

donde $\tau = m_{eff} \cdot B_r^{-1}$, $K = (r_w B_r)^{-1}$. Con K conocida y considerando que no actúan más fuerzas externas y se desprecia el fenómeno de derrape, el par necesario para alcanzar la velocidad estacionaria v_{xss} se obtiene estableciendo que la aceleración longitudinal sea nula, es decir, $\dot{v}_x = 0$, con lo que el par de propulsión $T_d = v_{xss} \cdot K^{-1}$. El esquema de control en bucle abierto para este sistema lineal se muestra en la figura 5.24.

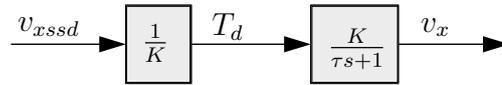


Figura 5.24: Esquema de control en bucle abierto

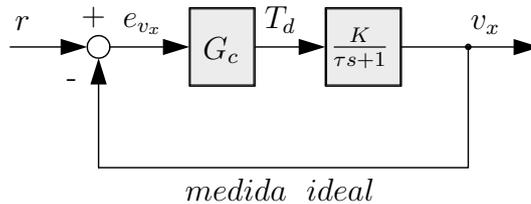


Figura 5.25: Esquema de control en bucle cerrado

Este esquema supone el punto de partida de esquemas de control de velocidad en bucle cerrado. Conviene remarcar que las cargas de la carretera están modeladas como lineales, aunque para mayor precisión se deben tener en cuenta las fuerzas de resistencia no lineales como por ejemplo el rozamiento aerodinámico. La figura 5.25 representa un esquema de control en bucle cerrado.

Como se expondrá en el siguiente capítulo, este bucle será implementado dentro de un módulo de comunicación de la arquitectura hardware encargada del control del vehículo. Este módulo en concreto se denomina *CruiseControl*, y será presentado en el capítulo 6.

5.3.2. El sistema de propulsión

En vehículos eléctricos el sistema de propulsión permite controlar con mayor precisión la velocidad de las ruedas. A diferencia del modelo presentado anteriormente en el que se observaba la velocidad de marcha del vehículo en función del par aplicado a las ruedas, la realimentación en el bucle de control se aplica normalmente entre la velocidad angular de las ruedas y la entrada al sistema de potencia, que suele ser uno o varios motores eléctricos.

Para tener un mayor control sobre la trayectoria del vehículo se hace necesario minimizar el derrape. Por tanto, si se pretende implementar sistemas de guiado automático es imprescindible considerar con detalle los límites impuestos por los sistemas de tracción y las transmisiones.

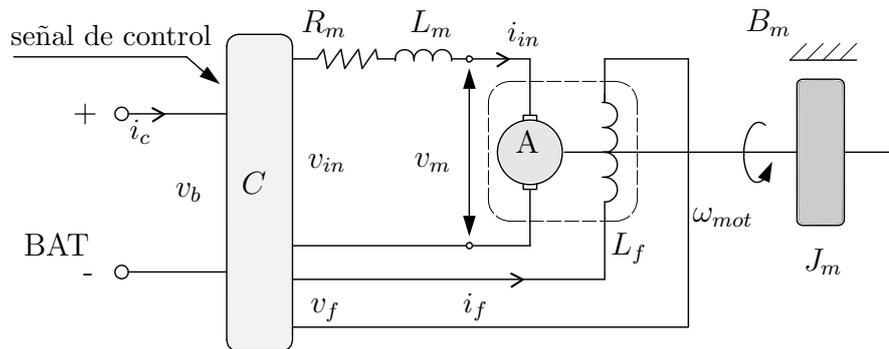


Figura 5.26: Esquema del sistema controlador-motor

El elemento encargado de esta misión es el controlador del motor. Este controlador transforma la señal de entrada, que suele ser una señal analógica o digital modulada en ancho de pulso (PWM) de bajo voltaje e intensidad, en el voltaje de entrada al motor.

La figura 5.26 muestra un esquema del conjunto controlador-motor alimentado por las baterías a una tensión v_b y con una inercia en el eje del rotor J_m . El controlador recibe la señal procedente del acelerador y proporciona una tensión v_m a la armadura del motor A y v_f al circuito inducido. Esto provoca una velocidad angular del rotor ω_{mot} . El término B_m representa las pérdidas por fricción del motor, y se puede simplificar como una carga dependiente de la velocidad cuyo comportamiento sea lineal.

El controlador C incorpora un puente-H que posibilita invertir el sentido de giro del motor así como activar el modo de regeneración de energía. Esto permite devolver energía a las baterías cuando el vehículo se encuentra decelerando. Esta característica supone un ahorro de energía considerable de este tipo de vehículos, ya que en las frenadas en vehículos convencionales ésta se disipa en forma de calor.

Los encargados de definir las condiciones de funcionamiento en el motor (en ambos sentidos y como motor o generador) son los transistores incorporados en el controlador, y son de tipo *MOSFET*. El controlador se puede modelar como un convertidor ideal en el que la potencia a la entrada es igual a la potencia a la salida. Esto implica que las corrientes y los voltaje de entrada y salida aseguren la proporción $v_b i_c = v_{in} i_m + v_f i_f$. Si se define el factor de conversión m_c entre la entrada y la salida al controlador se puede expresar el voltaje de alimentación del motor como $v_{in} = m_c v_b$.

La dinámica del motor puede ser modelada como

$$\frac{di_m}{dt} = \frac{1}{L_m} [v_{in} - R_m i_m - r_m - \omega_{mot}] \quad (5.86a)$$

$$\frac{d\omega_{mot}}{dt} = \frac{1}{J_{eff}} [r_m i_m - B_m \omega_{mot} - T_L/GR] \quad (5.86b)$$

$$(5.86c)$$

donde los estados son la corriente y la velocidad angular del motor (i_m y ω_{mot}). El término J_{eff} representa la inercia del sistema de propulsión, compuesta del motor, la reductora, los ejes y las ruedas. Si la inductancia es relativamente pequeña, se puede prescindir de la ecuación 5.86. Por tanto, si no se incluye la inductancia del motor, el sistema de propulsión del vehículo adquiere la forma

$$\frac{d\omega_{mot}}{dt} = \frac{1}{J_{eff}} [r_m i_m - B_m \omega_{mot} - T_L/GR] \quad (5.87)$$

La intensidad en el motor resulta $i_m = (v_{in} - r_m \omega_{mot}) \cdot R_m^{-1}$. Si no se modelan las baterías, el voltaje a la entrada del motor se calcula como $v_{in} = m_c v_b$, siendo v_b la tensión constante en las baterías.

Esta ecuación se utiliza para el control a bajo nivel implementado dentro del módulo *CruiseControl*, que como se ha comentado será descrito en el capítulo 6.

5.3.3. Dinámica lateral

De acuerdo a la clasificación llevada a cabo en el capítulo 2, existen una serie de alternativas para estudiar la dinámica lateral de un vehículo. Con objeto de diseñar un observador de estados que permita estimar el ángulo de derrape (β) el modelo que se va a utilizar para implementar las ecuaciones de movimiento del eCARM se corresponde con el modelo simplificado de bicicleta, cuyos fundamentos se presentan a continuación.

En la figura 5.28 se muestra una representación esquemática de este modelo. En concreto se estudiará el régimen transitorio, que es aquel que se produce entre la entrada de la consigna impuesta por el ángulo de dirección y el alcance del régimen estacionario.

Al analizar el estado transitorio hay que tener en cuenta las propiedades de inercia del vehículo, ya que la trayectoria descrita por el vehículo se compone de movimientos de rotación y translación.

Para describir este movimiento conviene utilizar un sistema de coordenadas que se mueva con el chasis del vehículo solidario a éste. De esta forma, los momentos de inercia del vehículo permanecen constantes y además se puede relacionar directamente esta información con la proporcionada con los sensores que incorpora. En

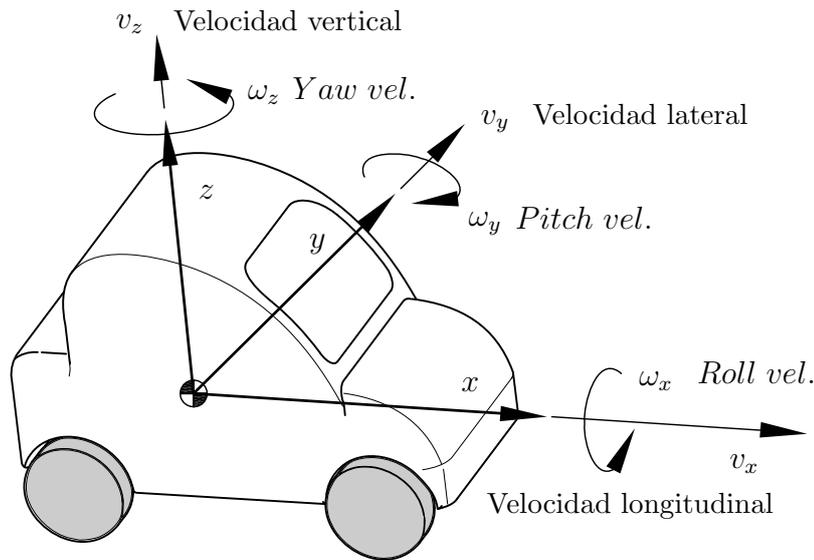


Figura 5.27: Sistema de coordenadas de vehículo

la figura 5.28 se representan los ejes x e y como los ejes longitudinales y laterales respectivamente fijados al centro de gravedad del vehículo.

Referido a la figura 5.28, las ecuaciones del movimiento de un vehículo moviéndose en el plano con respecto a su sistema local de referencia vienen dadas por

$$m_v \dot{v}_x = F_{xf} \cos(\delta_f) + F_{xr} - F_{yf} \sin(\delta_f) \quad (5.88a)$$

$$m_v \dot{v}_y = F_{yr} + F_{yf} \cos(\delta_f) + F_{xf} \sin(\delta_f) \quad (5.88b)$$

$$I_z \dot{\omega}_z = L_1 F_{yf} \cos(\delta_f) - L_2 F_{yr} + L_1 F_{xf} \sin(\delta_f) \quad (5.88c)$$

donde I_z es el momento de inercia del vehículo alrededor de su eje z (ver figura 5.27).

Al derivar estas ecuaciones se asume que el vehículo es simétrico sobre el plano xz en la figura 5.27) y que el movimiento de balanceo del chasis es despreciable.

Si el vehículo no se encuentra acelerando o decelerando a lo largo del eje x , la ecuación 5.88(a) puede ser despreciada, y la dinámica lateral y de guiñada del vehículo queda definida por las ecuaciones 5.88(b) y 5.88(c).

Los ángulos de derrape de las ruedas delantera y trasera (a_f y a_r), pueden ser expresados en términos de las variables ω_z , y v_y . Referido a la figura 5.28 y

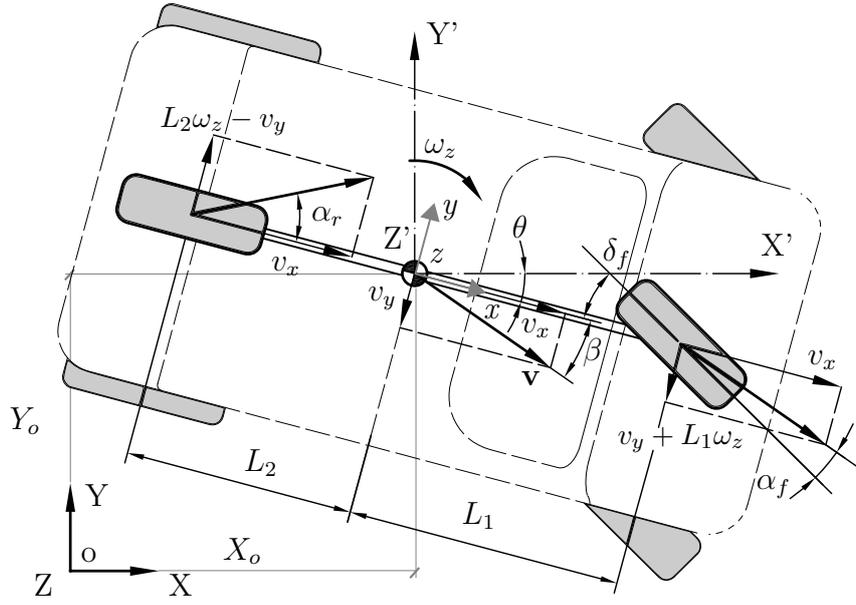


Figura 5.28: Modelo simplificado de bicicleta. El sistema de coordenadas global está definido por los ejes XYZ. Los ejes que definen el ${}^1X^1Y^1Z$ son paralelos al sistema global, pero su origen se mueve con el vehículo. Finalmente, el sistema xyz representa el sistema de referencia local del vehículo.

asumiendo pequeños ángulos,

$$\alpha_f = \delta_f - \arctan\left(\frac{v_y + L_1\omega_z}{v_x}\right) \cong \delta_f - \frac{v_y + L_1\omega_z}{v_x} \quad (5.89)$$

$$\alpha_r = \tan^{-1}\left(\frac{L_2\omega_z - v_y}{v_x}\right) \cong \frac{L_2\omega_z - v_y}{v_x} \quad (5.90)$$

Las fuerzas laterales actuando sobre las ruedas delanteras y traseras son función de los correspondientes ángulos de derrape y los coeficientes de rigidez en curva, y se expresan por

$$F_{yf} = 2C_{\alpha_f}\alpha_f \quad (5.91)$$

$$F_{yr} = 2C_{\alpha_r}\alpha_r \quad (5.92)$$

Combinando las ecuaciones 5.88-5.92, y asumiendo que el ángulo de dirección es pequeño y F_x es nula, las ecuaciones de movimiento lateral y de guiñada del

vehículo con la única variable de entrada de la dirección se convierten en

$$m_v \dot{v}_y + \left[m_v v_x + \frac{2L_1 C_{\alpha f} - 2L_2 C_{\alpha r}}{v_x} \right] \omega_z \quad (5.93a)$$

$$+ \left[\frac{2C_{\alpha f} + 2C_{\alpha r}}{v_x} \right] v_y = 2C_{\alpha f} \delta_f(t)$$

$$I_z \dot{\omega}_z + \left[\frac{2L_1^2 C_{\alpha f} + 2L_2^2 C_{\alpha r}}{v_x} \right] \omega_z \quad (5.93b)$$

$$+ \left[\frac{2L_1 C_{\alpha f} - 2L_2 C_{\alpha r}}{v_x} \right] v_y = 2L_1 C_{\alpha f} \delta_f(t)$$

En las ecuaciones de arriba, $\delta_f(t)$ representa el ángulo de dirección (también denominado ángulo de Ackerman) en función del tiempo. Si, además del ángulo de dirección, actúan fuerzas o momentos externos como la fuerza aerodinámica, éstas se deberían añadir en el término derecho de las ecuaciones 5.93(a) y 5.93(b) como variables de entrada.

Cuando las variables de entrada tales como el ángulo de dirección y las fuerzas externas y las condiciones iniciales son conocidas, la respuesta del vehículo expresada en términos de velocidad angular ω_z , y velocidad lateral v_y en función del tiempo pueden ser determinadas resolviendo estas ecuaciones diferenciales.

Sin embargo, este trabajo se centra en la formulación de un modelo que permita la estimación en tiempo real del ángulo de deriva. Para este propósito, el ángulo de deriva β y la velocidad angular ω_z son seleccionadas como variables de estado. De esta forma, es necesario introducir algunas igualdades que permitan relacionar el ángulo de deriva con el resto de variables empleadas en las ecuaciones 5.88(b) y 5.88(c). Estas relaciones permiten expresar el sistema en forma de espacio de estados ([85]) y se obtienen a partir de la restricción cinemática dada por

$$(\beta + \theta_z) = \arctan \frac{\dot{X}_o}{\dot{Y}_o} \quad (5.94)$$

siendo \dot{X}_o e \dot{Y}_o las componentes de la velocidad del vehículo referidas al sistema de coordenadas global. Tomando derivadas con respecto al tiempo

$$\dot{v}_y = v_x (\dot{\beta} + \omega_z) \quad (5.95)$$

Finalmente, sustituyendo este término en 5.93 el modelo de vehículo no lineal puede ser representado por el siguiente modelo linealizado en torno a un punto de trabajo según

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (5.96)$$

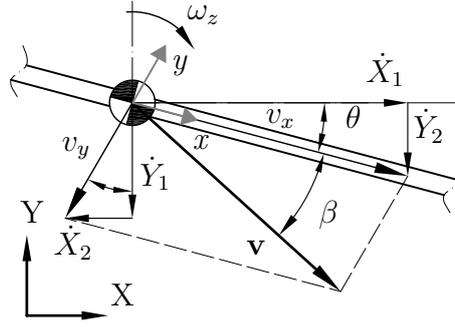


Figura 5.29: Transformación de coordenadas entre el sistema de referencia local en el vehículo y el global

en el que

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-(2C_{\alpha f} + 2C_{\alpha r})}{m_v v_x} & \frac{-2L_1 C_{\alpha f} + 2L_2 C_{\alpha r}}{I_z v_x} - 1 \\ \frac{-2L_1 C_{\alpha f} + 2L_2 C_{\alpha r}}{I_z} & \frac{m_v v_x}{I_z v_x} \end{bmatrix} \quad (5.97)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2C_{\alpha f}}{I_z} & 0 \\ \frac{-2L_1 C_{\alpha f}}{I_z} & \frac{1}{I_z} \end{bmatrix} \quad (5.98)$$

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \omega_z \\ \beta \end{bmatrix} \quad u = \begin{bmatrix} \delta_f \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.99)$$

Cabe mencionar que los resultados de la resolución del sistema de ecuaciones diferenciales planteado proporciona el movimiento del vehículo en términos de un sistema de coordenadas local. No obstante, para determinar la trayectoria descrita por el mismo es necesario referir este movimiento a un sistema de coordenadas fijo en la tierra.

Para realizar esta transformación, de acuerdo a la figura 5.29, se descomponen las velocidades en sus componentes sobre el sistema de coordenadas global descrito por los ejes X e Y . Estas ecuaciones de transformación vienen dadas por

$$\dot{X}_o = v_x \cos \theta_z - v_y \sin \theta_z \quad (5.100a)$$

$$\dot{Y}_o = v_x \sin \theta_z - v_y \cos \theta_z \quad (5.100b)$$

$$\dot{\theta}_z = \omega_z \quad (5.100c)$$

5.3.4. Estimación del ángulo de deriva

En este experimento se trata de obtener una medida fiable sobre el ángulo de derrape del vehículo a partir de un estimador de estados como el descrito en la figura 5.30, en la que se observa cómo éste es ejecutado simultáneamente con el

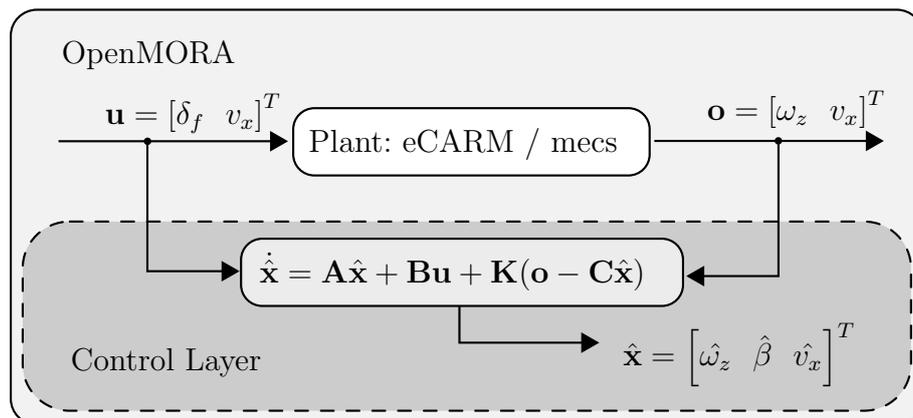


Figura 5.30: Observador de estados para estimar el slip-anlge

eCARM o con el simulador multicuerpo (mecs). Todo ello se gestiona mediante una arquitectura *software* que será presentada en el capítulo 6. Las variables del modelo dinámico en espacio de estados se corresponden con las del apartado 5.3.3 mediante las ecuaciones 5.97 a 5.99. Estas ecuaciones se basan en una serie de simplificaciones, entre ellas la de velocidad constante mediante la maniobra. No obstante, puesto que este dato es necesario para el cálculo de las fuerzas que intervienen, se amplía el vector de estado incorporando la variable v_x .

En la figura 5.30 se muestra además que el vector de estados (\mathbf{x}) está formado por la velocidad de guiñada (ω_z), el ángulo de deriva (β) y, como se ha comentado, la velocidad del vehículo (v_x), que en este es caso constante. La observación \mathbf{o} se obtiene a partir de la suscripción a las variables procedentes de señales físicas `OMEGA_z` y `ODOMETRY_LIN_SPEED`, que serán detalladas en el capítulo 6. La estimación se basa en la corrección de la diferencia entre el valor que predice el modelo y la lectura de los sensores, aplicando una ganancia preestablecida \mathbf{K} . Este modelo linealizado a pesar de ser básico es seleccionado como planteamiento inicial, y en [86] se presentan unos resultados que pueden considerarse como acertados de acuerdo a los propósitos perseguidos en este apartado.

En la figura 5.31 se muestran los resultados del experimento llevado a cabo. Dado que el ángulo de dirección se mide con un encoder óptico incremental, como se detallará en el capítulo 6, la señal del sensor (*actual* en la figura 5.31(a)) se considera como una variable de entrada en los modelos exenta de error. Sin embargo, se introduce una consigna de dirección errónea (*distorted* en la figura 5.31(a)) de forma intencionada para generar unos valores equivalentes a los registrados por los sensores que difieren de los obtenidas teóricamente por el modelo y además presentan ruido. La misión que tienen los estimadores es calcular las variables del

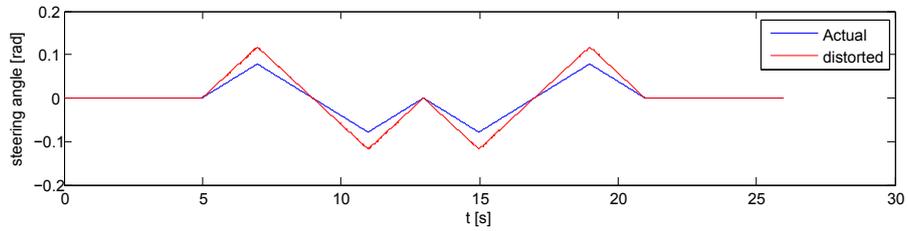
modelo en base a estas lecturas precisamente.

En la figura 5.31(b) se aprecia cómo el valor estimado de ω_z se ajusta inmediatamente al valor medido (*meas*), puesto que se trata de una variable de estado.

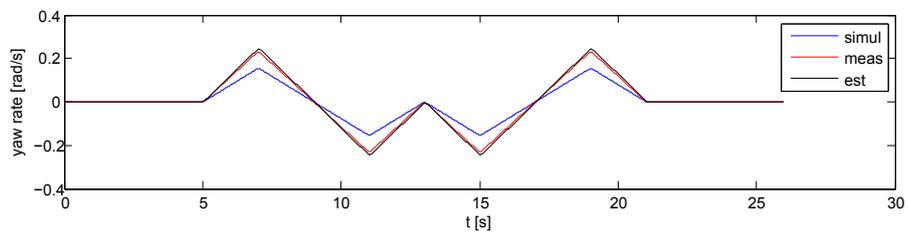
En la figura 5.31(c) se observa que el ángulo de guiñada (θ_z) estimado se adapta con bastante precisión al valor medido. Por su parte, el valor teórico (*simul*) sin embargo presenta un error considerable tanto en posición como en velocidad angular de guiñada.

Finalmente, en la figura 5.31(d) se representa la trayectoria seguida por el vehículo junto con la teórica y la estimada. Como se comprueba, la estimación de β mediante el procedimiento llevado a cabo se traduce en una buena aproximación de la trayectoria estimada con respecto a la que realmente realiza el vehículo.

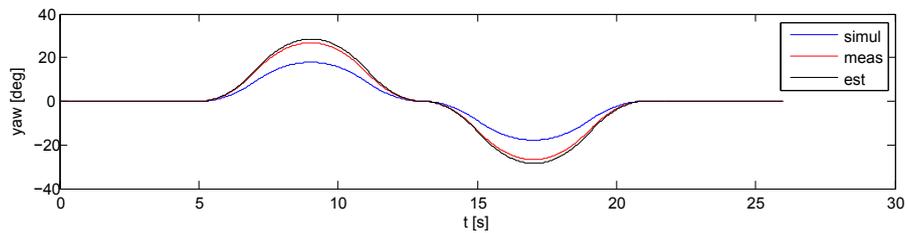
5.3 Modelo simplificado



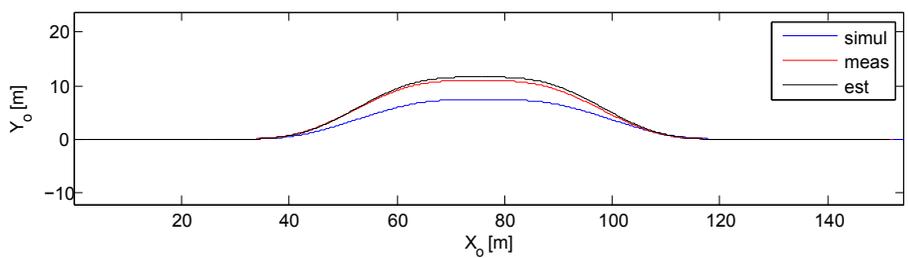
(a) Ángulo de dirección



(b) Velocidad de guiñada



(c) Ángulo de guiñada



(d) Trayectoria recorrida

Figura 5.31: Estimación del ángulo de deriva. Se denominan *Actual* y *desired* a las consignas de dirección real y con error. Los resultados teóricos, medidos se corresponden con *simul*, *meas* y *est* respectivamente.

Capítulo 6

Ensayos Experimentales

6.1. Introducción

Como se comentó al inicio de esta tesis, uno de los objetivos de esta tesis consiste en la construcción de una plataforma que sirva de ensayo para todo tipo de análisis relacionados con vehículos eléctricos. Para ello se lleva a cabo la implementación en el vehículo de una arquitectura hardware y software encargada de obtener información procedente de diferentes sistemas de éste así como de la ejecución de instrucciones de actuación. Esta arquitectura tiene una doble misión: Por un lado sirve de herramienta de validación del modelo multicuerpo propuesto en el capítulo 5. Por el otro, permite la implementación del modelo simplificado también presentado en el capítulo 5 para contar con estimadores de estado mediante el proceso descrito en el mismo así como futuros algoritmos de conducción autónoma.

Este capítulo se organiza de la siguiente manera. En la primera parte se presentan los sensores instalados en el vehículo. En la segunda se describe la arquitectura construida para gestionar toda la información del vehículo, tanto a nivel de campo (bajo nivel) como a alto nivel. A continuación se describen los experimentos llevados a cabo para después presentar los resultados obtenidos. Finalmente se redactan las conclusiones.

6.2. Hardware utilizado

En esta sección se detalla la distribución en planta de la sensorización del vehículo junto con los dispositivos de E/S y de control, así como una descripción de cada uno de ellos, relacionándolos tanto con la información a bajo nivel como con los algoritmos de control para los que se utilizan a alto nivel. En la figura

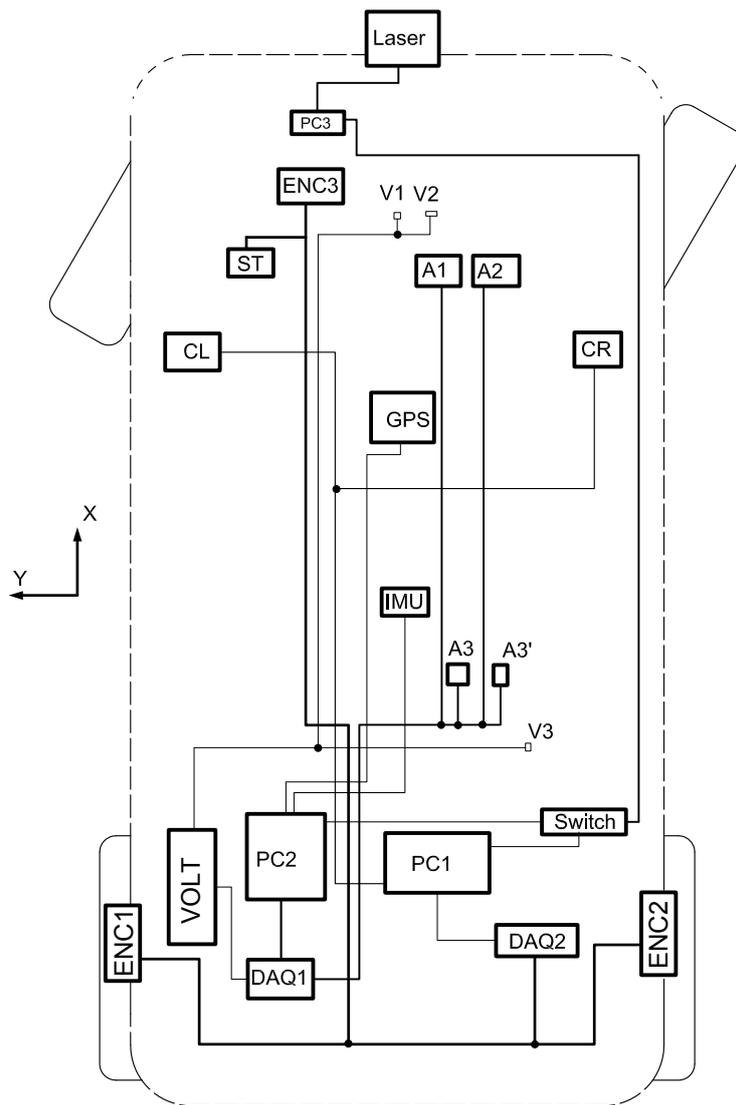


Figura 6.1: Distribución en planta del hardware implementado

6.1 se puede ver un esquema sobre el lay-out del hardware con el que cuenta el vehículo.

6.2.1. Sensores

A continuación se presentan los sensores con los que se ha equipado el vehículo para la obtención de datos a bajo nivel. La información registrada por esta serie de sensores constituye la capa inferior de la arquitectura de control implementada.

6.2 Hardware utilizado

Etiqueta	Descripción
ENC1	Encoder rueda trasera izquierda
ENC3	Encoder rueda trasera derecha
ENC3	Encoder del volante
CL	Cámara izquierda
CR	Cámara derecha
DAQ1	Tarjeta de adquisición de datos NI-USB-6211
DAQ2	Tarjeta de contadores Phidgets High-Speed
PC1	Ordenador principal (Host)
PC2	Ordenador industrial
PC3	Ordenador embebido Raspberry Pi
A1,A2,A3 y A3'	Amperímetros motor, field y baterías
V1,V2 y V3'	Conexión de voltímetros en motor, field y baterías
ST	Controlador de dirección

Tabla 6.1: Localización en planta de los sensores

IMU-Xsens

Para conocer la posición y orientación del vehículo se instala en el centro de gravedad (cog) del vehículo una unidad de medida inercial (IMU) transmitiendo a una frecuencia de 100 Hz las siguientes señales:

- Aceleración en los ejes X, Y, Z
- Velocidad angular Yaw, Pitch y Roll
- Posición angular Yaw, Pitch y Roll
- Magnetómetro X, Y, Z
- Temperatura ambiente

En concreto se trata del sensor MTI-300 de XSens. La conexión se lleva a cabo mediante un puerto USB 2.0 al ordenador industrial (PC2). En la figura 6.2 se muestra una imagen del sensor y un detalle de montaje en el vehículo. Este sensor es controlado mediante el módulo *IMU_Xsens*, que será descrito en la sección 6.3.2. El driver para plataformas Windows 7 32 bits es suministrado por el fabricante.

Aplicación:

Como se planteó en la sección 5.3.3 del capítulo 5, para la estimación del ángulo de

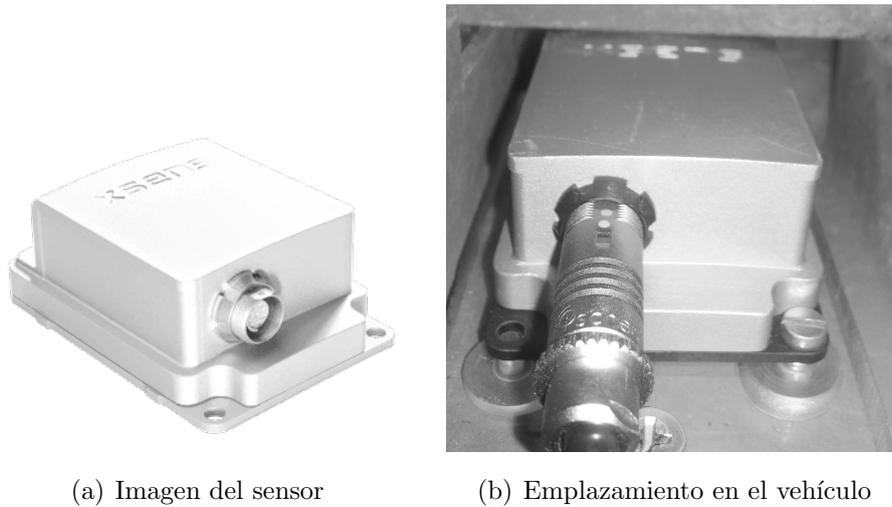


Figura 6.2: Descripción de sensores: Unidad de medida inercial

deriva (β) del vehículo se establece como variable de estado conocida la correspondiente al ángulo de guiñada (Yaw_pos), y su derivada (Yaw_vel). La otra variable de estado es precisamente el valor que se pretende estimar. Además, se monitoriza la aceleración lateral (Y_acc), el ángulo de balanceo (roll_pos y roll_vel) así como la inclinación del terreno (pitch_pos) para relacionarla con la demanda energética a las baterías en pendientes ascendentes, y la capacidad de regeneración en caso de marcha cuesta abajo.

Gracias a su alta frecuencia, la aceleración longitudinal (X_acc) puede ser utilizado en dispositivos de seguridad pasiva similares al sistema airbag, o en controladores de estabilidad electrónica a través de la detección de velocidades de guiñada anormales (Yaw_vel), permitiendo prevenir accidentes de forma activa en conjunto con el sistema reparto de tracción. También se puede utilizar para implementar un sistema de control que minimice el balanceo en conjunto con amortiguadores magnetoreológicos.

GPS

Para la medida de la posición global del vehículo se utiliza un GPS, cuya antena está situada en el techo del vehículo. Concretamente se trata del R100 Series DGPS Receiver de la marca Hemisphere. En en la figura 6.3 se muestra una imagen del sensor y un detalle de montaje en el vehículo. Como suele suceder con este tipo de sensores, la frecuencia de muestreo es baja (10 Hz), y por tanto resulta insuficiente para realizar estimaciones o bucles de control en sistemas con dinámicas rápidas, como suelen ser la mayoría de las respuestas en el campo de la automoción. Aún así,

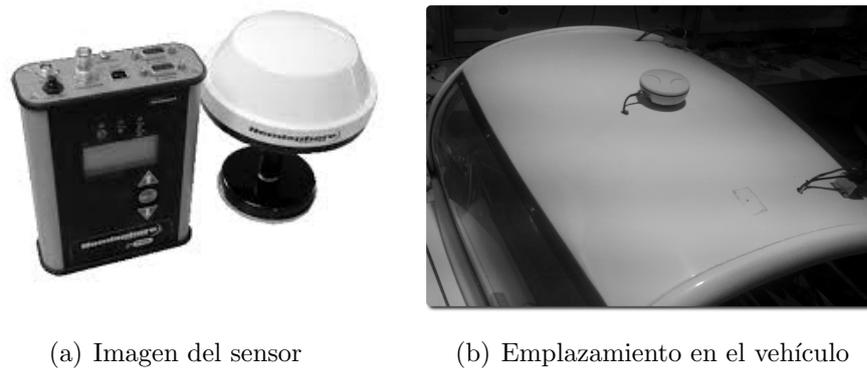


Figura 6.3: Descripción de sensores: GPS

combinado con otro tipo de sensores puede aportar una información muy valiosa incluso en tiempo de ejecución [87]. Gracias a la corrección cinemática en tiempo-real (RTK) a través de una conexión 3G se consigue una localización del vehículo con una tolerancia de unos pocos centímetros.

Aplicación:

En los ensayos que se realizan la señal del GPS se ha utilizado para tener un control sobre la posición del vehículo en el sistema de referencia global, permitiendo obtener la trayectoria llevada a cabo por éste a lo largo de cada experimento.

Para el caso de los ensayos sobre estimación del slip angle se utiliza como ground-truth junto con la odometría estéreo. También se utiliza para calibrar la odometría obtenida mediante encoders, y para la estimación del derrape de las ruedas.

Láser SICK

Este sensor se instala en la parte frontal del vehículo, como se aprecia en la figura 6.4. Realiza barridos de 180 grados a una frecuencia de 18 Hz, obteniendo la distancia de los objetos detectados dentro de un alcance de 81 m. Se corresponde con el modelo LMS200 del fabricante Sick, y se conecta al ordenador embebido por medio de un dispositivo de control USB basado en un microcontrolador Atmel que convierte la señal RS-432 del láser.

El módulo encargado de integrar este sensor en la arquitectura de control del vehículo es el *GenericSensor SICK_front*, que se ejecuta en el PC3.

Aplicación:

La principal utilidad de este sensor en el vehículo eléctrico es la de detectar obstáculos. Esta misión se puede llevar a cabo de forma conjunta con las cámaras e im-

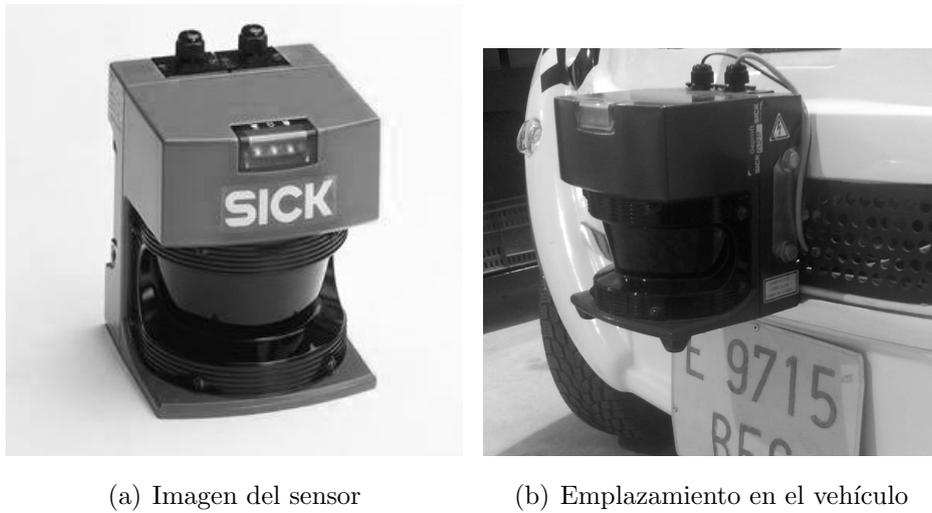


Figura 6.4: Descripción de sensores: Láser SICK

plementando alguna técnica de fusión sensorial.

También se emplea para la reconstrucción de entornos junto con la odometría. En el apartado 6.4.1 se muestran algunos resultados de la reconstrucción 2D de un edificio del campus de la Universidad de Almería (UAL). Otra de las aplicaciones que se pretenden desarrollar con este sensor es la interpretación de una medida precisa de la posición y velocidad del vehículo, que junto con la información procedente de la odometría (tanto estéreo como por encoders) y el GPS permitan obtener una información casi absoluta de la trayectoria llevada a cabo por el vehículo. Gracias a técnicas de fusión sensorial, esta información permitirá llevar a cabo un profundo análisis sobre el comportamiento dinámico del vehículo.

Encoders en ruedas traseras

Estos sensores se utilizan para medir la posición angular de las ruedas traseras y así poder obtener una estimación de la velocidad del vehículo y del fenómeno de derrape. Puesto que se coloca uno en cada rueda, es posible calcular la odometría del vehículo.

Los encoders utilizados se corresponden con el modelo IHC3808 Series del fabricante HEDSS y son de tipo incremental. La velocidad máxima que soportan es de 4500 rpm y tienen una resolución de 360 pulsos por revolución (ppr). Funciona a 5V, emitiendo a una frecuencia máxima de 100 kHz.

Se gestionan mediante el módulo *PhidgetsEncoders*, como se verá más adelante en la sección 6.3.2, y el dispositivo de E/S encargado de medir los pulsos es la tarjeta de contadores *Phidgets high-speed controller*, utilizando los puertos 0 y 1

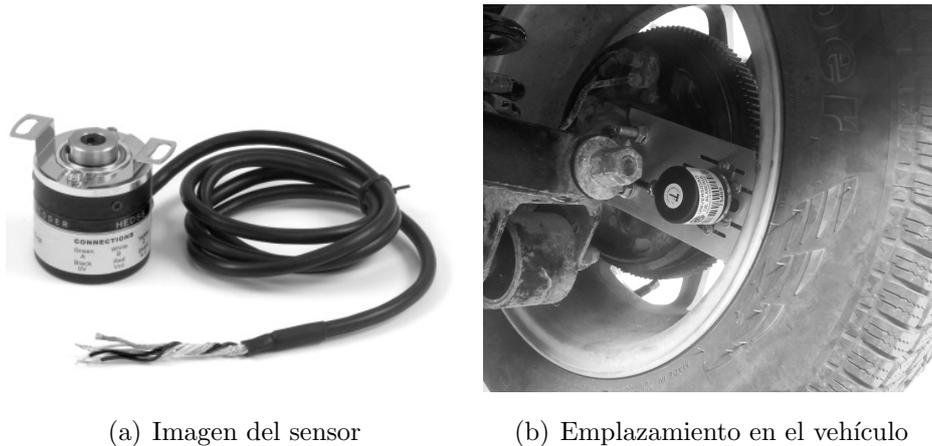


Figura 6.5: Descripción de sensores: Encoder en ruedas traseras

para el encoder situado en la rueda trasera izquierda y derecha respectivamente. En la figura 6.5 se puede observar al sensor y un detalle de su montaje en el vehículo. Para la colocación en la rueda trasera derecha se han realizado una serie de piezas en ABS con impresión 3D.

Aplicaciones:

Una de las misiones que tienen estos sensores en los experimentos llevados a cabo consiste en la monitorización de la velocidad longitudinal del vehículo.

Esta información resulta útil para la implementación de un sistema de velocidad de cruce adaptativo, o para la medida del consumo energético en función de la aceleración del vehículo. También se utiliza para calcular la odometría del vehículo, con las consiguientes aplicaciones que ello conlleva.

Por último, la información procedente de estos sensores es útil para estimar el derrape longitudinal de las ruedas mediante la comparación del dato de velocidad angular con la velocidad lineal obtenida por el GPS o por la odometría estéreo.

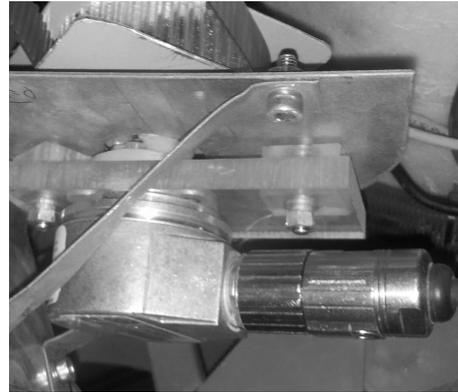
Encoder del volante

Para medir la posición angular del volante del vehículo se utiliza un encoder de gama superior al de los utilizados para las ruedas traseras, ya que cuenta con una resolución de 10000 ppr. En concreto se trata del modelo DFS60 Incremental Encoder de la marca SICK. La señal de este encoder se lee por el puerto número dos de la misma tarjeta que la de los encoders colocados en ruedas traseras, y utiliza el mismo módulo de control que éstos.

En la figura 6.6 se puede observar al sensor y un detalle de su montaje en el vehículo. El sistema de poleas ha sido diseñado para que el eje del encoder pase



(a) Imagen del sensor



(b) Emplazamiento en el vehículo

Figura 6.6: Descripción de sensores: Encoder en volante

sólo una vez por cero en el recorrido completo de la dirección. De esta forma se puede conseguir el efecto de un sensor absoluto a partir del encoder incremental utilizado, ya que se resetea una vez al inicio del experimento en un instante en el que las ruedas se encuentran apuntando hacia delante. Este procedimiento permite definir de forma unívoca el ángulo de dirección, que será el mismo en todos los experimentos.

Aplicaciones:

Por un lado, la utilización de este sensor permite contar con una señal de realimentación en el bucle de control de dirección a bajo nivel. Como se verá más adelante, este control constituye la base para la implementación de un sistema de control a más alto nivel que permita llevar a cabo una estrategia de planificación de trayectorias.

Por otro lado, la señal adquirida es seleccionada como la variable de entrada en el sistema de observación de estados para la estimación del slip angle que fue presentado en la sección 5.3.3 del capítulo 5.

Cámaras

En este apartado se presentan las cámaras que conforman el sistema de visión 3D implementado en el vehículo. Se trata del modelo Flea3 del fabricante Point Grey, y en la figura 6.7 se muestra una imagen de ellas y de su instalación en el vehículo.

Se conectan al PC1 mediante puertos USB-3.0, lo que les permiten una frecuencia de hasta 80 kHz, y forman un par estéreo sincronizadas por una señal de trigger, como se explicará en la sección 6.3.2. El módulo encargado de su funcio-

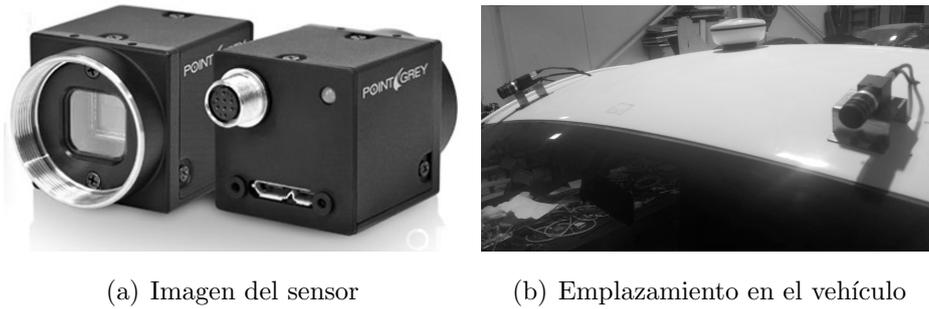


Figura 6.7: Descripción de sensores: Cámaras

namiento es el *StereoFlycap*, configurado en *StereoCamera.moos*. Los parámetros de calibración se configuran en el archivo *stereo_calib.ini*. Como se aprecia en la figura 6.7(b), las cámaras se sitúan cerca de los extremos laterales del vehículo, en la parte delantera. Se encuentra apoyadas en el techo del vehículo por medio de soportes metálicos y apuntan hacia delante y hacia el suelo con una inclinación de 15 grados con respecto al plano horizontal y de modo que exista un solapamiento de las imágenes obtenidas por ambas en una posición cercana a la parte delantera del vehículo.

Aplicaciones:

Estas cámaras han sido instaladas para implementar un sistema de odometría visual que sirve como otra medida redundante empleada en la estimación del slip-angle. Otras utilidades que podrían ofrecer son la realimentación para la navegación reactiva, la identificación de características en la carretera o incluso la reconstrucción tridimensional de entornos.

Sensores de corriente

Para medir la corriente que circula en los principales circuitos eléctricos presentes en el vehículo se instalan estratégicamente una serie de amperímetros. En la figura 6.8 se pueden observar los tipos de sensores de corriente utilizados y su montaje en el vehículo.

Los dos tipos de sensores utilizados pertenecen a las series CSLA2EL del fabricante Honeywell, y el LEM current transducer. La razón por la que se utilizan dos tipos de sensores diferentes es porque el modelo LEM no detecta el sentido de la corriente, y por tanto no aporta información sobre el proceso de regeneración, con lo que cualquier medida de consumo del vehículo no sería correcta. Por este motivo se incorpora un sensor del fabricante Honeywell que registra cuándo la corriente circula hacia las baterías mediante lecturas de corriente negativas. Las señales son



Figura 6.8: Descripción de sensores: Amperímetros

adquiridas por la tarjeta de adquisición de datos NI-USB-6211, que pasan a formar parte de la arquitectura de control del vehículo gracias al módulo NIDAQ.moos que será descrito en la sección 6.3.2. Se trata de una serie de señales analógicas obtenidas en modo referenciado con conexión simple (RSE) con una frecuencia de muestreo de 1 kHz.

Utilidad en el vehículo

Gracias a la información suministrada por estos sensores, se puede monitorizar el consumo energético del vehículo a lo largo del tiempo de utilización. Esta monitorización permite analizar la influencia de perturbaciones (aparición de pendientes o rachas de viento entre otras) y tener en cuenta el proceso de recuperación de energía eléctrica en las frenadas.

Además, esta información contribuye a caracterizar el motor eléctrico con objeto de desarrollar un controlador personalizado.

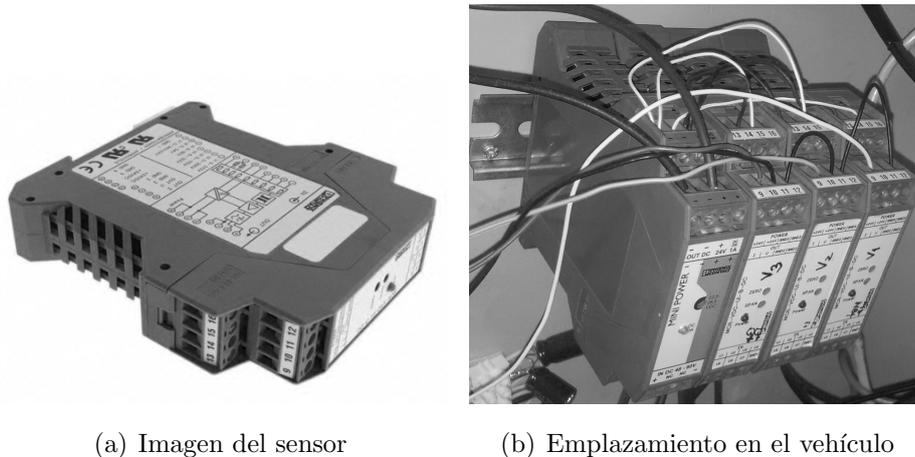


Figura 6.9: Descripción de sensores: Cámaras

Voltímetros

Al igual que con los amperímetros, con los voltímetros se persigue monitorizar las transformaciones energéticas que tienen lugar en el vehículo eléctrico. La señal de estos sensores también es recogida por la tarjeta NI-USB-6211 y gestionada por el módulo *NIDAQ*.

En la figura 6.9 se observa una imagen de un voltímetro como los utilizados, y su montaje en el vehículo.

Utilidad en el vehículo Estos sensores son necesarios junto con los amperímetros si se pretende tener un control sobre la evolución del consumo energético del vehículo a lo largo de un determinado trayecto, así como si se desea diseñar un controlador para el motor.

El sensor de las baterías V3 además permite medir el nivel de las baterías de forma aproximada, con procedimiento como por ejemplo el método de tensión de circuito abierto, para el que se necesitan además sensores de temperatura en las baterías, que se encuentran pre-instalados en el vehículo.

6.2.2. Dispositivos de E/S

Como se ha ido mostrando a lo largo de esta sección, algunos de los sensores que incorpora el vehículo se conectan directamente a los ordenadores PC1 y PC2 por medio de puertos serie, mientras que otros lo hacen mediante algún dispositivo de E/S que se conectan a su vez con alguno de estos ordenadores. Para este efecto, el vehículo cuenta con dos tarjetas de adquisición de datos denominadas NI-USB-6211 y PhidgetEncoder HighSpeed 4-Input. A continuación se especifican

las características de cada una de ellas.

NI-USB-6211

Esta tarjeta de adquisición datos es capaz de leer hasta 16 señales analógicas de las cuales dos pueden ser salidas de hasta 10 V, y 8 señales digitales de las cuales dos pueden ser de contadores. La misión llevada a cabo por esta tarjeta es la siguiente:

- Lectura de los sensores de corriente e intensidad
- Medida de la tensión de alimentación de estos sensores (puesto que la salida del amperímetro Honeywell depende de este valor)
- Lectura de la consigna del acelerador cuando el vehículo circula en modo manual
- Selección de los modos de funcionamiento del vehículo (velocidad rápida o lenta, marcha adelante o atrás, dirección y aceleración automática o manual).
- Consigna de aceleración cuando el vehículo circula en modo automático.

El módulo de comunicación utilizado es el *NIDAQ.moos*, y se configura gracias a la API que el fabricante (National Instruments) ofrece para sistemas operativos Windows de 32 bits, para lo cual se utiliza el ordenador industrial PC2. En la figura 6.10(a) se muestra una imagen de esta tarjeta.

PhidgetEncoder HighSpeed 4-Input

Esta tarjeta es capaz de leer hasta cuatro señales de contadores, de los que tres son utilizados para la lectura de los encoders de las ruedas traseras y del volante. Se conecta al ordenador PC1 mediante un puerto serie USB-2.0.

El módulo de comunicación utilizado es el *PhidgetsEncoders*, y se configura gracias a la API que el fabricante (Phidgets) ofrece en formato multiplataforma. En la figura 6.10(b) se muestra una imagen de esta tarjeta.

6.2.3. Otros dispositivos

Hasta este punto se ha hablado de elementos pasivos dentro de la arquitectura hardware implementada en el vehículo. En este apartado se describen los elementos hardware que permiten gestionar los sensores y las tarjetas de adquisición de datos descritos en los apartados anteriores. Estos dispositivos son considerados como



(a) Tarjeta de adquisición de datos NI-USB-6211

(b) Tarjeta de contadores

Figura 6.10: Dispositivos de E/S

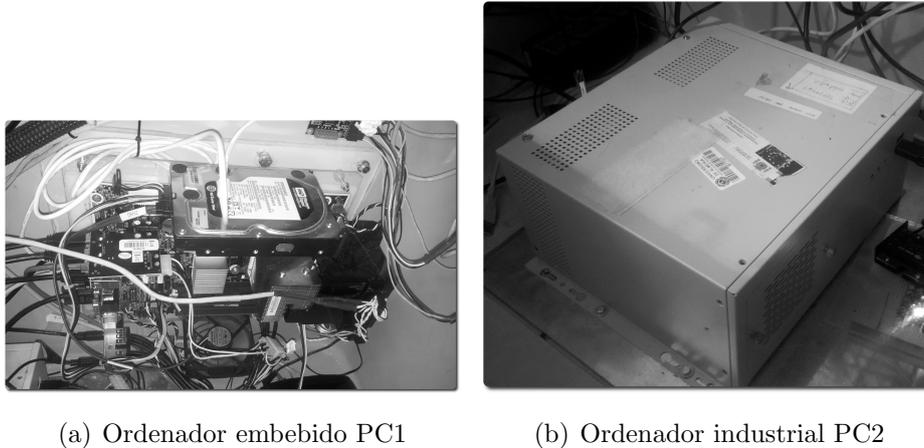
elementos activos que pueden ser programados y que hacen de puente entre la capa inferior de la arquitectura y el operador humano. Entre ellos se encuentran los dos ordenadores de a bordo, un ordenador de placa reducida (SBC) y una tarjeta de control de bajo nivel para el sistema de dirección del vehículo basada en microcontrolador.

PC1: Ordenador embebido

El PC1 es el ordenador principal con el que cuenta el vehículo. Se trata de una adaptación de un ordenador personal convencional, basado en un microprocesador Intel de 4 núcleos a 2 GHz y 4 Gb de memoria RAM. Incorpora el sistema operativo Ubuntu 12.04 a 64 bits, y es el anfitrión de la arquitectura de control. Los módulos que se ejecutan en este equipo están relacionados con el sistema de visión artificial, con el control de la dirección y con la odometría del vehículo, así como la interfaz de comunicación con el usuario. En la figura 6.11(a) se muestra una imagen de este computador instalado en el maletero del vehículo.

PC2: Ordenador industrial

En este equipo se ejecutan los módulos de control relacionados con la tarjeta de adquisición de datos NI-USB-6211, el Láser y la IMU. Está constituido por un chasis robusto diseñado para su utilización en ambientes hostiles, y es alimentado a 12 V a través de un convertidor DC/DC. Cuenta con un procesador Intel de cuatro



(a) Ordenador embebido PC1

(b) Ordenador industrial PC2

Figura 6.11: Ordenadores de a bordo

núcleos a 1.2 GHz con 2 Gb de memoria RAM. Incorpora el sistema operativo Windows 32 bits, y se comunica con el PC1 a través de ethernet. En la figura 6.11(b) se muestra una imagen de este computador instalado en el maletero del vehículo.

Controlador de dirección

El controlador de dirección se compone por una placa basada en un microcontrolador Atmel de 8 bits que incorpora una unidad Pololu Dual VNH5019 Motor Driver. El microcontrolador gestiona la señal procedente del encoder del volante, y ejecuta un bucle de control que permite adaptar la velocidad y posición angular del volante en función de los requerimientos impuestos por el sistema de planificación de trayectorias de alto nivel, o bien de la consigna definida por el usuario. Este dispositivo se comunica con la arquitectura de control por medio del módulo *SteerControllerLowLevel*.

Este controlador se encarga por tanto de generar la señal ancho de pulso modulado (PWM) en base al ángulo de Ackermann definido y la unidad Pololu de hacer llegar la tensión correspondiente al motor acoplado a la dirección. Puesto que el vehículo puede funcionar tanto en modo automático como manual, el controlador permite activar o desactivar el embrague que acopla la columna de dirección al motor, de modo que evite estar conectado cuando se utiliza el modo manual. En la figura 6.12(a) se muestra una imagen de este dispositivo.

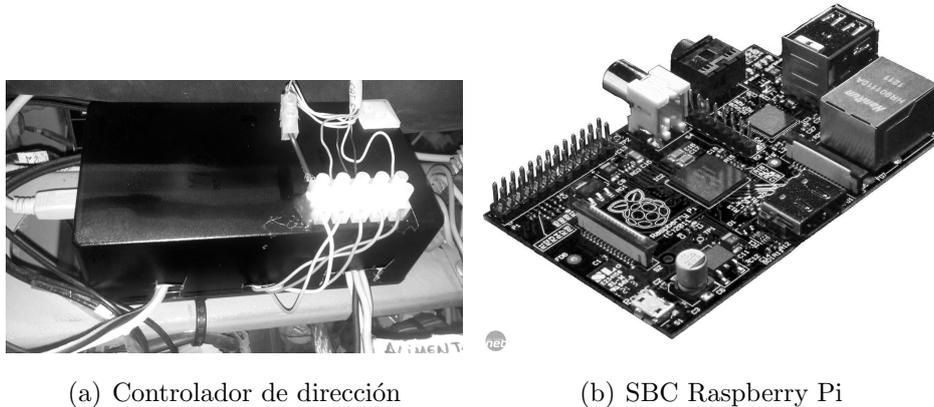


Figura 6.12: Sistemas empotrados

SBC Raspberry Pi

Este dispositivo SBC está basado en un procesador ARM11 de 32 bits y cuenta con 512 Mb de memoria RAM. El sistema operativo que utiliza es una distribución de Linux adaptada a este dispositivo, capaz de ejecutar el software de la arquitectura de control. Puesto que este equipo está instalado en la parte frontal del vehículo, cerca del Láser, también es utilizado para la comunicación con éste y cuya señal es publicada a través de la red Ethernet. Además, dadas sus características de procesamiento de datos, bajo consumo y reducidas dimensiones se presenta como un buen candidato para incorporar sistemas de control para diferentes sistemas tanto de éste como de cualquier otro vehículo. En la figura 6.12(b) se muestra una imagen de este dispositivo.

6.3. La arquitectura OpenMORA

En las secciones anteriores de este capítulo se han presentado los elementos hardware con los que cuenta el vehículo eléctrico objeto de estudio. Se han ido adelantando algunos conceptos acerca de los módulos de control encargados de gestionar dichos elementos. No obstante en este apartado se describirá detalladamente el papel que desempeñan estos módulos dentro de la arquitectura global del vehículo, denominada OpenMora [88], y que está basada en librerías de MOOS ([43]) y MRPT ([89]). En su origen, OpenMORA fue desarrollada en el área de Ingeniería de Sistemas y Automática de la Universidad de Málaga, y actualmente es mantenida conjuntamente por personal de la Universidad de Málaga y de la Universidad de Almería.

Mediante esta arquitectura se procesa toda la información que tiene lugar en el vehículo eléctrico, y contempla tanto a capas de bajo nivel (sensores y actuadores) como de alto nivel entre los que se encuentran los algoritmos de planificación de trayectorias o los observadores de estado, además de implementar la interfaz de comunicación con el usuario.

La filosofía de OpenMORA está basada en módulos de comunicación por *sockets* con un núcleo denominado pizarra, y en comunicaciones basadas en el patrón pub/sub. Estos módulos implementan desde drivers e interfaces de comunicación con sensores hasta sistemas de control de alto nivel. La información se encuentra descentralizada, de modo que pueden existir varios ordenadores conectados a una red local Ethernet de 1000 Mbs. Sólo se requiere que uno de ellos ejecute el módulo de pizarra. Como se muestra en la figura 6.1, en este trabajo se utilizan dos ordenadores y un SBC.

En MOOS tan sólo existen tres tipos de datos para definir mensajes: el double (números que se corresponden con el valor de señales, como por ejemplo la lectura de un amperímetro o de un voltímetro) y el string de tipo txt y bin. El módulo *MOOSDB* es núcleo o core también se denomina pizarra. Este módulo es ejecutado en el ordenador Host (*PCI*), y también es el encargado de almacenar los datos.

La comunicación entre hilos se realiza por Sockets (independientes del PC en el que tenga lugar, incluso si es en el mismo), con tiempos de comunicación inferiores a 1 ms. Gracias a un servidor con protocolo de tiempo de red (NTP), se garantiza una correcta sincronización. Los módulos son creados por los usuarios mediante archivos con extensión *.moos*.

6.3.1. Tipos de comunicaciones

En la arquitectura basada en OpenMORA implementada en el vehículo eléctrico del grupo de automática, robótica y mecatrónica (eCARM) se consideran dos tipos de señales bien diferenciadas: las señales físicas y las señales lógicas. Las señales físicas son aquellas procedentes de los sensores/actuadores distribuidos por todo el vehículo y pertenecen a la capa inferior (hardware). Las señales lógicas en cambio tienen lugar en la capa software, y tienen que ver con las variables a través de las cuales se comunican los diferentes módulos de la arquitectura, como se mostrará en los siguientes apartados. La conversión de señales físicas a lógicas y viceversa se lleva a cabo mediante comunicación serie directa entre alguno de los ordenadores que fueron presentados en el apartado 6.2.3 y un determinado sensor/actuador, o bien mediante alguno de los dispositivos de E/S descritos en el apartado 6.2.2.

6.3 La arquitectura OpenMORA

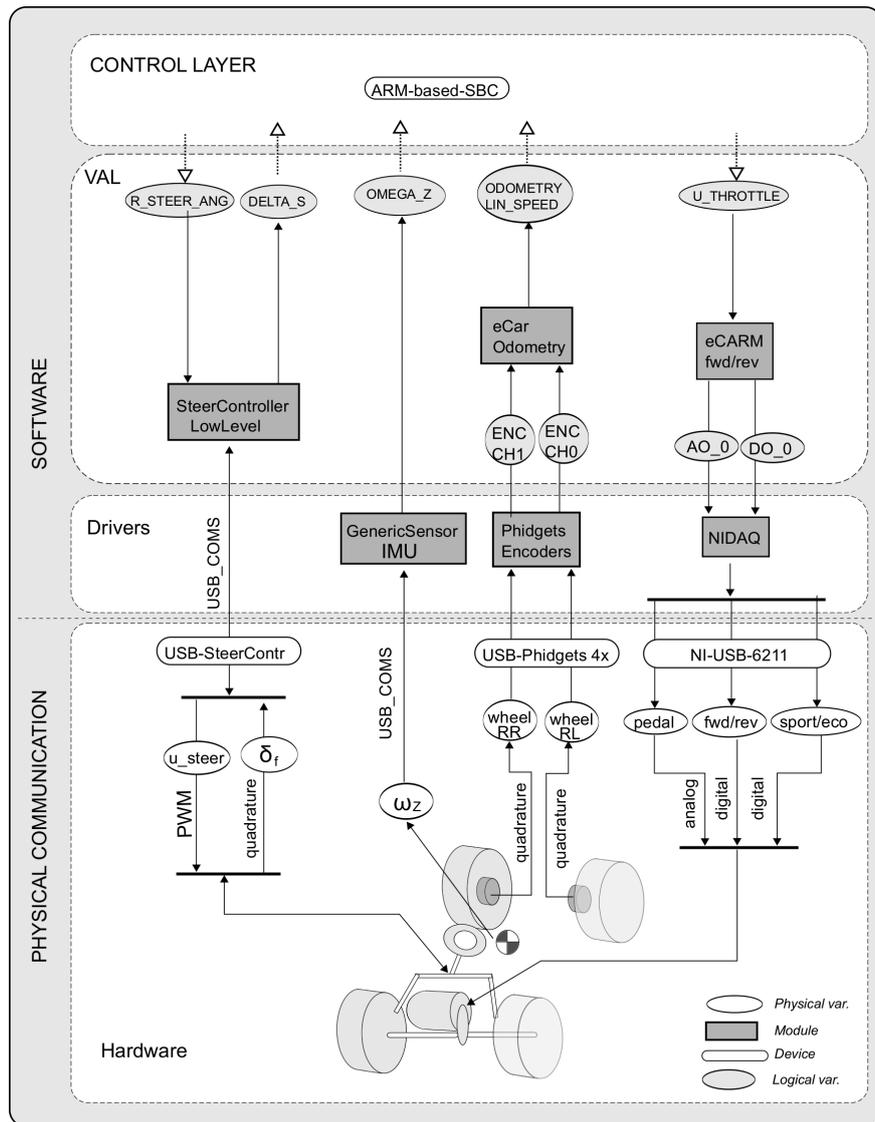


Figura 6.13: Arquitectura de control basada en OpenMORA

Para una explicación sobre el modo en el que se llevan a cabo las comunicaciones que tienen lugar en la arquitectura OpenMORA se ha seleccionado uno de los procesos que se pueden implementar en la capa de control. En concreto, se trata de un observador de estados implementado en el ordenador embebido (SBC), y en la figura 6.13 se muestra una vista general sobre los elementos que intervienen en este proceso. En la sección 6.4 se presentará una descripción más detallada sobre este observador.

Como se aprecia en la figura 6.13 el ordenador donde se ejecuta el observador (SBC) utilizará un módulo de la capa de control que debe estar suscrito a las variables que determinan la velocidad de guiñada del vehículo (**OMEGA_Z**), la velocidad lineal de éste (**ODOMETRY LIN_SPEED**) y el ángulo de la dirección (**DELTA_S**).

Estas variables se corresponden con los términos ω_z , v_x y δ_f de las ecuaciones 5.97 a 5.99. A su vez, el ordenador embebido genera las consignas de aceleración (U_THROTTLE) y de posición angular del volante (R_STEER_ANG) para la actuación del motor principal y de dirección respectivamente. En el esquema, las señales físicas se representan por medio de un globo blanco mientras que para las señales físicas se utilizan globos sombreados. De izquierda a derecha, el primer canal de comunicación desde el módulo de control hasta el vehículo comprende la señal re-alimentada de posición del volante, que es gestionada por un módulo de control de bajo nivel que comunica con el motor de dirección de forma bidireccional a través del dispositivo de control de la dirección. La señal hacia el motor de dirección es de tipo PWM mientras que la señal procedente del encoder de dirección es una señal en cuadratura.

El segundo de los canales se basa en la conexión USB del IMU situado en el centro de gravedad del vehículo. El PC2 es el encargado de recoger esta señal y publicar, entre otras, la variable correspondiente a la velocidad de guiñada ω_z del vehículo. Por su parte, la velocidad del vehículo v_x se obtiene a partir de la odometría calculada por el módulo correspondiente en base a la lectura de los encoders colocados en las ruedas traseras, como se verá en el siguiente apartado.

Finalmente, las consignas correspondientes al pedal del acelerador así como al tipo de marcha del vehículo son introducidas por medio de la tarjeta de adquisición de datos NI-USB-6211 conectada al PC2.

En los siguientes apartados se explicarán detalladamente los módulos que intervienen en la arquitectura global del eCARM.

6.3.2. Módulos

Módulo PhidgetsEncoders

Este módulo es la interfaz para la tarjeta de adquisición de datos *PhidgetEncoder HighSpeed 4-Input*. En su programación se utiliza la interfaz para la programación de aplicaciones (API) suministrada por el fabricante. Este módulo asigna un canal a cada uno de los encoders con los que se comunica la tarjeta (que en este caso son tres), y éste será el prefijo de todas las variables que utiliza. Para cada canal, el módulo publica las variables correspondientes a la velocidad angular media registrada por cada encoder, velocidad angular instantánea y número de pulsos contados. El dato referido al número de pulsos se obtiene directamente mediante la API. Los datos de velocidad sin embargo, se calculan en este módulo a partir de los pulsos y la frecuencia con la que se registran, y por medio de una

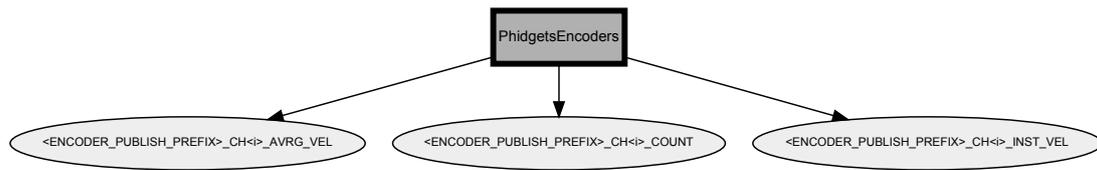


Figura 6.14: Módulo para la lectura de encoders

ventana temporal son filtrados.

El nombre con el que se publican estas tres variables para cada uno de los encoders se muestra en la figura 6.14, y se corresponden con los siguientes valores:

- **ENC_CH(*i*)_AVRG_VEL**: es igual a la velocidad angular media del encoder *i*.
- **ENC_CH(*i*)_INST_VEL**: es igual a la velocidad angular instantánea del encoder *i*.
- **ENC_CH(*i*)_COUNT**: es igual al número de pulsos registrados por el encoder *i* en un intervalo de muestreo.

siendo $i=0$ para el encoder colocado en la rueda trasera izquierda, $i=1$ para el de la rueda trasera derecha e $i=2$ para el del volante.

Como se detallará a continuación, el módulo *eCarOdometry* se suscribe a las variables **ENC_CHO_AVRG_VEL** , **ENC_CHO_COUNT** , **ENC_CH1_AVRG_VEL** y **ENC_CH1_COUNT**.

Módulo eCarOdometry

Este módulo es el encargado de calcular la odometría del vehículo en base a la lectura de los encoders situados en las ruedas traseras. Como se ha comentado ya, se suscribe a las variables de posición (**ENC_CHO_COUNT** y **ENC_CH1_COUNT**) y de velocidad (**ENC_CHO_AVRG_VEL** y **ENC_CH1_AVRG_VEL**) publicadas por el módulo *PhidgetsEncoders*. Por tanto, este módulo no necesita comunicarse directamente con la tarjeta de adquisición, sino que la comunicación sólo tiene lugar entre ambos módulos.

En la figura 6.15 se puede observar un esquema de las comunicaciones que se llevan a cabo en este proceso.

En base a las señales a las que se suscribe, en este módulo se llevan a cabo los cálculos que permiten obtener la odometría del vehículo. Para ello, es necesario configurar los valores de unas constantes R_k y L_k para las ruedas traseras derecha e izquierda respectivamente que se encarguen de convertir a metros la información

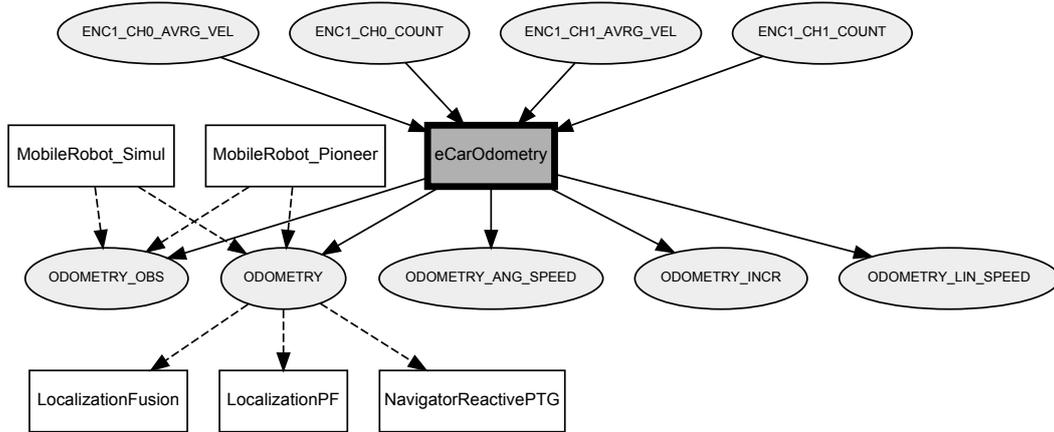


Figura 6.15: Módulo para la odometría

recogida en forma de pulsos. Estas constantes se calculan como:

$$R_k = \frac{1}{res_R} i_R 2\pi r_{wheel} \quad (6.1)$$

$$L_k = \frac{1}{res_L} i_L 2\pi r_{wheel} \quad (6.2)$$

donde la resolución del sensor $res_R = res_L$ representa el número de pulsos por revolución del encoder trasero derecho e izquierdo respectivamente, i_K, i_L representan la relación entre el número de vueltas que giran los ejes de los encoders por cada vuelta de las ruedas a los que se conectan, y r_{wheel} es el radio de las ruedas traseras.

Gracias a estas constantes, las ecuaciones 6.3 y 6.4 se puede calcular la odometría del vehículo en función del incremento en el número de pulsos registrados por las ruedas traseras derecha e izquierda (Δn_R y Δn_L) proporcionados por las variables publicadas por el módulo *PhidgetsEncoders* en un determinado intervalo de tiempo.

$$\Delta s = \frac{1}{2}(R_k \Delta n_R + L_k \Delta n_L) \quad (6.3)$$

$$\Delta \theta = \frac{1}{d}(R_k \Delta n_R - L_k \Delta n_L) \quad (6.4)$$

donde Δs representa la posición del punto central del eje trasero del vehículo, y $\Delta \theta$ el ángulo guiñada tras el lapso de tiempo considerado. La constante d representa la vía del vehículo en metros, y junto con los parámetros necesarios para el cálculo de las constantes R_k y L_k es introducida por el usuario en la configuración de este módulo.

En términos de velocidad, la odometría del vehículo se puede calcular a partir de los incrementos de velocidad (Δn_R y Δn_L) proporcionados también por las

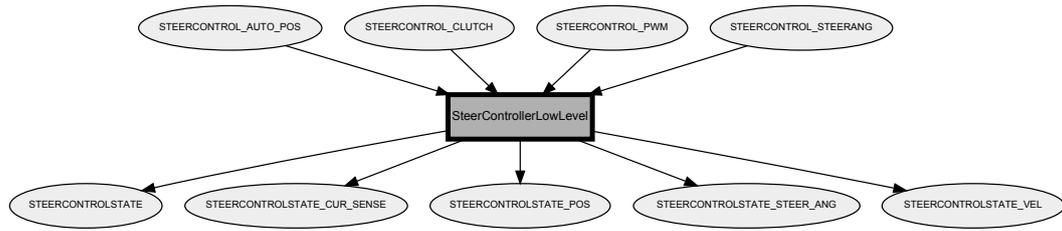


Figura 6.16: Módulo para el control a bajo nivel de la dirección

variables publicadas por el módulo *PhidgetsEncoders*.

$$\Delta v = \frac{1}{2}(R_k \Delta \dot{n}_R + L_k \Delta \dot{n}_L) \quad (6.5)$$

$$\Delta \omega = \frac{1}{d}(R_k \Delta \dot{n}_K - L_k \Delta \dot{n}_L) \quad (6.6)$$

donde Δv representa la velocidad longitudinal del vehículo durante el instante de tiempo considerado, y $\Delta \omega$ su velocidad de guiñada.

Una vez que se llevan a cabo estas operaciones, el módulo publica los resultados de la forma en la que se muestra en la figura 6.15, donde

- `Odometry_ang_speed`: es la velocidad de guiñada calculada.
- `Odometry_inc`: es la distancia recorrida calculada.
- `Odometry_lin_speed`: es la velocidad longitudinal calculada.

Como se detallará a continuación, el módulo `cruiseControl` se suscribe a la variable `odometry_lin_speed`.

Módulo `SteerControllerLowLevel`

Este módulo proporciona una interfaz del sistema embebido que controla el volante del vehículo, y que fue descrito en el apartado 6.2.3. Como se puede observar en la figura 6.16, este módulo se suscribe a las siguientes variables `STEERCONTROL_AUTO_POS`, `STEERCONTROL_CLUTCH`, `STEERCONTROL_PWM` y `STEERCONTROL_STEERANG`. Esta interfaz puede ser programada en bucle abierto o puede pertenecer a una jerarquía en donde exista un controlador a nivel superior, como por ejemplo un algoritmo de planificación de trayectorias. A continuación se describe qué son y cómo se utilizan estas variables:

- `STEERCONTROL_AUTO_POS`: Esta variable se utiliza para activar o desactivar el modo de dirección automática (en bucle cerrado) del vehículo. Se trata de una señal binaria que activará el guiado automático cuando se encuentra a 1,

y lo desactivará cuando se encuentra a 0. El vehículo permanecerá en modo de dirección manual o dirección automática en bucle abierto dependiendo de que el embrague se encuentre abierto o cerrado respectivamente. Esta variable es generada por el dispositivo de control de la dirección en forma de señal digital.

- **STEERCONTROL_CLUTCH:** Esta variable se utiliza para activar o desactivar el embrague que conecta la columna de dirección con el motor encargado de moverla cuando el vehículo se encuentra en modo de dirección automática. De este modo se permite desacoplar este motor cuando el vehículo circula en modo manual. Se trata de una señal binaria que cierra el embrague cuando se encuentra a 0, y lo abre cuando se encuentra a 1. Esta variable también es generada por el dispositivo de control de la dirección en forma de señal digital.
- **STEERCONTROL_PWM:** Esta variable se corresponde con el ciclo de trabajo de una señal PWM cuando el vehículo circula con dirección automática en bucle abierto, esto es, la señal **STEERCONTROL_AUTO_POS** a 0 y la **STEERCONTROL_CLUTCH** a 0. Esta variable también es generada por el dispositivo de control de la dirección bajo demanda del usuario por medio de la interfaz generada en el navegador, o también puede ser programada en un módulo planificador de ejecución de instrucciones.
- **STEERCONTROL_STEERANG:** Esta variable se corresponde con el setpoint impuesto al ángulo de la dirección cuando el control automático se encuentra activado, es decir, la variable **STEERCONTROL_AUTO_POS** se está a 1. Un valor de 0 en esta variable se corresponde con un ángulo de de la dirección de 0 radianes, que debería hacer circular al vehículo en línea recta. Esta señal es procesada por el microcontrolador contenido en el dispositivo de control de la dirección, el cual implementa un algoritmo PID que tiene en cuenta la dinámica y la cinemática del sistema de dirección.

Como también se aprecia en la figura 6.16 este módulo publica las variables **STEERCONTROLSTATE_CUR_SENSE**, **STEERCONTROLSTATE_POS** , **STEERCONTROLSTATE_STEER_ANG** y **STEERCONTROLSTATE_VEL**. A continuación se describe qué son y cómo se utilizan estas variables:

- **STEERCONTROLSTATE_CUR_SENSE:** Esta variable proporciona información sobre la corriente que consume el motor encargado del giro del volante, tanto si éste es accionado a partir de la señal PWM en bucle abierto como si lo hace

mediante el bucle cerrado de control automático. Se expresa como el último valor de voltaje leído por el sensor de corriente del dispositivo controlador de de la dirección en Voltios.

- **STEERCONTROLSTATE_POS**: Se expresa como el conteo de pulsos en el instante actual registrado por el encoder del volante. Consiste por tanto en la publicación del número de pulsos tal cual es registrado, sin ningún tipo de posprocesado.
- **STEERCONTROLSTATE_STEER_ANG**: Esta variable es la más importante desde el punto de vista de la información necesaria para la implementación de un sistema planificador de trayectorias, ya que se utiliza como la señal de realimentación. Se expresa en términos del valor actual del ángulo de Ackermann en radianes, siendo 0 para una trayectoria en línea recta y positivo para giros en el sentido de las agujas del reloj. Debe tenerse en cuenta que esta señal se lee desde el controlador de la dirección y no desde la consigna impuesta por el planificador de trayectorias.
- **STEERCONTROLSTATE_VEL**: Esta variable expresa la velocidad a la que gira el volante en pulsos $\cdot s^{-1}$. Se trata de una variable a tener en cuenta para conseguir una determinada trayectoria, puesto que la consigna de ángulo de Ackermann debe conseguirse en base a la velocidad de marcha del vehículo, ya que de lo contrario existirán desviaciones con respecto a la trayectoria deseada.

Uno de los objetivos que persigue la arquitectura OpenMORA consiste en la reutilización de los módulos. Por este motivo, el sistema de control de dirección a bajo nivel necesita conocer algunos parámetros del sistema con el que se esté utilizando en cada aplicación. Para este caso basta con introducir el puerto serie utilizado, el baudrate y la frecuencia en Hz para el estado de la columna de dirección. De esta forma, este módulo podría ser utilizado por cualquier otra aplicación que necesitase de un dispositivo para controlar la posición angular alguno de sus elementos.

A nivel conceptual conviene aclarar que éste módulo puede estar implementado físicamente en un PC, un microcontrolador, FPGA o cualquier otro dispositivo embebido. En este apartado se incide en su lógica. Así por ejemplo, para esta aplicación en concreto se ha construido el dispositivo controlador de dirección. No obstante, la naturaleza modular de esta arquitectura permite que para otra aplicación diferente, la plataforma donde se ejecute pueda ser completamente distinta.

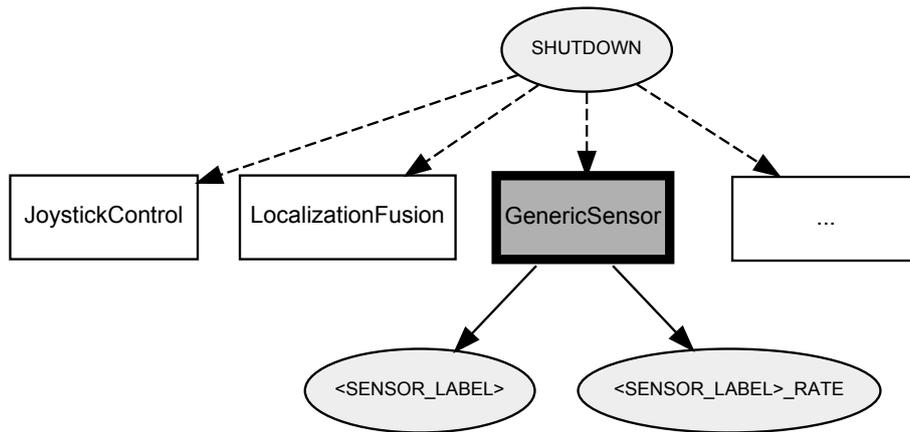


Figura 6.17: Módulo para sensores genéricos

Módulo GenericSensor

Este módulo, como su propio nombre indica, se encarga de incorporar a la arquitectura cualquier sensor mediante la función *GGeneric Sensor* de la librería MRPT y publicar sus datos. Entre los sensores con los que se ha diseñado este módulo se encuentran sensores del tipo láser, sónar, cámaras, o incluso sistemas GPS. Como se puede ver en la figura 6.17, las variables que publica el módulo en sí son

- **SENSOR_LABEL**: Se trata simplemente del nombre que se le asigna a cada sensor.
- **SENSOR_LABEL)_RATE**: Esta variable se corresponde con la frecuencia a la que transmitirá la información el sensor medida, en Hz.

Para la arquitectura implementada en el eCARM se han diseñado los siguientes módulos de sensores genéricos:

SICK_front: Es el módulo encargado de gestionar la información procedente del láser colocado en la parte frontal del vehículo (apartado 6.2.1). La variable etiqueta adopta el valor **SICK_FRONT_OBS**, y la frecuencia se configura a 100 Hz, si bien el sensor trabaja a 18 Hz.

Otra información que contiene este módulo está relacionada con las coordenadas X,Y,Z y los ángulos yaw, pitch y roll con los que se define la posición y orientación del sensor respecto del sistema local de coordenadas del vehículo. También se define el driver empleado, que para este caso en concreto, se denomina CSickLaserUSB.

Este módulo se ejecuta en el PC2, con sistema operativo Windows 7, y su fichero de configuración es el **SICK_custom_rs422_USB.ini**.

Los datos suministrados por este sensor son publicados en la pizarra y se pueden almacenar en un fichero de observación con el formato de compresión rawlog.

GPS: Este módulo es el encargado de gestionar el sensor de GPS. Su etiqueta es `GPS_OBS` y la frecuencia a la que se configura la transmisión de datos es de tan solo 10 Hz, dadas las características intrínsecas de este tipo de sensores. Al igual que el láser, este módulo incorpora las coordenadas en las que se sitúa respecto del sistema local de coordenadas del vehículo, aunque en este caso su orientación no es relevante.

El PC2, con sistema operativo Windows 7, es el encargado de la ejecución de este módulo. La comunicación se lleva a cabo mediante un puerto serie, y el driver se denomina `CGPSInterface` siendo suministrado por el fabricante. Los datos suministrados por este sensor son publicados en la pizarra y se pueden almacenar en un fichero de observación con el formato de compresión rawlog.

Módulo IMU_XSens

Es la interfaz con la unidad de medida inercial MTI-300 de XSens descrita en el apartado 6.2.1 . Al igual que el módulo del Láser, en la configuración de este módulo se define la posición y orientación del sensor en las coordenadas de vehículo. Se debe introducir el nombre del puerto con el que se identifica el sensor en el PC, y el baudrate para la comunicación.

Para la aplicación utilizada en este proyecto se debe introducir la dirección IP del host, ya que este módulo se ejecuta en el PC2.

Las variables publicadas por este sensor se pueden representar gráficamente en tiempo de ejecución mediante la herramienta ScopeLogger y opcionalmente se almacenarán los datos de observación en un archivo con formato rawlog.

Módulo StereoOdometry_libviso

Este módulo se diseña con el objetivo, entre otros, de llevar a cabo una odometría complementaria a la obtenida mediante los encoders de las ruedas traseras. Para ello se utilizan las cámaras situadas en el techo del vehículo y que apuntan hacia la dirección de marcha (ver apartado 6.2.1).

Una de las aplicaciones de este módulo es la de adquirir una serie de mediciones sobre diferentes ensayos de maniobras del vehículo que sirvan de ground-truth de la trayectoria seguida. De esta forma se podrán evaluar las estimaciones sobre la dinámica lateral del vehículo.

Como se muestra en la figura 6.18, las variables a las que se suscribe este módulo son `MORA_IMAGES_DIR` y `STEREO_RECT_OBS`, y a continuación se describen

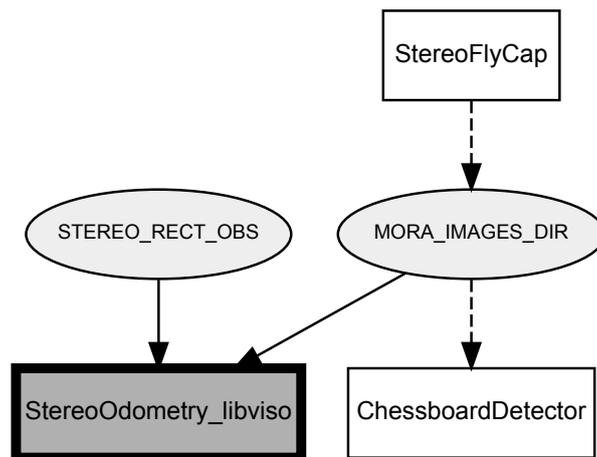


Figura 6.18: Módulo para la odometría estereo

brevemente:

- **MORA_IMAGES_DIR**: Es el directorio donde se almacenan las imágenes y puede ser utilizado en modo de memoria compartida.
- **STEREO_RECT_OBS**: Se trata de los objetos imágenes después de haber sido rectificadas. Esta rectificación es llevada a cabo a partir de una serie de funciones de la librería MRPT, y su explicación detallada se aleja del alcance de esta tesis.

Módulo StereoFlyCap

Este módulo consiste en la interfaz de las cámaras descritas en el apartado 6.2.1 junto con una tarjeta USB denominada *Claraquino* que se encarga de su sincronización. Como se puede ver en la figura 6.19, este módulo publica las siguientes variables:

- **CLARAQUINO_T1_FREQ**: Genera una señal cuadrada al 50 % en el pin T1 (PD4) con una determinada frecuencia en Hz, que se puede desactivar asignando un valor de 0. A esta variable se suscribe el módulo Claraquino, que será explicado posteriormente.
- **STEREO01_OBS**: Esta variable se trata del objeto imágenes estereo, y es utilizada por el módulo ChessboardDetector, que será explicado posteriormente.

Como también se puede observar en la figura 6.19, este módulo se realimenta por medio del último comando enviado al Claraquino. Se puede utilizar para detectar cuándo el módulo se encuentra activado y funcionando. Este comando viene representado por la variable **CLARAQUINO_LAST_CMD_STATUS**.

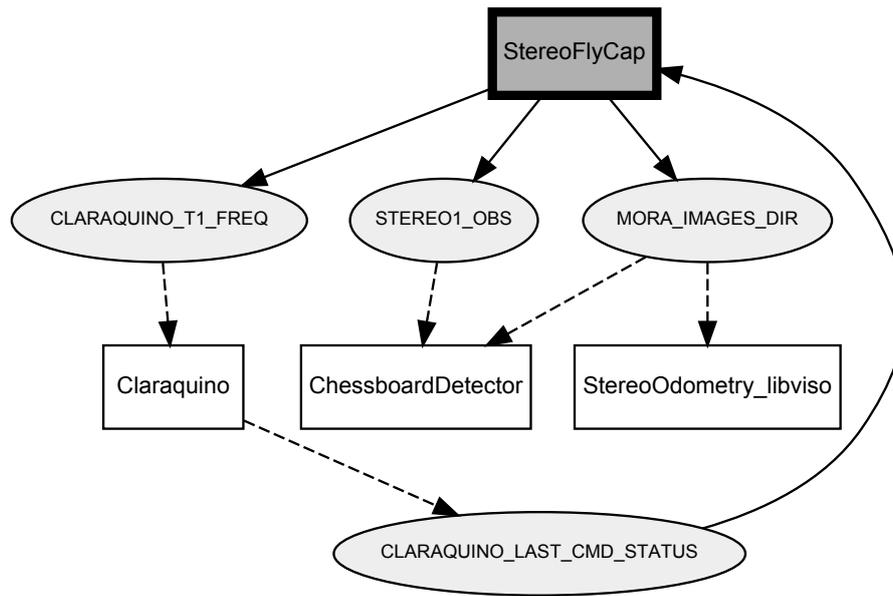


Figura 6.19: Módulo para la gestión de las cámaras

Módulo ChessboardDetector

Es el encargado de detectar patrones de localización a través de imágenes estéreo. Como se puede ver en la figura 6.20, este módulo se suscribe al directorio de imágenes mediante la variable `MORA_IMAGES_DIR` (explicada en 6.3.2) y a la observación `STEREO1_OBS`. Esta última se trata del objeto imágenes estéreo y es publicada por el módulo *StereoFlyCap*.

En el fichero de configuración de este módulo se deben introducir una serie de parámetros relacionados con las características del patrón que se desea utilizar y con el nombre de las variables asignadas a las imágenes que va a recibir.

Módulo Claraquino

Este módulo se utiliza simplemente como interfaz entre la con la arquitectura OpenMORA y la tarjeta USB Claraquino, que como se ha comentado se encarga de la sincronización de las cámaras. La configuración de este módulo debe contener dos parámetros relacionados con el puerto serie al que se conecta la tarjeta, y el baudrate utilizado. El diagrama de bloques correspondiente a este módulo se muestra en la figura 6.21. Como se puede observar, se publica la variable `CLARAQUINO_LAST_CMD_STATUS` que es utilizada por el módulo *StereoFlyCap* para realimentar su proceso. Esta variable se corresponde con el último comando enviado a la tarjeta, y se puede utilizar para detectar cuándo este módulo está funcionando correctamente. Además, como se expuso en la descripción del módulo

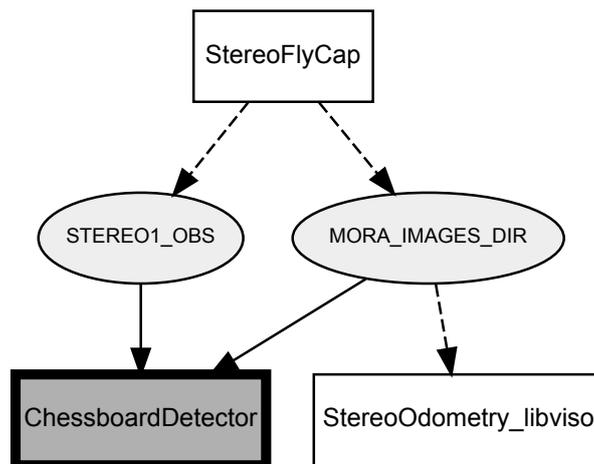


Figura 6.20: Módulo para la detección de patrones de localización

StereoFlyCap, este módulo se suscribe a la variable `CLARAQUINO_T1_FREQ`.

Módulo NIDAQ

Este módulo se utiliza para la comunicación con dispositivos de adquisición de datos del fabricante National Instruments. El fichero de configuración debe contener un bloque específico relacionado con una librería de hardware de la MRPT. Este fichero corresponde con el archivo `configurar_DAQ.txt`.

Como se puede observar en la figura 6.22, este módulo publica las variables `DAQ_AIN(i)`, y `DAQ_AOUT(i)`, que se explican a continuación:

- `DAQ_AIN(i)`: Se corresponde con las señales analógicas procedente de los sensores indicados en la sección 6.2.1, donde el índice i representa el pin al que se conecta (0 a 15 para señales RSE).
- `DAQ_AOUT(i)`: Se corresponde con las señales analógicas generadas por la tarjeta de adquisición de datos, NI-USB-6211, donde el índice i representa el pin de salida (0 a 1 en el caso de la tarjeta utilizada, en modo diferencial).

Este módulo se ejecuta en el PC2 puesto que sólo funciona bajo operativo Windows 7 de 32 bits. Cada señal leída por la tarjeta puede ser graficada independientemente mediante la herramienta ScopeLogger en tiempo de ejecución. No obstante, todas las señales pueden ser almacenadas en un fichero `.rawlog` o en ficheros de texto independientes.

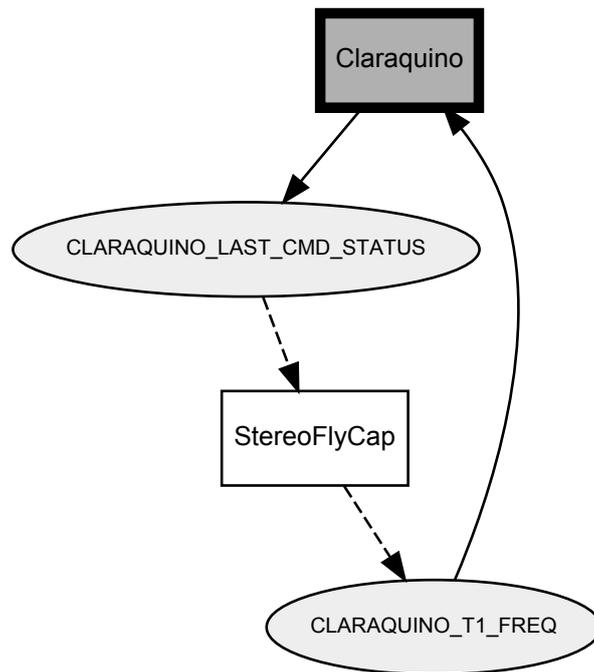


Figura 6.21: Módulo para la sincronización de las cámaras

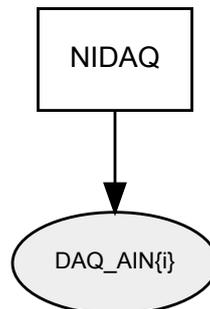


Figura 6.22: Módulo para la DAQ de NI

6.4. Resultados preliminares y discusión

En esta sección se presentan algunos de los experimentos llevados a cabo con el prototipo, en los que se realizan unas pruebas preliminares que aseguran el correcto funcionamiento de la arquitectura de control implementada. A modo de resumen, en la tabla 6.4 se presentan las características principales del eCARM.

6.4.1. Odometría

Este experimento consiste en circular con el vehículo alrededor de dos edificios del campus de la UAL capturando datos con el láser y con los encoders. Para ello se ejecutan los módulos *eCarOdometry* y *GenericSensor/SICK_front*. Gracias a la

Parámetro	Valor
Masa	950 kg (con dos ocupantes)
Batalla	1.8 m
Vía	1.2 m
Pos. cdg	1 m desde eje trasero (centrado)
Alt. cdg	0.7 m desde el suelo
Neumático	165 70 R13
Baterías	8 de 6 V y 210 Ah, de 32.5 kg

Tabla 6.2: Características del vehículo ensayado

sincronización entre estos sensores se consiguen unos buenos resultados, que permitirán localizarse al vehículo adecuadamente cuando circule de forma autónoma. En la figura 6.23 se aprecia la nube de puntos obtenida por el láser, y la trayectoria calculada por el módulo de odometría. Se comprueba que la información aportada por ambos sensores es coherente, y que el bucle se cierra de forma coherente.

6.4.2. Experimentos en carretera recta

En este apartado se llevan a cabo experimentos con el prototipo propuesto consistentes en la grabación de varios datasets con el vehículo circulando por circuitos predefinidos. Como ejemplo de estos datasets, la figura 6.24 muestra la señal sistema de posicionamiento global (GPS) relacionada con el camino realizado en un experimento en concreto.

Este experimento consiste en la conducción del vehículo a través de una carretera recta de unos 500 m de longitud, con una velocidad comprendida entre 0 y $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. La primera parte del experimento se trata de una maniobra en línea recta, en la que el vehículo acelera desde un estado de reposo y luego es detenido. La segunda parte corresponde a una maniobra de doble cambio de carril que reproduce una maniobra ampliamente registrada en la práctica en los adelantamientos. Finalmente se lleva a cabo una maniobra en slalom en la última parte del experimento.

La figura 6.25(a) representa el ángulo de la dirección como señal de entrada mientras que las figuras 6.25(b) y 6.25(c) muestran la respuesta del vehículo en términos de su posición y velocidad angular respectivamente. Como se puede comprobar, incluso cuando la señal de entrada reproduce condiciones severas de conducción en la tercera parte del experimento (que no se suelen registrar en la

6.4 Resultados preliminares y discusión

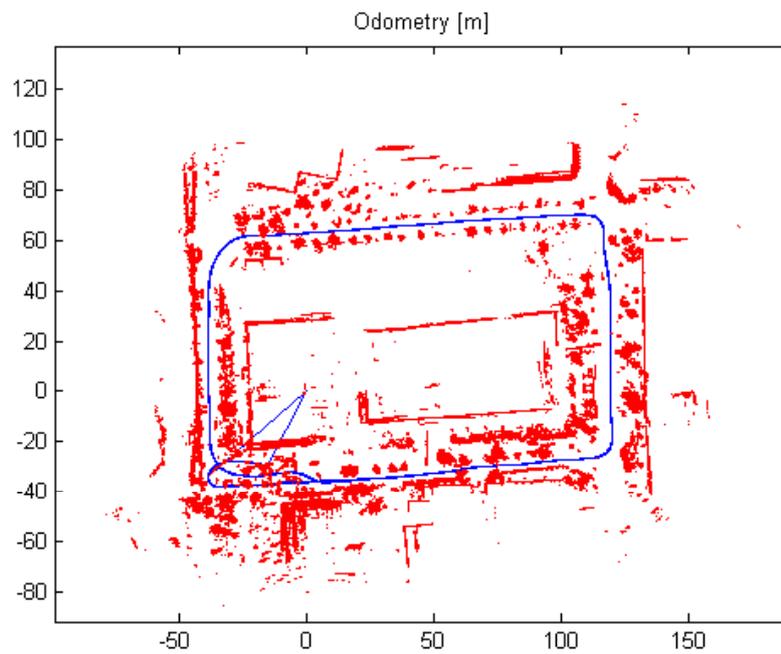


Figura 6.23: Resultados de la odometría. El trazo continuo representa la trayectoria calculada por el módulo *eCarOdometry*. Los puntos son los datos capturados por el laser mediante el módulo *GenericSensor/SICK_front*.

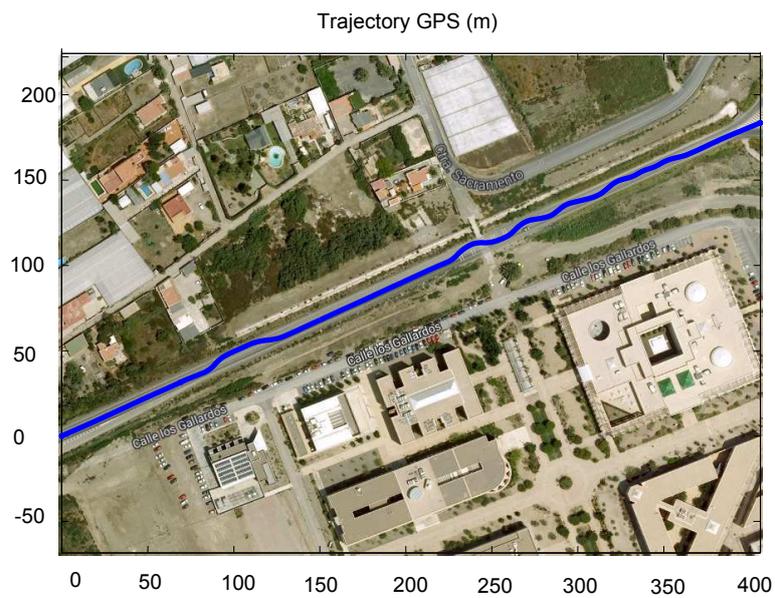
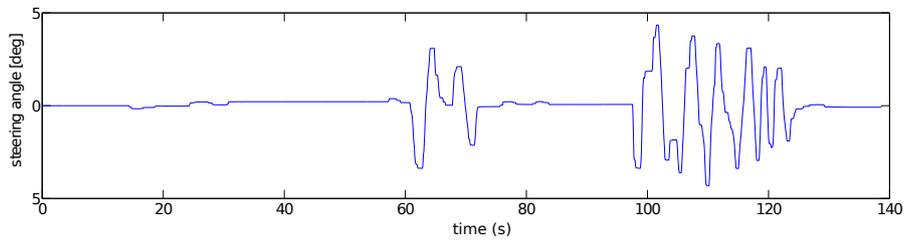
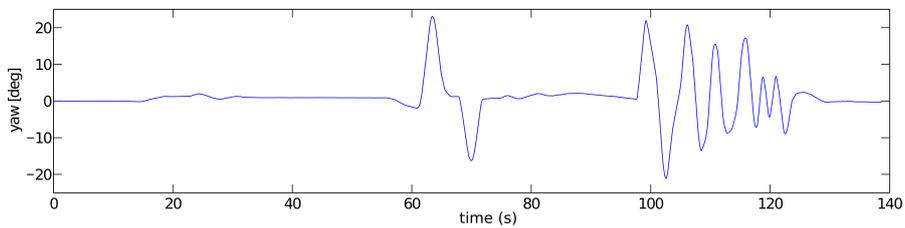


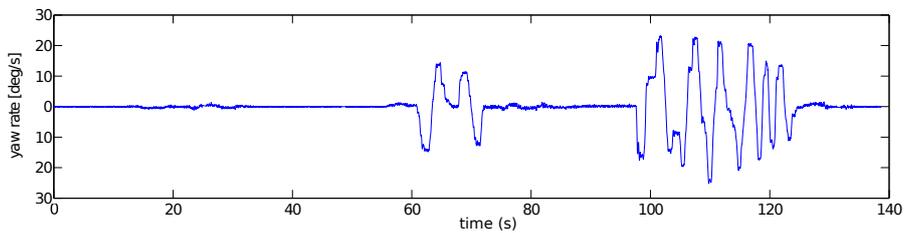
Figura 6.24: Señal registrada por el GPS



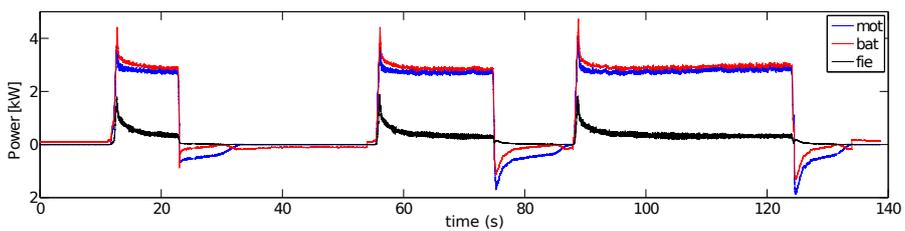
(a) Ángulo de dirección



(b) Ángulo de guiñada



(c) Velocidad de guiñada



(d) Potencia consumida/regenerada

Figura 6.25: Resultados experimentales. A partir de la información recogida por los sensores, la arquitectura OpenMORA proporciona las variables correspondientes al ángulo de dirección (a), el de guiñada (b), la velocidad angular de guiñada (c) y la potencia consumida y regenerada (d)

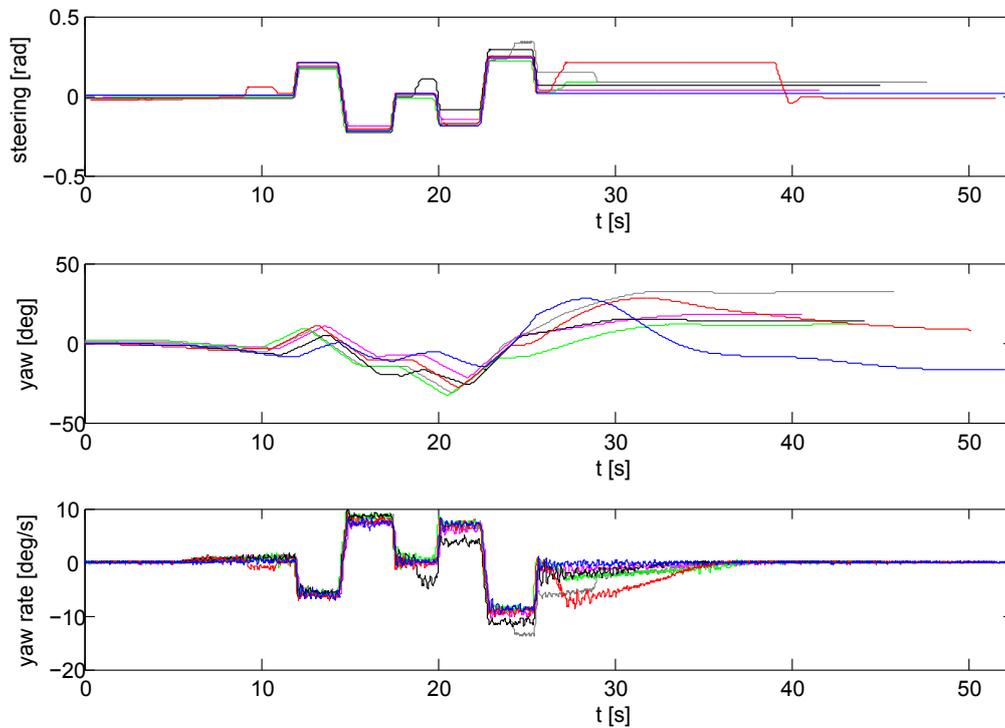
práctica), las señales procedentes del IMU se ajustan perfectamente al estado transitorio originado.

En relación al consumo de energía por el vehículo, la figura 6.25(d) muestra las potencias requeridas por el rotor del motor y su campo inducido así como la potencia suministrada por las baterías. Como se puede apreciar, una elevada demanda cuando el vehículo acelera desde los estados de reposo, mientras que una parte de esta energía es recuperada por medio del sistema de recuperación de energía en la cuando el vehículo decelera (frenada regenerativa).

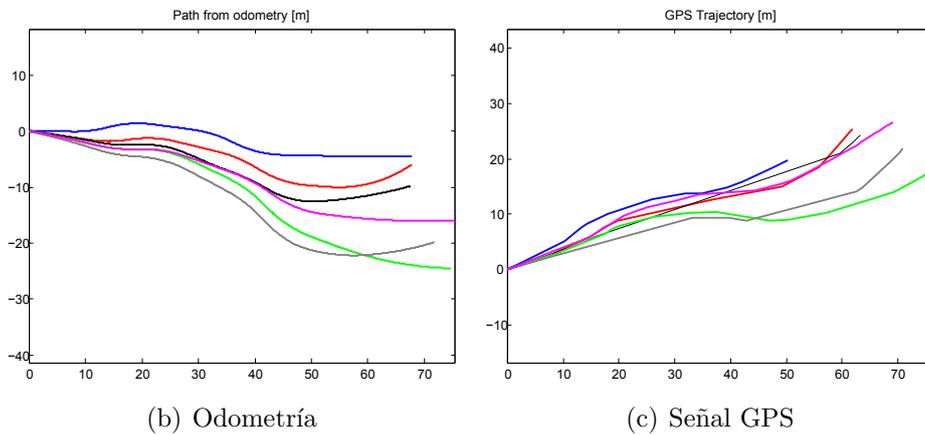
6.4.3. Maniobra en bucle abierto

En este experimento se somete el vehículo a una maniobra de adelantamiento de forma autónoma. Se realizan 6 repeticiones gracias a la reproducción de una consigna de posición angular de la dirección y de aceleración previamente programadas. En la figura 6.26 se presentan los resultados. Como se puede apreciar, en algunas de las repeticiones aparecen pequeñas variaciones en la consigna de dirección debido a correcciones puntuales del conductor. Esto origina ciertos desajustes en las medidas tomadas, que se acusan especialmente en la trayectoria seguida por el vehículo. Además, debido al gran número de variables no controladas, el ángulo de guiñada sufre ciertas desviaciones. Por último, la velocidad de guiñada presenta valores muy similares en todas las repeticiones.

Para finalizar esta sección se proponen varias líneas de actuación. Una de ellas consiste en contrastar los modelos teóricos presentados en el capítulo 5 con los datos registrados por la arquitectura de control. Otro futuro trabajo consiste en la exploración de técnicas de fusión de datos robustas con objeto de disponer de una localización 6D que sirva de ground-truth en términos de posición y altitud cuando el vehículo circula a alta velocidad. Finalmente, la estimación del estado de carga (SOC) comprende un objetivo relacionado con la conducción eficiente de vehículos eléctricos. Este proceso requiere del registro de los datos relacionados con corrientes, voltajes y temperatura de las baterías de gel. Resulta evidente por tanto que estos frentes abiertos merecen de un amplio trabajo futuro una vez diseñado y construido el prototipo del vehículo presentado.



(a) Comportamiento angular



(b) Odometría

(c) Señal GPS

Figura 6.26: Maniobra en bucle abierto. Se realizan seis repeticiones en las que se mide la posición y velocidad de guiñada para una determinada consigna de dirección (a) así como la trayectoria registrada según la odometría (b) y la señal GPS (c). Cada repetición está representada con un color diferente.

Capítulo 7

Conclusiones

Todas las técnicas presentadas en esta tesis están orientadas al estudio de vehículos eléctricos. Para ello se hace uso de diferentes modelos matemáticos combinados con los elementos hardware implementados en el vehículo eléctrico del grupo de automática, robótica y mecatrónica (eCARM).

Es importante remarcar que esta tesis se desarrolla en el contexto de una nueva línea de investigación en el Departamento de Ingeniería de la Universidad de Almería (UAL). Por lo tanto, la dotación y puesta en marcha del instrumental necesario tanto en el laboratorio laboratorio como el propio vehículo, el aprendizaje de la utilización del nuevo equipamiento y la revisión del estado del arte han constituido un gran desafío para adquirir experiencia en el campo del control de vehículos eléctricos.

A continuación se exponen las contribuciones aportadas por esta tesis para después llevar a cabo una discusión sobre el trabajo llevado a cabo. A continuación se presentan las publicaciones derivadas de esta tesis y finalmente se proponen futuras líneas de actuación.

7.1. Contribuciones

La principal contribución de esta tesis ha consistido en la construcción de una plataforma de ensayo para el análisis de un vehículo eléctrico en cuanto a comportamiento dinámico y consumo energético. Esta plataforma consiste en la implementación de una arquitectura de control en un vehículo eléctrico que incluye un modelo realista del mismo, de manera que se pueden hacer experimentos tanto con el prototipo físico como con el modelo matemático, o con la combinación de ambos. La parte más novedosa de esta arquitectura consiste en la integración de un mini-computador capaz de procesar en tiempo de ejecución las señales captadas

por los sensores y en base a éstas estimar estados y ejecutar órdenes de control. Para alcanzar este objetivo se han logrado los siguientes hitos:

- Evaluación de las estrategias de gestión energética de los principales tipos de vehículos actuales.
- Evaluación de varias alternativas para el análisis del comportamiento dinámico de vehículos.
- Implementación de una arquitectura de control de un vehículo eléctrico tanto a bajo como a alto nivel.
- Elaboración de un plan de experimentos que permitan la observación de las variables más significativas relacionadas con el comportamiento dinámico y energético del vehículo ensayado.

7.2. Discusión

Los vehículos totalmente eléctricos, acorde a la tecnología existente, implican ciertos cambios en el estado actual del transporte por carretera. El principal limitante con el que se encuentran radica en la escasa autonomía que presenta, y este aspecto debe ser tenido en cuenta a la hora de planificar el uso que se le va a dar. Además, una implantación masiva en el mercado originaría ciertos desequilibrios en las redes de distribución de energía eléctrica. Por otro lado, las ventajas que presentan este tipo de vehículos con respecto a los vehículos convencionales se ven mermadas por el tipo de tecnología empleada en el sistema de producción eléctrica en una determinada región. A pesar de esto, el vehículo eléctrico (EV) se presenta como un firme candidato a ser el sustituto de un gran número de vehículos utilitarios que, estando equipados con un motor de combustión, se utilizan casi exclusivamente para pequeños trayectos urbanos diarios. En este escenario, el EV aparece como un vehículo eficiente, económico y que no contamina localmente. Además, dados los fundamentos de funcionamiento de un motor eléctrico, este tipo de vehículos se brindan a una mayor automatización de la conducción.

Sin embargo, la introducción paulatina de EVs en el mercado pasa por la utilización de vehículos híbridos, que no presentan el problema de la autonomía. En este sentido, los vehículos híbridos eléctricos enchufables (PHEVs) permiten beneficiarse de las ventajas presentadas tanto por vehículos equipados con motores eléctricos como con aquéllos con motores de combustión interna. Estos vehículos han demostrado ser más eficientes que los vehículos híbridos eléctricos (HEVs), es

decir, aquéllos en los que las baterías solamente se recargan mediante el motor de combustión, y por supuesto que los vehículos que sólo incorporan motores de combustión. Pero no todo son ventajas, ya que la complejidad de su funcionamiento requiere de un adecuado sistema de transmisión de potencia que reparta la cantidad aportada por cada uno de los motores con los que cuente. Además, lo que es más importante, se necesita de una estrategia de control energético encaminada a una utilización eficiente de los recursos disponibles. Este hecho implica que actualmente exista una línea de investigación abierta en el campo del control de sistemas de propulsión en HEVs.

En lo referente al estudio del comportamiento dinámico de vehículos, dada la complejidad y la cantidad de factores que intervienen en un automóvil, existen numerosos planteamientos para abordar este problema. De entre todos ellos, el planteamiento basado en la Dinámica de Sistemas Multicuerpo (MBSD) aparece como la opción más realista. Como se expuso en el capítulo 4, esta disciplina implica disponer de conocimientos avanzados en diversas ramas de la Ingeniería Mecánica, y aún así, la simulación de un sistema de las características de un automóvil no resulta trivial. Además de la elección adecuada de los principios de la mecánica en base a los que obtener las ecuaciones de movimiento del vehículo, es necesario, entre otros aspectos, elegir unas rutinas numéricas que maximicen la eficiencia computacional en la ejecución de las simulaciones. En este sentido, en el capítulo 4 se ha comprobado que la utilización de librerías gratuitas de álgebra como la UMFPACK resulta ser una de las mejores opciones para resolver este problema.

Otro aspecto a tener en cuenta si se opta por un planteamiento basado en MBSD es el elevado número de parámetros que hay que manejar en estos modelos, a pesar de que la información necesaria no siempre es accesible para el analista (coeficientes de rigidez de amortiguadores o neumáticos, datos de inercia de los componentes, masas o centros de gravedad entre otros no suelen ser facilitados por los fabricantes). Por tanto, se requiere de algunas técnicas que minimice en la medida de lo posible la incertidumbre originada por la ausencia en el modelado de un valor exacto de dichos parámetros. En esta dirección, en la parte final del capítulo 4, se ha presentado una metodología para determinar la adecuación de cierto tipo de estimadores probabilísticos. Finalmente, en el capítulo 5 se lleva a cabo el modelado multicuerpo del vehículo eCARM, lo que abre la puerta a futuros trabajos de validación teniendo en cuenta todos los aspectos mencionados.

Por su parte los modelos simplificados resultan ser de gran utilidad en cierto tipo de aplicaciones, especialmente cuando se estudian subsistemas del vehículo

aislados, o en modelos generales en los que no interesan los detalles de ciertos tipos de subsistemas. Por ejemplo, un parámetro determinante en la implementación de lazos de control en el automóvil es el ángulo de derrape (β). Su medición experimental consiste en un complejo proceso para el que apenas existen sensores, y el coste de éstos es prohibitivo. Sin embargo, gracias a la utilización de un modelo simplificado ejecutándose en un ordenador embebido de apenas 50 € que lee las señales procedentes de un simple sensor giroscópico de tipo MEMS que registre la velocidad de guiñada del vehículo y de un encoder situado en la columna de dirección, es posible estimar el valor de dicho ángulo. Además, el propio ordenador embebido es capaz de generar señales de control en base a la ejecución de algún algoritmo de control y a partir de las señales registradas. Como comprobación de este proceso se puede comprobar, a posteriori, la trayectoria exacta seguida por el vehículo mediante la utilización del modo RTK del receptor GPS.

La implementación de estos observadores de estado y controladores no sería posible si el vehículo no contase con una adecuada estructura software capaz de controlar las diferentes capas de las que dispone. Además, cualquier proceso de validación de los modelos desarrollados no tendría lugar si no se contase con una serie de sensores distribuidos por todo el vehículo de manera que se monitoricen los valores de las principales variables que afectan a las diferentes dinámicas de los sistemas que lo componen. Es por esto que en el capítulo 6 se presentan los pasos llevados a cabo para la implementación, en una sola arquitectura, de todos los sensores y actuadores con los que cuenta el eCARM. A lo largo de la construcción de dicha arquitectura, uno de los principales problemas encontrados fue la integración de elementos hardware de diferentes fabricantes de los que no todos ofrecían algún driver o interfaz para la programación de aplicaciones (API). Éste es uno de los motivos por los que se han utilizado simultáneamente ordenadores con diferentes sistemas operativos. Este hecho originó que las posibilidades de implementar arquitecturas ya consolidadas en la comunidad científica se redujesen drásticamente. Así por ejemplo, la utilización de ROS está limitada a entornos con sistemas operativos Linux. Por otro lado, se descartó la utilización de herramientas comerciales como Labview o Matlab. A pesar de contar con licencias académicas, y de que incluso los inicios de este trabajo fueron llevados a cabo con este software, finalmente se optó por la implementación de una arquitectura basada en una adaptación de MOOS por los siguientes motivos: (i) se trata de software libre (ii) se desarrolla una solución a medida, adaptada a las necesidades específicas de esta aplicación y (iii) la filosofía de programación orientada a la reutilización de módu-

los facilita el trabajo colaborativo. Estas características han permitido aprovechar el background en robótica móvil del que cuentan otros grupos de investigación con los que se colabora, o incluso el de la comunidad científica en general por medio de repositorios de dominio público.

Finalmente, la utilización esta arquitectura basada en MOOS aplicada a automóviles, cuando tradicionalmente pertenece al campo de submarinos no tripulados y robots móviles ha supuesto todo un reto. La sincronización entre todas las comunicaciones que tienen lugar en la arquitectura de control tampoco ha resultado trivial. Es importante destacar que, dado que un automóvil se corresponde con un sistema en el que la evolución de sus estados se produce muy rápidamente, es necesario utilizar procesos con altas frecuencias de muestreo, para lo que se han tenido que llevar a cabo numerosas optimizaciones tanto a nivel software como hardware. Los resultados presentados en el capítulo 6 han demostrado que la arquitectura de control implementada es capaz de cumplir su función incluso en las condiciones de conducción más desfavorables, con lo que se considera preparada para la futura implementación de todo tipo de controladores.

7.3. Publicaciones derivadas de esta tesis

Parte de las contribuciones de esta tesis han sido publicadas en revistas internacionales indexadas, y de otras se espera su inminente publicación. Además, otra parte de los resultados de esta tesis han sido presentados en diversos congresos internacionales relacionados con la temática. A continuación se enumeran las publicaciones ya publicadas que se derivan de esta tesis.

Artículos en revistas científicas

J.L. Torres, R. González, A. Giménez y J. López, “Energy management strategy for plug-in hybrid electric vehicles. A comparative study”, *Applied Energy*, vol. 113, pp. 816-824, 2014.

Artículos en congresos nacionales e internacionales

J.L. Torres, J.L. Blanco, M. Bellone, F. Rodríguez, A. Giménez y G. Reina, “A proposed software framework aimed at energy-efficient autonomous driving of electric vehicles”, *Simulation, Modeling, and Programming for Autonomous Robots (SIMPAR)*. 2014.

J.L. Torres, J.L. Blanco, E. Sanjurjo, M.A. Naya y A. Giménez, “Towards Benchmarking of State Estimators for Multibody Dynamics”, *The 3rd Joint International Conference on Multibody System Dynamics (IMSD)*. 2014.

J.L. Torres, J.L. Blanco, A. Giménez y J. López, “A comparison of Algorithms for Sparse Matrix Factoring and Variable Reordering aimed at Real-time Multibody Dynamic Simulation”, *Thematic Conference on Multibody Dynamics (EC-COMAS)*. 2013.

J.L. Torres, A. Giménez, J. López, G. Carbone y M. Cecarelli, “Analysis of the dynamic behavior of an electric vehicle using an equivalent roll stiffness model”, *4th European Conference on Mechanism Science (EUCOMES)*. 2012.

J.L. Torres, J. López y A. Giménez, “Estudio dinámico de un vehículo eléctrico mediante simmechanics”, *X Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica (CIBIM)*. 2011.

7.4. Trabajo futuro

Como continuación de esta tesis, se plantean los siguientes trabajos futuros:

- Implementar un algoritmo para la estimación en tiempo de ejecución del estado de carga (SOC) de las baterías a lo largo de un determinado trayecto. Esto comprende un objetivo relacionado con la conducción eficiente de vehículos eléctricos, lo que requiere del registro de los datos relacionados con corrientes, voltajes y temperatura de las baterías de gel.
- Conseguir la ejecución en tiempo-real del modelo multicuerpo propuesto junto con los estimadores de estado de modo que se pueda disponer de un modelo validado que proporcione información sobre un gran número de variables del vehículo en tiempo de ejecución. Este modelo a su vez permitirá validar los modelos simplificados, y comprobar el efecto de los controladores diseñados antes de su implementación en el prototipo físico.
- Implementar un algoritmo de planificación de trayectorias en base a los sensores con los que cuenta el vehículo. Este objetivo conlleva la exploración de técnicas de fusión de datos robustas con objeto de disponer de una localización 6D que sirva de ground-truth en términos de posición y altitud cuando el vehículo circula a alta velocidad

- Reemplazar el controlador comercial del que dispone el motor principal del eCARM por uno con diseño propio. Esto permitirá, por un lado, que se puedan implementar estrategias de gestión energética personalizadas. Por otro lado, una mejor relación input-output sobre la consigna de aceleración del vehículo, que es uno de los principales problemas en proyectos similares en los que se utilizan vehículos propulsados por motores de combustión.

Bibliografía

- [1] L. I. Silva, P. M. de la Barrera, C. H. Angelo, F. de Aguilera, and G. O. Garcia, “Multi-domain model for electric traction drives using bond graphs,” *Journal of Power Electronics*, vol. 11, no. 4, pp. 439–448, 2011.
- [2] K. Tsuji, K. Kataoka, Y. Kusaka, T. Teratani, and T. Abe, “EPS system analysis using multi domain simulation for conventional 12V power network design in a vehicle,” in *Power Electronics and Applications, 2007 European Conference on*, 2007, pp. 1–10.
- [3] N. Docquier, A. Poncelet, M. Delannoy, and P. Fiset, “Multiphysics modelling of multibody systems: Application to car semi-active suspensions,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 48, no. 12, pp. 1439–1460, 2010.
- [4] R. Pastorino, M. A. Naya, J. A. Pérez, and J. Cuadrado, “Geared PM coreless motor modelling for driver’s force feedback in steer-by-wire systems,” *Mechatronics*, vol. 21, no. 6, pp. 1043–1054, 2011.
- [5] T. Uchida and J. McPhee, “Driving simulator with double-wishbone suspension using efficient block-triangularized kinematic equations,” *Multibody System Dynamics*, pp. 1–17. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1007/s11044-011-9299-y>
- [6] R. Pastorino, D. Richiedei, J. Cuadrado, and A. Trevisani, “State estimation using multibody models and non-linear Kalman filters,” *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2013.
- [7] R. Sundareswara, M. Daily, M. Howard, H. Neely, R. Bhattacharyya, and C. Lee, “Using a distracted driver’s behavior to inform the timing of alerts in a semi-autonomous car,” in *2013 IEEE International Multi-Disciplinary Conference on Cognitive Methods in Situation Awareness and Decision Support, CogSIMA 2013*, 2013, pp. 199–202.

- [8] R. A. Waraich, M. D. Galus, C. Dobler, M. Balmer, G. Andersson, and K. W. Axhausen, "Plug-in hybrid electric vehicles and smart grids: Investigations based on a microsimulation," *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, vol. 28, no. 0, pp. 74–86, 2013.
- [9] S. Samuel, L. Austin, and D. Morrey, "Automotive test drive cycles for emission measurement and real-world emission levels - A review," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 216, no. 7, pp. 555–564, 2002.
- [10] R. Ahmadi, P. Fajri, and M. Ferdowsi, "Dynamic modeling and stability analysis of an experimental test bench for electric-drive vehicle emulation," in *2013 IEEE Power and Energy Conference at Illinois, PECEI 2013*, 2013, pp. 88–94.
- [11] L. Pelkmans and P. Debal, "Comparison of on-road emissions with emissions measured on chassis dynamometer test cycles," *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, vol. 11, no. 4, pp. 233–241, 2006.
- [12] J. Ryu and J. C. Gerdes, "Integrating inertial sensors with Global Positioning System (GPS) for vehicle dynamics control," *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, vol. 126, no. 2, pp. 243–254, 2004.
- [13] E. Bayo, J. G. D. Jalon, and M. A. Serna, "A modified lagrangian formulation for the dynamic analysis of constrained mechanical systems," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 71, no. 2, pp. 183–195, 1988.
- [14] L. Segel, "Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Response of the Automobile to Steering Control," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*, vol. 10, no. 1, pp. 310–330, 1956.
- [15] J. L. Torres, A. Giménez, J. López, G. Carbone, and M. Cecarelli, "Analysis of the dynamic behavior of an electric vehicle using an equivalent roll stiffness model," in *4th European Conference on Mechanism Science*, 2012.
- [16] X. Li, X. Song, and C. Chan, "Reliable vehicle sideslip angle fusion estimation using low-cost sensors," *Measurement*, vol. 51, pp. 241–258, 2014. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263224114000578>

- [17] J. Torres, R. Gonzalez, a. Gimenez, and J. Lopez, “Energy management strategy for plug-in hybrid electric vehicles. A comparative study,” *Applied Energy*, vol. 113, pp. 816–824, Jan. 2014. [Online]. Available: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261913006429>
- [18] S. Türkay and H. Akçay, “A study of random vibration characteristics of the quarter-car model,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 282, no. 1-2, pp. 111–124, Apr. 2005. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X04002974>
- [19] R. C. Green, L. Wang, and M. Alam, “The impact of plug-in hybrid electric vehicles on distribution networks: A review and outlook,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 1, pp. 544–553, 2011.
- [20] T. G. S. Román, I. Momber, M. R. Abbad, and A. S. Miralles, “Regulatory framework and business models for charging plug-in electric vehicles: Infrastructure, agents, and commercial relationships,” *Energy Policy*, vol. 39, no. 10, pp. 6360–6375, 2011.
- [21] K. H. Jansen, T. M. Brown, and G. S. Samuelsen, “Emissions impacts of plug-in hybrid electric vehicle deployment on the U.S. western grid,” *Journal of Power Sources*, vol. 195, no. 16, pp. 5409–5416, 2010.
- [22] B. S. M. C. Borba, A. Szklo, and R. Schaeffer, “Plug-in hybrid electric vehicles as a way to maximize the integration of variable renewable energy in power systems: The case of wind generation in northeastern Brazil,” *Energy*, vol. 37, no. 1, pp. 469–481, 2012.
- [23] L. Goransson, S. Karlsson, and F. Johnsson, “Integration of plug-in hybrid electric vehicles in a regional wind-thermal power system,” *Energy Policy*, vol. 38, no. 10, pp. 5482–5492, 2010.
- [24] S. F. Tie and C. W. Tan, “A review of energy sources and energy management system in electric vehicles,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 20, pp. 82–102, 2013.
- [25] S. Amjad, S. Neelakrishnan, and R. Rudramoorthy, “Review of design considerations and technological challenges for successful development and deployment of plug-in hybrid electric vehicles,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 3, pp. 1104–1110, 2010.

- [26] N. Jalil, N. A. Kheir, and M. Salman, “A rule-based energy management strategy for a series hybrid vehicle,” in *American Control Conference, 1997. Proceedings of the 1997*, vol. 1, Jun. 1997, pp. 689–693 vol.1.
- [27] M. Cipek, D. Pavkovic, and J. Petric, “A control-oriented simulation model of a power-split hybrid electric vehicle,” *Applied Energy*, vol. 101, pp. 121–133, 2013.
- [28] N. J. Schouten, M. A. Salman, and N. A. Kheir, “Energy management strategies for parallel hybrid vehicles using fuzzy logic,” *Control Engineering Practice*, vol. 11, no. 2, pp. 171–177, 2003.
- [29] A. Poursamad and M. Montazeri, “Design of genetic-fuzzy control strategy for parallel hybrid electric vehicles,” *Control Engineering Practice*, vol. 16, no. 7, pp. 861–873, 2008.
- [30] D. Ambuhl and L. Guzzella, “Predictive reference signal generator for hybrid electric vehicles,” *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 58, no. 9, pp. 4730–4740, 2009.
- [31] L. Johannesson, S. Pettersson, and B. Egardt, “Predictive energy management of a 4QT series-parallel hybrid electric bus,” *Control Engineering Practice*, vol. 17, no. 12, pp. 1440–1453, 2009.
- [32] S. Kermani, S. Delprat, T. M. Guerra, R. Trigui, and B. Jeanneret, “Predictive energy management for hybrid vehicle,” *Control Engineering Practice*, vol. 20, no. 4, pp. 408–420, 2012.
- [33] H. Borhan, A. Vahidi, A. M. Phillips, M. L. Kuang, I. V. Kolmanovsky, and S. D. Cairano, “MPC-based energy management of a power-split hybrid electric vehicle,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 20, no. 3, pp. 593–603, 2012.
- [34] J. Cuadrado, D. Dopico, M. Gonzalez, and M. A. Naya, “A Combined Penalty and Recursive Real-Time Formulation for Multibody Dynamics,” *Journal of Mechanical Design*, vol. 126, no. 4, pp. 602–608, 2004.
- [35] A. A. Shabana, *Dynamics of Multibody Systems*. New York: John Wiley and Sons, Inc, 1989.
- [36] U. Lugrís, J. Carlín, R. Pamies-Vila, J. M. Font-Llagunes, and J. Cuadrado, “Solution methods for the double-support indeterminacy in human gait,”

- Multibody System Dynamics*, vol. 30, no. 3, pp. 247–263, Apr. 2013. [Online]. Available: <http://link.springer.com/10.1007/s11044-013-9363-x>
- [37] M. W. Sayers and D. Han, “A Generic Multibody Vehicle Model for Simulating Handling and Braking,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 25, pp. 599–613, 1996. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1080/00423119608969223>
- [38] D. Simon, *Optimal State Estimation: Kalman, H Infinity, and Nonlinear Approaches*. Hoboken: Wiley, 2006.
- [39] J. Cuadrado, D. Dopico, J. A. Perez, and R. Pastorino, “Automotive Observers Based on Multibody Models and the Extended Kalman Filter,” *Multibody System Dynamics*, vol. 27, no. 1, pp. 3–19, 2012.
- [40] J. A. Carlson, “Analytical and Experimental Studies of Vehicle Dynamic Behavior.”
- [41] R. Pastorino, “Experimental Validation of a Multibody Model for a Vehicle Prototype and Its Application to State Observers,” 2012.
- [42] M. Quigley, K. Conley, B. Gerkey, J. Faust, T. B. Foote, J. Leibs, R. Wheeler, and A. Y. Ng, “ROS: an open-source robot operating system,” in *ICRA Workshop on Open Source Software*, 2009.
- [43] P. M. Newman, “MOOS-mission orientated operating suite,” Massachusetts Institute of Technology, Tech. Rep. 2299, 2008.
- [44] M. Buehler, K. Iagnemma, and S. Singh, “The 2005 darpa grand challenge,” *Springer Tracts in Advanced Robotics*, vol. 36, no. 5, pp. 1–43, 2007.
- [45] J. Leonard, J. How, S. Teller, M. Berger, S. Campbell, G. Fiore, L. Fletcher, E. Frazzoli, A. Huang, S. Karaman *et al.*, “The darpa urban challenge,” 2009.
- [46] C. Urmson, J. A. Bagnell, C. R. Baker, M. Hebert, A. Kelly, R. Rajkumar, P. E. Rybski, S. Scherer, R. Simmons, S. Singh *et al.*, “Tartan racing: A multi-modal approach to the darpa urban challenge,” Robotics Institute, Tech. Rep. 967, 2007.
- [47] M. Bertozzi, A. Broggi, E. Cardarelli, R. I. Fedriga, L. Mazzei, and P. P. Porta, “VIAC Expedition Toward Autonomous Mobility,” *Robotics and Automation Magazine*, vol. 18, no. 3, pp. 120–124, Sep. 2011, iSSN: 1070-9932.

- [48] A. Broggi, P. Medici, P. Zani, A. Coati, and M. Panciroli, “Autonomous vehicles control in the VisLab Intercontinental Autonomous Challenge,” *Annual Reviews in Control*, vol. 36, no. 1, pp. 161–171, 2012, iISSN: 1367-5788.
- [49] A. Broggi, M. Buzzoni, M. Felisa, and P. Zani, “Stereo obstacle detection in challenging environments: the VIAC experience,” in *Procs. IEEE/RSJ Intl. Conf. on Intelligent Robots and Systems*, San Francisco, California, USA, Sep. 2011, pp. 1599–1604.
- [50] A. Huang, E. Olson, and D. Moore, “LCM: Lightweight communications and marshalling,” in *Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, October 2010.
- [51] Y. He, M. Chowdhury, P. Pisu, and Y. Ma, “An energy optimization strategy for power-split drivetrain plug-in hybrid electric vehicles,” *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, vol. 22, pp. 29–41, 2012.
- [52] J. Liu and H. Peng, “Modeling and control of a power-split hybrid vehicle,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 16, no. 6, pp. 1242–1251, 2008.
- [53] T. N. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, 1992.
- [54] Y. W. C. Lin Z. Fillipi and L. Louca, “Integrated, feed-forward hybrid electric vehicle simulation in SIMULINK and its use for power management studies,” 2001.
- [55] M. André, “The ARTEMIS European driving cycles for measuring car pollutant emissions,” *Science of the Total Environment*, vol. 334-335, pp. 73–84, 2004.
- [56] T. Markel, A. Brooker, T. Hendricks, V. Johnson, K. Kelly, B. Kramer, M. O’Keefe, S. Sprik, and K. Wipke, “ADVISOR: A systems analysis tool for advanced vehicle modeling,” *Journal of Power Sources*, vol. 110, no. 2, pp. 255–266, 2002.
- [57] Red Eléctrica de España, “The Spanish Electricity System,” <http://www.ree.es/>, 2011.
- [58] International Energy Agency, “CO₂ Emissions from Fuel Combustion 2012,” <http://www.iea.org/co2highlights/co2highlights.pdf>, 2012.

- [59] Y. Gao and M. Ehsani, “Design and control methodology of plug-in hybrid electric vehicles,” in *2008 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, VPPC 2008*, 2008, cited By (since 1996):2.
- [60] A. A. Shabana, “Flexible Multibody Dynamics: Review of Past and Recent Developments,” *Multibody System Dynamics*, vol. 1, no. 2, pp. 189–222, Jun. 1997. [Online]. Available: <http://link.springer.com/article/10.1023/A%3A1009773505418>
- [61] W. Schiehlen, “Multibody system dynamics: roots and perspectives,” *Multibody system dynamics*, vol. 1, no. 2, pp. 149–188, 1997.
- [62] J. G. de Jalón, M. A. Serna, and R. Avilés, “Computer method for kinematic analysis of lower-pair mechanisms—I velocities and accelerations,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 16, no. 5, pp. 543–556, Jan. 1981. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0094114X81900264>
- [63] J. de Jalón and E. Bayo, *Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems: The Real Time Challenge*. Springer-Verlag, 1994.
- [64] A. A. Shabana, *Dynamics of multibody systems*. Cambridge university press, 2005.
- [65] T. K. Uchida, “Real-time Dynamic Simulation of Constrained Multibody Systems using Symbolic Computation by,” Ph.D. dissertation, University of Waterloo, 2011.
- [66] J. G. de Jalón and a. Callejo, “A straight methodology to include multibody dynamics in graduate and undergraduate subjects,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 46, no. 2, pp. 168–182, Feb. 2011. [Online]. Available: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0094114X10001734>
- [67] J. L. Escalona and A. M. Recuero, “A bicycle model for education in multibody dynamics and real-time interactive simulation,” *Multibody System Dynamics*, vol. 27, no. 3, pp. 383–402, Nov. 2011. [Online]. Available: <http://link.springer.com/10.1007/s11044-011-9282-7>
- [68] M. González, F. González, D. Dopico, and A. Luaces, “On the effect of linear algebra implementations in real-time multibody system dynamics,” *Computational Mechanics*, vol. 41, no. 4, pp. 607–615, 2008.

- [69] R. Von Schwerin, *Multibody system simulation: numerical methods, algorithms, and software*. Springer, 1999, vol. 7.
- [70] T. A. Davis, “A column pre-ordering strategy for the unsymmetric-pattern multifrontal method,” *ACM Transactions on Mathematical Software (TOMS)*, vol. 30, no. 2, pp. 165–195, 2004.
- [71] Y. Chen, T. A. Davis, W. W. Hager, and S. Rajamanickam, “Algorithm 887: CHOLMOD, supernodal sparse Cholesky factorization and update/downdate,” *ACM Transactions on Mathematical Software (TOMS)*, vol. 35, no. 3, p. 22, 2008.
- [72] G. Guennebaud, B. Jacob, and Others, “Eigen v3,” <http://eigen.tuxfamily.org>, 2010.
- [73] C. M. Bishop, *Pattern Recognition and Machine Learning*. New York: Springer, 2006.
- [74] K. P. Murphy, “Dynamic Bayesian Networks: Representation, Inference and Learning,” Ph.D. dissertation, University of California, 2002.
- [75] R. E. Kalman, “A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems,” *Journal of Basic Engineering*, vol. 82, no. 1, pp. 35–45, 1960.
- [76] J. Cuadrado, D. Dopico, A. Barreiro, and E. Delgado, “Real-Time State Observers Based on Multibody Models and the Extended Kalman Filter,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 23, no. 4, pp. 894–900, 2009.
- [77] E. A. Wan and R. Van Der Merwe, “The Unscented Kalman Filter for Non-linear Estimation,” in *Proceedings of the IEEE Adaptive Systems for Signal Processing, Communications, and Control Symposium*, 2000, pp. 153–158.
- [78] J. D. Geeter, H. V. Brussel, J. D. Schutter, and M. Décréton, “A Smoothly Constrained Kalman Filter,” *IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence*, vol. 19, no. 10, pp. 1171–1177, 1997.
- [79] D. Simon and T. L. Chia, “Kalman Filtering With State Equality Constraints,” *Aerospace and Electronic Systems, IEEE Transactions on*, vol. 38, no. 1, pp. 128–136, 2002.
- [80] J. Cuadrado, J. Cardenal, and E. Bayo, “Modeling and Solution Methods for Efficient Real-Time Simulation of Multibody Dynamics,” *Multibody*

- System Dynamics*, vol. 1, no. 3, pp. 259–280, Sep. 1997. [Online]. Available: <http://link.springer.com/article/10.1023/A%3A1009754006096>
- [81] H. A. Attia, “Dynamics of the macpherson strut motor-vehicle suspension system in point and joint coordinates,” *KSME International Journal*, vol. 17, no. 9, pp. 1287–1296, Sep. 2003. [Online]. Available: <http://link.springer.com/article/10.1007/BF02982470>
- [82] W. Hirschberg, G. Rill, and H. Weinfurter, “Tire model TMeasy,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 45, no. sup1, pp. 101–119, Jan. 2007. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1080/00423110701776284>
- [83] M. A. Naya, “Aplicación de la Dinámica Multicuerpo en Tiempo Real a la Simulación y el Control de Automóviles,” Ph.D. dissertation, Universidad de La Coruña, 2007.
- [84] J. Y. Wong, *Theory of ground vehicles*. New York: John Wiley, 2001.
- [85] C. Geng, L. Mostefai, M. Denai, and Y. Hori, “Direct Yaw-Moment Control of an In-Wheel-Motored Electric Vehicle Based on Body Slip Angle Fuzzy Observer,” *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, vol. 56, no. 5, pp. 1411–1419, 2009.
- [86] J. Stephant, A. Charara, and D. Meizel, “Virtual sensor: application to vehicle sideslip angle and transversal forces,” *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, vol. 51, no. 2, pp. 278–289, 2004.
- [87] B. M. Nguyen, Y. Wang, H. Fujimoto, and Y. Hori, “Sideslip angle estimation using gps and disturbance accommodating multi-rate Kalman filter for electric vehicle stability control,” in *Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2012 IEEE*, Oct. 2012, pp. 1323–1328.
- [88] MAPIR lab (University of Málaga), ARM group (University of Almería), “Open Mobile Robot Architecture (OpenMORA),” <http://sourceforge.net/projects/openmora>, 2014.
- [89] J.L. Blanco y otros, “Mobile Robot Programming Toolkit (MRPT),” <http://www.mrpt.org/>.

Glosario de términos

α_f	Ángulo de deriva delantero	$\tilde{\mathbf{y}}_k$	Innovación
α_r	Ángulo de deriva trasero	I_d	Inercia equivalente del sistema de transmisión
B_m	Coefficiente de pérdidas lineales en el motor	i_c	Intensidad de corriente en el controlador del controlador del motor
B_r	Coefficiente de rozamiento longitudinal dependiente de la velocidad	i_f	Intensidad de corriente en el inducido del motor
β	Ángulo de deriva (<i>Slip angle</i>)	i_m	Intensidad de corriente en el rotor del motor
$\bar{\mathbf{C}}$	Matriz de amortiguamiento aumentada	$\hat{\mathbf{i}}$	Vector unitario i
$C_{\alpha f}$	Coefficiente de fricción en curva delantero	J_{eff}	Inercia equivalente del sistema de transmisión más el motor
$C_{\alpha r}$	Coefficiente de fricción en curva trasero	J_m	Inercia en el eje del rotor del motor
δ_f	Ángulo de dirección	$\hat{\mathbf{j}}$	Vector unitario j
F_x	Fuerza en el eje X	$\bar{\mathbf{K}}$	Matriz de rigidez aumentada
F_a	Fuerza de resistencia aerodinámica	\mathbf{K}	Matriz de ganancia de Kalman
F_{rf}	Fuerza de resistencia en el eje delantero	$\hat{\mathbf{k}}$	Vector unitario k
F_{rr}	Fuerza de resistencia en el eje trasero	L_1	Distancia del cog del vehículo al eje delantero
F_{xf}	Fuerza longitudinal en el eje delantero	L_2	Distancia del cog del vehículo al eje trasero
F_{xr}	Fuerza longitudinal en el eje trasero	L_m	Inductancia del motor
F_{yf}	Fuerza lateral en el eje delantero	m_c	Factor de conversión en el controlador del motor
F_{yr}	Fuerza lateral en el eje trasero	m_{eff}	Masa efectiva del vehículo
F_z	Fuerza vertical	m_v	Masa del vehículo completo
$\mathbf{f}(\cdot)$	Modelo de transición	μ	Coefficiente de fricción neumático-asfalto
$\dot{\Phi}$	Vector de restricciones de velocidad	N_f	Fuerza normal en el eje delantero
Φ	Vector de restricciones de posición	N_r	Fuerza normal en el eje trasero
g	Aceleración de la gravedad	\mathbf{o}_k	Medida real del sensor
GR	Relación de transmisión motor a ruedas	\mathbf{o}	Lectura de los sensores (observación)
\mathbf{h}_z	Partes de velocidad de la matriz Jacobiana de medida	$\dot{\omega}_z$	Aceleración de guiñada (<i>Yaw acc</i>)
\mathbf{h}_z	Partes de posición de la matriz Jacobiana de medida	ω_{mot}	Velocidad angular del eje del motor
$\mathbf{h}'(\mathbf{x})$	Función aumentada de observación	ω_y	Velocidad de cabeceo (<i>Pitch rate</i>)
$\mathbf{h}(\mathbf{x})$	Función de observación	ω_z	Velocidad de guiñada (<i>Yaw rate</i>)
$\mathbf{h}(\cdot)$	Modelo de observación del sistema	Φ	Vector de ecuaciones de restricción
h_y	Momento angular en el eje Y	\dot{p}_x	Momento lineal longitudinal
h	Altura del centro de gravedad	\dot{p}_z	Momento lineal vertical
I_w	Inercia de la rueda	\mathbf{Q}	Vector de fuerzas generalizadas
I_y	Inercia de un disco	$\hat{\mathbf{q}}$	Vector de estimación de coordenadas generalizadas
I_z	Inercia en el eje Z	$\hat{\dot{\mathbf{q}}}$	Vector de estimación de velocidades dependientes

$\ddot{\mathbf{q}}$	Vector de velocidades aceleraciones	v_b	Tensión de alimentación del controlador del motor
\mathbf{q}	Vector de coordenadas generalizadas	v_f	Tensión de alimentación al inducido del motor
R_m	Resistencia del motor	v_{in}	Tensión a la salida del controlador del motor
r_m	Constante de par del motor	\dot{v}_x	Aceleración longitudinal
r_w	Radio de rueda	v_{xss}	Velocidad longitudinal en régimen estacionario
\mathbf{r}	Coordenadas de un punto de referencia	v_x	Velocidad longitudinal
Σ^P	Matriz de covarianza del ruido de la planta	\dot{v}_y	Aceleración lateral
$\Sigma^{S'}$	Matriz extendida de covarianza del ruido del sensor	v_y	Velocidad lateral
Σ^S	Matriz de covarianza del ruido del sensor	\dot{v}_z	Aceleración vertical
\mathbf{S}_k	Matriz de covarianza o covarianza en la innovación	W	Peso del vehículo
$\sigma_{\dot{\mathbf{z}}}$	Desviación estándar del ruido en velocidad	$\boldsymbol{\xi}$	Matriz de debilidad
$\sigma_{\dot{\mathbf{z}}}$	Desviación estándar del ruido en posición	\dot{X}_o	Velocidad longitudinal en coordenadas globales
T_L	Carga en el motor	\dot{Y}_o	Velocidad lateral en coordenadas globales
T_d	Momento aplicado a la rueda	\mathbf{z}	Vector de coordenadas independientes
θ_z	Ángulo de guiñada (<i>Yaw</i>)	$\ddot{\mathbf{z}}$	Vector de aceleraciones independientes
\mathbf{u}	Vector unitario		

Acrónimos

ABS sistema antibloqueo de frenada	ICE motor de combustión interna
AMD mínimo grado aproximado	IMU unidad de medida inercial
API interfaz para la programación de aplicaciones	KF filtro de Kalman lineal
ARM Grupo de investigación TEP-197 Automática, Robótica y Mecatrónica	LARM Laboratorio de Robótica y Mecatrónica
BDF fórmula de diferencias hacia atrás	LIM Laboratorio de Ingeniería Mecánica
CAD diseño asistido por ordenador	MBS <i>Multibody System</i> Sistema Multi-cuerpo
CAN controlador de red de area local	MBSD Dinámica de Sistemas Multi-cuerpo
CD carga-descarga	MD distancia de Mahalanobis
CEKF filtro de Kalman extendido en tiempo continuo	METIS algoritmos gráficos de particionado
CFD dinámica de fluidos computacional	MPC control predictivo basado en modelo
cog centro de gravedad	NEDC nuevo ciclo de conducción europeo
COLAMD AMD por columnas	NTP protocolo de tiempo de red
CS carga sostenida	ODE ecuación diferencial ordinaria
d.o.f grado de libertad	PHEV vehículo híbrido eléctrico enchufable
DAE ecuación diferencial algebraica	ppr pulsos por revolución
DEKF filtro de Kalman extendido en tiempo discreto	PWM ancho de pulso modulado
DIEKF Filtro de Kalman extendido en tiempo discreto iterativo	RMSE media cuadrática del error
DIEKF_{pm} DIEKF con medidas perfectas	RSE modo referenciado con conexión simple
eCARM vehículo eléctrico del grupo de automática, robótica y mecatrónica	RTK cinemática en tiempo-real
ECU unidad electrónica de control	SBC ordenador de placa reducida
EKF filtro de Kalman extendido	SCKF filtro de Kalman restringido de tipo smooth
EUDC ciclo de conducción europeo extra-urbano	SHEV vehículo híbrido eléctrico en serie
EV vehículo eléctrico	SOC estado de carga
FEDER Fondo Europeo de Desarrollo Regional	T2W tanque a rueda
GPS sistema de posicionamiento global	UAL Universidad de Almería
GV vehículo de gasolina	UDC ciclo de conducción europeo urbano
HEV vehículo híbrido eléctrico	UKF filtro de Kalman Unscented
HIL simulación <i>hardware-in-the-loop</i>	W2T barril a tanque
I3AL formulación aumentada Lagrangiana de índice 3	W2W barril a rueda